



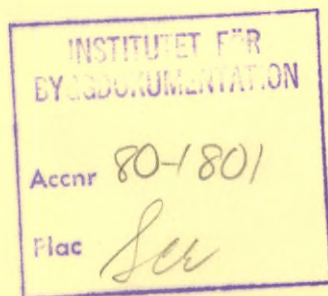
Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket 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.



Mekaniskt ventilerad takkonstruktion som värmeväxlare och solfångare

Bengt Bergqvist
Per-Ove Hedberg
Gudni Johannesson
Lars Skogström
Per Sommerhein



R111:1980

MEKANISKT VENTILERAD TAKKONSTRUKTION
SOM VÄRMEVÄXLARE OCH SOLFÅNGARE

Bengt Bergqvist
Per-Ove Hedberg
Gudni Johannesson
Lars Skogström
Per Sommerhein

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 780128-9 från Statens råd för byggnadsforskning till Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB, Solna och forskningsanslag 790308-6 till Institutionen för Byggnadsteknik I, Lunds tekniska högskola, Lund.

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

R111:1980

ISBN 91-540-3330-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 056044

INNEHÅLL

1	FÖRORD	5
2	SAMMANFATTNING	7
3	INLEDNING	9
3.1	Bakgrund	9
3.2	Syfte	9
4	TAKKONSTRUKTION	11
4.1	Kortfattad beskrivning	11
4.2	Tätskikt	11
4.3	Luftspalt	12
4.4	Isolering	13
4.5	Betongplatta, kanalsystem	13
4.6	Regnvatteninstallation	17
5	LUFTBEHANDLINGSINSTALLATIONEN	18
5.1	Funktionsbeskrivning	18
5.2	Uppbyggnad	20
5.3	Värmeåtervinning ur frånluft	26
5.4	Förvärmning av ventilationsluft med transmissionsvärmeöverskott	28
5.5	Taket som solfångare	29
5.6	Nattkylning sommartid	30
6	TEORETISK STUDIE AV TAKETS FUNKTIONER	31
6.1	Spaltventilationens utformning	31
6.2	Luftspaltens värmebalans	37
6.3	Luftspaltens fuktbalans	58
6.4	Datorberäkningar av värme- och fukt-förhållanden i en ventilerad luftspalt	65
6.5	Hålskanalens egenskaper	78
7	SLUTORD	110
7.1	Tillämpningsområden	110
7.2	Kostnader	110
7.3	FoU-behov	110
8	LITTERATUR	112
	Bilaga 1: Datorprogram utförda i projektet	115
	Bilaga 2: Regnvatteninstallation	117

1 FÖRORD

Denna rapport beskriver en mekaniskt ventilerad takkonstruktion med flera olika funktioner vilka ingående har studerats.

Det forskningsarbete som ligger till grund för rapporten har bedrivits i samarbete med olika företag och en högskoleinstitution under ledning av Per Ove Hedberg, Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB.

Takkonstruktionens utformning och detaljlösningar har huvudsakligen utarbetats av Lars Skogström, Aeromator Trading Co AB och Per Sommerhein, Sommerhein AB. Takkonstruktionen finns beskriven i kapitel 4. Då takkonstruktionen förutsätter hålbjälklag av betong har ett intimt samarbete med Karl Gustav Bernander, AB Strängbetong bedrivits. Den studerade takkonstruktionen är en tänkt vidareutveckling av Strängbetongs TT-betongtak.

Bengt Bergqvist, Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB har sammanställt rapporten och utarbetat systemlösningar för luftbehandlingsinstallationen vilken finns beskriven i kapitel 5.

Gudni Johannesson vid institutionen för Byggnadsteknik 1, Lunds Tekniska Högskola har utfört en teoretisk studie av takets funktioner vilka finns redovisade i kapitel 6. Beräkningsmodellen för betongkanaler som motströms värmväxlare har framtagits i samarbete med Johan Claesson, institutionen för Matematisk Fysik, Lunds Tekniska Högskola.

Avsikten är att denna förstudie skall följas upp med laboratorieprov och experimentbyggnad.

2 SAMMANFATTNING

Denna förstudie redovisar hur inomhusklimat och energihushållning i enplans hallbyggnader kan förbättras genom användning av en mekaniskt ventilerad takkonstruktion. Den tänkta takkonstruktionen består underifrån räknat av hålbjälklag av betong, isolering, luftspalt samt tätskikt av plåt eller papp.

Då luftbehandlingsinstallationen är i drift genomströmmas takkonstruktionens luftspalt och hålbjälklag med uteluft eller omväxlande med uteluft och frånluft.

Genom detta förfaringssätt kan:

- Taktätskiktet och luftspalten användas som solfångare och solvärme lagras i betonghålbjälklaget.
- Betonghålbjälklaget fungera som motströms, regenerativ värmeväxlare för värmeåtervinning ur frånluft till tilluft.
- Fukt i takkonstruktionen bortventileras.
- Betonghålbjälklaget tillvarata interna värmeöverskott för förvärmning av ventilationsluft.
- Betonghålbjälklaget kylas med uteluft nattetid.

Genomförda beräkningar visar att den tänkta takkonstruktionen med stor sannolikhet kan användas för återvinning av värme ur frånluften med en temperaturverkningsgrad omkring och över 0.5 för de ventilationsflöden som erfordras för hallbyggnader. Detta förutsätter skrovlig inneryta samt att hålbjälklaget delvis isoleras utvändigt på den sida som vetter mot lokalen. Isoleringen gör det också möjligt att lagra överskottsvärme mellan olika tidpunkter på dygnet, vilket bl.a. möjliggör effektivare användning av den solvärme som tas till vara i luftspalten mellan takets värmeisolering och tätskikt.

Beräkning av hålbjälklagets frekvenssvar visar att den maximala växlingsperioden ligger mellan 1 och 4 timmar för den typ av kanaler som har undersökts. Väljer man en för kort växlingsperiod återföres onödigt mycket föroreningar och påfrestningarna på systemets mekaniska delar ökar. Väljer man för långa växlingsperioder försämras systemets verkningsgrad.

Laboratorieförsök och experimentbyggnad i full skala bör kunna bekräfta de slutsatser beträffande energibesparing och förbättringar i inomhusklimat som dragits i denna förstudie.

3 INLEDNING

3.1 Bakgrund

Ökade krav på energihushållning och arbetsmiljö medför ökade krav på såväl byggnadens värmeisolering, lufttäthet som dess värme- och ventilationsinstallationer.

Takkonstruktionernas utformning påverkar i hög grad rumsklimatet i byggnader speciellt när det gäller enplans hallbyggnader. T.ex. erhålles sommartid p.g.a. solstrålning hög ytemperatur på utsidan av tak. Ytemperaturer upp till 80°C förekommer. Värmetransmissionen genom oventilerade och dåligt isolerade tak blir därför avsevärd för soliga dagar och bidrager till att höga rumstemperaturer uppstår.

Förekommande takkonstruktioner är ofta ur klimat-teknisk synpunkt konstruktioner med låg värmekapacitet och förmår ej tillräckligt utjämna dygnsvariationer i värmebelastningen.

De krav på värmeisolering som ställs i Svensk Byggnorm 1975 medför att byggnaders värmebehov för transmission ofta understiger "gratisvärmets" i form av värme från t.ex. belysning, personer, maskiner m.m. även vid mycket låga utetemperaturer. I de fall eller under de tider då de inre värmelasterna överstiger värmebehovet för transmission är det av intresse att ta hand om värmeöverskottet. Ett sätt är att utnyttja värmeöverskottet till förvärmning av ventilationsluft.

Fukt i takkonstruktioner är ett ofta förekommande problem. Speciellt under vinter och vår kan fukt i takets isolering erhållas. Fukten kan dels ha bildats genom kondensation i takkonstruktionen och dels trängt in genom otätheter i taktätskiktets skarvar i form av smältvatten och regnvatten. Problemen kan delvis lösas genom att takkonstruktionen utformas så att ev. fukt kan ventileras bort.

3.2 Syfte

Projektet syftar till att förbättra arbetsklimat och energihushållning i enplans hallbyggnader. Syftet uppnås genom utveckling av en mekaniskt ventilerad takkonstruktion. Den tänkta takkonstruktionen är underifrån räknat uppbyggd av

- hålbjälklag av betong
- isolering
- luftspalt
- tätskikt av plåt eller papp

Genom att takkonstruktionens luftspalt och hålbjälklag ventileras mekaniskt kan

- taket användas som solfångare

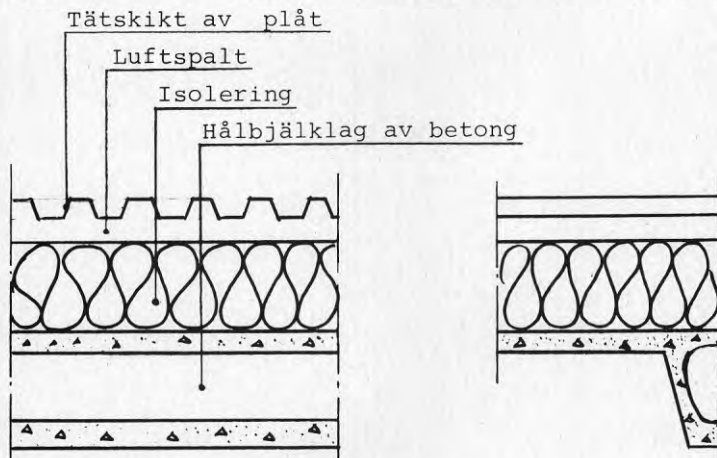
- taket användas som värmeväxlare för värmeåtervinning ur frånluft till tilluft
- taket sommartid kylas med sval uteluft nattetid
- taket tillvarata transmissionsvärme för uppvärmning av ventilationsluft
- fukt i taket bortventileras.

Avsikten är att denna förstudie, etapp 1, skall följas upp med laboratorieförsök och experimentbyggnad, etapp 2.

4 TAKKONSTRUKTIONEN

4.1 Kortfattad beskrivning

Värmeväxlartaket, se figur (4.1.1), är från insidan räknat uppbyggt av tunna, bärande betongplattor (AB Strängbetongs TT-plattor i modifierat utförande), isolering av mineralull samt ytskikt av profilerad metallplåt. Metallplåten bärs av lätta stålbalkar, vars lastöverföring till betongen sker med stålstöd. Det yttre tätskiktet av plåt kan utan tekniska olägenheter bytas mot t.ex. ett tätskikt av papp, plast eller gummi på bärande, släta skivor.



Figur 4.1. Takkonstruktionen

I takets lågdelar samlas regn- och smältvatten i rännor och leds bort genom UV-takbrunnar och ett rör-system.

Alla genomföringar i yttertaket kräver särskild uppmärksamhet på grund av risk för läckage. Förslag till lösningar, bl.a. med vattensamlade anordningar kring genomföringarna, har därför framtagits.

Dessa lösningar gäller generellt för alla genomföringar som kan förekomma i värmeväxlartakets ytterplåt.

4.2 Tätskikt

Som tätskikt i värmeväxlartaket har valts en ytbelagd trapetsprofilerad metallplåt med profilhöjd 45 mm.

De viktigaste orsakerna härtill är:

- Rätt bärförmåga i förhållande till önskad lastöverföring på TT-betongtaket.
- Tillfredsställande säkerhet mot inträngande vatten.
- Önskemål om standardisering.

Bärande reglar har inbördes avstånd 2400 mm, d.v.s. över varannan bärbalk i TT-betongtaket då stålbalkar och betongplattor har samma orientering. Med spännvidden 2400 mm kan den valda plåten bära upp snölasten inom snözonerna B-E i SBN 75.

Då stålbalkarna orienteras vinkelrätt mot TT-betongelementen kan stålbalkarnas inbördes avstånd ökas för ett maximalt utnyttjande av ytterplåten i respektive klimatzon.

Vindlastens inverkan på taktätskiktet i den aktuella takkonstruktionen är ej entydigt definierad. I SBN uppges att vid normala otätheter i byggnader ett inre undertryck om 0,3 gånger vindens hastighetstryck får tillgodoräknas vid dimensionering av takkonstruktioner. Hur vindbelastningsbilden för en sammansatt konstruktion som värmeväxlartaket skall se ut är något osäkert.

Ytterplåtens beteende vid vindbelastning fordrar en närmare undersökning med beaktande av olika randvillkor. Frågan är aktuell, inte enbart för den föreslagna takkonstruktionen, utan även för dubbla plåttaks-konstruktioner, varför det kan förväntas att våra plåtleverantörer inom en nära framtid ger konsumenterna riktiga dimensioneringsanvisningar. Värmeväxlartakets funktion kräver ej speciella hänsyn till lufttäthet hos tätskiktet.

Vid snösmältning kan visst vattentryck uppstå i den profilerade plåtens längdskarvar. Likaledes kan vatten kapillärt tränga in under ytterplåten via längdskarvarna. Vid takfall ned mot $4,0^{\circ}$ och med längder 12-15 m är plåtkanalerna under åskregn (> 130 l/s,ha) ej helt vattenfyllda då profilhöjden överstiger 40 mm. Profilhöjden bör därför vara min 45 mm och takplåten läggs, tills ytterligare erfarenheter vunnits, utan tvärskarvar mellannock och takränna och med dubbelt sidoöverlapp.

Bärande stålbalkar för ytterplåten kan t.ex. bestå av kallformade lättbalkar av standardtyp. Balkarna bärs upp av distansstöd, som fästes till TT-betongtaket. Infästningen till betongtaket sker med hjälp av expander-skruvar av standardtyp. Avståndet mellan distansstöden är max 4,0 m då stålbalkar och betongkassetter har samma orientering och max 4,8 m då stålbalkar och kassetter är orienterade 90° i förhållande till varandra.

4.3 Luftspalt

Mellan isolering och plåtyttertak har utformats en luftspalt, jfr figur (4.1). Med luftspalten, som ventileras mekaniskt, kan några tekniska och ekonomiska fördelar vinnas, som t.ex.

- Uttorkning av byggfukt, kondens och eventuellt smärre inläckande vattenmängder.

- Minskning av temperaturrörelser i ytterplåten.
- Reduktion av solinläckningsvärme.
- Borttransport av värmeöverskott under takplattan (gäller även vid brandbelastning).

Luftspaltens höjd är i det föreslagna taket 100-150 mm och bredden lika med avståndet mellan två bärande stålbalkar, d.v.s. i allmänhet 2400 mm.

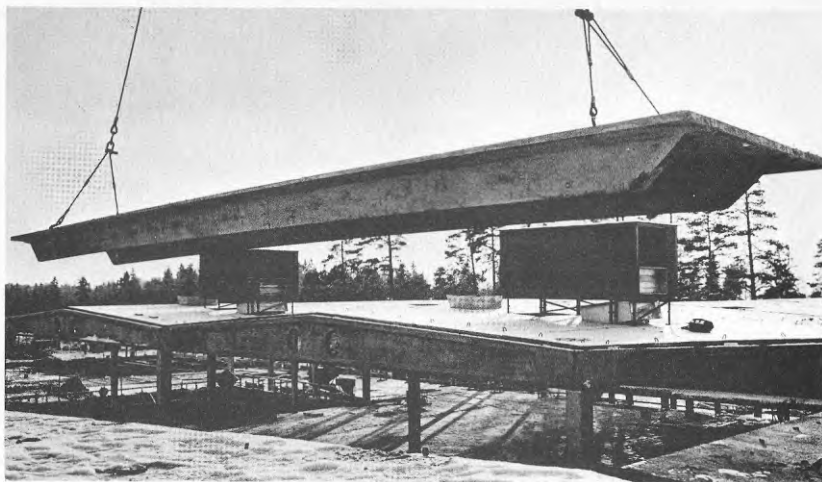
4.4 Isolering

Isoleringen föreslås bestå av två eller flera skikt mineralull. Isoleringen läggs med förskjutna skarvar och går obruten under stålreglarna, köldbryggeförlusterna, som är små i den föreslagna takkonstruktionen kompenseras med ökad isolertjocklek. Anvisningar i energinormen för beräkning av kompensationsisolering för köldbryggor är dock ej tillämpliga för denna takkonstruktion. Genom att underliggande betongplatta fungerar som värmeväxlare bör isolertjockleken kunna reduceras.

4.5 Betongplatta, kanalsystem

TT-takplattor

Takplattor utförda i förspänd betong, speciellt anpassade till takfunktionen i hallbyggnader, har utvecklats och marknadsförs i Sverige sedan början av 1970-talet av AB Strängbetong. För närvarande har flera producenter sin egen företagsstandard för likartade plattor. Utformningen med en förhållandevis tunn plattedel och två med denna sammangjutna, underliggande balkar är gemensam för alla. Den tillåter långa spännvidder, normalt upp till 20 m för "raka" plattor (konstant höjd) och ca 28 m för sådana med sadel- eller trapetssilhuet. Ett särskilt lämpligt tvärsnitt är det TT-formade, som medger att avvikelser från breddmodul 24 M kan tillåtas vid behov. Exempel på företagsstandard framgår av AB Strängbetongs dimensioneringsanvisningar "Däckelement" 2.416 Maj 1974.

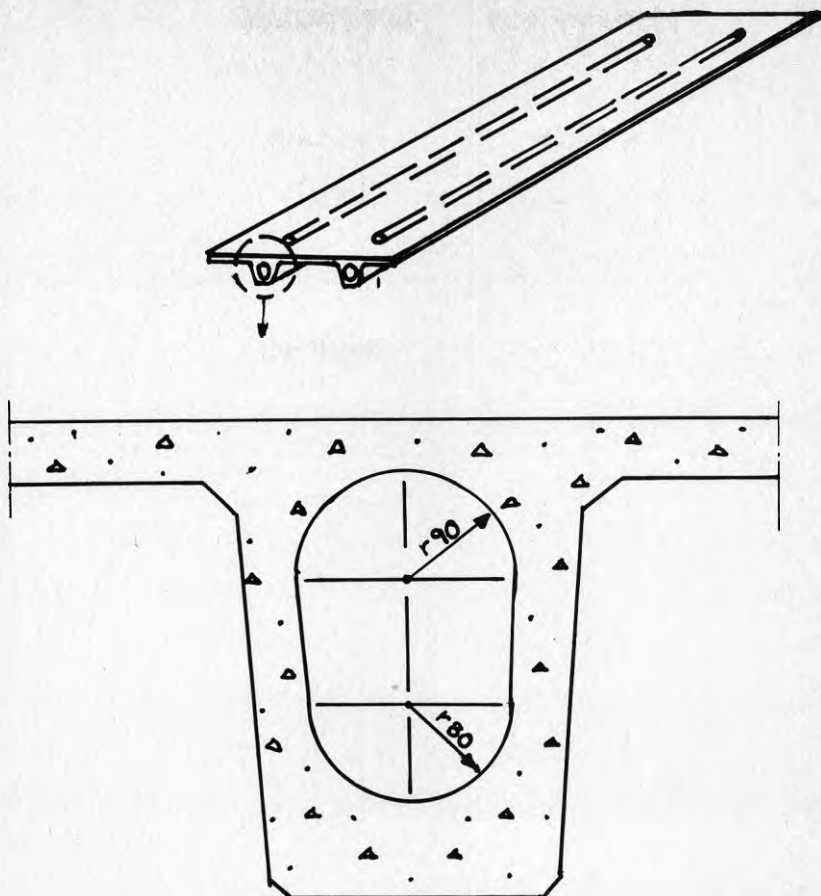


Figur 4.5.1 TT-hålbetongplatta under montering vintertid

TT-hålplattor

För det ifrågavarande forskningsprojektet har en ny typ av TT-takplatta förutsatts. Det nya består i att plattans balkar utformas med längsgående hålskanaler, avsedda att integreras med hallbyggnadens ventilationssystem. TT-plattans balkdelar kan därigenom göras bredare än befintlig standard utan att egentyngden ändras väsentligt. Detta innebär dels möjligheter till längre spännvidder och mindre uppböjningar, dels förbättrad motståndsförmåga mot brand.

För den nya TT-hålplattan föreligger ett förslag till standard, som har konstant tvärsnitt 240-18/39 (plattbredd, minsta balkbredd, plathöjd i cm) hålarea per balk 400 cm^2 och egentyngden ca 170 kg/m^2 . Beroende av mängden spännarmering och (snö)last kan denna platta användas fritt upplagd för spännvidder upp intill 18 å 20 m. Betongkvaliteten anses vara densamma som i nuvarande takelement K 600.



Figur 4.5.2 Hålbjälklag av betong

Med hänsyn till det tänkta användningssättet av hålskanalerna i balkarna görs kanalerna ca 1 m kortare än TT-plattan. Balkarnas ändar blir därigenom massiva, så att förekommande skärkrafter kan upptas och så att plats för erforderlig upphängningsarmering för upplagskrafterna finns. Kanalerna blir därigenom slutna mot ändarna. Kanalerna förses eventuellt med en yttre isolering i syfte att uppnå högsta verkningsgrad i värmeväxlarfunktionen.

TT-taketets massa och stora exponerade yta (förstorad av ribborna) gör att taket effektivt kan lagra och även frigöra energi.

Håltagningar

Hålskanalerna i TT-hålsplattans balkar görs tillgängliga för ventilationsluft genom öppningar för till- och frånluftsanslutningar i elementens översida ovanför

hålen. Dessa öppningar kan normalt utföras i den färska betongen i samband med tillverkningen men kan alternativt borras i den hårdnande betongen efter elementens montering. Genom att föra ventilationsluften genom hålskanalerna görs takelementens betydande värmelagringsförmåga tillgänglig på ett styrbart sätt.

Urtag för t.ex. brandventilator kan anordnas mellan balkarna i enstaka element eller i de yttre flänsdelarna i två monterade element. Sådana urtag kan utföras i bredder upp till 95 cm. De utförs företrädesvis i samband med tillverkningen men kan vid behov också anordnas i ett senare skede i bygget.

Motståndsförmåga mot brand

Tack vare de bredare balkarna blir TT-hålplattans motståndsförmåga mot brand bättre än den för motsvarande platta med massiva balkar. För den ovan antydda standarden förutses sålunda elementets motståndsförmåga vid fri uppläggning motsvara ett värde mellan A60 och A90.

Av särskilt intresse kan vara att motståndsförmågan kan förbättras genom att sval luft cirkuleras genom hålskanalerna vid ett brandtillfälle.

En eventuell yttre tilläggsisolering av kanalerna höjer också elementets motståndsförmåga mot brand.

Arbetsmiljö

TT-betongplattan som arbetsplattform har fördelar gentemot trapetsprofilerad plåt som bärande underlag på grund av flera orsaker. Dessa är bl.a. att risken för nedstörtning under montagearbetet begränsas, att transport av tätskikt, isolering, takrännor, rökluckor och distansreglar kan ombesörjas på taket med hjälp av släpvagnar direkt till själva arbetsstället.

Då TT-betongplattan används som bärande underlag erhålles möjligheten att få ett provisoriskt tidigt tätt tak. Detta innebär att byggnadsentreprenören kan vänta med montering av distansreglar, taktätskikt och värmeisolering tills klimatförhållandena är gynnsamma, vilket i sin tur innebär en bättre arbetsmiljö för de yrkesgrupper som arbetar på taket.

Tidigt tätt tak

TT-takelementens uppböjning, orsakad av förspänningen, medför att takets lågpunkter alltid kommer intill pperlarna. Med ett takförlagt avvattningsssystem enligt UV-systemet kan taket effektivt avvattnas redan i ett tidigt skede innan värmeisolering och slutligt tätskikt anbringats.

Infästning

Den högvärdiga betongen utgör ett gott medium för infästning med olika typer av don som expander, plugg och skruv samt skjutspik. Lastförutsättningar för dessa don har utprovats i samarbete med Nordisk Trading Hilti AB och kan rekvireras från AB Strängbetongs marknads kontor.

Övriga egenskaper

TT-hålplattans egenskaper är i övrigt i huvudsak desamma som för nuvarande TT-takelement. Sålunda innebär den högvärdiga betongen K 600 såväl god beständighet i aggressiv miljö som att betongelementen i huvudsak är diffusionstäta intill relativa fuktighetshalter av 90 å 95%. Förspänningen innebär att elementen får så stor uppböjning att nedböjning och risk för vattenfickor ej finns, även vid full last på taket. Elementen kan monteras med inskurna upplag (tungupplag) så att bygghöjden blir ringa och samma typer av förbindnings- och infästningsorgan som de för nuvarande takelement kan tillämpas. Avväxlingar för brandventilatorer och luftbehandlingsaggregat behöver ej göras.

4.6 Regnvatteninstallation

Avvattningsfunktionen för taktypen i det aktuella forskningsprojektet är viktig. Det är nämligen svårt att åstadkomma ett tätt tak i övergången mellan rännalarna och taktätskiktet av profilerad plåt.

Då takets vattenlagringsförmåga dessutom är ringa, är det viktigt att åstadkomma en riktig avvattningsfunktion. Utredningen av avvattningsfunktionen har varit omfattande och ligger något vid sidan av den egentliga forskningsuppgiften. Intresserade hänvisas till bilaga 2, där takavvattningsfunktionen diskuteras.

5 LUFTBEHANDLINGSINSTALLATIONEN

5.1 Funktionsbeskrivning

Luftbehandlingsinstallationens funktion framgår av flödesschemat i figur (5.1.1) nedan.

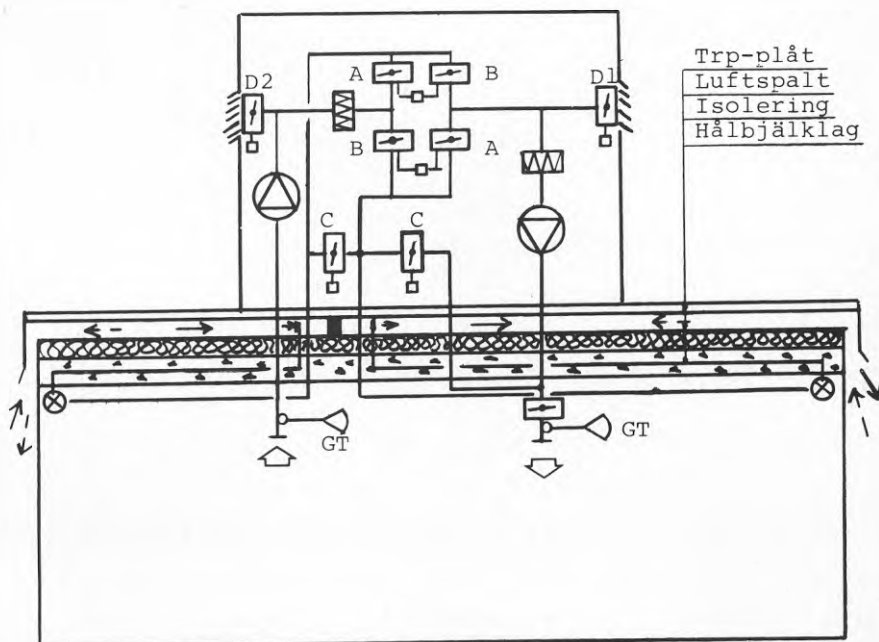


Fig. 5.1.1 Flödesschema

Genom att takkonstruktionens luftspalt och betonghålbjälklag ventileras mekaniskt kan

- taket användas som solfångare
- taket användas som värmeväxlare för värmeåtervinning ur frånluft till tilluft
- taket kyls med uteluft nattetid
- taket tillvarata transmissionsvärme för uppvärmning av ventilationsluft.

Vinterfall

Luftriktningen i takets hålbjälklag kan växlas med hjälp av spjällen A och B och taket kan därför fungera som en regenerativ motströmsvärmeväxlare. Då spjällen A är öppna och spjällen B stängda tas kall uteluft in genom den högra takhalvan i figur (5.1.1). Luften förvärms i luftspalten av ev mot taket infallande solstrålning. Därefter passerar tilluften hålbjälklaget. Betongen avger värme till tilluften, som sedan filtreras och efter ev eftervärmning blåses in i lokalen. Frånluften filtreras och tas sedan ut genom den vänstra takhalvan, avger värme till betongen och lämnar sedan taket efter att ha passerat luftspalten mellan taktätskikt och isolering.

När sedan spjällen A stängs och spjällen B öppnas ändras luftriktningen genom taket. Uteluft tas nu in genom vänster takhalva och frånluften tas ut genom höger. På detta sätt erhålles värmeåtervinning ur frånluften till tilluften. Transmissionsvärme från lokalen till betongen kan tillvaratagas genom hålbjälklagets ventilation.

Höst och vår

Mot taket infallande solstrålning värmer upp taktätskiktet. Ventilationsluften, som tas in genom den ena takhalvan, förvärms av solvärme från taktätskiktet och solvärmeöverskott kan lagras i betongen. Vid för hög temperatur i tilluften efter hålbjälklaget blandas uteluft via spjället D1 in i tilluften till önskad blandningstemperatur. Blandningstillståndet kan t.ex. styras av en kanalgivare i tilluften. Frånluften avges genom den andra takhalvan. Luftriktningen i taket ändras med samma tidsintervall som under vinterfallet för att möjliggöra värmeåtervinning ur frånluften.

Sommar

När lufttemperaturen i lokalen blir för hög stänger spjällen A och B helt. All uteluft tas in via spjället D1 och all frånluft evakueras via spjället D2.

Tilluftsfläkten, som normalt går på halvfart kan, då rumtemperaturen är hög, gå upp till helfart samtidigt som spjällen C öppnar. Halva uteluftsflödet tas då, via tilluftsfläkten och spjällen C, ned i taket och evakueras sedan via luftspalten till det fria. Härigenom kan temperaturen på takets insida sänkas, vilket möjliggör att värme från inre värmelaster kan borttransporteras. Dessutom bortventileras varm luft i luftspalten, vilket medför att solvärmeinläckningen genom taket kan reduceras.

Sommartid kan även taket ventileras med sval uteluft nattetid för att kyla ned betongen.

I samtliga beskrivna driftsfall ventileras luftspalten mellan taktätskikt och isolering. Ev fukt i isoleringen kan därför under hela året ventileras bort.

5.2 Uppbyggnad

Luftbehandlingsinstallationens utformning framgår av figurerna (5.2.1) och (5.2.2) nedan. I figur (5.2.1) redovisas en tänkt lösning för en typhallbyggnad. Typhallbyggnadens mått har valts till följande:

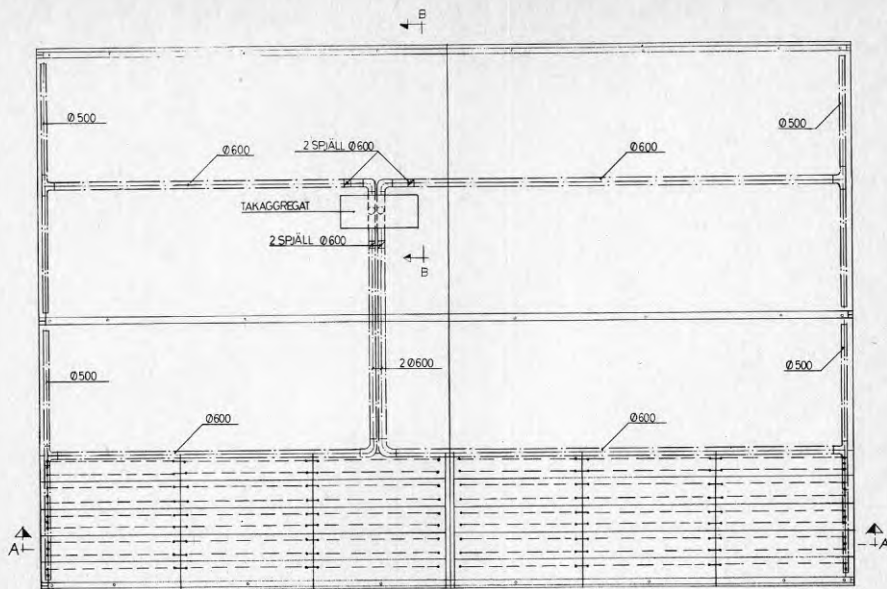
Bredd = 48 m

Längd = 72 m

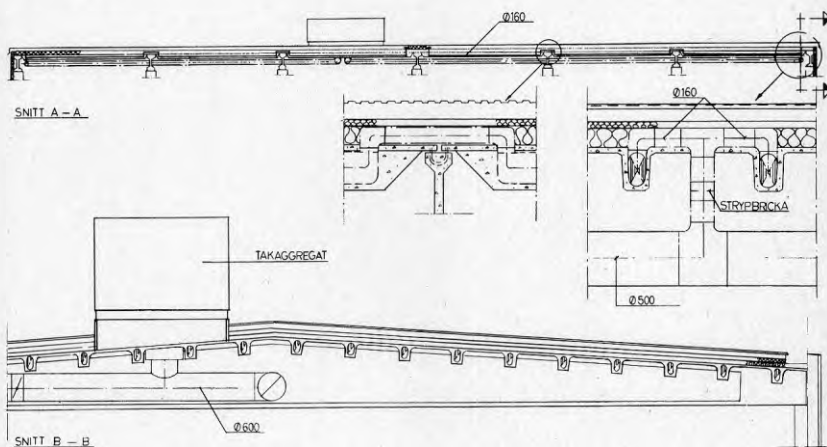
Höjd = 8 m

Luftbehandlingsinstallationen har dimensionerats för ett till- och frånluftsflöde av $5 \text{ m}^3/\text{h}, \text{m}^2$ golvyta d.v.s. totalt $17.000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($4.8 \text{ m}^3/\text{s}$).

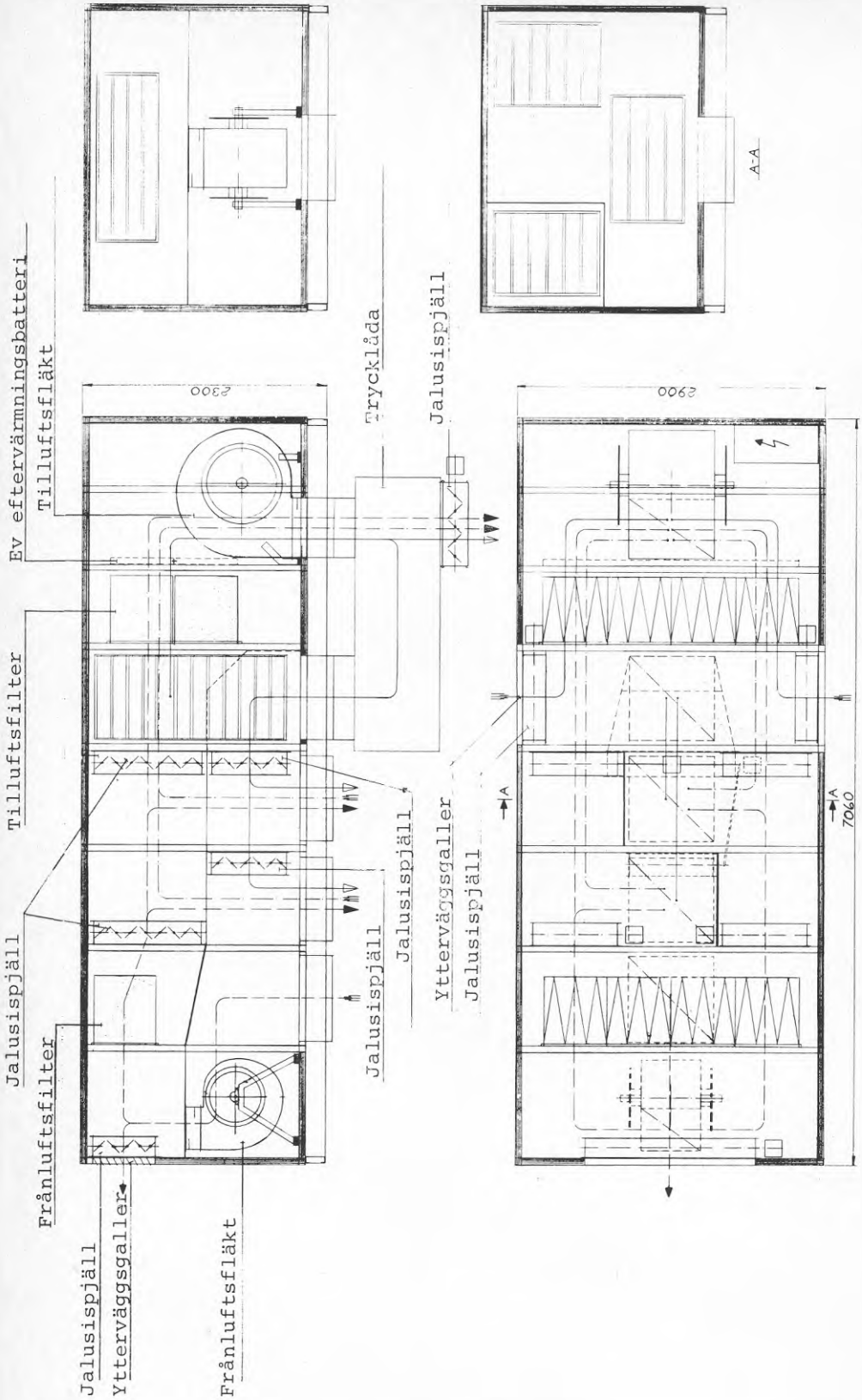
Eftersom endast halva taket ventileras med uteluft under en sekvens (den andra halvan ventileras med frånluft) blir till- resp frånluftflödena $10 \text{ m}^3/\text{h}, \text{m}^2$ takyta vilket alltså varit dimensionerande för takventilationen.



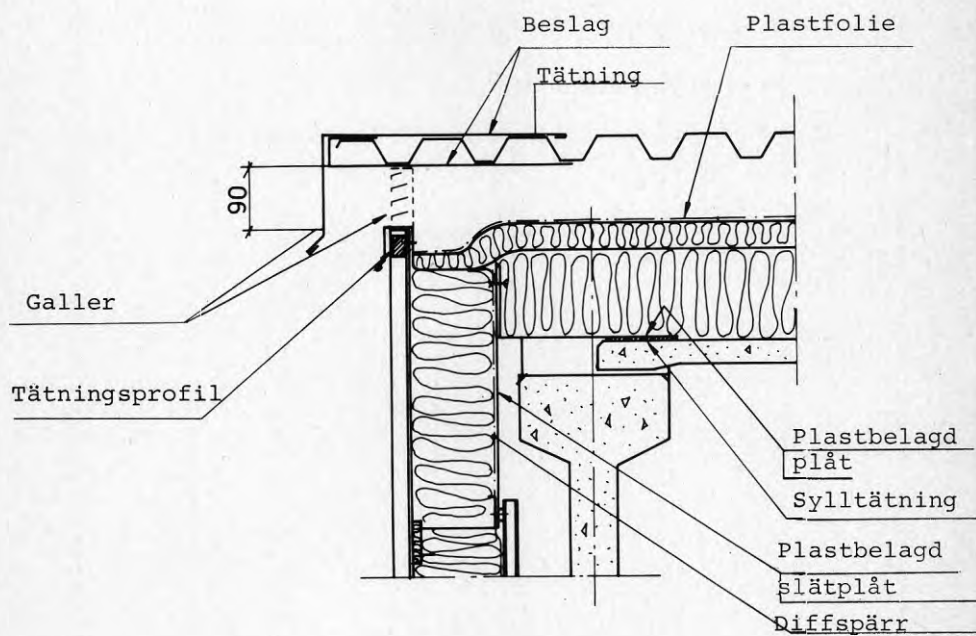
Plan



Figur 5.2.1 Luftbehandlingsinstallation



Figur 5.2.2 Takaggregat



Figur 5.2.3. Utelufts- och avluftsgallrens uformning vid fasad.

5.2.1 Takaggregat

Takaggregatet i figur (5.2.2) är uppbyggt av på marknaden förekommande ventilationsprodukter d v s några nya ej utprovade produkter erfordras inte.

Tilluftsfläkten har p g a sommardriftfallet motor av 2-hastighetstyp medan frånluftsfläkten har motor av 1-hastighetstyp.

Filter av klass F45 har bedömts nödvändiga på såväl tillufts- som frånluftssida. Dels för att skapa en god tillufts-kvalitet men också för att skydda betonghålbjälklagen och ventilationskanalerna från beläggningar som kan orsakas av förorenad frånluft.

För att möjliggöra värmeväxlarfunktionen har takaggregatet försetts med 4 spjäll, vilka alltså ersätter värmeåtervinningsenheten i konventionella takaggregat. Stora krav på täthet ställs på dessa spjäll och därför bör endast spjäll av typ 3 komma ifråga med tanke på de höga tryckfall som kan förväntas förekomma. Typ 3 innebär att största tillåtna flöde per m² spjällarea får uppgå till 0.04 m³/s vid en tryckskillnad av 100 Pa. Spjällen måste också vara motståndskraftiga mot slitage p g a de ständiga luftriktningssomkastningarna (ca 2-3 ggr/h) som erfordras för att takets värmeväxlarfunktion skall kunna uppnås. Behovet av att ha täta spjäll har från energihushållningssynpunkt betonats under senare år.

Styrning och reglering

Nedan redovisas ett exempel på hur luftbehandlingsinstallationen kan styras för att de önskade funktionerna hos den mekaniskt ventilerade takkonstruktionen skall kunna uppnås. Se även figur 5.1.1

Frånluften ålt lokalens temperatur regleras.
 Börvärde = +20°C. Tilluftens temperatur minimibegrän-
 sas t ex +15°C. Spjällen A och B öppnar resp stänger
 med fast inställd frekvens. Då spjällen A är öppna är
 spjällen B stängda och tvärtom. Frekvensen anpassas
 till takets utformning och är inställbar mellan t ex
 15 och 60 minuter.

Vid maximalt värmebehov är ett ev eftervärmningsbatteri
 inkopplat och spjällen A och B växlar enligt inställt
 tidsintervall. Spjällen D1 och D2 är stängda.

Vid minskat värmebehov kopplas först eftervärmaren ur,
 därefter öppnar uteluftsspjället D1 och frånluftss-
 pjället D2 (kontinuerlig funktion). När spjällen D1
 och D2 är fullt öppna stoppas spjällen A och B i stängt
 läge.

Vid för hög lokaltemperatur går tilluftsfläkten till
 läge helfart samtidigt som spjällen C öppnar.

Nattkylning av taket och lokalen sommartid med sval
 uteluft kan ske med inställd tidsstyrning i kombination
 med temperaturgivare. Spjällen C är då öppna och till-
 luftsfläkten i drift.

Styr- och reglerutrustning

- 2 st spjällställdon, kontinuerlig styrning
- 5 st spjällställdon, 2-läges styrning
- 2 st temperaturgivare
- 2 st differenstryckmätare för filter
- 1 st reglercentral för styrning av spjäll, tilluftfläkt
 och el-eftervärmare
- 1 st apparatskåp,
 kraft:
 huvudbrytare
 säkringar
 kontaktorer
 överströmsskydd för 2 fläktar varav en
 tvåhastighetsdrift, matning till eftervärmare

manöver, larm:
 larmtablå
 indikering

manöverbrytare
 styrur
 tidreläer
 hjälpreläer etc.

5.3 Värmeåtervinning ur frånluft

5.3.1 Lagstiftning

För nya byggnader d v s byggnad för vilken byggnadslov sökts efter 1 juli 1976 gäller enligt Svensk Byggnorm 1975 att "Luftbehandlingsinstallation för större bostadshus, kontorsbyggnad, butiksbyggnad, industribyggnad o d förses med lämplig anordning för återvinning av värme ur frånluften, under förutsättning att återvunnen värmeenergi kan nyttiggöras. Byggnad där värmeinnehållet i den del av frånluften som förs till uteluften överstiger uteluftens värmeinnehåll med mer än 50 MWh/år under den tid då byggnadens värmebehov måste täckas av värmeenergi från avsedda värmare (värmebatterier, radiatorer o d) förses med värmeåtervinning."

I praktiken innebär detta att nästan alla nya byggnader måste förses med anordning för värmeåtervinning ur frånluften.

5.3.2 Taket som värmeväxlare

Genom att tilluft och frånluft omväxlande genomströmmar luftkanalerna i hålbjälklaget i den tänkta takkonstruktionen kommer betonghålbjälklaget att fungera som en motströms, regenerativ värmeväxlare. Det bör därför vara möjligt att ersätta en konventionell värmeväxlare med det tänkta värmeväxlartaket. Teoretiska beräkningar avseende bl.a. tilluftens temperaturverkningsgrad redovisas i kapitel 6.

Återluftsföring

P g a att samma kanaler, d v s luftspalt, hålbjälklag och ventilationskanaler, utnyttjas för både tilluft och frånluft kan en viss återluftsföring inte undvikas. Av intresse är därför att utreda hur stor återluftsföringen blir.

Den frånluftsmängd som återföres när luftriktningen i taket skiftas kan skrivas

$$q_a = V_k \cdot f \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

där V_k = Ventilationskanalens, hålbjälklagets och luftspaltens sammanlagda ventilerade volym, räknat per takhalva (m^3)

$$f = \text{Växlingsfrekvens} \quad (\text{ggr/h})$$

För den typhallbyggnad som redovisats tidigare är $V_k = 200 \text{ m}^3$. Vid en växlingsfrekvens av t ex $f_k = 2 \text{ gr/h}$ blir återluftsflödet $400 \text{ m}^3/\text{h}$.

Detta luftflöde kan sättas i relation till totala luftflödet, som för vårt tidigare exempel uppgår till $17.000 \text{ m}^3/\text{h}$, d v s återluftsflödet är i detta fall ca 2% av totala luftflödet.

Enellertid är återluftföringen ej kontinuerlig utan sker under en begränsad tidsperiod i samband med att luftriktningen i taket ändras. Under denna tidsperiod är återluftföringen = 100%. Tidsperiodens längd kan uttryckas som den tid det tar för en luftmolekyl att transporteras från uteluftsintaget genom luftspalt, hålbjälklag och ventilationskanaler till tilluftsdonet. Denna tid kan skrivas som

$$\tau = \frac{l_s}{u_s} + \frac{l_h}{u_h} + \frac{l_k}{u_k}$$

där l_s , u_s = längd av, resp hastighet i spalt

l_h , u_h = längd av, resp hastighet i hålbjälklag

l_k , u_k = längd av, resp hastighet i ventilationskanaler

För typhallbyggnaden enl. figur (5.2.1) blir renblåsningstiden strax under 1 minut vid luftflödet $17000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Möjlighet finns emellertid att undvika återluftsföring i de fall detta är önskvärt. I samband med att luftriktningen i taket skiftas kan luftbehandlingssystemet "gå i läge sommar drift" under önskad renblåsningstid ≈ 1 minut. Härigenom kan återluftföring så gott som helt undvikas.

För de flesta tillämpningar torde dock införandet av denna driftvariant ej vara nödvändig. Speciellt med tanke på att återluften filtreras i tilluftfiltret innan den återförs lokalen.

5.4 Förvärmning av ventilationsluft med transmissionsvärmeöverskott

Den mekaniskt ventilerade takkonstruktionens undersida kommer då hålbjälklaget ventileras med uteluft att få en lägre temperatur relativt en oventilerad takkonstruktion. En förutsättning är givetvis att utluftens temperatur är lägre än lokalens temperatur. Genom att taket utnyttjas som värmväxlare blir temperaturen på takets undersida dock inte alltför låg relativt lufttemperaturen vid tak. Temperaturskillnaden bestäms bl a av värmväxlartakets temperaturverkningsgrad. Som kommer att visas i kapitel 6 behöver betongkassetterna delvis isoleras på undersidan för att en acceptabel temperaturverkningsgrad skall kunna åstadkommas.

Då takventilationen upphör d v s då fläktarna stannar stiger temperaturen på takets undersida och inställer sig efter viss tid vid den temperatur ett jämförbart oventilerat tak har.

Takkonstruktionen kan därför sägas ha ett variabelt värmeegenomgångstal (k-värde) och detta kan därför utnyttjas till förvärmning av ventilationsluft.

Då luftbehandlingsinstallationen är i drift ökar takets k-värde och den ökade värmetransmissionen genom taket kommer till största delen tilluften tillgodo.

För att det skall vara intressant att tillvarata transmissionsvärme för förvärmning av ventilationsluft måste värmen från interna värmelaster t ex belysning, maskiner, personer överstiga transmissionsvärmebehovet. Så är dock ofta fallet och nedan redovisas ett exempel för att åskådliggöra detta.

Exempel

Typhallbyggnaden enligt figur (5.2.1) med måtten:

Bredd = 48 m
Längd = 72 m
Höjd = 8 m

Fönsteryta = 10 % av total väggyta

Hallbyggnaden förutsättes vara isolerad enligt kraven i SBN-75, tabell 33:21, vilket medför

$k_{\text{tak}} = 0.20 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C}; \text{ Area} = 3.456 \text{ m}^2$
 $k_{\text{vägg}} = 0.30 \text{ " " " } = 1.728 \text{ m}^2$
 $k_{\text{golv}} = 0.30 \text{ " " " } = 3.456 \text{ m}^2$
 $k_{\text{fönster}} = 2.0 \text{ " " " } = 192 \text{ m}^2$

Värmeeffektbehoven vid LUT = -18°C blir då enl

$$P_T = kA(\vartheta_{lm} - \text{LUT})$$

med $\vartheta_{lm} = +18^{\circ}\text{C}$

$$P_{\text{Tak}} = 25 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Väggar}} = 19 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Fönster}} = 14 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Golv}} = +9 \text{ kW}$$

$$\text{S:a} \quad 67 \text{ kW}$$

Typhallbyggnadens totala transmissionsbehov vid LUT = -18°C blir alltså ca 67 kW vid rumstemperaturen $+18^{\circ}\text{C}$. Räknat per m^2 golvyta blir transmissionsbehovet ca 19 W/m^2 vid LUT = -18°C .

Det är intressant att ställa detta värde i relation till de inre värmelasterna. Enbart belysning uppgår ofta till ca 20 W/m^2 i industribyggnader och sedan tillkommer värme från maskiner, personer m m.

Under stora delar av året har industrilokaler värmeöverskott. Detta värmeöverskott kan genom den tänkta mekaniskt ventilerade takkonstruktionen tas till vara för förvärmning av ventilationsluften. Eftersom värmeöverskottet i tid sammanfaller med luftbehandlingsinställningens driftstid är det såväl från energihushållningssynpunkt som från arbetsklimatssynpunkt av intresse att åstadkomma förvärmning av ventilationsluften på detta sätt.

5.5 Taket som solfångare

Den yttre luftspalten i den mekaniskt ventilerade takkonstruktionen kommer att fungera som en solfångare. Dagtid p g a solstrålning på taktätskiktet värms ventilationsluften i luftspalten till en temperatur som ligger över uteluftens temperatur. Vidare medverkar värmeströmmen inifrån och ut i en höjning av spaltluftens temperatur.

Värmetillskottet p g a solstrålning kommer alltså ventilationsluften tillgodo och kan även via ventilationsluften upplagras i takets betonghålbjälklag under förutsättning att hålkanalernas yttemperatur understiger ventilationsluftens.

Nattetid när den motstrålande temperaturen hos himlavalvet underskrider uteluftens temperatur kyles ventilationsluften ned till en temperatur under den tilluftstemperatur som erhålles på konventionellt sätt. Med hjälp av luftspalten kan man på detta sätt åstadkomma både kylning och förvärmning av ventilations-

luften. Ventilationen av spalten kan minska den yttre plåtens temperaturrörelser och därmed minska risken för att det uppstår otätheter i det yttre tätskiktet och påfrestningar på mekaniska infästningar.

Den fukt som efter olika vägar tränger in i konstruktionen kan ventileras bort via luftspalten. Detta under förutsättning att uteluftens ånghalt underskrider mättnadsånghalten vid spaltens utlopp. Detta är dock inte alltid fallet eftersom ventilationsluften under vissa förhållanden som t ex klara nätter förlorar värmeinnehåll när den passerar spalten.

Användning av tak eller ventilerade luftspalter som solfångare har även beskrivits i följande rapporter från Byggeforskningen:

Larsson, T: Försöksanordning för förvärmning och kylning av ventilationsluft, Rapport R 36:1978.

Johnsson, H och Stillesjö, S: Uppvärmning av ventilationsluft med hjälp av solfångare, Rapport R78:1979.

5.6 Nattkylning sommartid

Under den tid av året då kylbehov föreligger kan byggnadsstommen kylas med sval uteluft nattetid. I kommentarerna till SBN-75 framhävs bl a, punkt 39:11, att "Byggnadens möjligheter att utjämna variationer i värmebelastningen genom lämpligt avpassad värmekapacitet bör utnyttjas liksom möjligheten att under tider med värmeöverskott kyla ned byggnaden med uteluft nattetid" "Från energihushållningssynpunkt är det lämpligt att stor restriktivitet tillämpas beträffande installation för kylning av rumsluften. I första hand skall strävan vara att utforma byggnaden så att kylinstallation kan undvikas."

Som framgått tidigare, avsnitt 5.1, kan hålbjälklaget ventileras med uteluft nattetid. Principen används även i andra sammanhang t ex för AB Strängbetongs Termodecktak och erfarenheter finns därför redan. Enl Isfält (1977) kan rumstemperaturen under dagtid minskas ca 2°C genom nattkylning.

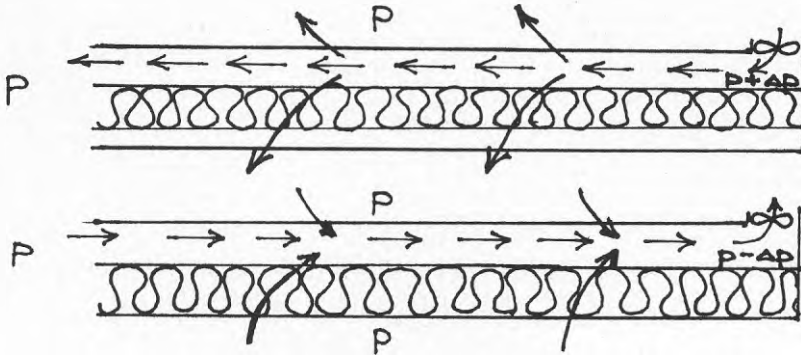
I följande avsnitt redovisas teoretiskt underlag och i vissa fall utförda beräkningar på taksystemets delfunktioner enligt tidigare. I det sammanhanget är det viktigt att påpeka att delfunktionerna ingår i en större övergripande systemlösning för hela takkonstruktionen, vilket gör att dessa inte kan optimeras var för sig utan är begränsade i sin utformning. Det bör också påpekas att under projektets gång har intresset förskjutits från att gälla den utvändiga luftspaltens funktion till att utröna de energivinster som hållkanalernas tänkta värmeväxlarfunktion ger upphov till.

Beräkningar i detta avsnitt grundar sig på takkonstruktionen enligt figur (4.1).

6.1 Spaltventilationens utformning

Luftspalten mellan takets isolering och den yttre plåten enligt figur (4.1) har valts till bredden 50 mm och längden 12 m. Begränsningsytorna, korrugerad plåt på ena sidan av isoleringen och vindskyddspapp på den andra utgör en betydande osäkerhetskälla när det gäller att bestämma strömningsmotstånd och värmeöverföringsegenskaper då luft strömmar genom spalten med en viss hastighet. Spalten kan ventileras antingen längs korrugeringarna, vilket innebär att inloppet måste ligga vid rännal eller vidnock, eller tvärs korrugeringarna, vilket innebär att inloppet kan ligga längs byggnadens gavlar. Att ta in ventilationsluften vid rännalar kan vara direkt olämpligt eftersom detta medför ökad risk för regnvatteninläckning i konstruktionen. Produktionstekniskt torde det vara enklare att arrangera luftintaget på ett klanderfritt sätt vid gavlar än vidnock och dessutom vinnes två fördelar med att ventileras tvärs korrugeringarna. För det första sker strömningen längs de bärande reglar, som anslutes till det yttre plåtskiktet och utgör ett betydande strömningsmotstånd i riktning längs korrugeringarna och för det andra förbättras värmeöverföringen mellan ventilationsluften och det yttre plåtskiktet.

Luftspalten i den tänkta takkonstruktionen kommer att ventileras med såväl undertryck som övertryck. Se figur (6.1.1). Med hänsyn till risk för fuktkonvektion inifrån och regnvattenläckage genom skarvar och eventuella otätheter i det yttre plåtskiktet är övertrycksventilation att föredra.



Figur 6.1.1 Övertrycks- resp undertrycksventilerad luftspalt.

Undertrycksventilation kräver större täthet hos såväl det inre som det yttre tätskiktet. Den tryckskillnad över spalten som krävs för att upprätthålla en önskad lufthastighet i spalten måste dock jämföras med de tryckskillnader över taket som uppstår på grund av vindpåverkan och termisk drivkraft i byggnaden.

Friktionstryckfallet över ventilationsspalten vid en viss lufthastighet i spalten kan uttryckas:

$$\Delta P_f = \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad \dots\dots\dots 6.1.1$$

ΔP_f = friktionstryckfallet, Pa

λ = friktionstal

l = spaltens längd, m

d_h = spaltens hydrauliska diameter, m

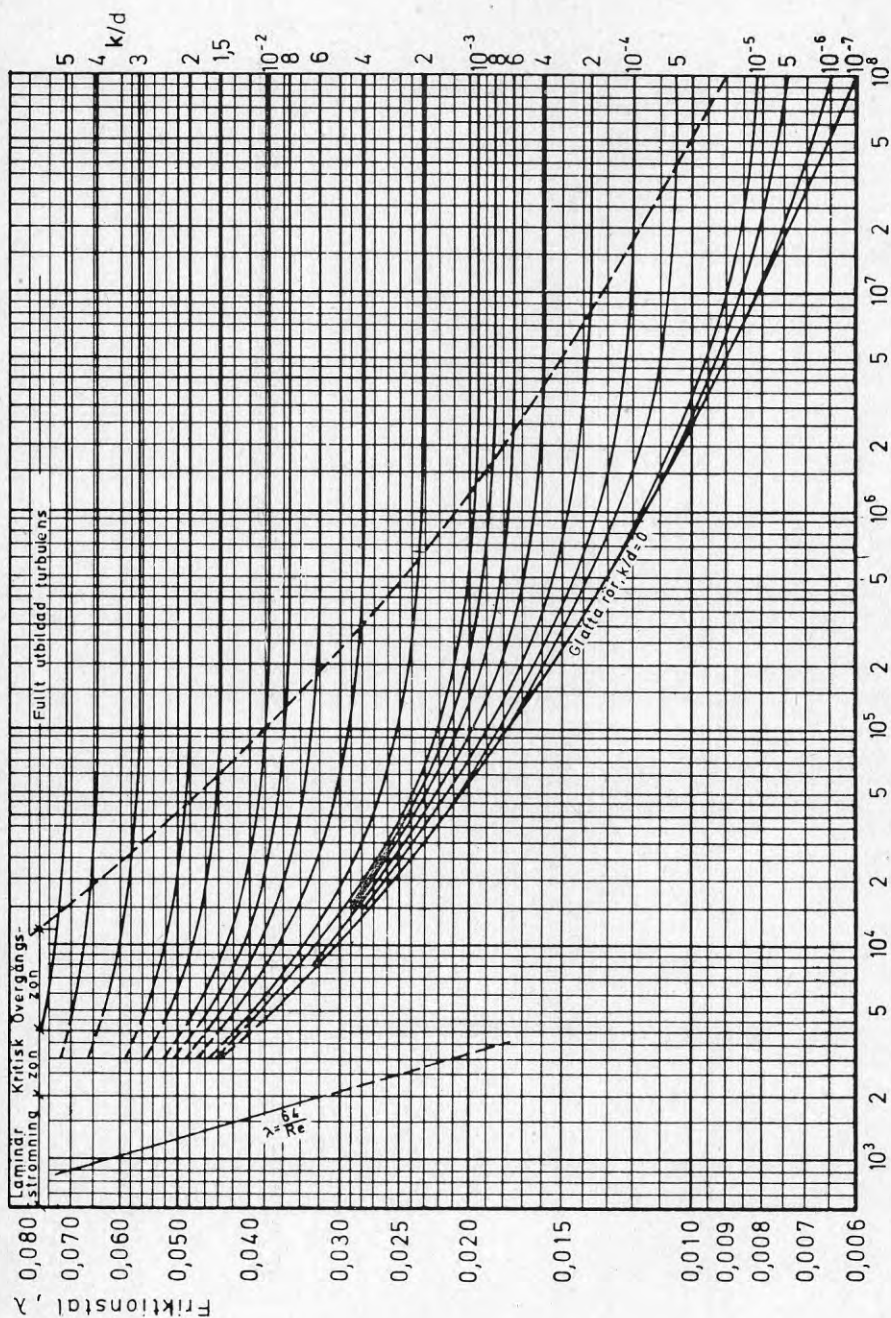
ρ = luftens densitet, kg/m³

u = lufthastigheten i spalten, m/s

Friktionstalet λ kan bestämmas ur Figur (6.1.2) som funktion av spaltväggarnas ytråhet, den hydrauliska diametern samt Reynolds tal.

$$Re = \frac{u \cdot d_h}{\nu} \quad \dots\dots\dots 6.1.2$$

ν = luftens kinematiska viskositet, m²/s.



Figur 6.1.2. Friktionstal λ för rör som funktion av råhet och Reynolds tal.
 (k = rörets yträhet (m), d = rördiameter (m)).
 Källa: VVS-handboken (1974)

Den hydrauliska diametern d_h kan beräknas enligt

$$d_h = \frac{4 \cdot \text{tvättsnittsytta}}{\text{omkrets}} \dots\dots\dots 6.1.3$$

För en smal rektangulär spalt blir den hydrauliska diametern approximativt lika med dubbla spaltbredden.

Om spaltbredden uppskattas till 50 mm, ventilationen i den underliggande lokalen till $5 \text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ och om man vidare antar att ventilationsluften passerar 12 m av tätskiktet innan den sugas in genom taket och att endast halva taket utnyttjas för tilluftsintag, då blir den resulterande lufthastigheten i spalten

$$u_s = \frac{1}{0,05} \cdot \frac{2 \cdot 5}{3600} \cdot 12 = 0.67 \cdot \text{m/s}$$

Den kinematiska viskositeten för luft vid 0°C är

$$\nu = 1.32 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Reynolds tal blir i detta fall

$$\text{Re} = \frac{0.67 \cdot 0.1}{1.32 \cdot 10^{-6}} = 5046$$

Eftersom Reynolds tal är större än ca 2000 råder i spalten turbulent strömning. En svårighet som nu uppstår är att bestämma den effektiva ytråheten för en trapetskorrigerad plåt. Om spaltventilationen exempelvis äger rum tvärs korrugerad plåt är det egentligen fråga om en serie plötsliga utvidgningar och sammandragningar. För att få en acceptabel noggrannhet i skattningen av ytråheten krävs att mätningar utföres på denna typ av luftspalter. För en mycket skrovlig spalt kan λ uppskattas vara av storleksordningen 0.1 och insatt i ekvation 6.1.1 ger det tryckförlusten

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= 0.1 \cdot \frac{12}{0.1} \cdot \frac{1.29}{2} \cdot 0.67^2 \\ &= 3.5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Tryckfallet i inloppet blir försumbart om öppningarna är någorlunda av samma storleksordning som spaltvidden.

Den tryckskillnad som uppstår p g a termisk drivkraft över takkonstruktionen i en byggnad kan skrivas som

$$\Delta P_t \approx g_0 \cdot h \cdot \rho_i \cdot \left(1 - \frac{T_i}{T_u}\right) \dots\dots\dots 6.1.4$$

- g_0 = jordaccelerationen, $9,81 \text{ m/s}^2$
 h = byggnadens höjd under tak, m
 ρ_i = inneluftens densitet, kg/m^3
 T_i = inneluftens absoluta temperatur, K
 T_u = uteluftens absoluta temperatur, K

Om byggnaden är 8 m hög, innetemperaturen är 22°C och utetemperaturen är 0°C blir tryckskillnaden:

$$\Delta P_t \approx 9.81 \cdot 8 \cdot 1.2 \cdot \left(1 - \frac{273+22}{273}\right) = -7,6 \text{ Pa}$$

Vid -20°C utomhus blir tryckskillnaden:

$$\Delta P_t = -15.6 \text{ Pa.}$$

Det dimensionerande hastighetstrycket på en 10 m hög byggnad anges mellan 0,5 och 0,9 kPa beroende på byggnadens läge (SBN 1975 21:621). Om det gäller att beräkna skadlig inverkan av kondens p g a fuktkonvektion anges i SBN kommentarer att man kan räkna med 0.02 gånger det dimensionerande hastighetstrycket. Skillnaden mellan takets utvändiga formfaktor och den invändiga formfaktorn är av storleksordningen -1.0, vilket innebär att den resulterande tryckdifferensen över konstruktionen blir av storleksordningen 10 à 20 Pa.

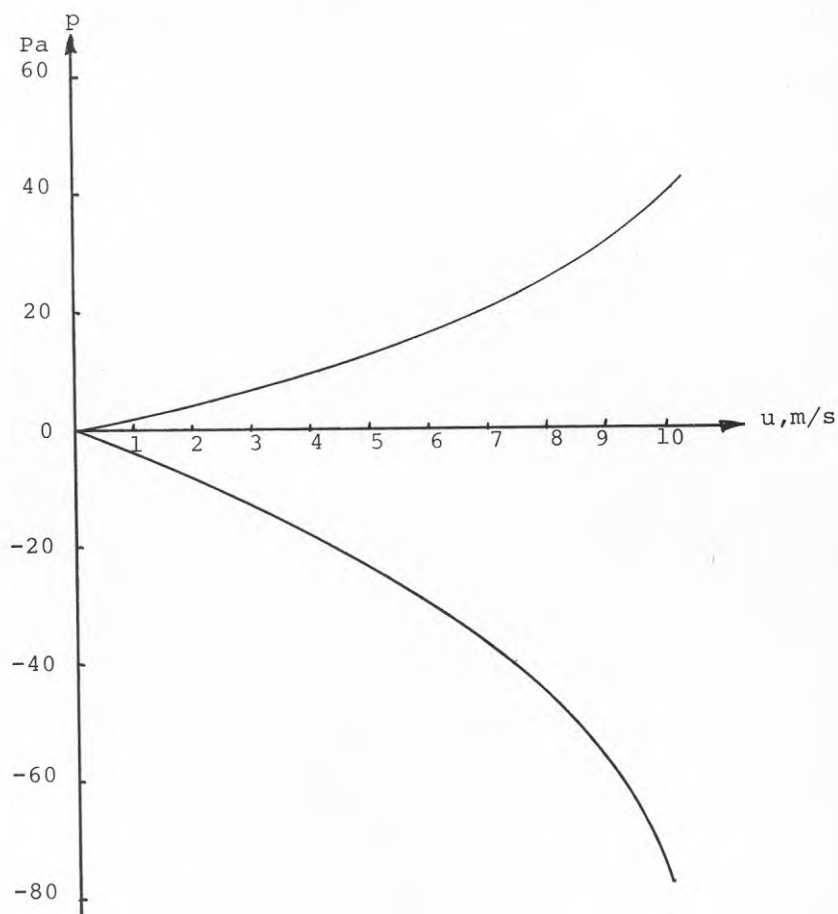
Som synes av dessa enkla betraktelser kan den tryckskillnad som uppstår över det inre tätskiktet p g a spaltens mekaniska ventilation knappast överstiga den samlade inverkan av vind- och termisk drivkraft. Den medför dock ökad risk för konvektion av fuktig luft inifrån och ut till yttre tätskiktet medan luftutbytet verkar för att föra bort fukt från spalten och motverkar därmed eventuella skadeverkningar. Dessa effekter behandlas närmare under avsnitt 6.3.

Tänkbar konstruktion av luftspaltens inlopp resp utlopp har redovisats tidigare, figur (5.2.3). Vindtrycket i inloppet kan uppskattas med hjälp av SBN 1975 21:6332 till

$$p = \mu \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad \dots\dots\dots 6.1.5$$

där formfaktorn μ varierar mellan +0.7 till -1.2 beroende på taksprångets läge i förhållande till vindriktningen.

I figur (6.1.3) visas högsta och lägsta tryck under taksprånget som funktion av vindhastigheten.



Figur 6.1.3. Högsta och lägsta vindtryck under taksprånget, se figur (5.2.3), som funktion av vindhastighet.

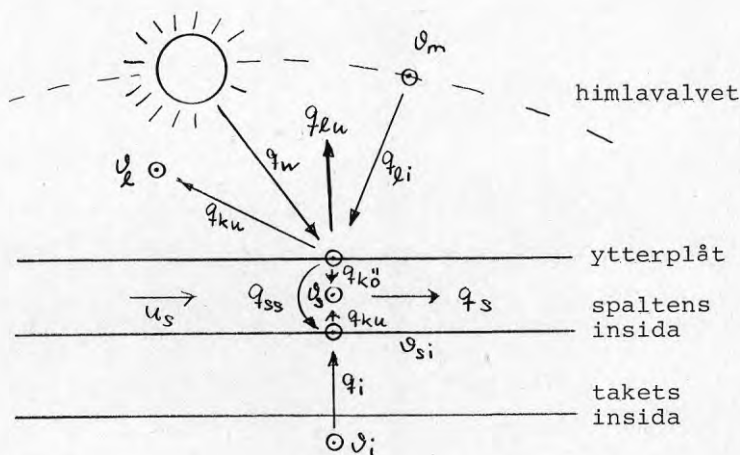
Den tryckskillnad över takventilationssystemet som uppstår på grund av vindpåverkan är ganska hög jämfört med den tryckskillnad som behövs för att upprätthålla önskat luftflöde genom ventilationsspaltens under vindstilla förhållanden. Det innebär att strömningsmotståndet i resten av systemet, d v s den underliggande betongkanalen och luftbehandlingsaggregatet jämte anslutningar måste vida överskrida luftspaltens strömningsmotstånd om det skall vara möjligt att styra såväl strömningsriktning som flödet i kanalsystemet under naturliga förhållanden. Denna effekt kommer också avsevärt att försvåra mätningar på systemets verkningsgrad under naturliga förhållanden om föreskrivna flöden inte kan upprätthållas.

Om luftflödet i spaltens inlopp ökar under inverkan av yttre vindtryck, medför detta en hastighetsökning som kan öka risken för att yrsnö och slagregn skall tränga in i konstruktionen den vägen. Samma effekt kan uppstå om öppningarna i inloppet är för små, vilket medför lokalt hög hastighet och därmed hög rörelseenergi hos snö- och regnpartiklar som medföljer ventilationsluften.

6.2 Luftspaltens värmebalans

6.2.1 Värmeflöden

I figur (6.2.1) visas luftspaltens värmebalans med hjälp av de inblandade flödesvektorerna mellan konstruktionens strategiska längdsnitt. Det yttre tätskiktet antas, i följande framställning, bestå av profilerad plåt, vilket innebär att det i praktiken saknar värmemotstånd. Den resulterande beräkningsmodellen kan dock genom små modifieringar även användas för tätskikt med visst värmemotstånd.



Figur 6.2.1. Luftspaltens värmebalans.

Följande storheter ingår i figur (6.2.1)

- ϑ_1 = uteluftens temperatur, °C
 ϑ_m = himlavalvets effektiva motstrålande temperatur °C.
 ϑ_p = tätskiktets d v s plåtens temperatur, °C
 ϑ_s = spaltluftens temperatur, °C
 ϑ_{si} = temperatur på luftspaltens insida, °C
 ϑ_i = temperatur i den underliggande lokalen, °C
 u_s = spaltluftens hastighet, m/s
 q_{ku} = konvektivt värme flöde mellan takyta och uteluft, W/m²
 q_w = totalt absorberad kortvågig sol och himmelstrålning, W/m²
 q_{lu} = långvågig utstrålning från takets ytteryta, W/m²
 q_{li} = infallande långvågig strålning från himlavalvet, W/m²
 q_{ss} = värmeöverföring p g a strålning mellan luftspaltens begränsningsytor, W/m²
 $q_{kö}$ = konvektiv värmeöverföring mellan spaltens, övre begränsningsyta och spaltluften, W/m²
 q_{ki} = Konvektiv värmeöverföring mellan spaltens, undre begränsningsyta och spaltluften W/m²
 q_s = ändring av ventilationsluftens värmeinnehåll, W/m²
 q_i = värme flöde mellan den underliggande lokalen och spaltens undersida, W/m².

6.2.2 Konvektiv värmeövergång vid takets utsida

Det konvektiva värme flödet mellan takytan och uteluften q_{ku} kan skrivas

$$q_{ku} = \alpha_{ku} (\vartheta_p - \vartheta_1) \dots\dots\dots 6.2.1$$

α_{ku} = värmeövergångstalet p g a konvektion mellan takytan och uteluften, W/m²k.

Värmeövergångstalet α_{ku} varierar primärt med luft-hastigheten längs ytan. För påtvingad konvektion längs en plan yta kan följande approximativa samband användas.

$$\alpha_k = 6 + 4 \cdot u \quad u < 5 \text{ m/s} \dots\dots\dots 6.2.2$$

$$\alpha_k = 7.41 \cdot u^{0.78} \quad u > 5 \text{ m/s} \dots\dots\dots 6.2.3$$

Problemet är att lufthastigheten längs en takyta avviker från den nominella lufthastigheten kring byggnaden.

Dessutom varierar lufthastigheten längs taket beroende på avståndet från taksprånget, taklutning och vindriktning m m.

För att försöka få en uppfattning om storleksordningen på förhållandet mellan dessa två hastigheter kan man använda SBN:s formfaktorer tillsammans med Bernoullis ekvation

$$\frac{\rho \cdot u^2}{2} + p_{stat} + \rho \cdot h \cdot g = \text{konstant} \dots\dots\dots 6.2.4$$

p_{stat} = statiskt tryck, Pa.

h = höjden över ett referensplan, m

Den sista termen i vänsterledet som anger luftens lägesenergi kan i detta fall försummas.

SBN's formfaktorer anger hur mycket det statiska trycket p_{stat} varierar lokalt kring byggnaden där det dynamiska trycket i den fritt strömmande luften utgör en enhet.

Från figur (21:6332a) SBN 1975 kan den genomsnittliga formfaktorn för ett lågt lutande tak uppskattas till $\mu = -1.0$, vilket innebär att det statiska trycket har minskat med

$$p = (-1) \cdot \frac{u_0^2}{2} \dots\dots\dots 6.2.5$$

u_0 = friströmshastigheten, m/s

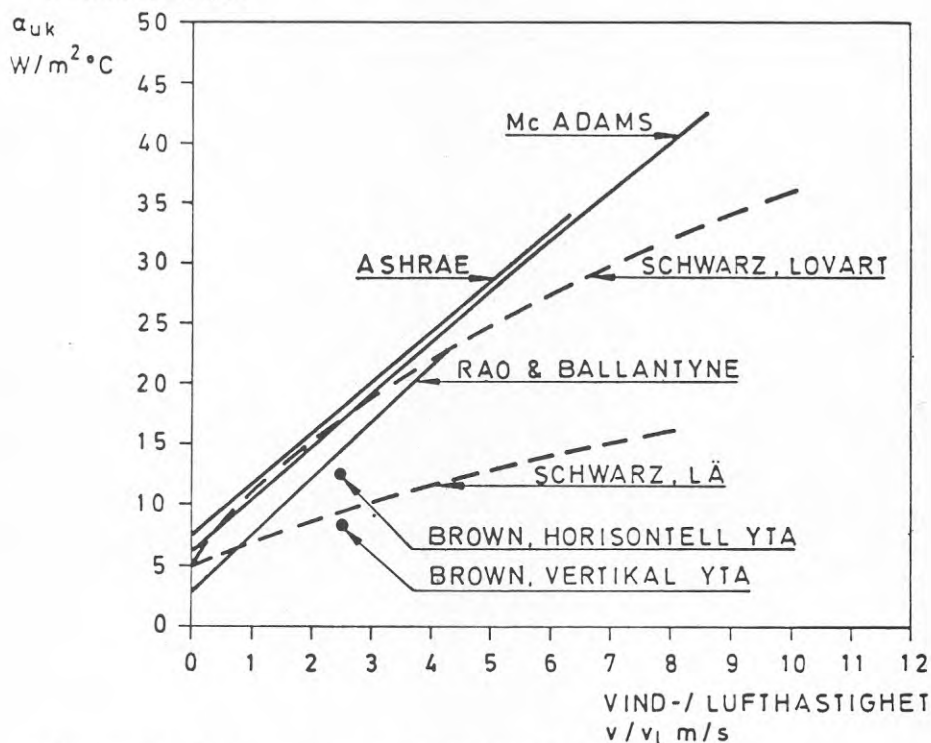
Det dynamiska trycket har därför enligt Bernoullis ekvation ökat med samma kvantitet, vilket innebär att lufthastigheten längs taket kan uppskattas från sambandet.

$$u_t = u_0 \sqrt{1 - \mu} \dots\dots\dots 6.2.6$$

u_t = genomsnittshastigheten längs taket, m/s

$u_t = \sqrt{2} \cdot u_0$ 6.2.7

Detta resultat får dock användas med största försiktighet. När en kropp med vassa konturer som t ex en industrihall omströmmas av ett konstant strömningsfält uppstår ett fenomen som i den engelska litteraturen kallas för "bluff body" eller falsk kropp. Det innebär att strömningen äger rum runt en tänkt strömlinjeformad kropp som har själva byggnaden inskriven. Mellan den luftströmning som genom sin höga hastighet ger upphov till ett sug på takytans och själva taket kan därför finnas en luftficka med betydligt lägre lufthastigheter. Den lufthastighet längs ytan som beräknas i ekv 6.2.7 ligger därför sannolikt betydligt högre än vad som sker i verkligheten. Sandberg (1973) har gjort en sammanställning av olika undersökningar av hur värmeövergångstalet p g a konvektion varierar med vindhastigheten. Denna sammanställning visas i figur (6.2.2) Kurvorna enligt ASHRAE och McAdams är relaterade till lufthastigheten längs ytan och motsvarar ungefär de samband som anges i ekvation 6.2.2 och 6.2.3. De övriga resultaten är relaterade till vindhastigheten på mätställets höjd.



Figur 6.2.2. Konvektionsövergångstal som funktion av vindhastighet resp lufthastighet parallellt med ytan

Källa: Sandberg (1973)

Genom att tillämpa "bluff body" betraktelsesättet enligt ovan ter sig uppdelningen enligt Schwarz i läside och lovartsida naturlig och hans resultat bekräftar också den teorin.

På lovartsidan uppnås värmeövergångstalet $15 \text{ W/m}^2\text{k}$ vid vindhastigheten ca 2 m/s och på läsidan vid 8 m/s . Vid en medelvindhastighet 3 m/s kan det konvektiva värmeövergångstalet enligt Schwarz kurvor variera mellan ca 10 och $20 \text{ W/m}^2\text{k}$ i en bestämd punkt på byggnadens ytteryta beroende på läge och vindriktning.

Värmeöverföringen kan förväntas vara störst vid taksprånget och ha ett minimum på ett visst avstånd från taksprånget. Detta min.värde är nära det värde man registrerar på läsidan. Sedan ökar värmeöverföringen med ökat avstånd från taksprånget till ungefär det värde man registrerar på lovartsidan.

I genomsnitt på takytan torde värmeöverföringstalet därför ligga någonstans mittemellan kurvorna för lovart- och läsidan och detta stämmer också ungefär med de mätningar som redovisas enligt Brown för horisontella ytor. Osäkerheten är dock ganska stor och det intresse som nu har uppstått kring värmebalans vid ytterytan under inverkan av solstrålning torde motivera en intensifierad forskning inom detta område.

För beräkningsändamål kan det konvektiva värmeöverföringstalet längs taket approximeras analogt med ekv 6.2.2 och ekv 6.2.3.

$$\alpha_{ku} = 6 + 2.6 \cdot u \quad u < 5 \text{ m/s} \dots\dots\dots 6.2.8$$

$$\alpha_{ku} = 8.36 \cdot u^{0.51} \quad u > 5 \text{ m/s} \dots\dots\dots 6.2.9$$

6.2.3 Strålningsutbytet vid takets utsida

Strålningsutbytet vid takets utsida kan uppdelas i tre komponenter:

- 1) Infallande kortvågig strålning d v s sol- och himmelstrålning som absorberas i takytan.
- 2) Långvågig strålning från takytan betingad av ytans emitterande egenskaper och temperatur
- 3) Långvågig strålning från himlavalvet

Den absorberade kortvågiga strålningen vid ytan q_w W/m^2 kan skrivas

$$q_w = aI \quad \dots\dots\dots 6.2.10$$

a = absorptionsfaktorn för kortvågig strålning

I = kortvågig infallande strålning $\text{W/m}^2\text{k}$.

Absorptionsfaktorn a för kortvågig strålning kan variera mellan 0.9 för en svartfärgad yta och 0.05 för en aluminiumfolie med blank yta. De laborativt mätta värdena för olika ytor skall dock användas med stor försiktighet, eftersom deras egenskaper kan ändras radikalt p g a nedsmutsning. Höglund 1973 anger följande praktiskt tillämpbara värden på a .

Ytans färg	Absorptionsfaktorer för kortvågig strålning
Ljusa ytor	0.4 - 0.5
Mörkgrå ytor	0.7 - 0.8
Svarta ytor	0.9

För att uppnå maximal verkningsgrad mellan den infallande solstrålningen och upptagen värmeeffekt i ventilationsspalten bör ytterplåten ha största möjliga absorptionsfaktor ca 0.9.

Den långvågiga utstrålningen från takyta q_{lu} W/m² blir

$$q_{lu} = \epsilon C_s \left(\frac{273 + \vartheta_p}{100} \right)^4 \dots\dots\dots 6.2.11$$

ϵ = ytans emissionstal för långvågig strålning

C_s = strålningskonstanten för en svart kropp
= 5.7 W/m²K⁴.

Emissionstalet ϵ ligger kring 0.9 för de flesta ytor inom byggnadstekniken om man bortser ifrån blanka metallytor.

På samma sätt fås för den långvågiga strålningen från himlavalvet q_{li} W/m².

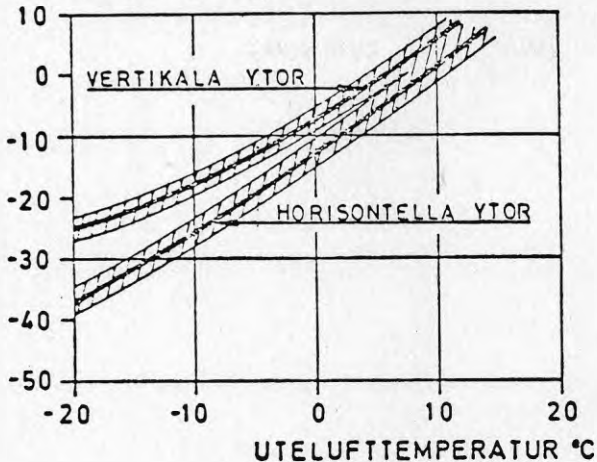
$$q_{li} = C_s \cdot \epsilon \left(\frac{273 + \vartheta_m}{100} \right)^4 \dots\dots\dots 6.2.12$$

Brown (1956) har utfört mätningar på effektiv motstrålningstemperatur under klara nätter som funktion av utelufttemperaturen ϑ_1 . I figur (6.2.3) visas

mätresultaten för vertikala och horisontella ytor. För horisontella ytor ligger den effektiva motstrålningstemperaturen mellan gränserna

$$1.2 \vartheta_l - 18 \leq \vartheta_m \leq 1.2 \vartheta_1 - 10 \dots\dots\dots 6.2.13$$

EFFEKTIV MOTSTRÅLNINGS-
TEMPERATUR ϑ_m °C



Figur 6.2.3. Den effektiva motstrålningstemperaturen ϑ_m under helt klara nätter som funktion av utelufttemperaturen ϑ_1 enligt mätningar utförda av Brown.

6.2.4 Värmeutbytet i luftspalten

Vid solstrålning kommer ytterplåten att få en högre temperatur än uteluften och därmed överförs värme från plåten till luften i spalten på två olika sätt. Dels genom konvektiv värmeöverföring $q_{k\delta}$ W/m², mellan plåten och spaltluften, dels genom långvågig värmestrålning från plåten till spaltens insida vars temperatur ökar och värme avges sedan konvektivt till spaltluften, q_{ki} , W/m². Spaltluften får härigenom en temperaturhöjning.

Den strålningsvärme som överförs mellan luftspaltens begränsningsytor kan beskrivas som

$$q_{ss} = \alpha_s (\vartheta_p - \vartheta_{si}) \dots\dots\dots 6.2.14$$

α_s = värmeöverföringskoefficient p g a strålning, W/m²K

$$\alpha_s = \frac{\epsilon_{12} C_s}{\vartheta_p - \vartheta_{is}} \left(\left(\frac{273 + \vartheta_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \vartheta_{is}}{100} \right)^4 \right) \dots\dots\dots 6.2.15$$

ϵ_{12} = den resulterande emittensen för de båda ytorna

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{is}} - 1 \dots\dots\dots 6.2.16$$

ϵ_p = plåtens emissionstal

ϵ_{is} = emissionstalet på luftspaltens insida

Ekvation 6.2.15 kan enligt Nevander et al (1976) för-
enklas till:

$$\alpha_s \approx 0.04 \epsilon_{12} \cdot C_s \left(\frac{273 + \frac{\vartheta_p + \vartheta_{is}}{2}}{100} \right)^3 \dots\dots\dots 6.2.17$$

vilket ger acceptabel noggrannhet inom de temperatur-
intervaller som är aktuella för luftspalten. Om
medeltemperaturen på spaltens ytor varierar mellan
-20 och 60°C innebär det att α_s varierar mellan 3.0
och 6.8 W/m²K.

Den konvektiva värmeöverföringen mellan plåten och
spaltluften kan beräknas enligt uttrycket

$$q_{k\ddot{o}} = \alpha_{k\ddot{o}} (\vartheta_p - \vartheta_s) \dots\dots\dots 6.2.18$$

$\alpha_{k\ddot{o}}$ = värmeövergångskoefficienten p g a konvek-
tion vid spaltens översida, W/m²K.

På samma sätt beräknas den konvektiva värmeöver-
föringen vid spaltens undersida.

$$q_{ki} = \alpha_{ki} (\vartheta_{si} - \vartheta_s) \dots\dots\dots 6.2.19$$

Den konvektiva värmeövergångskoefficienten α för på-
tvingad turbulent strömning i glatta rör kan enligt
Hausen (1959) beräknas enligt ekvationen

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 0.037 (Re^{0.75} - 180) Pr^{0.42} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots 6.2.20$$

där Nu = Nusselts tal

d = rörets diameter, m

λ = luftens värmeledningstal, W/mK

Re = Reynolds tal

Pr = Prandtls tal

$$Pr = \frac{\nu \rho c}{\lambda} \dots\dots\dots 6.2.21$$

L = Längd från inlopp, m

$$\eta_{fl} = \text{mediets dynamiska viskositet, } \text{Ns/m}^2$$

$$\eta_w = \text{den dynamiska viskositeten omedelbart intill rörväggen, } \text{Ns/m}^2$$

För rektangulära kanaler kan ekvation 6.2.20 användas genom att ersätta rördiametern med den hydrauliska diametern d_h som i vårt fall är lika med dubbla spaltbredden. Antar man vidare att

$$\eta_{fl} \approx \eta_w$$

och att

$$d \ll L$$

och sätter in genomsnittliga värden på luftens materialegenskaper vid $t \text{ ex } 10^\circ\text{C}$ då blir Prandtl's tal

$$\text{Pr} = \frac{14.0 \cdot 10^{-6} \cdot 1.244 \cdot 1000}{0.025} = 0.70$$

och ekvation 6.2.20 kan skrivas för α explicit

$$\alpha = \frac{1}{d_h} (3.01 (u \cdot d_h)^{0.75} - 0.143) \dots\dots\dots 6.2.22$$

Sambandet ovan gäller i medeltal för långa kanaler med glatta väggar för strömning med Reynolds tal över ca 2300. För att även ge uttryck för kortare kanaler återinförs den längdberoende termen vilket ger

$$\alpha = \frac{1}{d_h} (3.01 (u \cdot d_h)^{0.75} - 0.143) \left[1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right] \dots\dots\dots 6.2.23$$

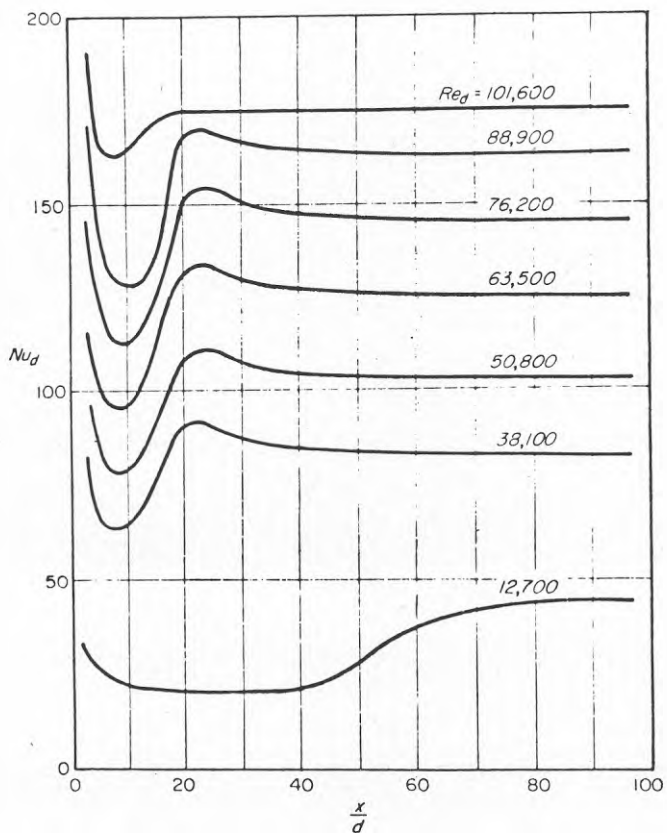
Deriverar man medelvärde med avseende på längden resulterar det i det lokala värmeövergångstalet

$$\alpha = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(x) dx \quad 6.2.24$$

$$\alpha(x) = \frac{1}{d_h} (3.01 (u \cdot d_h)^{0.75} - 0.143) \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_h}{x} \right)^{2/3} \right] \quad 6.2.25$$

Detta samband gäller endast om den turbulenta strömningen i spalten redan är fullt utbildad i det snitt där uppvärmningen påbörjas.

Då uppvärmningen börjar vid spaltinloppet, som i detta fall, fås en lokal nedgång i värmeövergångstalet på en viss sträcka efter inloppet. Detta beror på att gränsskikten vid spaltens början är laminära.



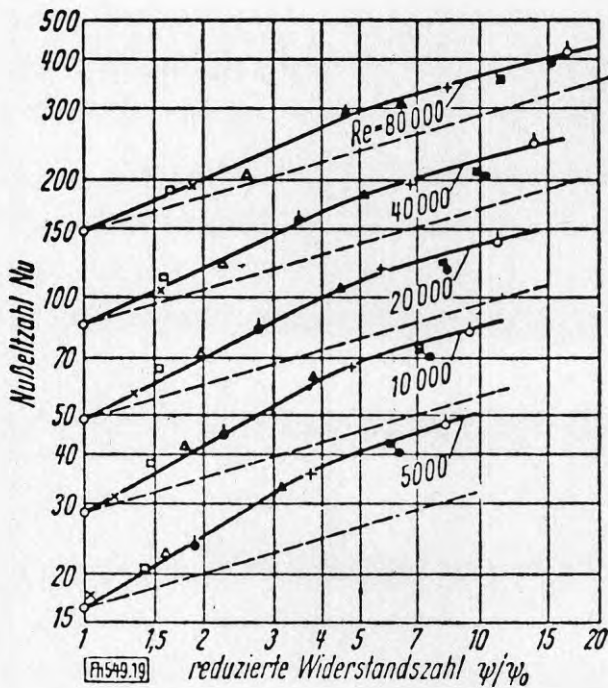
Figur 6.2.4. Lokala Nusseltstalet för flöde i kanal nära inloppet (W. Linne o. H. Kunze, Allgem. Wärmetechnik 4:78-79 (1953))

Nunner (1956) har studerat inverkan av rörväggars råhet på värmeöverföringen. Resultatet visas i figur (6.2.5), där Nusselts tal är uppritat som funktion av kvoten mellan det verkliga friktionstalet λ och friktionstalet för ett glatt rör λ_0 . Av figuren framgår att värmeöverföringen ökar kraftigt med ökat motståndstal vilket kan approximativt skrivas:

$$\alpha = \alpha_0 \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^{1/m} \quad 6.2.26$$

$$m = \left(\frac{Re}{100} \right)^{1/8} \quad 6.2.27$$

$$1 \lesssim \frac{\lambda}{\lambda_0} \lesssim 4 \quad 6.2.28$$



Figur 6.2.5. Nusseltalets beroende av det reducerade motståndstalet vid varierande Reynoldstalet. Motståndstalet definieras för en strömningsväg som förhållandet mellan tryckfall och dynamiskt tryck i anslutande ledning och utgörs för raka rör av friktionstalet dividerat med den hydrauliska diametern.

Källa: Nunner (1956)

Denna relation mellan motståndstal och värmeöverföring är värdefull eftersom motståndstalet är enklare att mäta. Däremot får man sätta ett frågetecken för om denna analogi kan tillämpas på spalter med markanta areaändringar i strömningsriktningen t ex om kanalväggen består av korrugerad plåt tvärs strömningsriktningen eller när luften måste ta sig förbi regler och andra hinder i luftspalten.

Sammanfattningsvis ger ekvation 6.2.22 den ungefärliga undre gränsen för värmeöverföringstalet i spalten medan ekvation 6.2.26-28 ger en uppfattning om hur mycket värmeöverföringen kan förbättras genom att öka råheten på spaltväggarnas ytor. Dessutom finns det ingen anledning att skilja på α_{ku} och $\alpha_{kö}$ storleksmässigt om inte annat påvisas genom praktiska mätningar.

Ventilationsluftens värmeutbyte med spaltväggarna medför en ändring av spaltluftens värmeinhåll som kan beräknas med differentialekvationen

$$q_s = \gamma c_{bu} b_s \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \dots\dots\dots 6.2.29$$

där b = spaltbredden, m

Flödesvektorn q_s W/m² uttrycker den värmemängd som ventilationsluften bortför per ytenhet takyta.

Värmeutbytet mellan luftspaltens insida och den underliggande lokalen kan uttryckas:

q_i = värmeflödet mellan byggnadens insida och spaltens insida, W/m².

$$q_i = \frac{1}{\sum m} (\theta_i - \theta_{si}) \dots\dots\dots 6.2.30$$

Där $\sum m$ är summa värmemotstånd mellan byggnadens insida och spaltens insida vilket för väl isolerade tak approximativt utgörs av takets inverterade k-värde.

6.2.3 Värmebalans i luftspalten

Ovan har olika samband i luftspaltens värmebalans behandlats. För att spalttemperaturen skall kunna fastställas kan värmebalansekvationen lösas om tre temperaturer är kända d v s ytterplåtens temperatur θ_p , temperaturen på spaltens insida θ_{si} och spaltluftens temperatur θ_s .

Värmebalans för ytterplåten ger:

$$q_{ku} + q_{lu} - q_{li} + q_{kö} + q_{ss} = q_w \dots\dots\dots 6.2.31$$

$$\alpha_{ku}(\vartheta_p - \vartheta_e) + \alpha_{su}(\vartheta_p - \vartheta_m) + \alpha_{k\ddot{o}}(\vartheta_p - \vartheta_s) + \alpha_{ss}(\vartheta_p - \vartheta_{si}) = aI \quad 6.2.32$$

$$\vartheta_p = \frac{\alpha_{ku}\vartheta_e + \alpha_{su}\vartheta_m + \alpha_{k\ddot{o}}\vartheta_s + \alpha_{ss}\vartheta_{si} + aI}{\alpha_{ku} + \alpha_{su} + \alpha_{k\ddot{o}} + \alpha_{ss}} \quad 6.2.33$$

De värmeövergångstal på grund av strålning som ingår i ekv 6.2.33 är temperaturberoende i enlighet med ekv 6.2.15. Den exakta lösning av ekvation 6.2.33 förutsätter därför ett iterativt förfarande där den beräknade plåttemperaturen utgör ingångsstorhet vid beräkning av nya värmeövergångstal på grund av strålning.

Värmebalans för spaltens insida ger:

$$q_i + q_{ss} = q_k; \quad 6.2.34$$

$$\frac{1}{\sum m}(\vartheta_i - \vartheta_{si}) + \alpha_{ss}(\vartheta_p - \vartheta_{si}) = \alpha_{ki}(\vartheta_{si} - \vartheta_s) \quad 6.2.35$$

$$\vartheta_{si} = \frac{\frac{1}{\sum m}\vartheta_i + \alpha_{ss}\vartheta_p + \alpha_{ki}\vartheta_s}{\frac{1}{\sum m} + \alpha_{ss} + \alpha_{ki}} \quad 6.2.36$$

Denna ekvation får lösas iterativt på samma sätt som ekv 6.2.33.

Värmebalans för spaltluften ger

$$q_s = q_{k\ddot{o}} + q_{ku} \quad \dots\dots\dots 6.2.37$$

$$\frac{\partial \vartheta_s}{\partial x} g c b u_s = \alpha_{k\ddot{o}}(\vartheta_p - \vartheta_s) + \alpha_{ki}(\vartheta_{si} - \vartheta_s) \quad 6.2.38$$

Integrering av ekvation 6.2.38 samt insättning av randvillkoret

$$\vartheta_s(0) = \vartheta_e \quad 6.2.39$$

ger med ξ = integrationsvariabel

$$\vartheta_s(x) = \vartheta_e + \frac{\alpha_{k\ddot{o}}}{g c b u_s} \int_0^x (\vartheta_p(\xi) + \vartheta_{si}(\xi) - 2\vartheta_s(\xi)) d\xi \quad 6.2.40$$

6.2.4 Ekvationslösning med finita differenser.

Konstruktionen delas upp i längsled i jämnstora element med längden dx.

Spaltluftens temperatur efter det att den har passerat k element från inloppet ϑ_{sk} kan beräknas explicit om integralen i ekvation 6.2.40 ersättes med en summa diskreta värden.

$$\vartheta_{sk} = \vartheta_s + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s} \sum_1^k (\bar{\vartheta}_{Pj} + \bar{\vartheta}_{sij} - 2\bar{\vartheta}_{sj}) \quad 6.2.41$$

$\bar{\vartheta}_{Pj}$ = plåtens medeltemperatur i element nr j, C

$\bar{\vartheta}_{sij}$ = medeltemperatur på spaltens insida i element nr j, C

$\bar{\vartheta}_{sj}$ = spaltluftens medeltemperatur i element nr j, C

$$\vartheta_{sk} = \vartheta_s + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s} \sum_1^{n-1} (\bar{\vartheta}_{Pj} + \bar{\vartheta}_{sij} - 2\bar{\vartheta}_{sj}) + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s} (\bar{\vartheta}_{Pk} + \bar{\vartheta}_{sik} - 2\bar{\vartheta}_{sk}) \quad 6.2.42$$

$$\vartheta_{sk} = \vartheta_{s(k-1)} + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s} (\bar{\vartheta}_{Pk} + \bar{\vartheta}_{sik} - 2\bar{\vartheta}_{sk}) \quad 6.2.43$$

$$\vartheta_{sk} = \vartheta_{s(k-1)} + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s} (\bar{\vartheta}_{Pk} + \bar{\vartheta}_{sik} - \vartheta_{s(k-1)} - \vartheta_{sk}) \quad 6.2.44$$

$$\vartheta_{sk} = \frac{1}{1 + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s}} (\vartheta_{s(k-1)} + \frac{dx \alpha_{k0}}{gcbu_s} (\bar{\vartheta}_{Pk} + \bar{\vartheta}_{sik} - \vartheta_{s(k-1)})) \quad 6.2.45$$

För att beräkna värmebalans för hela luftspalten måste beräkningen påbörjas vid inloppet där ventilationsluftens temperatur ϑ_s är lika med tilluftstemperaturen. Snitt för snitt löses sedan ekvationerna 6.2.33, 6.3.36 och 6.2.45 växelvis till alla de tre temperaturerna ϑ_s , ϑ_p och ϑ_{si} konvergerar.

6.2.5 Förenklad beräkningsmetod

För långa takspalter är denna beräkning mycket tidskrävande, speciellt om den skall beräknas för varje tidssteg när byggnadens energibalans beräknas under längre preioder. Med hänsyn till de många osäkra faktorer som ingår i beräkningsmodellen uppstår därför frågan i vilken grad en förenkling av modellen för att explicit kunna beräkna spaltens lufttemperatur skulle medföra ökad osäkerhet i beräkningarna. Den viktigaste förutsättningen för att en sådan förenkling låter sig göras är att värmetransporten vid ytterytan uttryckes som värmeövergång mellan en ekvivalent utetemperatur och plåtens temperatur.

$$q_y = \alpha_y (\vartheta_e^* - \vartheta_p) \quad 6.2.46$$

$$q_y = \text{värmeflödet vid ytterytan, W/m}^2$$

$$\alpha_y = \text{värmeövergångstalet vid ytan, W/m}^2, \text{K}$$

inkluderar både långvågig strålning och konvektion

$$\vartheta_e^* = \text{ekvivalent utetemperatur, } ^\circ\text{C}$$

Det önskade målet är att bestämma ϑ_e^* så att

$$q_y = q_w + q_{li} - q_{ku} - q_{lu} \quad 6.2.47$$

$$\alpha_y (\vartheta_e^* - \vartheta_p) = \alpha I + C_s \left(\frac{273 + \vartheta_m}{100} \right)^4 - \alpha_{ku} (\vartheta_p - \vartheta_a) - \epsilon C_s \left(\frac{273 + \vartheta_p}{100} \right)^4 \quad 6.2.48$$

Enligt ekv 6.2.15-17 kan andra och fjärde termen i ekvation skrivnas som

$$q_{li} - q_{lu} = \alpha_{su} (\vartheta_m - \vartheta_p) \quad 6.2.49$$

$$\alpha_{su} = \text{värmeövergångstalet på grund av långvågigt stålningssutbyte vid plåtens ytterytan, W/m}^2$$

$$\alpha_{su} = 0.04 \epsilon C_s \left(\frac{273 + \frac{\vartheta_m + \vartheta_p}{2}}{100} \right)^3 \quad 6.2.50$$

Ekvation 6.2.48 kan nu skrivas

$$\alpha_y (\vartheta_e^* - \vartheta_p) = aI + \alpha_{su} (\vartheta_m - \vartheta_p) - \alpha_{ku} (\vartheta_p - \vartheta_l) \quad 6.2.51$$

Eftersom, enligt definitionen α_y är summan av α_{su} och α_{ku} kan ekvation 6.2.51 lösas ut för ϑ_e^* oberoende av plåtens temperatur

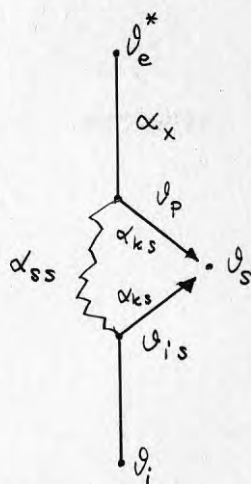
$$\vartheta_e^* = \vartheta_l + \frac{aI}{\alpha_y} + \frac{\alpha_s}{\alpha_y} (\vartheta_m - \vartheta_l) \quad 6.2.52$$

vilket är den modifierade ekvivalenta utetemperaturen enligt Höglund (1973). Här får man dock vara observant på att både α_{su} och α_y är beroende av ytterytans, dvs plåtens temperatur ϑ_p enligt ekvation 6.2.50. Detta utgör en betydande felkälla eftersom plåtens temperatur inte kan vara bestämd på förhand och varierar dessutom längs plåten i strömningsriktningen. Den från början antagna plåttemperaturen får därför alltid jämföras med den beräknade och i fall skillnaden utgör ett signifikant utslag i α_{su} enligt ekvation 6.2.50 får beräkningen upprepas. I det speciella fall som här behandlas där luftspaltens huvudsakliga funktion utgörs av uppvärmning av ventilationsluft och bortventilation av fukt torde plåttemperaturen i närheten av spaltens utlopp kunna användas för att beräkna α_{su} .

För det första är det temperaturen i utloppet som avgör energivinsten och luftens fuktupptagande förmåga och för det andra ligger denna temperatur nära medelvärdet eftersom spaltens temperatur närmar sig jämviktstemperaturen enligt en exponentialfunktion.

Samma sak gäller naturligtvis spaltens värmeövergångstal p_g a strålning α_s enligt ekv 6.2.17. Värmeövergångstalet beror av medeltemperaturen på spaltens sidor som för välisolerade tak ligger tämligen nära plåttemperaturen ϑ_p . Nyckeln till en explicit formel för temperaturfördelningen i spalten ligger därför i en så bra förhandsskattning av plåttemperaturen som möjligt.

En förenklad värmebalans för luftspalten framgår av figur (6.2.6). Den förutsätter att α_{su} och α_{ss} är kända och ekvation 6.2.52 kan tillämpas för att beräkna den ekvivalenta utetemperaturen. Här har värmeövergångstalen på luftspaltens bägge sidor satts lika.



Figur 6.2.6. Förenklad värmebalans för luftspalten.

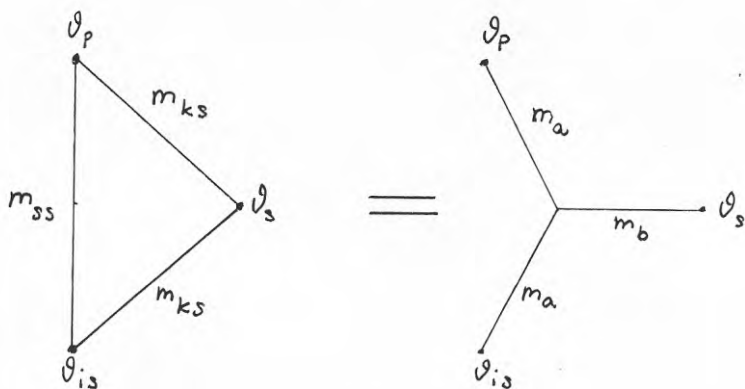
$$\alpha_{ks} = \alpha_{k\ddot{o}} = \alpha_{ku} \quad 6.2.53$$

Vidare införs motstånden

$$m_{ks} = 1/\alpha_{ks} \quad 6.2.54$$

$$m_{ss} = 1/\alpha_{ss} \quad 6.2.55$$

Triangeln i figur (6.2.6) som representerar värmetransportvägarna mellan temperaturerna ϑ_p , ϑ_s och ϑ_{is} kan transformeras enligt elektricitetslärares stjärn-polygontransformer av passiva nät. I figur (6.2.7) visas transformen där värmeövergångstalen ersättes med motsvarande värmemotstånd enligt ekvationerna 6.2.54-55.

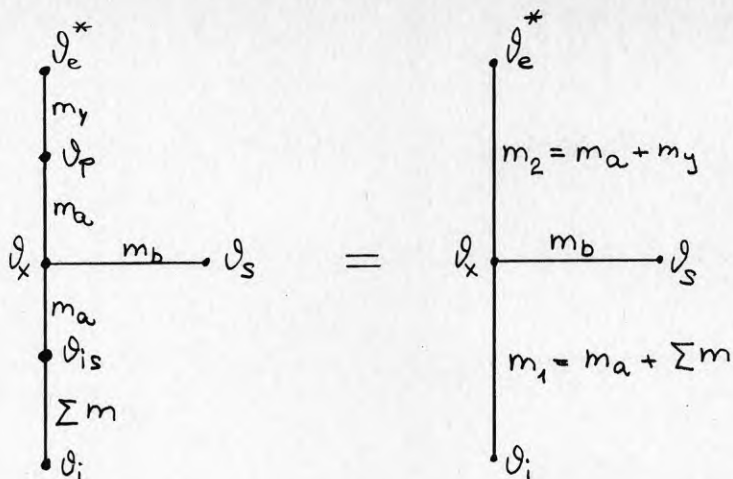


Figur 6.2.7. Stjärn-polygontransform av luftspaltens värmetransportvägar.

$$m_a = \frac{m_{ss} m_{ks}}{m_{ss} + 2 m_{ks}} \quad 6.2.56$$

$$m_b = \frac{m_{ks}^2}{m_{ss} + 2 m_{ks}} \quad 6.2.57$$

Värmebalans för luftspalten kan därför förenklas ytterligare vilket framgår av fig (6.2.7), där värmemotstånden mellan knutpunkterna i strömningsnätet är insatta.



Figur 6.2.8 Luftspaltens värmebalans i sin enklaste form.

Spaltluftens temperatur som funktion av x kan lösas ur de två ekvationerna:

$$\frac{1}{m_1} (\vartheta_i - \vartheta_x) + \frac{1}{m_2} (\vartheta_e^* - \vartheta_x) + \frac{1}{m_b} (\vartheta_s - \vartheta_x) = 0 \quad 6.2.58$$

$$\frac{1}{m_b} (\vartheta_x - \vartheta_s) - gcbu_s \frac{\partial \vartheta_s}{\partial x} = 0 \quad 6.2.59$$

Om vi först löser ekvation 6.2.58 för ϑ_x explicit vilket ger:

$$\vartheta_x = \frac{\frac{1}{m_1} \vartheta_i + \frac{1}{m_2} \vartheta_e^* + \frac{1}{m_b} \vartheta_s}{\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_b}} \quad 6.2.60$$

När avståndet från spaltens inlopp går mot oändligheten och jämvikt råder i spalten upphör värmetransporten mellan ϑ_x och ϑ_s , vilket innebär att dessa två temperaturer är lika. Jämviktstemperaturen kallas för ϑ_s^∞ .

$$\vartheta_s^\infty = \frac{m_2 \vartheta_i + m_1 \vartheta_e^*}{m_1 + m_2} \quad 6.2.61$$

Vidare införs konstanten β .

$$\beta = \frac{1}{g_c b u_s} \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_b + m_2 m_b + m_1 m_2} \quad 6.2.62$$

Ekvation 6.2.59 kan då skrivas

$$\frac{1}{\beta} \cdot \frac{d\vartheta_s}{dx} + \vartheta_s = \vartheta_s^\infty \quad 6.2.63$$

Om temperaturen i spaltens inlopp är känd

$$x=0 \Rightarrow \vartheta_s = \vartheta_{s0} \quad 6.2.64$$

då kan ekvation 6.2.63 lösas för att ge spaltens lufttemperatur som funktion av avståndet från inloppet.

$$\vartheta_s = \vartheta_{s0} e^{-\beta x} + \vartheta_s^\infty (1 - e^{-\beta x}) \quad 6.2.65$$

$$\vartheta_s = \vartheta_s^\infty - (\vartheta_s^\infty - \vartheta_{s0}) e^{-\beta x} \quad 6.2.66$$

Knutpunktstemperaturen ϑ_x kan beräknas enligt ekvation 6.2.60 och från figur^x (6.2.7) inser man att temperaturerna på plåten ϑ_p och luftspaltens insida ϑ_{is} kan beräknas enligt ekvationerna 6.2.67-68.

$$\vartheta_p = \vartheta_x + \frac{m_a}{m_2} (\vartheta_e^* - \vartheta_x) \quad 6.2.67$$

$$\vartheta_{is} = \vartheta_x + \frac{m_a}{m_1} (\vartheta_i - \vartheta_x) \quad 6.2.68$$

Dessa temperaturer vid spaltens utlopp får nu jämföras med de antagna medeltemperaturer som låg som grund för beräkningen av strålningsövergångstalen i luftspalten α_s och vid ytterytan α_{so} . Denna för- enklade beräkningsgång kräver därför också ett iterationsförfarande. Skillnaden är endast den att hela spaltens temperaturförlopp kan beräknas direkt istället för att arbeta sig igenom hela spaltens längd i diskreta steg enligt ekvationerna 6.2.41-45.

Den enda försämringen i beräkningsnoggrannhet orsakas av att värmeövergångstalen p g a strålning längs spalten α_s och α_{so} ges ett konstant värde medan de i själva verket följer temperaturernas variation. En känslighetsanalys av strålningsövergångstalets beroende av temperaturen ger

$$\frac{d\alpha_s}{d\vartheta} = \frac{3\alpha_s}{273 + \vartheta} \quad 6.2.69$$

eller att ändringen i värmeövergångstal p g a strålning mellan två motstrålande ytor är ca 1% per grads ändring av ytornas medeltemperatur.

Även om modellen här primärt har härletts för att ge temperaturer i luftspalt under plåttäckning kan den enkelt modifieras för att ge temperaturförlopp i en godtyckligt placerad luftspalt. Den enda ändringen som måste göras är att det yttre övergångsmotståndet enligt figur (6.2.7) ersätts med summan av värmemotstånden som ligger mellan luftspaltens utsida och den ekvivalenta utetemperaturen. Modellen får då principiellt samma utseende som den som Samuelsson (1977) ger för beräkning av värmeförluster vid ventilation. De huvudsakliga skillnaderna ligger i att värmeövergångsförhållandena i spalten beskrivs på ett mera adekvat sätt genom uppdelning i konvektiv värmeöverföring och strålning och dessutom har den kompletterats för att gälla även under inverkan av kortvägig sol och himmelstrålning mot ytterytan.

En komponent som har utelämnats i betraktelsen av luftspaltens värmebalans enligt ovan är det energiutbyte som äger rum vid utfällning eller förångning av fukt vid luftspaltens ytor. Detta har en viss betydelse när luftspalten används för att ventilera bort fukt ur konstruktionen och kommer därför att behandlas närmare tillsammans med luftspaltens fuktbalans.

6.3 Luftspaltens fuktbalans

Konstruktionen kan tillföras fukt efter olika vägar. Eventuella otätheter i det yttre plåtskiktet medför inläckning av regn och smältvatten, yrsnö och regndroppar kan medfölja ventilationsluften vid luftintagen. Ventilationsluften kan under vissa förutsättningar ge ett fukttillskott till konstruktionen och fukt kan tillföras inifrån byggnaden via diffusion eller konvektion genom otätheter i det inre tätskiktet. När ånghalten i luftspalten och området kring denna överstiger mättnadsånghalten på plåten invändigt, resulterar det i utfällning av vattenånga eller kondens mot plåtskiktet. Kondensvattnet bildar små droppar på plåten som förenas och blir större allt eftersom mängden kondenserat vatten på ytan ökar. Vid en viss droppstorlek övervinner gravitationskraften friktionskrafterna och dropparna börjar glida iväg längs plåten om den lutar.

Dropparna släpper sedan antingen p g a sin ökande storlek eller att de stöter mot kanter och ojämnheter som då fungerar som droppnäsor. När det yttre tätskiktet bärs upp av åsar blir den största vattenansamlingen kring åsarna. Om värmeisoleringen är vattenavvisande följer dropparna åsarna ned till det undre tätskiktet där huvudsakligen två saker kan hända.

Kondensvattnet förångas med hjälp av värme inifrån och diffunderar ut mot den kalla ytterplåten för att kondensera igen. Förångning av kondensvattnet kräver ganska mycket energi jämfört med det värmeflöde som normalt äger rum genom konstruktionen. Claesson (1978) ger ett uttryck för det extra värmeflöde som denna cirkulation av vattenånga i en sluten konstruktion kan ge upphov till.

$$\frac{q_c}{q_h} = \frac{r \cdot \delta}{\lambda} \cdot \frac{v_s(\vartheta_1) - v_s(\vartheta_0)}{\vartheta_1 - \vartheta_0} \quad 6.3.1$$

q_c = värmeflöde p g a fuktkonvektion W/m^2

q_h = värmeflöde utan fuktens medverkan W/m^2

r = ångbildningsvärmets, J/kg

δ = isolermaterialets ånggenomsläpplighet, m^2/s

ϑ_1 = temperatur på varm sida, K

ϑ_0 = temperatur på kall sida, K

λ = värmeledningstal för isoleringsmaterialet, W/mK

v_s = mättnadsånghalt kg/m^3

För att illustrera fukttransportens betydelse med ett numeriskt exempel antas:

$$\vartheta_1 = 20^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_0 = 0^\circ\text{C}$$

$$r = 2.46 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

$$\delta = 1.0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} ; \lambda = 0.03 \text{ W/m,K}$$

$$0^\circ\text{C} : v_s = 4.84 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$20^\circ\text{C} : v_s = 17.28 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$\frac{q_c}{q_h} = \frac{2.46 \cdot 10^6 \cdot 10^{-5} (17.28 - 4.84) \cdot 10^{-3}}{0.03 \cdot 20} = 0.51$$

I händelse av att så stora fuktmängder finns lagrade i taket att hela det undre tätskiktet står vått ökar värmeförlusterna med hela 50%. Det krävs dock ganska stora vattenmängder för att så skall bli fallet. Kondensvattnet samlas i begränsade pölar i lågpunkterna vilket innebär att endast en begränsad del av takkonstruktionen deltar i cirkulationsprocessen. Det är dock ur energisynpunkt motiverat att i möjligaste mån undvika kondensdropp från ytterplåten.

Kondensvattnet som samlas i lågpunkterna kan också söka sig genom eventuella otätheter i tätskiktet och uppenbaras i form av dropp i den underliggande lokalen. I dubbla plåtkonstruktioner med invändig ångspärr föreligger den största risken för otätheter i ångspärren just där åsarna anslutes till det undre plåtskiktet.

Med ökade isolertjocklekar har betydelsen av det yttre tätskiktets bärande funktion ökat. Detta har resulterat i att de hermetiskt täta pappskikten har ersatts med korrugerad plåt på reglar. Varken den undre plåten kombinerad med en ångspärr eller den yttre plåten kan ge samma säkerhet mot genomströmning av fuktig inomhusluft genom taket som pappen.

För tak som är riktigt konstruerade för att snabbt och effektivt leda bort regn och smältvatten från takytan utgör fuktkonvektion inifrån den viktigaste fuktkällan och risken för denna ökar med ökad risk för genomströmning av takkonstruktionen. Det är därför mycket osäkert om det erfarenhetsmaterial som har tillkommit genom papptakens användning utan vidare kan tillämpas på konstruktioner med yttre tätskikt av plåt.

Ett sätt att undvika fuktproblem i taket är att ventiler konstruktionen med uteluft.

Om ventilationsspalten som i det ovan beskrivna fallet ligger omedelbart under det yttre tätskiktet kan det dock uppstå sådana situationer t ex under kalla nätter och när det ligger snö på taket att utluftens mätnads-

ånghalt understiger mätnadsånghalten på plåten, vilket resulterar i ökad fuktansamling på plåtens inneryta. Det är därför viktigt att göra klart för sig vilka risker en kontinuerlig ventilation av luftspalten medför och om det finns anledning att styra ventilationen med hänsyn till dessa.

Fukthaltens variation i luftspalten kan bestämmas genom att beräkna det fuktutbyte som sker mellan spaltluften och det yttre plåtskiktet.

$$V_s(x) = V_{sl}(0) - \frac{\beta}{\alpha b} \int_0^x (V_s(\xi) - V_p^s(\xi)) d\xi \quad 6.3.2$$

där:

x = avstånd från inlopp, m

V_{sl} = spaltluftens ånghalt kg/m^3

V_p^s = mätnadsånghalt vid plåtskiktet, kg/m^2

β = diffusionsövergångskoefficient, m/s

ξ = integrationsvariabel

Från förra avsnittet, luftspaltens värmebalans, kan temperaturfördelningen längs luftspalten beräknas.

Svårigheterna ligger i att det finns inget enkelt fysikaliskt samband som ger mätnadsånghalt som funktion av temperaturen. Sandberg (1973) har approximerat tabellerade värden med ett fjärdegradssamband

$$v^s = \left(4.80 + 3.43 \left(\frac{\vartheta}{10} \right) + 0.96 \left(\frac{\vartheta}{10} \right)^2 + 0.16 \left(\frac{\vartheta}{10} \right)^3 + 0.026 \left(\frac{\vartheta}{10} \right)^4 \right) \cdot 10^{-3} \quad 6.3.3$$

v^s = mätnadsånghalten kg/m^3

ϑ = temperatur, $^{\circ}\text{C}$

En förenkling som införs här är att ytterplåtens temperatur anses konstant längs hela spalten. Denna förenkling införs naturligtvis i första hand för att förenkla lösningar av ekv 6.3.2 men kan motiveras med att dels ligger plåtens slutliga temperatur nära medelvärdet och dels är ventilationsluftens slutliga tillstånd av störst intresse, eftersom skillnaden i fukt-tillstånd mellan inlopp och utlopp ger den mängd fukt som tillförs eller ventileras bort under givna förhållanden.

Ekvation 6.3.2 kan då skrivas enkelt på differentialform

$$\beta(v_{sL} - v_p^s) = \frac{\partial v_s}{\partial x} \cdot u \cdot b \quad 6.3.4.$$

som har lösningen

$$v_s(x) = v_p^s + (v_s(0) - v_p^s) e^{-\frac{\beta}{ub} x} \quad 6.3.5$$

Det genomsnittliga fuktutbytet per m^2 luftspalt \bar{g} kan nu skrivas:

$$\bar{g} = \frac{ub}{L} (v_s(0) - v_s(L)) \quad 6.3.6$$

$$\bar{g} = \frac{ub}{L} (v_s(0) - v_p^s) \left(1 - e^{-\frac{\beta}{ub} L}\right) \quad 6.3.7$$

\bar{g} är den genomsnittliga fuktflödestätheten mellan spaltluft och ytterplåt, kg/m^2s .

Ekvation 6.3.7 gäller endast under förutsättning att det finns obundet vatten på ytterplåtens insida om $v_p^s >$

v_s . Om så inte är fallet förekommer inget fuktutbyte mellan spaltluften och plåten.

I det fortsatta resonemanget införs ytterligare en förenkling nämligen att den lokala fuktflödestätheten anses jämnt fördelad längs spalten. Den lokala fuktflödestätheten skrives

$$g(x) = \beta(v_s(x) - v_p^s) \quad 6.3.8$$

eller genom insättning av ekv 6.3.3

$$g(x) = \beta (v_s(0) - v_p^s) \cdot e^{-\frac{\beta}{ub} x} \quad 6.3.9$$

Väljer man ett numeriskt exempel $b = 0.1$ m, $u = 1$ m/s och $\beta = 6.7 \cdot 10^{-3}$ m/s kan fuktflödets variation längs spalten undersökas genom att betrakta exponentialtermens variation i x-led

x, m	$e^{-\frac{\beta}{ub} x}$
0	1
1	0.93
2	0.88
4	0.76
8	0.57
12	0.45

Rent beräkningsmässigt ger alltså denna förenkling ca $\pm 30\%$ fel i den lokala värmeflödestätheten. Detta fel kommer delvis att motverkas av att plåtens temperaturfördelning har principiellt samma utseende som spaltluftens motsatt till det som tidigare har antagits och vidare utgör kondensations- eller förångningsvärmets ett betydande inslag i spaltens värmebalans, vilket verkar utjämnande på fuktflödestäthetens fördelning längs spalten.

En betydande storhet i sammanhanget är diffusionsövergångstalet β . Lewis (1922) anger följande samband mellan β och det konvektiva värmeövergångstalet vid filmkondensation.

$$\beta = \frac{\alpha}{g c} \quad 6.3.10$$

α finns angivet i det avsnitt som handlar om luftspaltens värmebalans, men för båda dessa storheter α och β gäller att på g a spaltens komplicerade geometri kan dessa storheter inte beräknas med någon större säkerhet med utgångspunkt från det i litteraturen befintliga underlaget.

Den fuktmängd som finns lagrad i form av kondenserat vatten på ytterplåtens insida betecknas med bokstaven

G kg/m². G kan beräknas som funktion av tiden enligt:

$$G(t) = G(t_0) + \int_{t_0}^t \bar{g} \tau \, d\tau \quad 6.3.11$$

$G(t_0)$ = lagrad kondensvatten vid tiden t_0 kg/m²

För praktiska beräkningar antas konstanta förhållanden råda under mindre delperioder och eftersom klimatdata som regel finns lagrade som entimmarsvärden förefaller det naturligt att välja delperiodernas längd till just en timme.

Ekvation 6.3.11 kan förenklas för att ge den lagrade fuktmängden G_p vid slutet av perioden p som funktion av den lagrade fuktmängden vid periodens början G^{p-1} , genom genomsnittliga fuktflödestätheten under perioden \bar{g}^p och periodens längd i sekunder t^p .

$$G^p = G^{p-1} + t^p \cdot \bar{g}^p \quad 6.3.12$$

Beräkningsmässigt kan G^p här inta negativa värden, vilket naturligtvis är fysikaliskt omöjligt. Detta bör speciellt observeras vid automatiserade beräkningsförfaranden. Uppåt finns det också gränser för hur mycket kondensvatten plåtytan kan hålla innan det börjar droppa. Krawczysh (1979) anger ca 0.025 kg/m² för en vanlig obehandlad plåt, vilket kan ökas till ca 0.150 kg/m² genom ytbeläggning på plåten som absorberar kondensvatten eller så kallad kondensisolering. I den fortsatta diskussionen kommer dock att antas att all lagrad fukt stannar kvar på plåtytan. Mängden lagrad fukt på plåtytan som överstiger 0.025 kg/m² kan dock användas som underlag för att bedöma riskerna för o-lägenheter orsakade av fritt rinnande vatten i konstruktionen.

Den effekt som tillförs det yttre plåtskiktet vid kondensation eller bortförs vid förångning under en period kan skrivas som

$$q_r = \frac{r \cdot (G^p - G^{p-1})}{t^p} \quad 6.3.13$$

r = ångbildningsvärmets, J/kg

Här bör framhåvas att det är fel att beräkna q_r som produkten av den beräkningsmässiga fuktflödestätheten enl ekv 6.3.7 och ångbildningsvärmets eftersom det förutsätter obegränsad tillgång till vatten på plåtytan.

Från ekv 6.3.13 kan man börja ana den återkoppling som finns med i systemet. Värmetillskott på plåten t ex i form av solstrålning höjer plåtens temperatur, vilket resulterar i förångning av eventuellt förekommande obundet vatten på plåtskiktets insida. Förångningsprocessen kräver dock värme och utgör därför ett negativt värmetillskott på plåtskiktet, vilket i sin tur ger sänkt temperatur och förångningen minskar eller upphör. Vid beräkning av luftspaltens värmebalans måste därför den på plåtskiktet tillförda effekten inkludera såväl kondensations- eller förångningsvärme som absorberad kortvågig sol- och himmelstrålning. Nu utgör värmebalansberäkningen grunden för fuktberäkningen, vilket gör att fuktflödet inte kan vara känt på förhand. Detta problem kan därför endast lösas iterativt.

Värmebalans för spalten ger temperaturskillnaden mellan plåten och ventilationsluften, temperaturskillnaden samt ventilationsluftens fukthalt ger fuktflödet, med fuktflödet kan ändringen i lagrad fuktmängd beräknas och därmed den effekt q_r som utvecklas på plåtskiktet på grund av fuktutbytet. Den värme per ytenhet som utvecklas på plåtskiktet och som i avsnittet om luftspaltens värmebalans betecknas med q_w får omräknas med hänsyn till fuktutbytet.

$$q_w = aI + q_r$$

6.3.14

På det sättet kan luftspaltens värme och fuktbalans beräknas växelvis tills den i värmebalansen insatta förångningsvärmerna överensstämmer med den från spaltens fuktbalans resulterande förångningsvärmerna.

En undersökning av spaltventilationens fukttekniska konsekvenser skall naturligtvis ge under vilka förhållanden den ger upphov till fukttillskott och eventuella olägenheter i konstruktionen men också ventilationens förmåga att föra bort den fukt som på annat sätt tar vägen in i konstruktionen.

För modelleringens skull delas eventuella fukttillskott i konstruktionen upp i två kategorier.

Fukt i vattenfas.

Till denna kategori hör regn och smältvatten som tillförs genom eventuella otätheter i det yttre tätskiktet samt regndroppar och yrsnö som medföljer ventilationsluften vid spaltens inlopp.

Fukt i ångfas.

Här avses huvudsakligen fuktig inomhusluft som når spalten antingen genom otätheter i det undre tätskiktet eller genom ventilationssystemet. Diffusion från insidan hör också hit.

Fukt i vattenfas modelleras här i form av ett tillskott i lagrad fuktmängd G på plåtens insida. Den kan uppskattas teoretiskt som funktion av yttre faktorer som t ex samtidigt regn- och vindbelastning. Det förefaller

dock mera naturligt att vända på frågeställningen på så sätt, att man undersöker hur stort fukttillskott av den typen spaltventilationen kan klara och använda det som underlag för att bedöma vilka krav som behöver ställas på konstruktionens detaljutformning och arbetsutförande.

Fukt i ångfas tillförs ventilationsluften vid luftspaltens inlopp, antingen i form av direkt fukttillskott när det gäller diffusion eller genom blandning av två luftmassor - fuktkonvektion.

Den fuktkonvektion som når spalten genom otätheter i det undre tätskiktet har för den tänkta konstruktionen ringa betydelse. Dels bör det vara möjligt att uppnå en relativt bra täthet hos tätskiktet, dels är ventilationsflödet i spalten så stort att det krävs relativt stora luftmängder inifrån för att ge signifikant ändring av spaltluftens tillstånd.

Luftspalten är seriekopplad med hålskanalerna i de underliggande betongplattorna, vilket innebär alternerande strömningsriktning, eftersom betonghålbjälklagen skall fungera som regenerativa moströmsvärmväxlare. Tekniska fördelar erhålles då den varma frånluften har samma strömningsväg, fast motsatt riktning, som den tillförda uteluften. Tillståndet hos spaltens tilluft kommer att bestämmas av värmväxlarens egenskaper samt av de invändiga och utvändiga klimatbelastningarna.

6.4 Datorberäkningar av värme- och fuktförhållanden i en ventilerad luftspalt

6.4.1 Inledning

De uttryck och samband som redovisas i avsnitten 6.1-6.3 utgör underlag för två datorprogram som har tagits fram under projektets gång. Det ena GJ-TDIST beräknar temperaturfördelning i en ventilerad luftspalt under inverkan av sol- och himmelstrålning. Programmet som bygger på en lösning med finita differenser enligt avsnitt 6.2.4 tar ingen hänsyn till eventuell utfällning av fukt i luftspalten. Det är huvudsakligen avsett för noggranna studier av momenten solfångareffekt under inverkan av varierande värmeövergångsförhållanden. Det andra programmet GJ-HAMBA (Heat And Moisture Balance) bygger på den förenklade beräkningsmetod som finns beskriven i avsnitt 6.2.5. Spaltens fuktmeکانik behandlas också i enlighet med det som beskrives i avsnitt 6.3 som handlar om luftspaltens fuktbalans. Programmet stegar fram timvis; hämtar klimatdata som solstrålning, lufttemperatur, relativ fuktighet, vindhastighet och molnighet från en datafil för att sedan beräkna den temperaturökning som luften får när den passerar spalten.

I följande avsnitt återges resultat från datorberäkningar

Dels ges exempel på vilken momentan solfångareffekt som kan uppnås dels visas vad som händer i en sådan luftspalt under en hel eldningssäsong.

6.4.2 Momentan solfångareffekt

I figur (6.4.1) visas vad som händer i luftspalten under inverkan av tämligen hög solstrålning $I = 500 \text{ W/m}^2$. Övriga beräkningsförutsättningar framgår av följande:

Luftspaltens längd	36 m
Luftspaltens bredd	0,05 m
Temperatur, uteluft	5°C
Temperatur, insida	22°C
Vindhastighet	3 m/s
Lufthastighet i spalt	1 m/s
Absorptionstal utsida	0.9
Samtliga emissionstal klar väderlek	0.9

Spaltluftens temperatur ökar från 5°C i inloppet till 25.5°C i utloppet. Intressant är att luftspaltens insida är varmare än spaltluften. Detta kan förklaras genom att taket är välisolerat blir den värmeströmning som äger rum genom isolerskiktet försumbar jämfört med värmeutbytet i spalten och temperaturen på spaltens insida blir ett vägt medelvärde av ytterplåtens och spaltluftens temperatur, där vikterna utgörs av värmeövergångstalet p_g a strålning tvärs över spalten respektive det konvektiva värmeövergångstalet mellan spaltens insida och spaltluften.

Effektverkningsgraden hos luftspalten som solfångare definieras som förhållandet mellan den värmemängd som tas upp av ventilationsluften och den solstrålningseffekt som faller in mot plåten. Om spaltluften har temperaturen ϑ_{in} i inloppet och ϑ_{ut} i utloppet blir upptagen värmemängd:

$$Q_L = \rho c A u_s (\vartheta_{ut} - \vartheta_{in}) \quad 6.4.1$$

vilket för en meter bred spalt ger:

$$Q = \rho c b u (\vartheta_{ut} - \vartheta_{in}) \quad 6.4.2$$

Den infallande solstrålningseffekten blir:

$$Q_s = I \cdot L \quad 6.4.3$$

L = luftspaltens längd, m.

Effektverkningsgraden kan därför skrivas

$$\eta = \frac{Q_L}{Q_s} \quad 6.4.4$$

$$\eta = \frac{\rho c b u_s (\vartheta_{ut} - \vartheta_{in})}{I \cdot L} \quad 6.4.5$$

I det beskrivna exemplet fås:

L	$(\vartheta_{\text{ut}} - \vartheta_{\text{in}})$	η
5	7.0	0.17
10	11.5	0.14
15	14.5	0.12
20	16.5	0.10
25	18.5	0.09
30	19.5	0.08
35	20.0	0.07

Resultatet enligt ovan medför att för att få ut så stor effekt som möjligt bör luftspalterna vara många och korta. Med oförändrad lufthastighet i spalterna skulle detta dock medföra luftväxlingar i den underliggande lokalen långt utöver vad som kan anses önskvärt. Vid dimensionering av luftspaltens längd är också effektverkningsgraden av ringa intresse. En lång luftspalt har låg effektverkningsgrad men ger stor temperaturhöjning, vilket är den storhet som främst är av intresse.

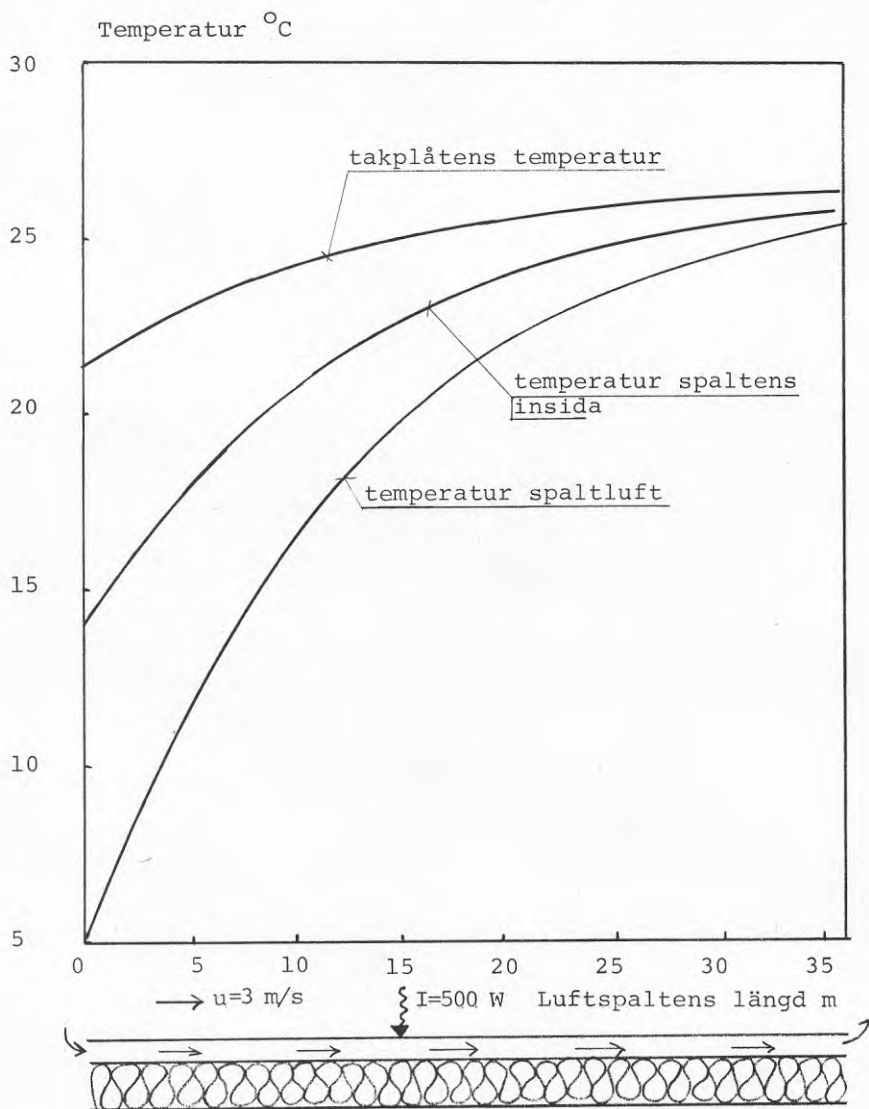
Det som huvudsakligen skiljer mellan takplåten som solfångare och en mera konventionell glasad solfångare är värmeförlusterna från den strålningsabsorberande ytan till uteluften. I figur (6.4.2) visas samma fall som i figur (6.4.1) förutom att vindhastigheten har ökat från 3 till 12 m/s. Den erhållna temperaturvinster blir endast 12.0 K jämfört med 20.0 K vid vindhastigheten 3 m/s och effektverkningsgraden minskar proportionellt.

När det gäller kylning av den yttre plåten för att hindra temperaturrörelsen etc ter sig spaltens ventilation ganska ineffektiv. Takplåtens temperatur vid inlopp är endast någon grad lägre än jämviktstemperaturen och temperaturändringen under inverkan av varierande vindhastigheter är betydligt större än vad som kan åstadkommas via ventilation av spalten.

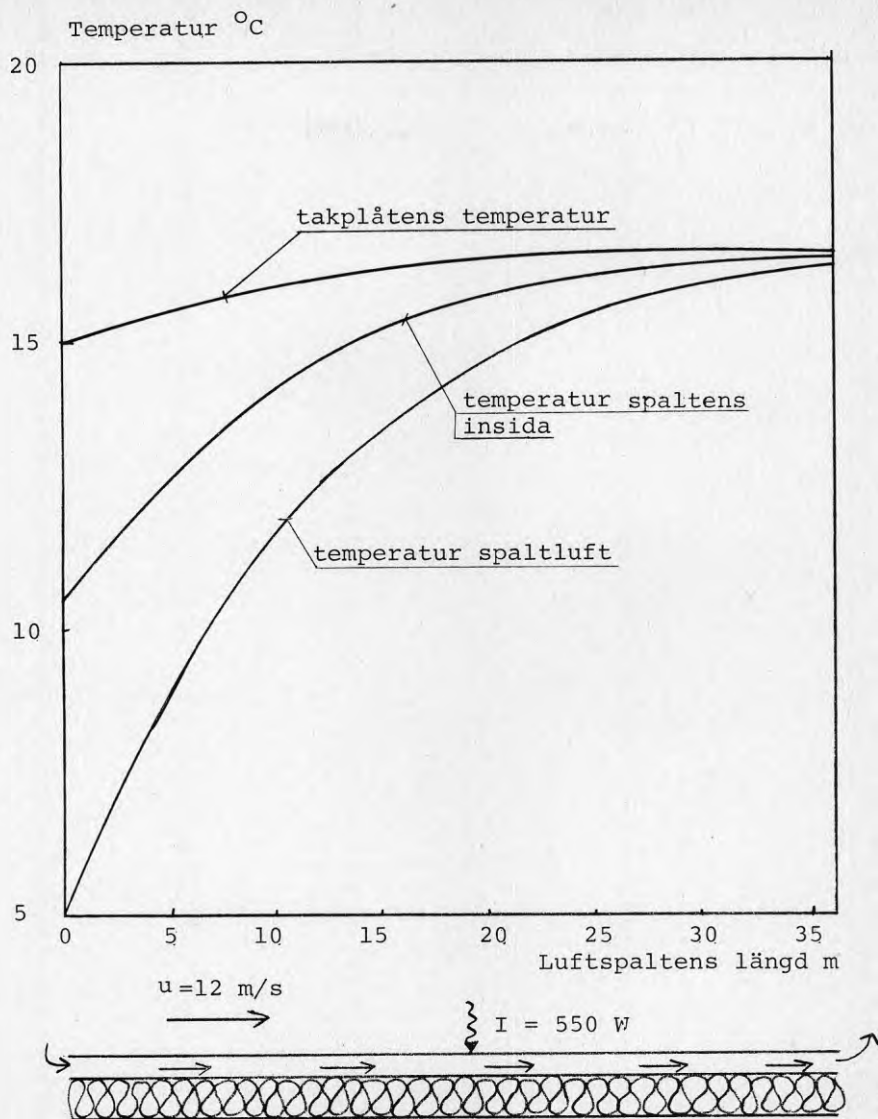
I figur (6.4.3) visas med samma förutsättningar som ovan spaltluftens temperatur som funktion av avståndet från inloppet för varierande strålningsintensitet mot takytan. Vindhastigheten har satts lika med 3 m/s. Dessa resultat kan jämföras med maximala solinfallet i W/m^2 mot en horisontell yta på en ort med latitud 56°N enligt Brown och Isfält (1969).

Jan	Feb	Mar	Apr	-	Sep	Okt	Nov	Dec
190	360	550	730		600	430	250	150

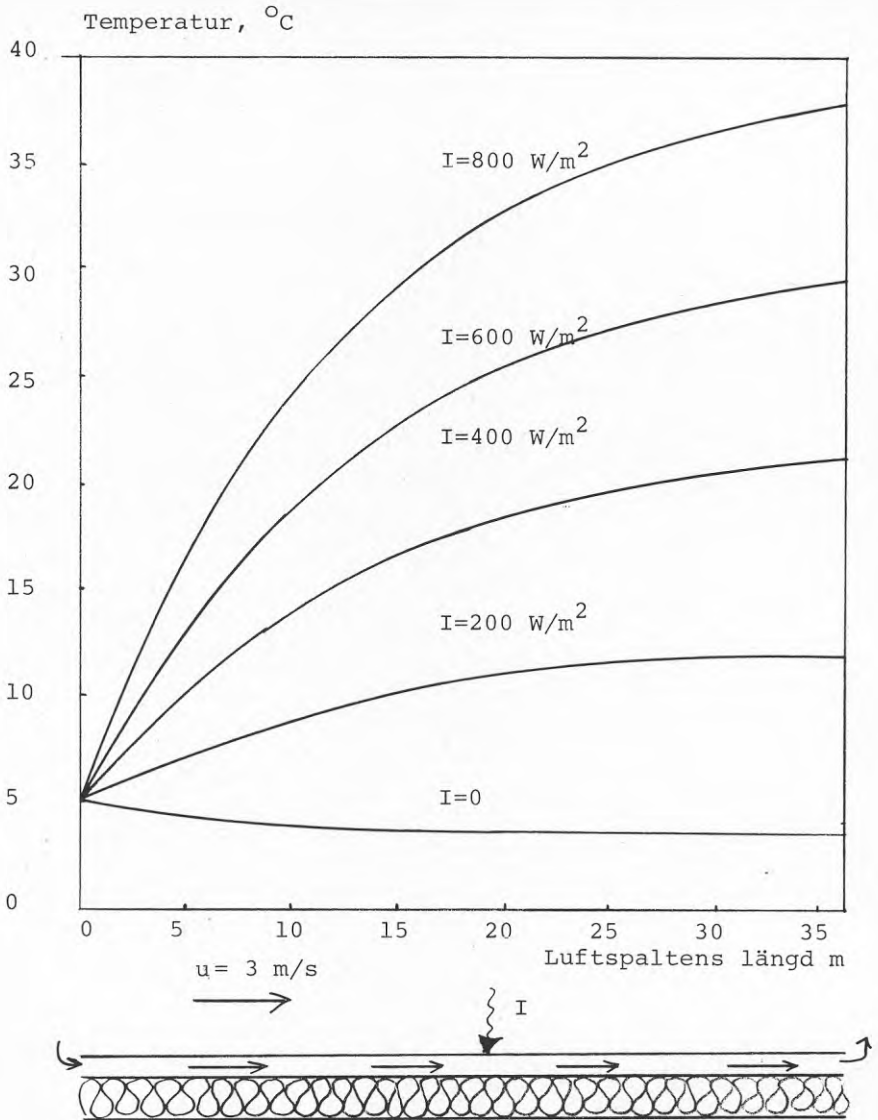
När strålningsinfallet blir lika med noll t ex nattetid kyls spaltluften beroende på att himlavalvets motstrålande temperatur är lägre än uteluftens temperatur.



Figur 6.4.1. Temperaturer i en ventilerad luftspalt under inverkan av solstrålning.



Figur 6.4.2. Temperaturer i en ventilerad luftspalt under inverkan av solstrålning.



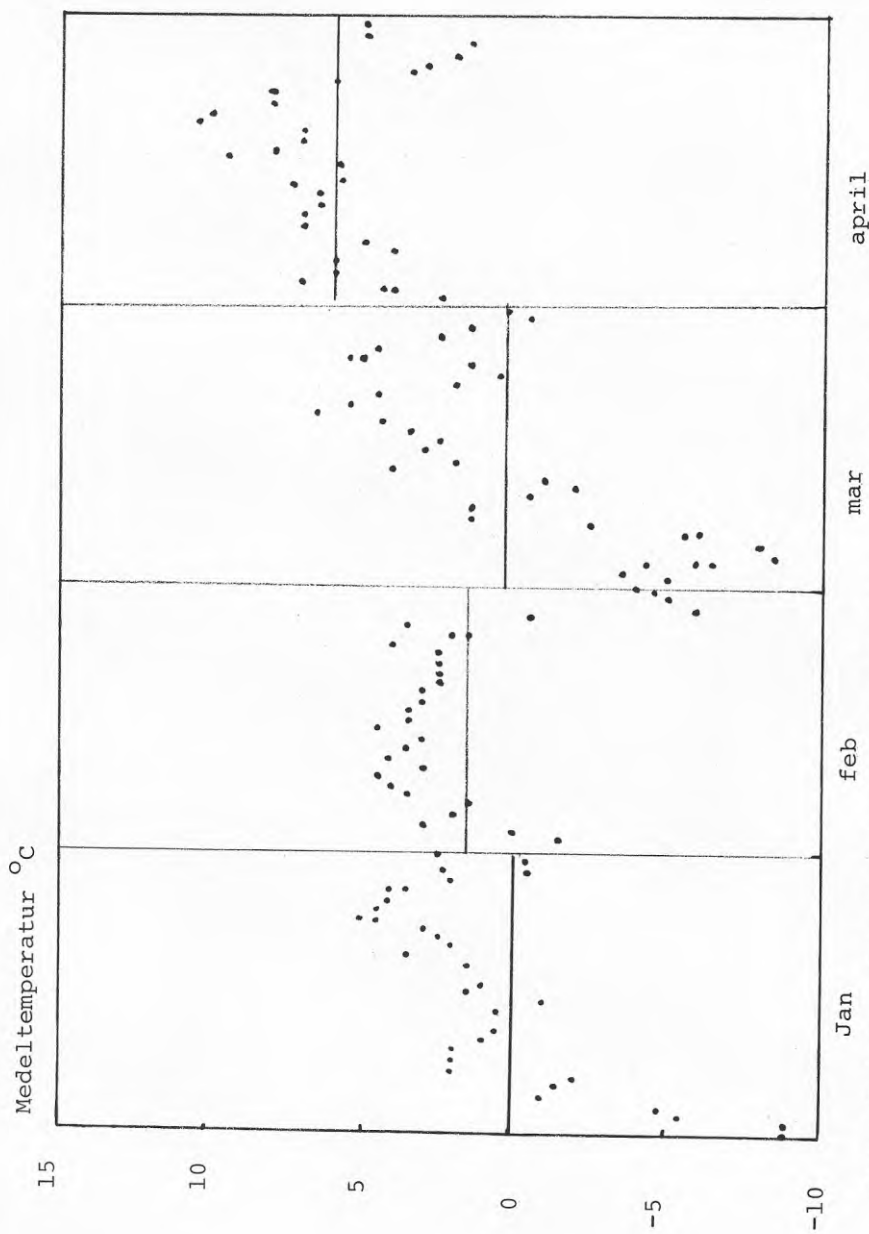
Figur 6.4.3. Luftspaltens temperatur vid varierande sol- och himmelstrålning

6.4.3 Värme och fuktbalans i luftspalten under en eldningssäsong

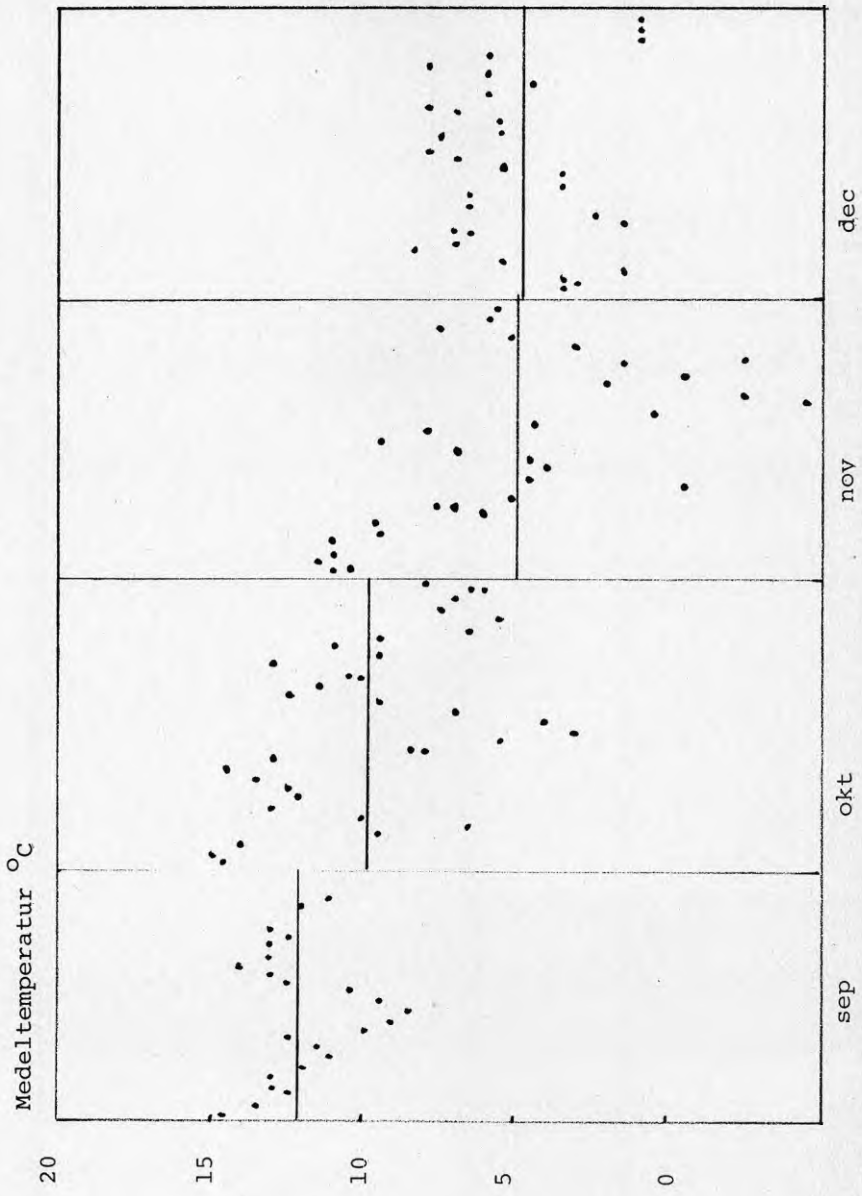
Samma fall som visades i avsnitt 6.4.2 har beräknats med hjälp av dataprogrammet GJ-HAMBA där ingångsdata har hämtats från SMHI's Klimatdataband för Malmö (1971). Beräkningen avser januari t o m april samt september t o m december. I figur (6.4.4) och (6.4.5) visas dygnsmedeltemperaturerna för respektive perioder där månadsmedelvärden är inlagda. I figur (6.4.6) och (6.4.7) redovisas den erhållna temperaturvinsten i luftspalten. Beräkningen förutsätter att luftspalten ventileras kontinuerligt med uteluft. I ena fallet, utan reglering antas att spaltluften tillförs byggnaden oavsett om det medför vinst eller förlust. I det andra fallet, med reglering, antas att ventilationsluften endast dras in via luftspalten när detta medför en temperaturvinst.

Den genomsnittliga temperaturvinsten enligt dessa beräkningar blir under eldningssäsongen ca 2 å 3 K. Den del av temperaturvinsten som kan utnyttjas beror dock helt på egenskaperna hos den byggnad och det ventilationssystem med vilken luftspalten är sammankopplad. Värmebalansberäkningen för luftspalten måste därför sammankopplas med en värmebalansberäkning för den underliggande byggnaden i sin helhet där hänsyn tas till sådana saker som värmetröghet, driftstider och internlast m m.

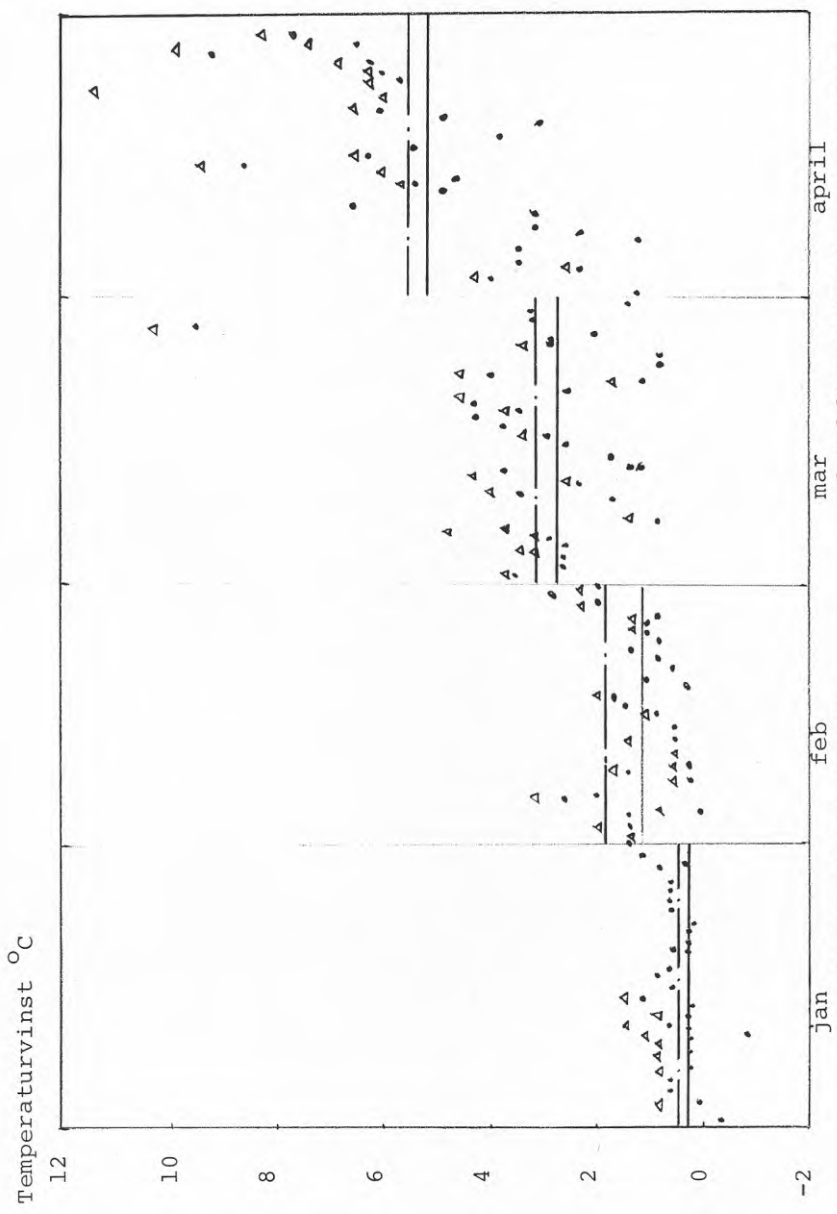
Den maximala fukthalten på plåtens insida under varje dygn visas i figur (6.4.8) och figur (6.4.9). Som synes blir det beräkningsmässigt dropp från plåten endast 7 gånger under perioden jan-april och 8 gånger under perioden sep-dec. I denna beräkning har dock ingen hänsyn tagits till snö på taket som naturligtvis påverkar bilden.



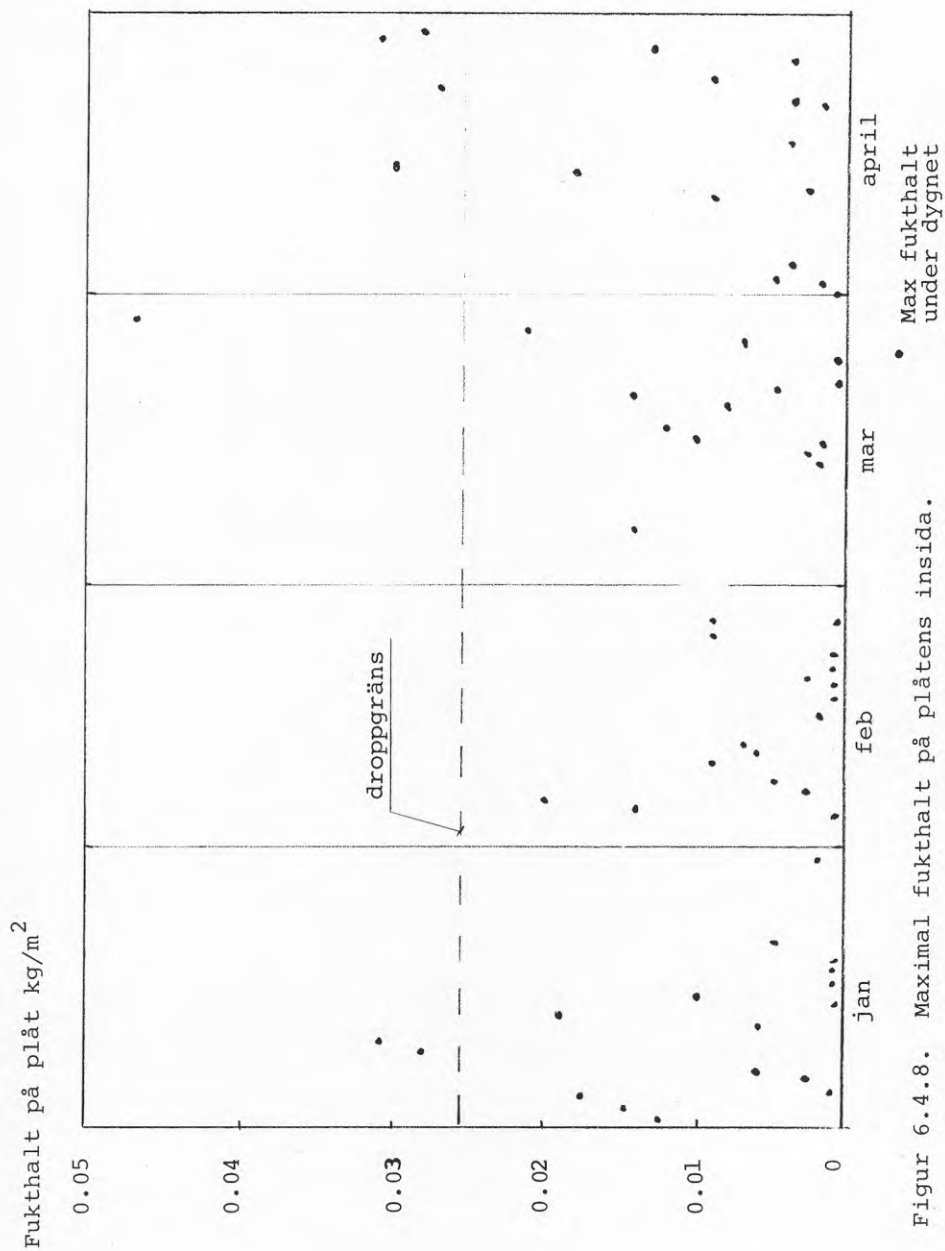
Figur 6.4.4. Lufttemperatur jan-april, dygns- och månadsmedelvärden.



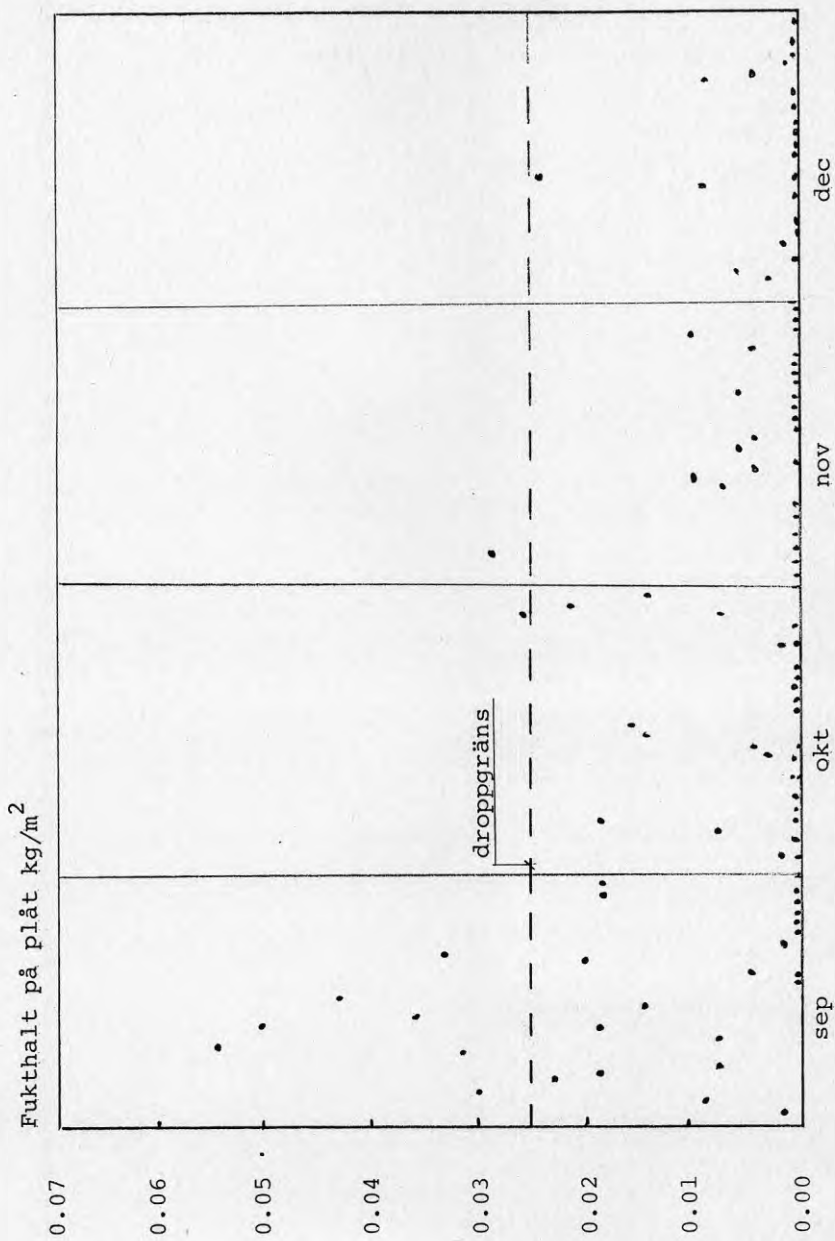
Figur 6.4.5. Lufttemperatur sep-dec, dygns- och månadsmedelvärden.



Figur 6.4.6. Temperaturvinst i luftspalt. Månads- och dygnsmedelvärden med och utan reglering.



Figur 6.4.8. Maximal fukthalt på plåtens insida.

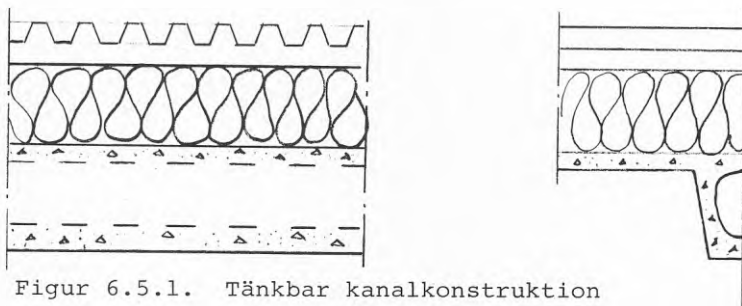


Figur 6.4.9. Maximal fukthalt på plåtens insida.

6.5 Hålskanalens egenskaper

6.5.1 Värmebalans i hålskanalen

I figur (6.5.1) visas en tvärsnittsbild av en tänkbar kanalkonstruktion. Stödbenen hos en TT-betongkassett har gjorts bredare och försetts med en hålskanal. I detta avsnitt kommer hålskanalens värmetekniska funktion avseende såväl stationära som dynamiska förlopp att studeras.



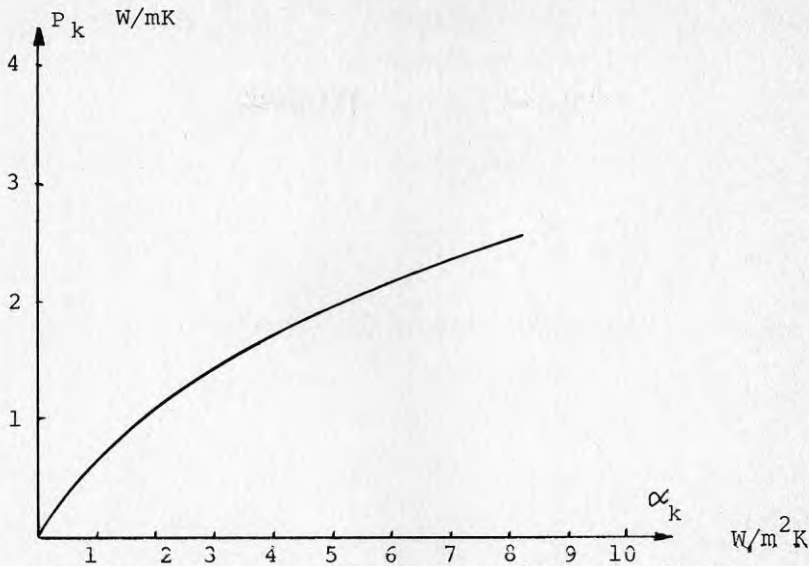
Figur 6.5.1. Tänkbar kanalkonstruktion

Vid bestämning av temperaturförloppet i hålskanalen under stationära förhållanden kan beräkningsförfarandet delas upp i två steg. Först beräknas värmegenomgången mellan kanalluften och omgivningen i ett tvärsnitt. När den är känd kan en värmebalans ställas upp för luftströmningen längs kanalen.

För beräkningen av värmeströmningen i ett tvärsnitt användes finita element-paketet TEUFEM vid Bonnier Data. Temperaturfältet beräknades för konstant värmeövergångstal på den yta som vetter mot lokalen $5 \text{ W/m}^2\text{K}$, för tre olika värmeövergångstal på kanalens insida 2,5 och $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ och med ett värmeledningstal för betongen 1.75 W/mK . Vidare undersöktes inverkan av temperaturen i den ovanför liggande luftspalten men den visade sig inte ha någon signifikant inverkan på temperaturfältet runt hålsbjälken.

Beräkningsresultatet visas i figur (6.5.2) som ger det effektiva värmegenomgångstalet mellan kanal och inre omgivning $P_k \text{ W/mK}$ som funktion av det konvektiva värmeövergångstalet på kanalens insida.

Beräkningarna bör betraktas som ett exempel. Det valda värmeledningstalet för betong ligger sannolikt över det verkliga och värmeövergångstalet på den sida som vetter mot lokalen kan troligen variera mellan 3 och $10 \text{ W/m}^2\text{K}$.



Figur 6.5.2. Värmeegenomgångstalet mellan kanalluften och den underliggande lokalen som funktion av det konvektiva värmeövergångstalet på kanalens insida.

Ännu fattas en viktig bit i denna framställning, d v s bestämningen av värmeövergångstalet på kanalens insida α_k . I avsnittet om luftspaltens värmebalans ges en ekvation för beräkning av det genomsnittligt konvektiva värmeövergångstal på insidan av en kanal med godtycklig tvärsnittsyta.

$$\alpha_k = \frac{1}{d_h} (3.01(u \cdot d_h)^{0.75} - 0.143) \left[1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right] \quad 6.5.3$$

d_h = hydraulisk diameter, m

L = Kanalens längd

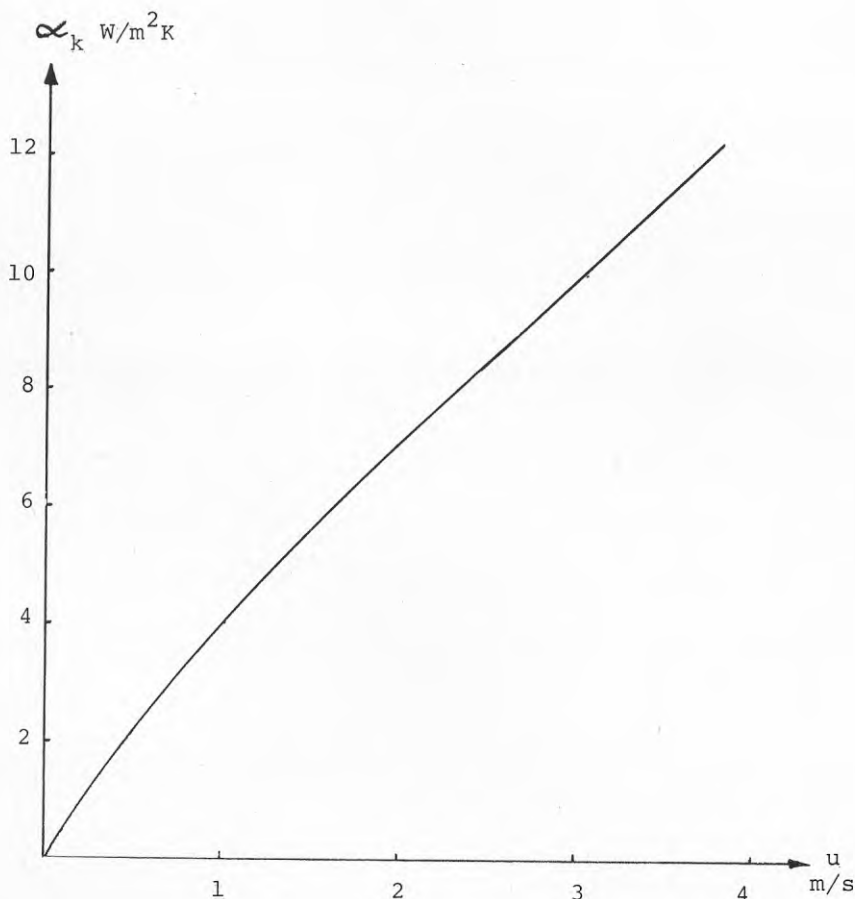
Den hydrauliska diametern kan beräknas för icke-cirkulära tvärsnitt som

$$d_h = \frac{4 \times \text{Area}}{\text{omkrets}} \quad 6.5.4$$

och blir för den aktuella utformningen av kanalen lika med 0.21 m.

Ekvation 6.5.3 ger det konvektiva α -värdet för tämligen glatta rör. I avsnittet om luftspaltens värmebalans, ekv 6.2.26-28 samt figur (6.2.5) finns behandlat hur värmeövergångstalet ökas för en skrovlig yta.

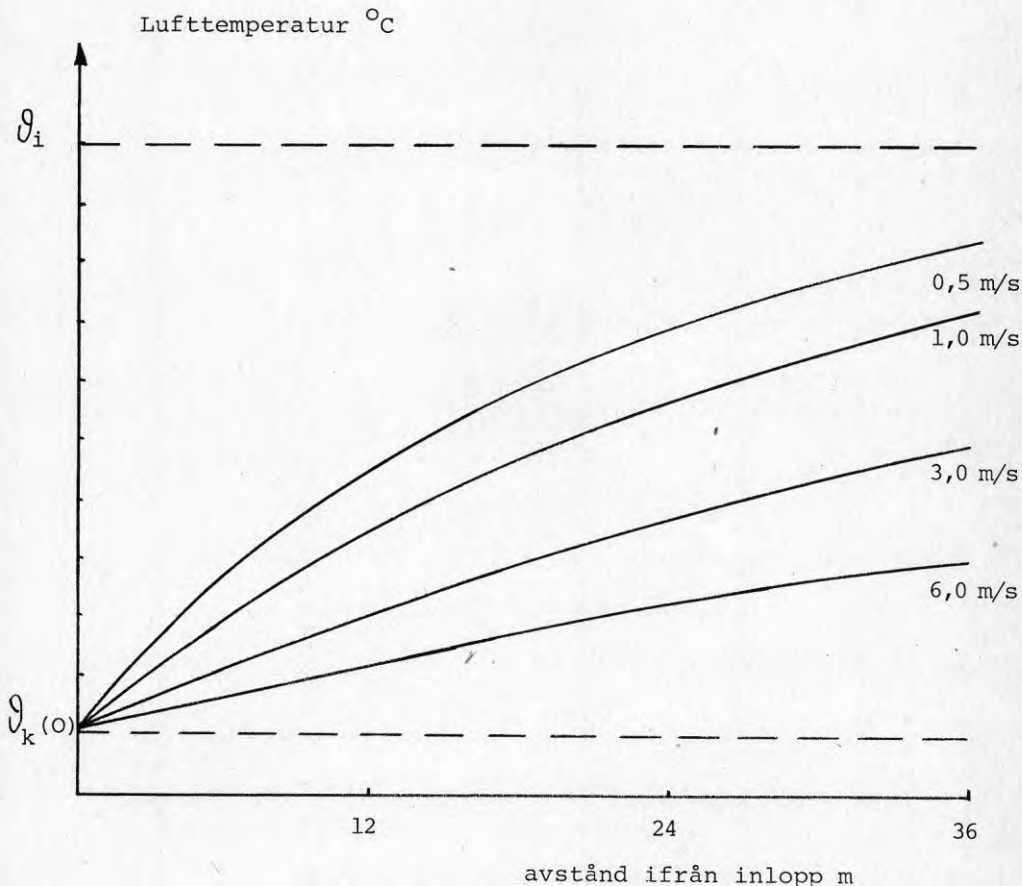
I figur (6.5.4) finns det konvektiva värmeövergångstalet på kanalens insida α_k uppritad som funktion av lufthastigheten i kanalen för en 36 m lång kanal. Den längdberoende termen i ekvation 6.5.3 inverkar endast litet. För en 12 m lång kanal blir värmeövergångstalet ca 3% högre. Diagrammet i figur (4) kan därför med acceptabel noggrannhet användas för att bestämma α_k för godtyckliga kanallängder över 12 m.



Figur 6.5.4. Det konvektiva värmeövergångstalet för kanalens insida som funktion av luft-hastigheten. Kanalens längd är 36 m.

Med hjälp av ekvation 6.5.2 och diagrammen i figur (6.5.2) och (6.5.4) kan nu temperaturfördelningen längs kanalen under stationära förhållanden beräknas. Den stationära temperaturfördelningen vid luftströmning med konstant tilluftstemperatur och flöde ges i figur (6.5.5) för tre olika hastigheter 0,5, 1 och 3 m/s. Observera att temperaturen i varje tvärsnitt kan betraktas som oberoende av händelseförloppet nedströms, vilket innebär att diagrammet kan användas för godtyckliga kanallängder mellan 12 och 36 meter.

För att undersöka vilka hastighetsområden som är aktuella kan man tänka sig två olika driftsfall. Det ena driftsfallet då uteluft tillförs luftbehandlingsaggregatet via kanalsystemet och det andra då kanalen fungerar som värmeväxlare, d v s uteluft tillförs via kanalsystemets ena hälft och frånluften pumpas ut via systemets andra hälft.



Figur 6.5.5. Temperaturförlopp i kanal ventilerad med uteluft.

I det senare fallet blir hastigheten i kanalerna dubbelt så hög som i det förra vid oförändrad ventilationsintensitet i byggnaden.

Om kanalens tvärsnittsytta antas lika med 0.04 m^2 och golvytan utgörs av 1.2 m^2 per meter kanal, kan erforderlig lufthastighet i kanalen beräknas som funktion av luftflödet.

Ventilationsflöde $\text{m}^3/\text{m}^2, \text{h}$	Lufthastighet m/s					
	Enbart tilluft			Tilluft + frånluft		
	Kanallängd, m			Kanallängd m		
	12	24	36	12	24	36
3	0.3	0.6	0.9	0.6	1.2	1.8
5	0.5	1.0	1.5	1.0	2.0	3.0
10	1.0	2.0	3.0	2.0	4.0	6.0

Tabell 6.5.1. Erforderlig lufthastighet i betongkanalen beroende på kanallängd och ventilationsintensitet.

6.5.2 Olägenheter p g a sänkt yttemperatur

Det är uppenbart från figur (6.5.5) att en kontinuerlig eller intermitterent ventilation av kanalen med uteluft vintertid kan leda till olägenheter i form av sänkta yttemperaturer på takets insida. Den låga temperatur som uppstår vid kanalens uteluftsintag kan under vissa förutsättningar resultera i ytkondens och dropp från taket. Den genomsnittliga temperatursänkningen på takets insida påverkar lokalkomforten.

Den lägsta yttemperaturen kan approximativt beräknas enligt

$$\vartheta_{y_{\min}} = \vartheta_k(0) + (\vartheta_i - \vartheta_k(0)) \left[\frac{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{d}{\lambda}}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_k} + \frac{d}{\lambda}} \right] \quad 6.5.5$$

$\vartheta_{y_{\min}}$ = lägsta yttemperatur på takplattans insida, $^{\circ}\text{C}$

d = kanalväggens minsta tjocklek, m

λ = betongens värmekonduktivitet, W/m k

Tilluftstemperaturen i kanalens inlopp vintertid är ungefär lika med uteluftens temperatur. Under förut-

sättning att den relativa fuktigheten utomhus under den kallaste årstiden ligger kring 85% kan det högsta tillåtna fukttillskottet beräknas som funktion av utetempera-
turen.

$$\text{Fukttillskott} = \frac{G}{n \cdot V} \text{ kg/m}^3 \quad 6.5.6$$

G = fuktproduktion inomhus kg/h

V = byggnadens volym m^3

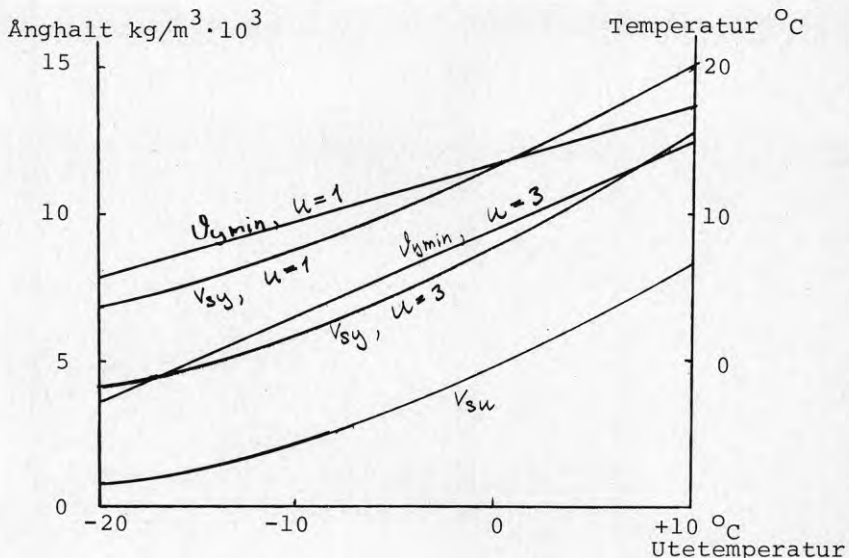
n = Antal luftomsättningar per timme, h^{-1}

Lufttemperaturen vid tak antas lika med 23°C . Beräkningsresultaten visas i figur (6.5.6), som visar dels minsta yttemperatur på kanalbjälken för hastigheterna 1 och 3 m/s, dels resulterande mätnadsånghalt vid ytan v_{ys} samt ånghalten utomhus v_u . Det högsta tillåtna fukttillskottet kan avläsas ur diagrammet som skillnaden mellan ånghalten utomhus och mätnadsånghalten vid ytan, vilket ger ca 6 ä 7 g/m^3 om lufthastigheten i kanalen är 1 m/s och 3 ä 4 g/m^3 om lufthastigheten är 3 m/s.

Det dimensionerade fukttillskottet är naturligtvis beroende av den typ av verksamhet som pågår i byggnaden. I kommentar 1977:2 till SBN anger Statens Planverk följande riktvärden:

$3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ för kontorshus

$4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ för normalt boningsutrymme



Figur 6.5.6 Yttemperatur och tillhörande mätnadsånghalt på kanalens ytteryta.

För industrier kan fukttillskottet variera inom vida gränser. Nevander (1976) anger $6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ som riktvärde för industrier med stor fuktproduktion.

För att finna genomsnittlig temperatursänkning på takets insida när kanalerna ventileras med friskluft är det enklast att betrakta den värmemängd som kanal-luften tar upp när den passerar kanalen och jämföra med den värmemängd som går ut via taket utan ventila-tion.

Den totala värmemängden som tas upp i en kanal

$$Q = (\vartheta_k(L) - \vartheta_k(0)) g_c A u \quad 6.5.7$$

vilket motsvarar en genomsnittlig värme-flödestäthet

$$q = \frac{Q}{L \cdot b} \quad 6.5.8$$

b = kanalernas centrumavstånd, 1.2 m

vilket motsvarar en genomsnittlig temperaturskillnad mellan rumsluft och yta

$$\overline{\Delta \vartheta} = \frac{q}{\alpha_i} \quad 6.5.9$$

$$\overline{\Delta \vartheta} = \frac{g_c A u}{L b \alpha_i} [\vartheta_k(L) - \vartheta_k(0)] \quad 6.5.10$$

Om $\vartheta_k(0) = 0^\circ\text{C}$, $\vartheta_i = 20^\circ\text{C}$, $u = 1 \text{ m/s}$

$L = 36 \text{ m}$ och $\alpha_i = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$ blir enligt figur (6.5.5)

$\vartheta_k(L) = 14.4^\circ\text{C}$ och temperaturskillnaden $\overline{\Delta \vartheta}$ beräk-nas till

$$\overline{\Delta \vartheta} = \frac{1900 \cdot 0.04 \cdot 1}{36 \cdot 1.2 \cdot 5} (14.4 - 0) = 3.2^\circ\text{C}$$

Eftersom temperatursänkningen i sidled är koncentrerad till stödbenen som har en förstörad yta kommer den verkliga temperaturskillnaden att vara mindre än vad ovanstående beräkning visar. Stödbenens fläns-verkan ger också relativt större värmeöverföring via konvektion, vilket är positivt med avseende på det termiska inomhusklimatet.

6.5.3 Betongkanalen som medströms värmeväxlare

Genom att ventilera hålskanalen växelvis med frånluft och tilluft uppnås huvudsakligen två positiva effekter, d v s överföring av värme mellan frånluft och tilluft och höjning av kanalluftens medeltemperatur. Hålskanalen fungerar då delvis som en korsströms värmeväxlare, vilket motsvarar det stationära fallet enligt ovan och delvis som en parallellströms värmeväxlare där tilluft och frånluft kan antingen ha samma strömningsriktning, d v s medströmsvärmeväxlare eller ha motsatt strömningsriktning, d v s en motströmsvärmeväxlare.

Medan korsströmsväxlarens egenskaper till största delen beror på den stationära värmeöverföringen mellan kanalluften och rumsluften spelar kanalväggarnas dynamiska egenskaper tillsammans med den periodtid som väljs för tillufts- respektive frånluftsventilation en avgörande roll för parallellströmsväxlarens verkningsgrad.

För att belysa frågan tar vi ett exempel med en kanal använd som medströmsväxlare med konstant flöde. Temperaturen hos kanalens tilluft varierar kring ett medelvärde enligt

$$\vartheta(t) = \frac{\vartheta_u + \vartheta_i}{2} + \left(\frac{\vartheta_u - \vartheta_i}{2} \right) e^{j\omega t} \quad 6.5.11$$

ϑ_u = uteluftens temperatur, °C

ϑ_i = inneluftens temperatur, °C

ω = vinkelhastigheten, rad/s

t = tid, s

j = $\sqrt{-1}$

Ekvation 6.5.11 beskriver en harmonisk svängning med amplituden

$$\hat{\vartheta} = \frac{\vartheta_u + \vartheta_i}{2} \quad 6.5.12$$

kring medelvärdet

$$\bar{\vartheta} = \frac{\vartheta_u + \vartheta_i}{2} \quad 6.5.13$$

och med periodtiden

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad 6.5.14$$

Lösningen av problemet kan delas upp i en stationär och en periodisk del. Den stationära delen löses enligt ekvation 6.5.2 om $\bar{\vartheta}_k(0)$ sättes in istället för $\vartheta_k(0)$.

$$\bar{\vartheta}_k(x) = \bar{\vartheta}_k(0) + (\vartheta_i - \bar{\vartheta}_k(0)) \left(1 - e^{-\frac{Pk}{Au_{sc}} x}\right) \quad 6.5.15$$

Nu återstår den något svårare delen, d v s att beräkna den periodiska svängningens amplitud som funktion av avståndet från inloppet. Vi börjar därför med att betrakta ett element i kanalen infinitesimalt i kanalens längdriktning, se figur (6.5.7). Värmebalans för elementet kan skrivas enligt

$$u_{sc}\pi r^2 \frac{\partial \tilde{\vartheta}_i(x)}{\partial x} dx + 2\pi r \tilde{q}_k(x) dx + g_c r \pi^2 \frac{\partial \tilde{\vartheta}_k(x)}{\partial t} dx = 0 \quad 6.5.16$$

Följande samband gäller

$$\frac{\partial \tilde{\vartheta}_k(x)}{\partial t} = j\omega \tilde{\vartheta}_k \quad 6.5.17$$

$$\tilde{q}_k(x) = E \tilde{\vartheta}_k(x) + F \tilde{\vartheta}_i = E \tilde{\vartheta}_k(x) \quad 6.5.18$$

$(\vartheta_i = \text{konstant} \Rightarrow \tilde{\vartheta}_i = 0)$

Hur konstanten E som är ett komplext tal beräknas, behandlas inte här utan läsaren hänvisas istället till Carslaw och Jaeger som ger lösningen på matrisform för såväl plana väggar som cylinderformade. Här konstateras endast att konstanten E är beroende av kanalväggens geometri och material, värmeövergången på båda sidor samt vinkelhastigheten ω .

Ekvation 6.5.14 kan då skrivas

$$\frac{\partial \tilde{\vartheta}_k(x)}{\partial x} + \tilde{\vartheta}_k(x) \left(\frac{2E + j\omega r_{sc}}{\omega r_{sc}} \right) = 0 \quad 6.5.19$$

Lösningen med insatta randvillkor blir

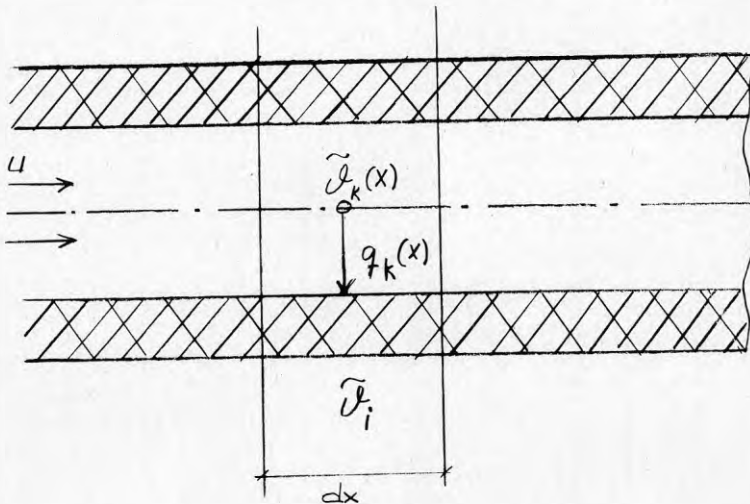
$$\tilde{\vartheta}_k(x) = \tilde{\vartheta}_k(0) e^{-\left(\frac{2E + j\omega r_{sc}}{\omega r_{sc}} \right) x} \quad 6.5.20$$

$$\tilde{\vartheta}_k(x) = \tilde{\vartheta}_k(0) \gamma(x) e^{i\theta(x)} \quad 6.5.21$$

$\gamma(x)$ = temperatursvängningens dämpning

$\theta(x)$ = temperatursvängningens fasförskjutning.

Temperaturförloppet i kanalen kan nu skrivas som summan av den stationära och den periodiska lösningen.



Figur 6.5.7. Värmebalans i kanal.

$$\vartheta_k(x) = \bar{\vartheta}_k(x) + \tilde{\vartheta}_k(x) \quad 6.5.22$$

$$\vartheta_k(x) = \bar{\vartheta}_k(0) + (\vartheta_i - \vartheta_k(0)) \left(1 - e^{-\frac{P_k}{A u_{sc}} x} \right) + \vartheta_k(0) e^{-\left[\frac{2E+}{u_{fsc}} \right] x} \quad 6.5.23$$

För att belysa betydelsen av den periodiska termen visas ett exempel med följande beräkningsförutsättningar.

Geometri	= cirkulär
Längd	= 6-36 m
Diameter	= 0.21 m

Vägg av betong

Tjocklek	= 0.05 m
Värmeledningstal	= 1.75 W/mK
Densitet	= 2.300 kg/m ³
Specifik värmekapacitet	= 880 J/kgK
Hastighet i kanal	= 1 m/s
Värmeövergångstal i kanal enl figur 6.5.4	
Värmeövergångstal på undersida	= 5 W/m ² K

Vid beräkning av E-faktorn har kanalens väggar antagits plana med samma yta som rörets insida. Beräkningen av dämpning och fasförskjutning har utförts med hjälp av dator för periodtider mellan 4 sekunder och 48 dagar. Resultatet kan vi se i figur (6.5.8 a-c), där dämpningen visas som funktion av periodtiden och olika utföranden. Vid korta periodtider hänger betongväggens temperatur inte med och dämpningen ligger på en undre nivå som kan beräknas stationärt. Kanalväggarnas temperatur sätts konstant lika med noll och E-faktorn i ekvation 6.5.18 blir helt enkelt lika med värmeövergångstalet på kanalens insida.

$$\tilde{\vartheta}_k(x) = \alpha_k \tilde{\vartheta}_k(x) \quad T \rightarrow 0 \quad 6.5.24$$

Insatt i ekv (6.5.20) ger detta

$$\begin{aligned}\tilde{\vartheta}_k(x) &= \tilde{\vartheta}_k(0) e^{-\frac{2\alpha + j\omega r_{sc}}{u r_{sc}} x} = \tilde{\vartheta}_k(0) e^{-\left(\frac{2\alpha}{u r_{sc}} + j\frac{\omega}{u}\right)x} \\ &= \tilde{\vartheta}_k(0) e^{-\frac{2\alpha x}{u r_{sc}}} \cdot e^{-j\frac{\omega x}{u}}\end{aligned}\quad 6.5.25$$

De två exponentialtermerna representerar dämpning respektive fasförskjutning. Insättning av beräkningsförutsättningarna enligt ovan ger temperaturvariationer vid korta periodtider

$$\vartheta(12) = 0.476 \tilde{\vartheta}_k(0) \cdot e^{-j \cdot 12 \cdot \omega} \quad 6.5.26$$

vilket kan jämföras med dämpningens värde i figur (6.5.8 c) när periodtiden är 16 sekunder.

Vid extremt långa periodtider kan temperaturförloppet i hela konstruktionen antas stationärt fördelad i varje tidsögonblick. Dämpningen kan därför beräknas stationärt och kan därför för den geometri som visas i figur (6.5.1) beräknas från diagrammet i figur (6.5.5).

$$r = \frac{\vartheta_i - \vartheta_k(x)}{\vartheta_i - \vartheta_k(0)} \quad 6.5.27$$

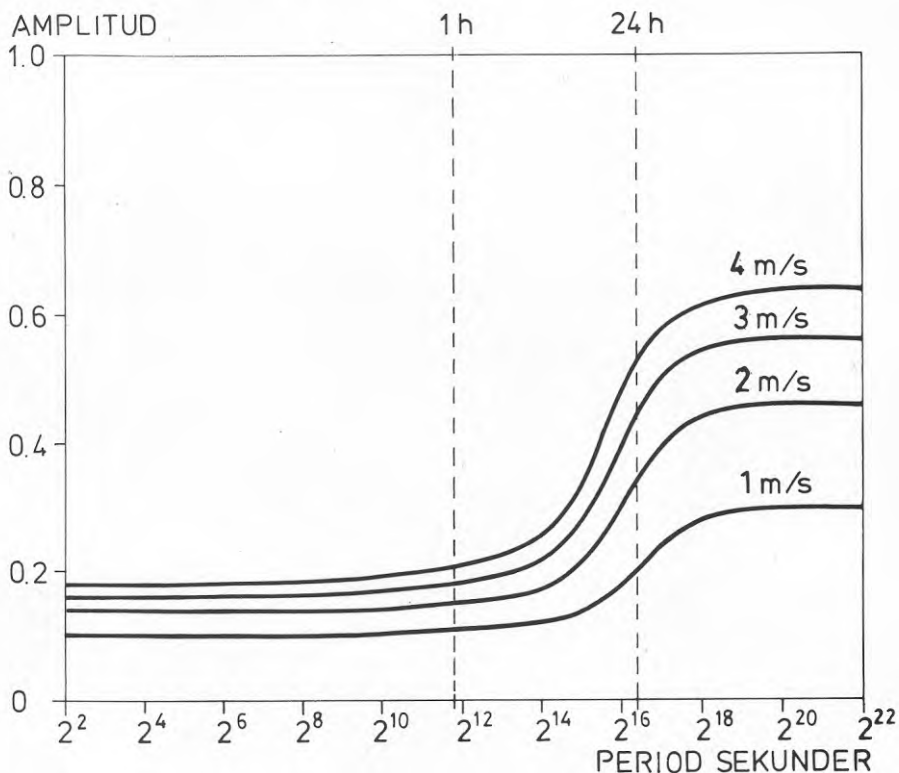
Dämpningen för $u = 1$ m/s och 12 meter långkanal blir 0.65 enligt figur (6.5.5) medan den framräknade dämpningen i figur (6.5.8 c) blir 0.675. Skillnaden ligger i den förenklade geometri som har antagits. Utgår man ifrån denna och sambandet mellan flöde och kanalluftens temperatur då blir E-faktorn

$$E = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}} = 2.062 \quad 6.5.28$$

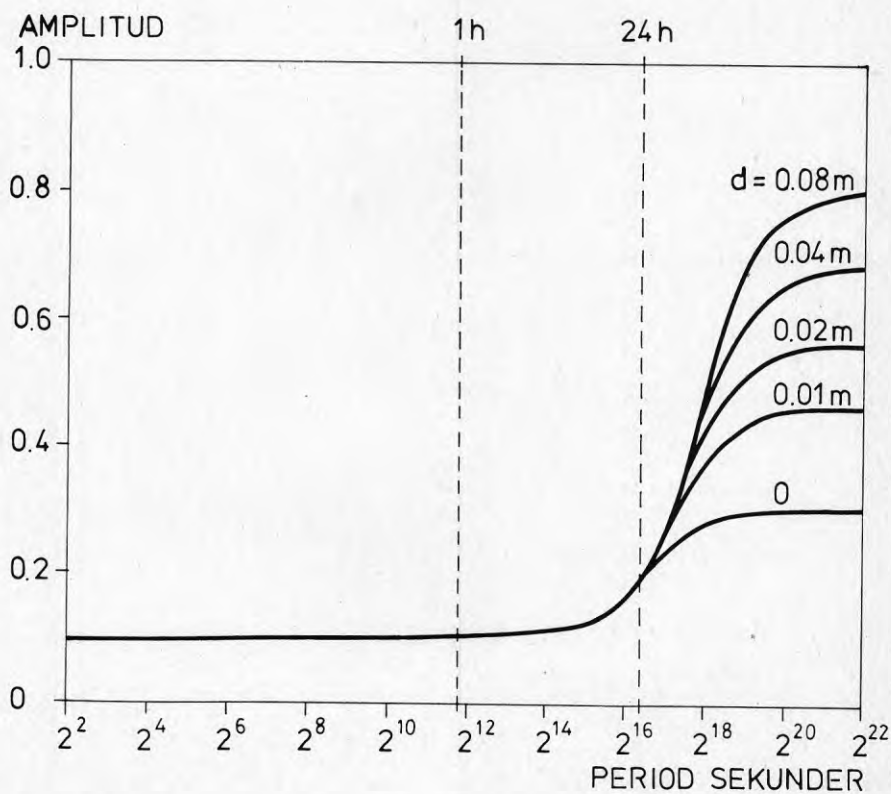
och temperatursvängningen vid långa periodtider blir

$$\vartheta = 0.675 \cdot \tilde{\vartheta}_k(0) \cdot e^{-j 12 \omega} \quad 6.5.29$$

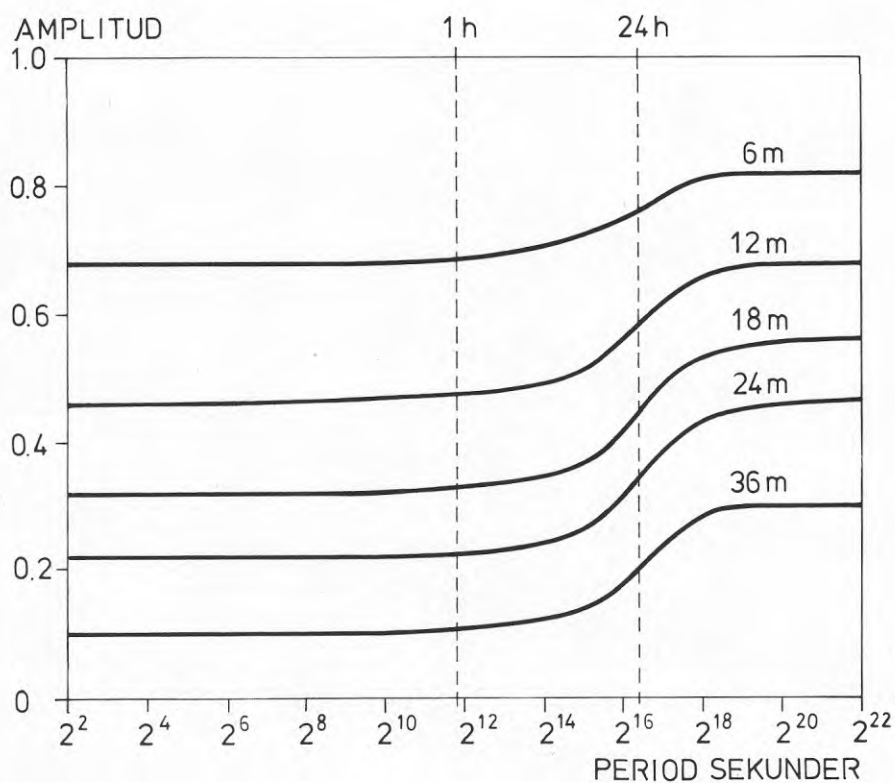
Om hålskanalen skall användas som värmeväxlare är det fördelaktigt att ligga så nära den undre nivån som möjligt. Dels är dämpningen ett mått på den värme som överförs från varm till kall luft, d v s värmeväxlarens verkningsgrad och dels är dämpningen ett tecken på att en temperatursvängning på kanalens insida inte når den yttre ytan. Temperatursänkningen i varje snitt på kanalens ytteryta blir därför endast hälften av vad den kunde varit med en kontinuerlig friskluftsventilation. För den beräknade kanalkonstruktionen skulle alltså en praktisk gräns för periodtiden ligga kring 16.400 sekunder som motsvarar ca 4.5 h . För 24 h periodtid ligger dämpningen fortfarande kring 0.59, vilket innebär att hålsplattan kan fungera som värmeväxlare och samtidigt verka för en utjämnning av tillfälliga värmeöverskott under dygnet.



Figur 6.5.8 a. Dämpning av temperatursvängningens amplitud vid olika hastigheter i den ovan beskrivna kanalen. Temperatursvängningens periodtid varierar mellan 2^2 och 2^{22} sekunder. Kanallängd är 36 m.



Figur 6.5.8.b. Dämpning av temperatursvängningens amplitud för varierande isolertjocklek på kanalens utsida. Kanalens längd är 36 m. Lufthastigheten i kanalen är 1 m/s.



Figur 6.5.8.c. Dämpning av temperaturvariationens amplitud för kanallängderna 6, 12, 18, 24 och 36 m. Lufthastigheten i kanalen är 1 m/s. Oisolerad kanal.

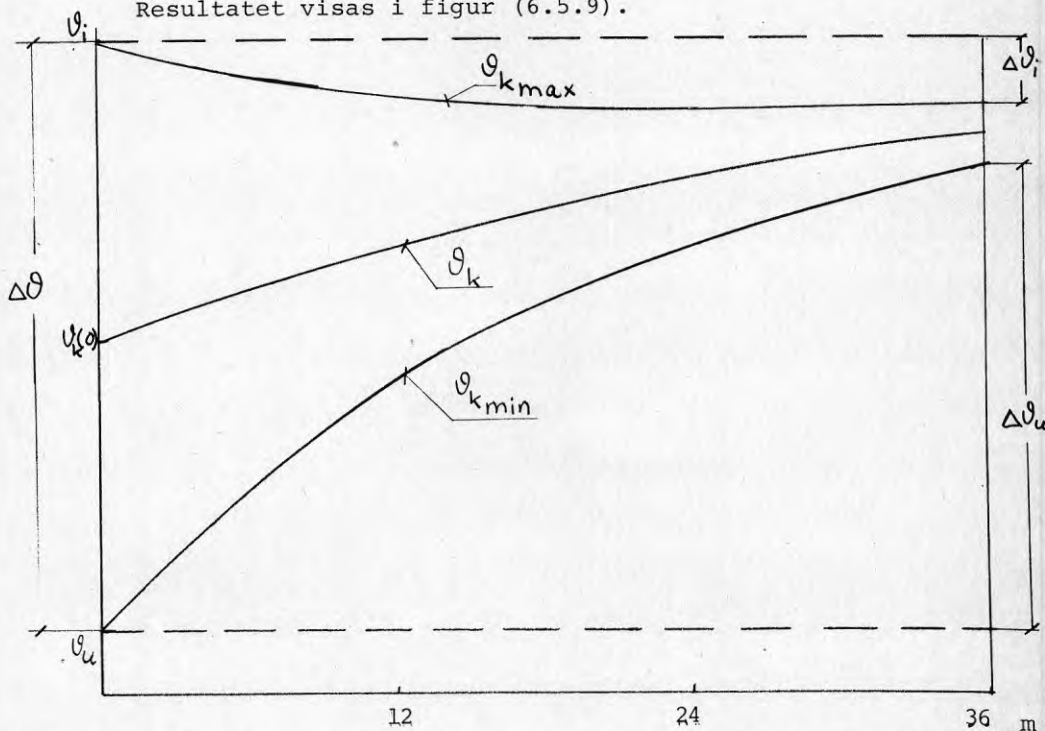
I beräkningsexemplet enligt tidigare har kanalens tilluftstemperatur varierats sinusformigt. Om temperaturvariationen istället hade utgjorts av fyrkantspulser med samma periodtid skulle resultaten i området med periodtider kortare än 4.5 h gett i praktiken samma resultat. Detta beror på att en fyrkantspulsvåg kan bildas genom att överlagra ett oändligt antal harmoniska termer med periodtid som är lika med eller kortare än grundsvängningens period. Dämpningen av temperaturvariationens övertoner ligger därför alltid mellan grundsvängningens dämpning och den dämpning som uppnås när periodtiden går ned mot noll.

Vi skall nu sammanställa beräkningsresultaten för såväl den stationära delen som den icke stationära.

Om temperaturen i inloppet skrives enligt ekvation 6.5.11 blir temperaturförloppet som funktion av avståndet från inloppet för tillräckligt korta periodtider.

$$\vartheta_k(x) \approx \bar{\vartheta}_k(0) + (\vartheta_i - \vartheta_k(0)) \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot 2.062}{1 \cdot 0.105 \cdot 1200} x} \right) + \tilde{\vartheta}_k(0) e^{-\frac{2 \cdot 3.9}{1 \cdot 0.105 \cdot 1200} x} \cdot e^{-\frac{j 2 \pi}{1 \cdot T} x} \quad 6.5.30$$

Resultatet visas i figur (6.5.9).



Figur 6.5.9. Lufttemperaturens amplitud och medelvärde längs en 36 m lång betongkanal.

Från diagrammet kan slutsatser dras om värmeväxlarens prestanda. Temperaturverkningsgraden för en konventionell värmeväxlare beräknas som

$$\eta = \frac{\Delta \vartheta}{\vartheta_i - \vartheta_u} \quad 6.5.31$$

η = temperaturverkningsgrad

$\Delta \vartheta$ = temperaturändringen hos betraktat medium.

Om temperaturen i utlopp antar temperaturen $\vartheta_{k \min}$ kanalen ventileras med kall tilluft och temperaturen $\vartheta_{k \max}$ när kanalen ventileras med varm frånluft kan temperaturverkningsgraden beräknas dels för tilluft η_u , dels för frånluft η_i .

$$\eta_i = \frac{\Delta \vartheta_i}{\vartheta_i - \vartheta_u} \quad 6.5.32$$

$$\eta_u = \frac{\Delta \vartheta_u}{\vartheta_i - \vartheta_u} \quad 6.5.33$$

	12 m	24 m	36 m
$\Delta \vartheta_u$	0.43	0.66	0.79
$\Delta \vartheta_i$	0.10	0.11	0.10
η_u	43%	66%	79%
η_i	10%	11%	10%

Tabell 6.5.9. Värmeväxlartakets verkningsgrad för tilluft η_u och frånluft η_i . Temperaturskillnaden mellan tilluft och frånluft vid kanalens inlopp har satts lika med 1 K.

Verkningsgraden för tilluft ger naturligtvis anledning till stor optimism särskilt för större kanallängder. Samtidigt får man dock komma ihåg, att endast en del av den värme som tillföres tilluften utgörs av värme som har återvunnits ur frånluften. Resten är värme från den underliggande lokalen som har tillförts kanalluften genom transmission i kanalväggarna. Frånluftens temperaturverkningsgrad ger däremot direkt information om hur stor del av frånluftens energi som tas till vara. Som vi ser från fig (6.5.9) och tabell 6.5.2 är det endast fråga om 10-11% tämligen oberoende av kanalens längd mellan 12 och 36 meter. Detta till trots att den dynamiska temperaturverkningsgraden

$$\eta_d = \frac{0.5(\Delta \vartheta_i + \Delta \vartheta_u)}{\vartheta_i - \vartheta_u} \quad 6.5.34$$

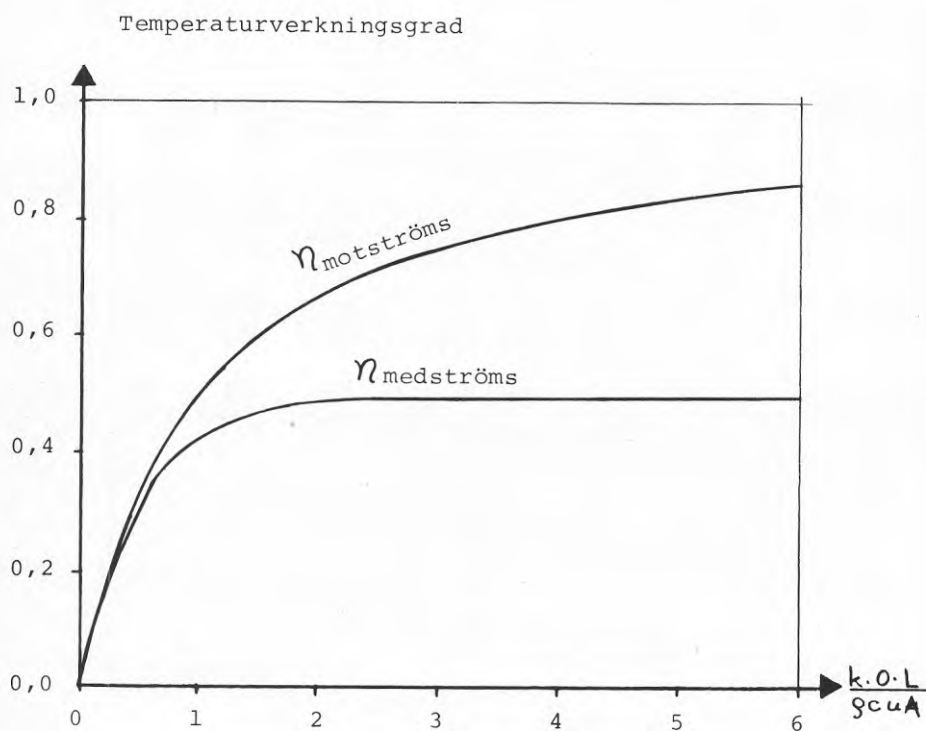
blir uppemot 45% för en 36 meter lång kanal. Förklaringen är att transmissionen genom kanalväggarna ger ökad medeltemperatur i kanalen med ökad avstånd från inloppet. För kanallängder över 24 m gör denna ökning av medelutloppstemperaturen mer än att väga upp den förbättrade dynamiska temperaturverkningsgrad som uppnås med ökad kanallängd.

För att förbättra värmeväxlarens prestanda är det därför viktigt att minska det stationära värmeflödet mellan kanalen och den underliggande lokalen. Den dynamiska verkningsgrad som kan uppnås är väl acceptabel och kan ökas ytterligare genom att öka värmeöverföringen på kanalens insida t.ex. genom ökad råhet. Någon form av isolering på bjälklagets insida måste komma till innan hålkanalerna kan användas för värmeåtervinning ur frånluft.

6.5.4 Betongkanalen som motströms värmeväxlare

Ett led i att förbättra den dynamiska verkningsgraden för en parallellströms värmeväxlare är att köra den motströms istället för medströms d v s den kalla och den varma luftströmmen får motsatta riktningar. För konventionella värmeväxlare medför detta förbättrad verkningsgrad speciellt i det område där den värmeöverförande ytan uppnår en sådan storlek, att mättnad uppträder d v s när temperaturverkningsgraden för en medströms värmeväxlare ligger över ca 0.4. I fig (6.5.10) visas hur temperaturverkningsgraden för en renodlad motströms- respektive medströms värmeväxlare beror på värmegenomgångstalet mellan medierna, den värmeöverförande ytan OL samt massflödet, $\rho c u A$ vilket i figuren har antagits lika för de båda medierna. Från figur (6.5.9) kan man utläsa att den dynamiska verkningsgraden för en motströms värmeväxlare överstiger 0.6. Vilken roll transmissionsförlusterna från

kanalen till omgivningen spelar för en motströms värmeväxlare går tyvärr inte att läsa ur resultaten för en medströms växlare.



Figur 6.5.10. Temperaturverkningsgraden för renodlade motströms- och medströmsvärmeväxlare.

Nedan följer därför ett försök att fysikaliskt modellera värmeväxlarens funktionssätt samt matematiskt beräkna temperaturverkningsgraden.

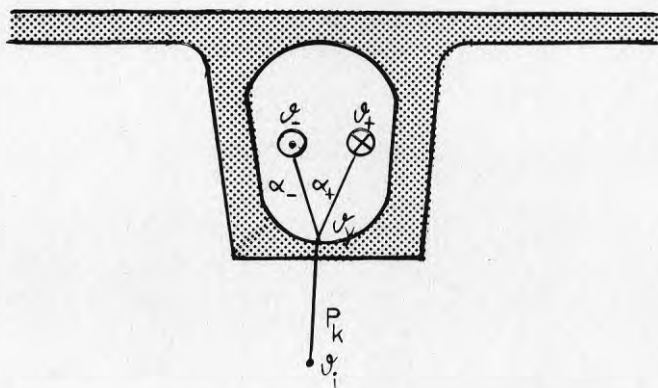
Fysikalisk modell:

Låt oss först konstatera från figur (6.5.8) att för periodtider, som understiger 1 à 2h kan kanalväggarnas ytemperaturer betraktas som konstanta relativt temperaturskillnaden mellan de tillförda luftströmmarna. Frekvenssvarets karakteristiska utseende är till största delen beroende av kanalväggarnas egenskaper och den periodtid vid vilken förstärkningen börjar stiga bör därför vara tämligen oberoende av värmeväxlarens funktionssätt.

För ett godtyckligt element längs kanalen kan värmebalansen under en hel växlingsperiod beskrivas enligt följande. Kanalväggens ytemperatur förblir konstant under hela perioden. Om vi bortser från den transportfördröjning som äger rum omedelbart under växlingsmomentet innebär detta att kanalluftens temperatur växlar mellan två i tiden konstanta lägen, $\vartheta(x^-)$ när kanalen genomströmmas med frånluft och $\vartheta(x^+)$ när kanalen genomströmmas med tilluft.

Temperaturen på lokalens insida ϑ_i , antas konstant.

I figur (6.5.11) visas i ett godtyckligt snitt hur värmeutbyttets knutpunkt ligger just på kanalens inneryta. Detta komplicerar något lösningens utseende, eftersom vad man vill uppnå är ett samband mellan ϑ_- , ϑ_+ och ϑ_i .



Figur 6.5.11. Värmebalans i ett godtyckligt kanal-snitt.

När kanalen genomströmmas av frånluft blir värmebalans för kanalluften enligt följande:

$$g_+ \frac{\partial \vartheta_+}{\partial x} + \alpha_+ O (\vartheta_+ - \vartheta_y) = 0 \quad 6.5.35$$

För tilluften kan värmebalansen skrivas:

$$g_- \frac{\partial \vartheta_-}{\partial x} - \alpha_- O (\vartheta_- - \vartheta_y) = 0 \quad 6.5.36$$

g_+ = produkten av massflödet och det specifika värmets för frånluften, W/K

$$= u_+ \rho c A$$

g_- = produkten av massflödet och det specifika värmets för tilluften, W/K

$$= u_- \rho c A$$

A = kanalens area, m^2

O = kanalens omkrets, m

α_+ = Värmeövergångstal W/m^2K

α_- = Värmeövergångstal W/m^2K

Ekvationerna 6.5.35 och 6.5.36 utgör ett system av två linjära differensstialekvationer och tre okända temperaturer, d v s ϑ_+ , ϑ_- och ϑ_y .

Kanalens yttemperatur ϑ_y kan beräknas genom att betrakta en energibalans för kanalväggen under en hel växlingsperiod t_p . Värmetransporten mellan kanalens inneryta och omgivningen är konstant under hela perioden men värmetransporten mellan frånluft resp tilluft och kanalväggen endast äger rum under var sin hälft av perioden.

$$t_p P_k (\vartheta_y - \vartheta_i) = \frac{t_p}{2} \alpha_- O (\vartheta_- - \vartheta_y) + \frac{t_p}{2} \alpha_+ O (\vartheta_+ - \vartheta_y) \quad 6.5.37$$

$$\vartheta_y = \frac{\alpha_{-0} \vartheta_{-} + \alpha_{+0} \vartheta_{+} + 2P_k}{2P_k + \alpha_{-0} + \alpha_{+0}} \quad 6.5.38$$

Genom insättning av ϑ_y i ekvation 6.5.35 och 6.5.36 och om

$$a = 2P_k + \alpha_{+0} + \alpha_{-0} \quad 6.5.39$$

får vi följande ekvationssystem med två ekvationer och två okända temperaturer ϑ_{+} och ϑ_{-} .

$$\frac{\partial \vartheta_{+}}{\partial x} + \frac{\alpha_{+0}}{g_{+}} \left(1 - \frac{\alpha_{+0}}{a}\right) \vartheta_{+} - \frac{\alpha_{+0} \alpha_{-0}}{g_{+} a} \vartheta_{-} = \frac{2P_k \alpha_{+0}}{a g_{+}} \vartheta_i \quad 6.5.40$$

$$\frac{\partial \vartheta_{-}}{\partial x} + \frac{\alpha_{-0} \alpha_{+0}}{a g_{-}} \vartheta_{+} - \frac{\alpha_{-0}}{g_{-}} \left(1 - \frac{\alpha_{-0}}{a}\right) \vartheta_{-} = -\frac{2P_k \alpha_{+0}}{a g_{-}} \vartheta_i \quad 6.5.41$$

De olika luftströmmarnas temperaturer är kända vid respektive inlopp d v s

$\vartheta_{+}(0)$ = frånluftens begynnelsestemperatur

$\vartheta_{-}(L)$ = tilluftens begynnelsestemperatur

Matematisk lösning:

Låt oss definiera en 2 x 2 matris

A således att

$$A = \begin{pmatrix} \frac{\alpha_{+0}}{g_{+}} \left(1 - \frac{\alpha_{+0}}{a}\right) & - \frac{\alpha_{+0} \alpha_{-0}}{g_{+} a} \\ \frac{\alpha_{-0} \alpha_{+0}}{a g_{-}} & - \frac{\alpha_{-0}}{g_{-}} \left(1 - \frac{\alpha_{-0}}{a}\right) \end{pmatrix} \quad 6.5.42$$

En 2×1 vektor B

$$B = \begin{pmatrix} \frac{2P_k \alpha_+ 0}{ag_+} \\ -\frac{2P_k \alpha_+ 0}{ag_-} \end{pmatrix} \quad 6.5.43$$

och en 2×1 temperaturvektor T

$$T = \begin{pmatrix} \vartheta_+ \\ \vartheta_- \end{pmatrix} \quad 6.5.44$$

Ekvationssystemet enligt ekv 6.5.40 och 6.5.41 kan då skrivas

$$\frac{\partial T}{\partial x} + AT = B \vartheta_i \quad 6.5.45$$

För att lösa ekvationssystemet enligt ekv 6.5.42 behöver matrisen A skrivas enligt

$$A = SDS^{-1} \quad 6.5.46$$

D = 2×2 matris där diagonalelementen utgörs av matrisens A egenvärden. Övriga element är lika med noll.

S = 2×2 matris där kolumnerna utgörs av egenvektorer till matrisen A.

S^{-1} = Inversen av matrisen S.

För detaljerad beräkning av matriserna S, D och S^{-1} hänvisas till läroböcker i linjär algebra.

Ekvation 6.5.45 kan nu skrivas

$$\frac{\partial T}{\partial x} + SDS^{-1}T = B \vartheta_i \quad 6.5.47$$

Multiplikation av alla termer med S^{-1} ger

$$\frac{d}{dx}(S^{-1}T) + DS^{-1}T = S^{-1}B\vartheta; \quad 6.5.48$$

Eftersom

$$\frac{d}{dx}(e^{Dx}S^{-1}T) = e^{Dx}\left(\frac{d}{dx}(S^{-1}T) + DS^{-1}T\right) \quad 6.5.49$$

kan ekvation 6.5.48 skrivas om till

$$\frac{d}{dx}(e^{Dx}S^{-1}T) = e^{Dx}S^{-1}B\vartheta; \quad 6.5.50$$

vilket ger lösningen genom integration på båda sidor

$$e^{DL}S^{-1}T(L) - S^{-1}T(0) = \int_0^L e^{Dx}dx \cdot S^{-1}B\vartheta; \quad 6.5.51$$

$$e^{DL} = \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 L} & 0 \\ 0 & e^{\lambda_2 L} \end{bmatrix} \quad 6.5.52$$

D , λ_1 och λ_2 är egenvärden till matrisen A , jfr ekv 6.5.45

$$\int_0^L e^{Dx} dx = \begin{bmatrix} \frac{1}{\lambda_1}(e^{\lambda_1 L} - 1) & 0 \\ 0 & \frac{1}{\lambda_2}(e^{\lambda_2 L} - 1) \end{bmatrix} \quad 6.5.53$$

$$T(1) = \begin{bmatrix} \vartheta_+(L) \\ \vartheta_-(L) \end{bmatrix} \quad 6.5.54$$

$$T(0) = \begin{bmatrix} \vartheta_+(0) \\ \vartheta_-(0) \end{bmatrix} \quad 6.5.55$$

Ekvation 6.5.51 är därför ett system med två linjära ekvationer och två obekanta $\vartheta_+(1)$ och $\vartheta_-(0)$

Den explicita lösningen för dessa kommer inte att ges här eftersom det skulle krävas extremt komplicerade uttryck och sådana beräkningar bör därför med fördel utföras med hjälp av dator.

När utloppstemperaturerna är kända för såväl tilluft som frånluft kan temperaturverkningsgraden för värmväxlaren beräknas. På grund av transmissionsförlusterna från kanalväggen till omgivningen får vi olika verkningsgrader för tilluft och frånluft. Temperaturverkningsgraderna för tilluft och frånluft η_t respektive η_f beräknas enkelt enligt:

$$\eta_t = \frac{\vartheta_-(L) - \vartheta_-(0)}{\vartheta_+(0) - \vartheta_-(L)} \quad 6.5.56$$

$$\eta_f = \frac{\vartheta_+(0) - \vartheta_+(L)}{\vartheta_+(0) - \vartheta_-(L)} \quad 6.5.57$$

I de beräkningar som redovisas nedan förutsättes den omgivande temperaturen ϑ_i lika med frånluftens begynnelsestemperatur $\vartheta_+(0)$. I vissa fall kan man mycket väl tänka sig att ϑ_i överstiger $\vartheta_+(0)$ vilket i så fall kan medföra att tilluftens temperaturverkningsgrad överskrider 1.0 och i extremfall kunde temperaturverkningsgraden för frånluften bli negativ.

De beräkningar som följer nedan har följande förutsättningar gemensamma. De avser en kanal med tvärsnittsarea 0.04 m^2 och omkrets 0.76 m . Luftflödena antas vara lika i båda riktningar. En av de parametrar som ger upphov till osäkerhet i beräkningarna är kanalväggarnas skrovlighet. Den förbättring av värmeöverföringen som kan åstadkommas relativt ett tekniskt glatt rör kan uppskattas med hjälp av ekvationerna 6.2.22-24) i avsnittet om luftspaltens värmebalans. Om ytråheten hos kanalväggen väljes 10 mm får vi följande resultat för hastigheter i den aktuella kanalen, där α är värmeöverföringstalet för den skrovliga kanalen medan α_0 är värmeöverföringstalet för en kanal med tekniskt glatta väggar.

$u, \text{ m/s}$	α/α_0
1.0	1.69
2.0	1.74
3.0	1.76
4.0	1.79

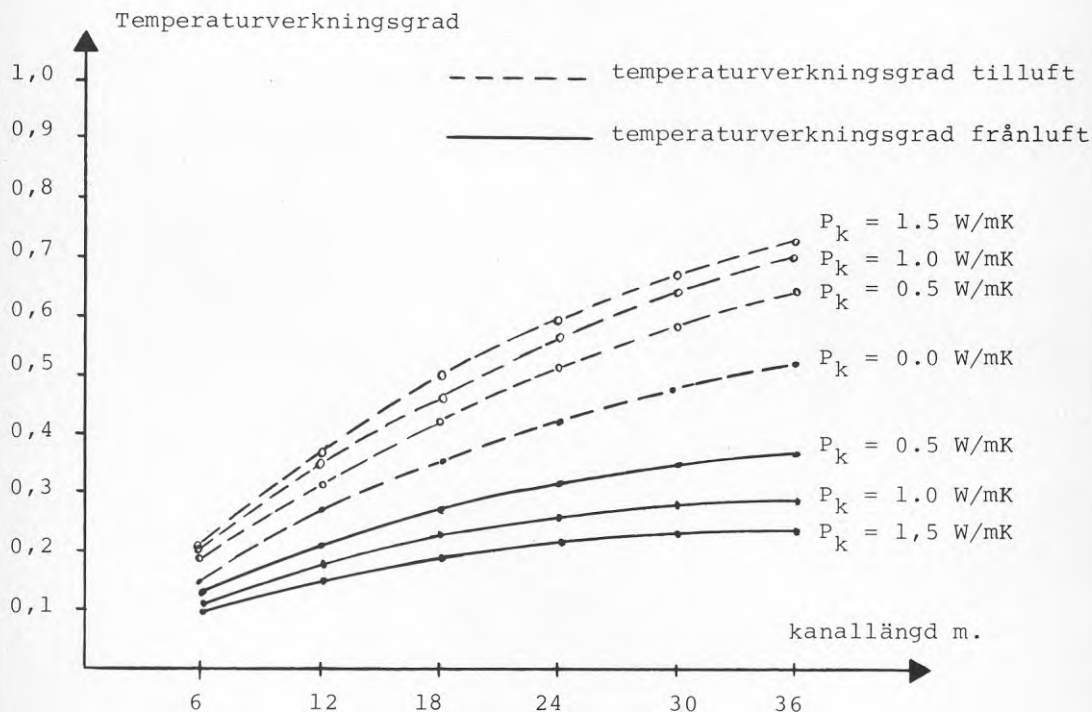
Av beräkningstekniska skäl har detta förhållande approximerats med:

$$\alpha = \alpha_0 (1.69 + (u - 1) \cdot 0.0333) \quad 6.5.58$$

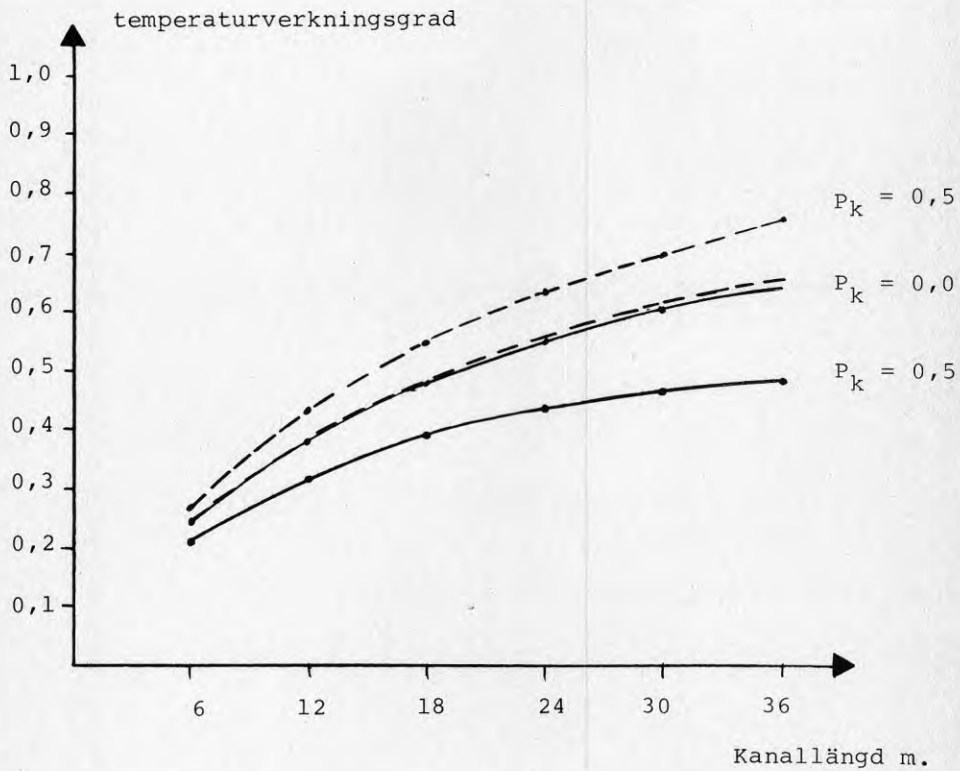
I figur (6.5.12) visas hur temperaturverkningsgraden ökar för en mellan 6 och 36 m lång kanal med tekniskt glatta väggar. Dessutom har transmissionsförlusterna mellan kanalen och omgivningen P_k varierats mellan 0.0 och 1.5 W/mk . P_k lika med 0.5 W/mK torde utgöra en praktisk gräns för hur mycket det går att isolera kanalen utvändigt medan en oisolerad kanal ger P_k lika med 2 ä 3 W/m . För en idealt isolerad kanal d v s med P_k lika med noll sammanfaller verkningsgraden för tilluft och frånluft och går upp mot 0.52 för en 36 meter lång kanal. Verkningsgradskurvans lutning vid 36 meter, ca en procentenhet per meter, visar att verkningsgraden kan förbättras ytterligare genom att

antingen öka kanalens längd eller förbättra värmeöverföringen genom att öka ytans skrovlighet.

När transmissionsförlusterna P_k ökar avtar frånluftens verkningsgrad markant medan tilluftens verkningsgrad ökar. Den praktiska gräns för frånluftens verkningsgrad enligt de förhållanden som har beskrivits ovan torde därför ligga kring 0.35 vilket är oacceptabelt lågt. Den förutsätter dock ett extremfall d v s ett tekniskt glatt rör. Det återstår därför att undersöka hur verkningsgraden påverkas av ökad skrovlighet där värmeövergångstalet på kanalens insida har räknats om enligt ekv 6.5.58. I figur (6.5.13) visas hur temperaturverkningsgraden ökar med kanallängden för ett skrovligt rör. För 36 m lång kanal och $P_k = 0,5 \text{ W/mK}$ blir den resulterande temperaturverkningsgraden för frånluftens ca 0.5. Detta är med tanke på varaktighetsfördelningen av verkningsgradens utnyttjande fullt acceptabelt och motiverar knappast några extra kostnader att försöka förbättra verkningsgraden.

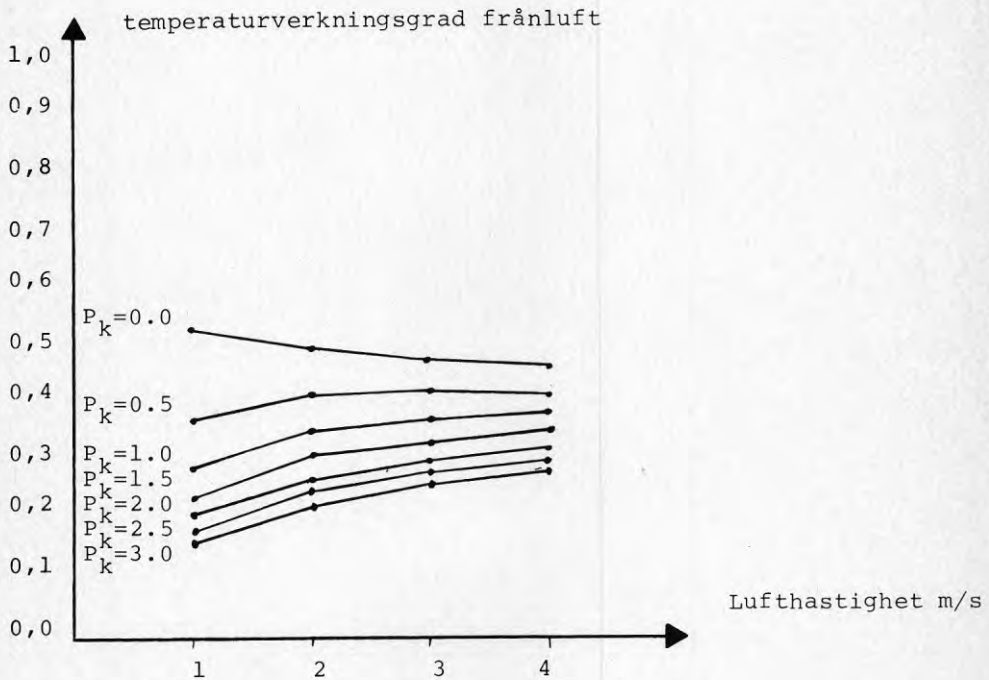


Figur 6.5.12. Temperaturverkningsgrad för betongkanal med area 0.04 m^2 , omkrets 0.76 m , luft hastighet 1 m/s och kanallängd varierande mellan 6 och 36 m . Tilluft och frånluft har motsatt riktning. Värmeöverföringen på kanalväggarna har antagits lika med den för ett tekniskt glatt rör.

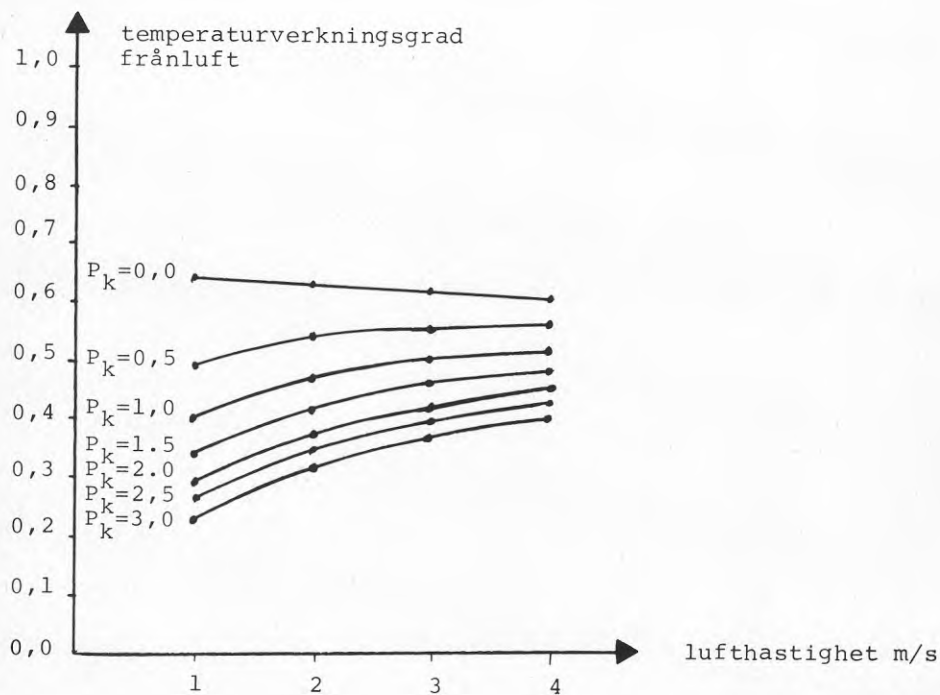


Figur 6.5.13. Temperaturverkningsgrad för en betongkanal med samma förutsättningar som i figur 6.5.12 förutom att kanalväggarna är skrovliga.

Lufthastighetens inverkan på temperaturverkningsgraden för frånluften visas i figur (6.5.14) för några värden på P_k mellan 0,0 och 0,3 W/mk. Kurvorna visar ett delvis oväntat beteende. Temperaturverkningsgraden för en kanal med värmeförluster i längsled ökar med ökat volymflöde tvärt emot vad man kan vänta sig för en konventionell växlare utan förluster. Temperaturverkningsgraden för P_k lika med 0,5 stiger från 0.36 vid 1 m/s till 0.42 vid 3 m/s för att sedan avta med ökad lufthastighet. Temperaturverkningsgraden för P_k mellan 1.0 och 3.0 ökar med ca 10 procentenheter mellan 1 och 4 m/s. Förklaringen till detta beteende är delvis den att ökad hastighet i kanalen medför förbättrad värmeöverföring till kanalväggen som i detta hastighetsområde nära på kompenserar det ökade massflödet och delvis den att ökad hastighet ger sämre verkningsgrad för tilluften vilket medför att kanalen i genomsnitt står kallare under växlingsperioden. I figur (6.5.15) visas samma sak fast för en skrovlig kanal. Temperaturverkningsgraden för frånluften ökar med 7 procentenheter till 0.56 m om lufthastigheten ökar från 1 till 4 m/s för P_k lika med 0.5. Figur (6.5.4) visar att för en tämligen^kväl isolerad skrovlig kanal kan lufthastigheten varieras över ett stort hastighetsområde med bibehållen temperaturverkningsgrad över ca 0.5. I tabell 9 visas erforderliga lufthastigheter i kanalsystemet vid varierande ventilationsflöden. Lufthastigheten varierar mellan 1.8 och 6 m/s för ventilationsflöden i den underliggande lokalen mellan 3 och 10 m³/h,m².



Figur 6.5.14. Frånluftens temperaturverkningsgrad för en betongkanal under samma förutsättningar som i figur 6.5.12. Verkningsgradens beroende av hastigheten studeras mellan 1 och 4 meter och för transmissionsförluster mellan 0,0 och 3,0 W/mK



Figur 6.5.15. Frånluftens temperaturverkningsgrad för en betongkanal under samma förutsättningar som i figur 6.5.12 fast med en skrovlig yta. Verkningsgradens beroende av hastigheten studeras mellan 1 och 4 meter samt för transmissionsförluster P_k mellan 0,9 och 3,0 W/m K

6.5.5 Kommentarer

Kanalsystemet kan med stor sannolikhet användas för återvinning av värme ur frånluften med en temperaturverkningsgrad omkring och över 0.5 för de ventilationsflöden som erfordras för hallbyggnader. Detta förutsätter skrovlig inneryta samt att kanalen delvis isoleras utvändigt på den sida som vetter mot lokalen. Isoleringen gör det också möjligt att förvara överskottsvärme mellan olika tidpunkter på dygnet, vilket bl a möjliggör effektivare användning av den solvärme som tas till vara i luftspalten mellan takets värmeisolering och tätskiktet.

I beräkningarna ingår ett antal tämligen osäkra faktorer som värmeöverföring och materialkonstanter, vilket innebär att beräkningsresultaten måste verifieras genom laboratorieförsök i full skala.

Beräkning av kanalernas frekvenssvar har visat att den maximala växlingsperioden ligger mellan 1 och 4 timmar för den typ av kanaler som har undersökts. Väljer man en för kort växlingsperiod återföres onödigt mycket föroreningar och påfrestningarna på systemets mekaniska delar ökar. Väljer man för långa växlingsperioder försämras systemets verkningsgrad. Det är därför viktigt att genom laboratorieförsök bestämma kanalsystemets frekvenssvar och jämföra med beräkningsmodellen. Den metodik som kommer att användas för detta ändamål är huvudsakligen identisk med den som finns beskriven i Jensen (1978).

När kanalsystemets frekvenssvar har tagits fram kan en lämplig växlingsperiod bestämmas och temperaturverkningsgraderna för till- och frånluft bestämmas.

7 SLUTORD

7.1 Tillämpningsområden

Den mekaniskt ventilerade takkonstruktion som beskrivits i denna rapport är företrädesvis tänkt att tillämpas i enplans industrihallbyggnader. Andra tillämpningsområden kan vara enplans sporthallar, affärslokaler m.m.

Systemet torde vara speciellt lämpligt i enplans hallbyggnader med under dagtid interna värmeöverskott. Denna värme kan, då luftbehandlingsinstallationen är i drift, tas till vara och utnyttjas för förvärmning av ventilationsluft. Under sommarhalvåret bör takventilationen, då taket ventileras med uteluft, kunna borttransportera värme från interna värmelaster och solvärmeinläckning och därmed kan en lägre rumstemperatur upprätthållas.

7.2 Kostnader

Att ange kostnader för en takkonstruktion som ej existerar på marknaden är naturligtvis svårt. Flera faktorer påverkar kostnadsbilden och gör en sådan bedömning osäker. Kostnadsbilden är emellertid av så stort intresse, vilket därför motiverar en kort redovisning av bedömda kostnader. Till grund för nedanstående kostnadsuppskattning ligger den typhallbyggnad som beskrivits i avsnitt 5.2.

Merkostnaden för den i figur(4.1)redovisade takkonstruktionen relativt en konventionell TT-takplatta enligt figur(4.5.1) har under projektets gång bedömts till ca 20 kr/m² takyta. Till denna merkostnad skall även läggas kostnader för ventilationsanslutningar av betongkassetternas hålskanaler vid seriekoppling och kanalanslutningar av hålskanalerna med luftspalten under taktätskiktet, vilka uppskattats till ca 20 kr/m² takyta.

Totalt borde därför merkostnaden för den mekaniskt ventilerade takkonstruktionen uppgå till ca 40 kr/m² vid en eventuell masstillverkning.

Denna merkostnad uppvägs delvis av att takaggregatet kan förbilligas. Genom att taket fungerar som värmväxlare kan värmväxlarenheten i takaggregatet utslutas. Detta innebär en trolig kostnadsbesparing på ca 70.000 kr eller ca 20 kr/m² takyta under de i avsnitt 5.2 angivna förutsättningarna.

7.3 FoU-behov

Den mekaniskt ventilerade takkonstruktion som behandlats i tidigare avsnitt synes ha fördelar från såväl energihushållnings- som arbetsmiljösynpunkt jämfört med konventionella takkonstruktioner. Emellertid blir

investeringskostnaden något högre för det beskrivna värmeväxlartaket.

Laboratorieförsök och experimentbyggnad i full skala bör kunna bekräfta de slutsatser beträffande energi- besparing och förbättringar i inomhusklimatet som dragits i denna förstudie. Av stort intresse är att med hjälp av laboratorieprov och fullskaleförsök fast- lägga bl.a.:

- värmeväxlartakets temperaturverkningsgrad vid värme- återvinning ur frånluft till tilluft
- takets funktion som solfångare
- möjlighet att borttransportera interna värmelaster och reducera solvärmeinläckning under perioder med kylbehov
- risk för fuktutfällning på taktätskiktets undersida samt möjlighet att ventilera bort fukt i taket.

8 LITTERATUR

- Brown, G: Värmeövergång vid byggnaders ytterytter. Statens nämnd för byggnadsforskning. Handling nr 27, Stockholm (1956).
- Brown, G och Isfält, E: Instrålning från sol och himmel i Sverige under klara dagar. Statens råd för byggnadsforskning. Rapport R19:1969.
- Claesson, J och Samuelsson, I: Heat loss by moisture flow through insulation layers. SP-rapport 1978:10, Borås.
- Eckert, E.R.G och Drake, R.M.: Heat and mass transfer. Mc Graw-Hill 1959.
- Hernelind, J. Pärletun, L.G. och Resmark, M: TEUFEM-manual, institutionen för hållfasthetslära, LTH, Lund.
- Höglund, I: Metod för beräkning av extrema yttemperaturer hos isolerade ytterkonstruktioner, Byggeforskningen, Rapport R6:1973.
- Isfält, E: Energibesparing genom värmelagring i byggnadsstommen. Byggmästaren nr 3, 1977.
- Jensen, L: Digital reglering av klimatprocesser. Institutionen för reglerteknik, LTH, Lund (1978).
- Jensen, M: Aerodynamik i den naturlige vind. Teknisk ferlag, Köpenhamn (1959).
- Johnsson, H och Stillesjö, S: Uppvärmning av ventilationsluft med hjälp av solfångare, Byggeforskningen, Rapport R78:1979.
- Krawczyk, J.: Kondensisolering av takplåt. Examensarbete, Byggnadsteknik 1, LTH, Lund (1979).
- Larsson, T: Försöksanordning för förvärmning och kylning av ventilationsluft, Rapport R36:1978.
- Larsson, B: Fasaden som solfångare - värme i luftspalt. CTH-A-HB 1978:6, Göteborg.
- Nevander, L.E. och Samuelsson, I: Elementär byggnadsfysik. Kompendium i byggnadsteknik, LTH, Lund (1976).
- Nilsson, L: Oisolerade yttertak av profilerad plåt från fuktsynpunkt. Institutionen för konstruktionslära. Tekniska högskolan i Stockholm. Rapport nr 1, 1974.
- Nunner, W: Wärmeübergang und druchabfall in rauhen rohren. VDI-Forschungsheft 456. VDI-Verlag, Düsseldorf (1956).

Samuelsson, I: Fukt i utvändigt isolerade plåttak
LTH-Byggnadsteknik, Rapport 67:1976.

Samuelsson, I: Tak. Kompendium, Byggnadsteknik 1,
LTH, Lund (1977).

Sandberg, P.I.: Byggnadsdelars fuktbalans i naturligt
klimat, LTH, Rapport 43, Lund (1973).

BILAGA 1

DATORPROGRAM UTFÖRDA I PROJEKTET

- GJ-TDIST Temperaturfördelning i en utvändig genomströmmad luftspalt under inverkan av sol och himmelstrålning, vind, omgivande temperaturer m.m.
- GJ-HAMBA Värme- och fuktbalans i en utvändig ventilerad luftspalt under ett referensår. Speciellt med avseende på risk för fuktackumulering samt solfångareffekt.
- GJ-KANAL Dämpning och färförskjutning i en kanal som genomströmmas av luft med en konstant hastighet och där temperaturen i inloppet varierar sinusformigt. Kanalväggarna antas plana men kan bestå av flera olika materialskikt.
- GJ-HECLA Beräknar temperaturverkningsgrad för en motströms värmeväxlare med förluster mellan de olika strömningsvägarna och omgivningen.
- GJ-SPEC Variant av GJ-HECLA som beräknar temperaturverkningsgraden för en pulserande motströms värmeväxlare i en kanal och med förluster till omgivningen.

BILAGA 2

REGNVATTENINSTALLATION

Nederbörd

Nederbörden i Sverige uppvisar lokalt stora variationer, framför allt i bergstrakter men också inom flackare områden. Mindre kullar, höjder eller skogspartier ger upphov till beaktansvärda variationer. Också stadsområden ger ökade regnmängder. Vid olika undersökningar har påvisats ökning av årsnederbörden med 5-10% i städer, jämfört med omgivningen. Största årsregnmängder har man annars i Sverige i gränstrakterna mellan Halland och Småland. Det är också där som de kraftigaste skyfallen sker.

Vid dimensionering av regnvatteninstallationer är man i allmänhet mest intresserad av maximala nederbördsmängder under korta tidsintervall. Höga nederbördsintensiteter har i regel en mycket begränsad utsträckning både i tid och rum. Inom ett kraftigt skurmoln förekommer celler med särskilt intensiv nederbörd. Cellernas diameter kan variera mellan något hundratal meter och ca 1 km. De passerar en viss punkt under loppet av några minuter.

Uppgifter om nederbördsmängder finns publicerade i BFR-rapporten R18:1979. Dessa värden måste, i överensstämmelse med vad som tidigare sagts, kompletteras med förekommande uppgifter om korttidsintensiteten.

Korttidsintensiteten, som gäller för aktuell byggnads livstid, skall användas, såvida icke risken för ett läckage kalkyleras in i ett avvattningssystem med lägre kapacitet.

Mot bakgrund av det ovan anförda torde de största uppmätta regnintensiteterna vara av intresse. Således föll det vid Slussen i Stockholm den 27 juli 1916 icke mindre än 25,4 mm på 5 minuter. Detta motsvarar 850 l/s ha. Vid samma tillfälle föll det 27.7 mm på 10 minuter, vilket är lika med 440 l/s ha.

Enligt uppgift från SMHI kommer nya värden från mätningar och sammanställningar att presenteras successivt.

Problemställning - Kravspecifikation

Nuvarande dimensioneringsregler för konventionella takavvattningssystem enligt VA-Byggnorm 70 samt för fullströmningssystem (UV-system) gäller icke för takutförande i ifrågavarande forskningsprojekt, huvudsakligen på grund av att:

- Anslutning mellan takplåt och rännal icke är vattentät, vilket innebär att inströmning av vatten i takkonstruktionen, när regnvatteninstallationen är

överbelastad vid exempelvis åskregn, är möjlig.

- gällande regler för dimensionering av bräddavlopp avser täta rännदार med betydande vattenlagringsförmåga, eftersom bräddavloppen endast behöver dimensioneras för 50% av dimensionerande regnintensitet. Exempel på tak med täta rännदार är papptäckta tak.

I den föreslagna takkonstruktionen, värmeväxlartaket, måste rännदार och avledningssystem (huvud- och bräddavlopp) på grund av ovan angivna upplysningar om nederbördsförhållanden i Sverige uppfylla följande villkor:

- Återkomsttiden för det dimensionerande regnet skall minst vara lika med takkonstruktionens livslängd såvida icke riskerna för ett läckage kalkyleras in i ett avvattningsystem med lägre kapacitet.
- Det dimensionerande regnet är ett intensivt regn med förhållandevis kort varaktighet (2-5 minuter). Det bör ej understiga 20 mm under en femminutersperiod.
- En rännदals reservoirdvolym tillsammans med huvud- och bräddavloppets sammanlagda kapacitet skall motsvara nederbörden från ett regn. Regnvatteninstallationen bör kontrolleras för flera möjliga korttidsintensiteter i syfte att försäkra sig om att den optimala regnintensiteten klaras av.

Förslag till takrännदalsssystem

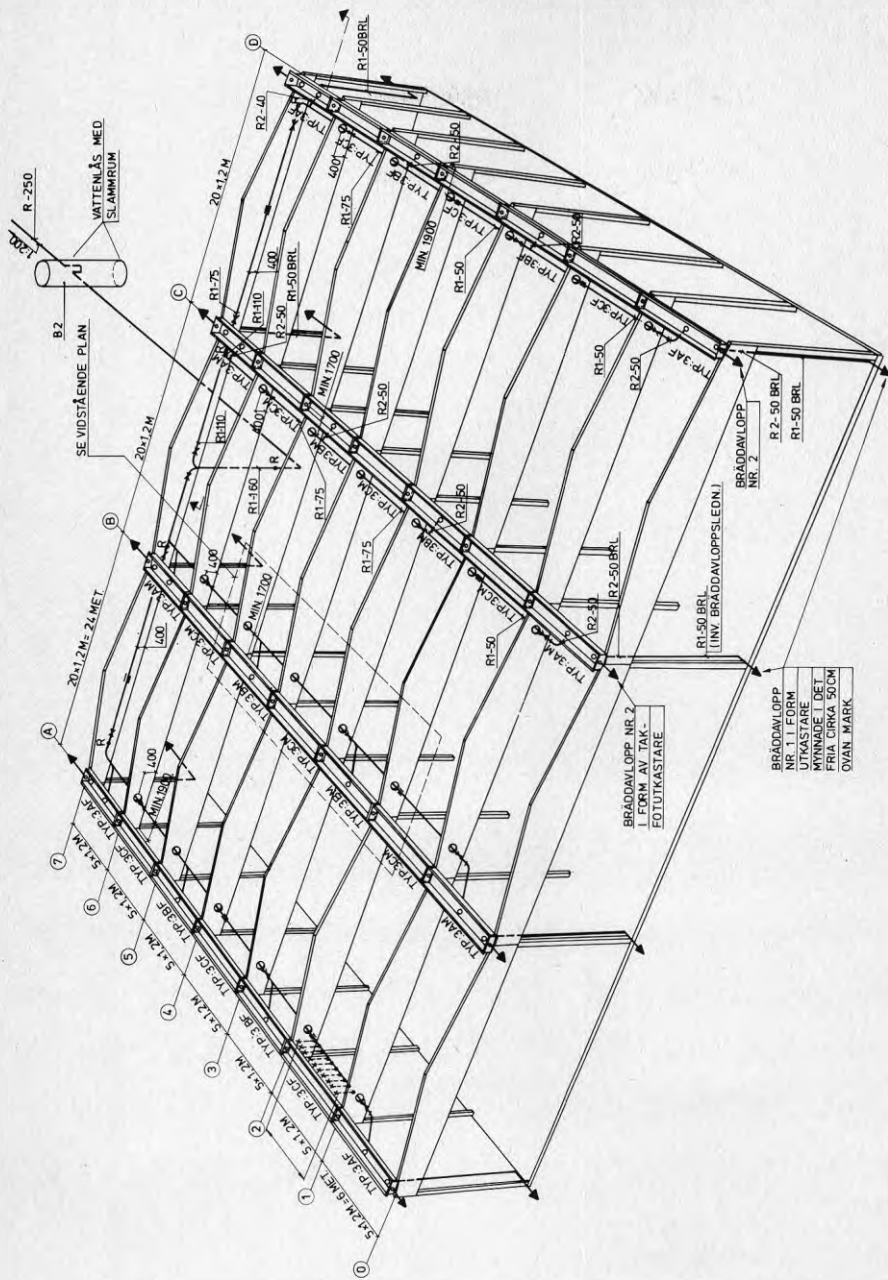
Rännदalsystemet och dess ledningssystem byggs upp enligt principen för fullströmningssystem (UV-system), vars principiella uppbyggnad visas i figur 1.

Av figur 1 framgår att rännदारarna är uppbyggda av ett antal element lika med c/c-avståndet mellan takstolarna och att varannan ränna har en takbrunn. De rännदार som saknar takbrunn är överhöjda för att vattnet i dessa skall kunna rinna till element med takbrunn. För-läggningssprincipen med en takbrunn i varannan UV-ränna är icke generellt tillämpbar utan avgörs av stommens uppbyggnad och dennas deformationer under olika belastningar. Stommens rörelser får ej ge upphov till bakfall i rännan.

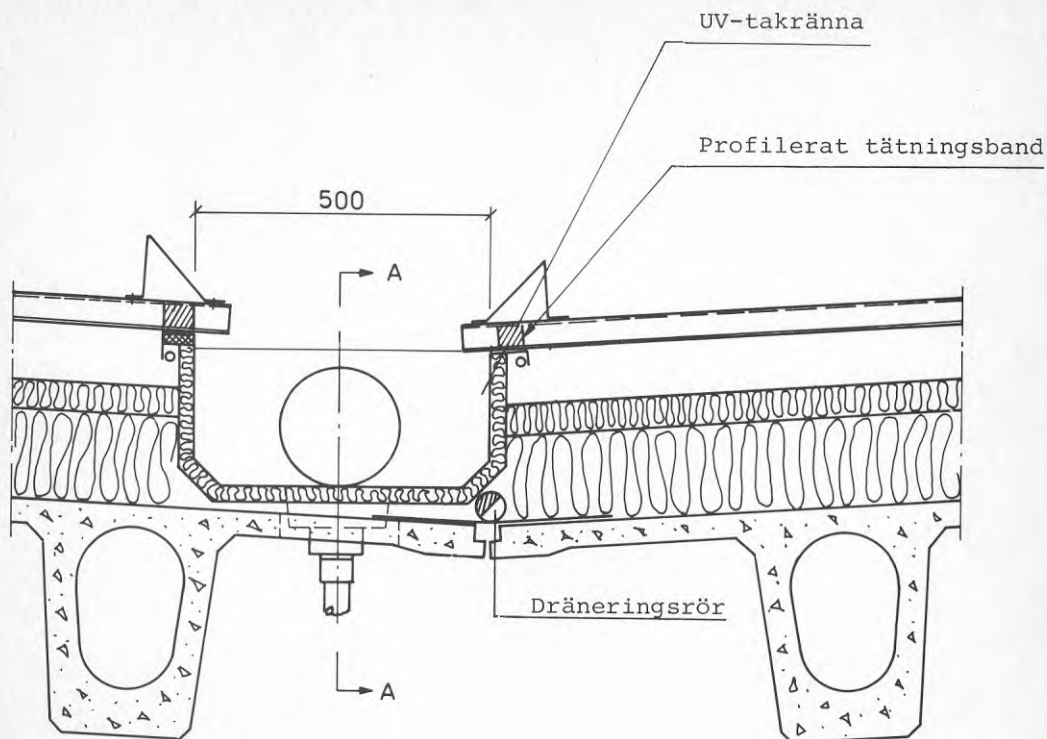
Rörmanschettförbindningen mellan takrännnorna utföres så, att den tillåter en avvinkling om min 2°. Den koppling som föreslås kan upptaga en avvinkling upp till 5°. Hopkopplingen av två rännor visas i figur 2.

Utbytbarhet och beständighet

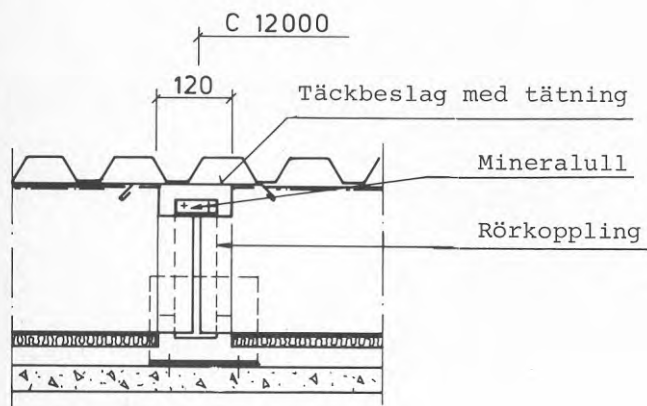
Ränndalen är den del av taket som är mest utsatt för korrosion. I horisontella rännदार erhålles alltid en efterbörd av vatten med lösta korrosionsrestprodukter vid såväl smältvattenavrinning som regnnederbörd.

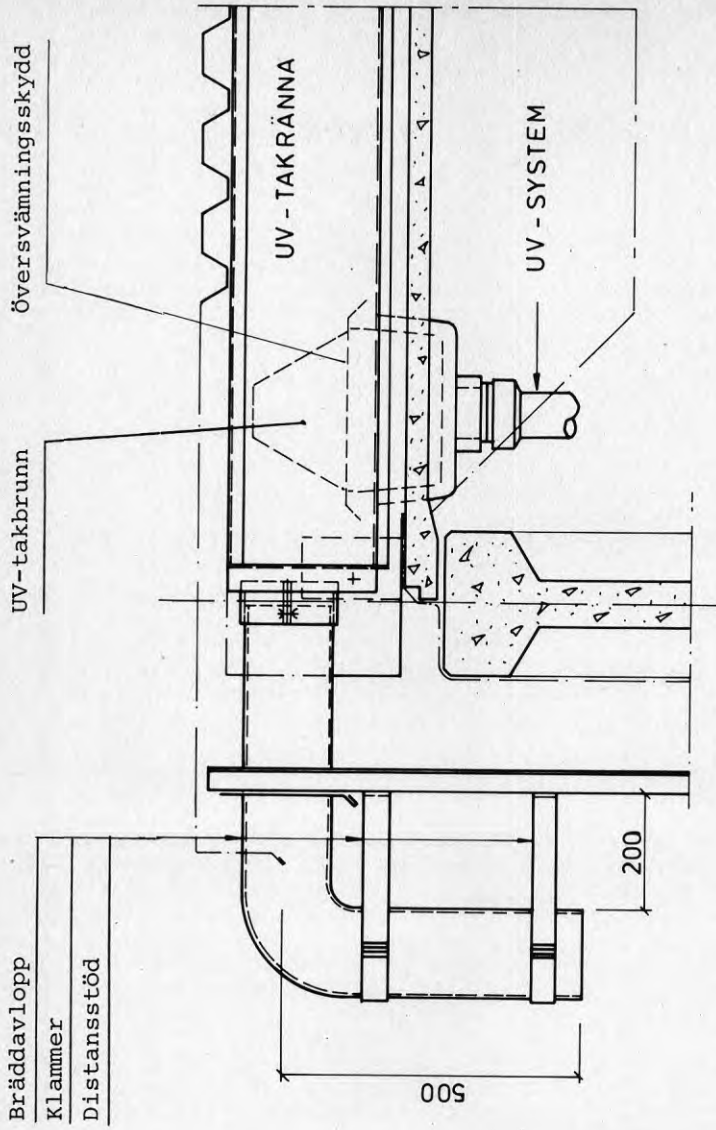


Figur 1. Modullhallbyggnad med UV-takavvattningssystem



Figur 2. UV-takrännadal





Figur 3. Bräddavlopp, UV-takbrunn

Risken är dessutom stor för åverkan på rännaldalen vid mekanisk rengöring av denna. Följaktligen är det viktigt att en plåtrännaldal av icke korrosionsbeständigt material uppfyller följande villkor:

- Plåtrännaldalen bör utformas i form av ett antal hopkopplingsbara och utbytbara element. Exempel på sådan utformning av rännaldalen framgår av figur 1 och 2.
- Rännaldalen bör bilda en köldbrygga i taket, så att rännaldalsbotten erhåller en övertemperatur i förhållande till det fria. Detta innebär en torr rännaldal under större delen av året med påföljande begränsning av korrosionsrisken.

Rännaldalarna har i sina respektive gavlar två bräddavloppssystem. Bräddavlopp nr 1, se figur 3, är en invändigt förlagd ledning från en takbrunn med demonterbar flänskrage. Flänskragens uppgift är dels att bestämma bräddavloppets nivå, dels att eliminera separation vid takbrunnens kant. Bräddavlopp nr 2, se figur 3, är en utkastare vid takfot med uppgift att träda i funktion ifall bräddavlopp nr 1 mot förmodan icke skulle fungera.

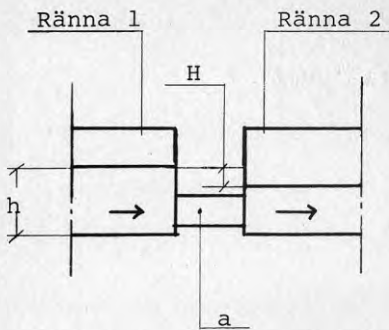
Takrännorna är förzinkade och ytor exponerade mot uteluften är rostskyddsmålade. Därvid erhålles ungefär samma korrosionsskydd som för den profilerade yttertakplåten.

Underlag för dimensionering

På grund av att varje rännelement icke har bräddavlopp, måste en utjämningsströmning i takrännan till det separata bräddavloppssystemet kunna äga rum. Ett ytterligare skäl är att det disponibla dimensioneringsundertrycket vid respektive anslutning till samlingsledning från takbrunn kan variera på grund av önskemål om erhätlig ledningsdimension mellan takbrunn och samlingsledning.

Utjämningsströmningen i rännorna är dels beroende av strömningsförlusterna i förbindelseröret, dels disponibel fallhöjd mellan takrännorna. Följande grundekvation ligger till grund för strömningen i förbindelseröret mellan två takrännor:

$$Q = \mu \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \text{ m}^3/\text{s} \quad (1)$$



Figur 4

Q = vattenmängd m^3/s

μ = kontraktionskoefficienten

a = vattentvärnsnittets inströmningsarea i förbindelseröret

g = jordaccelerationen
9,81 m/s^2

H = höjdskillnaden mellan vattenytorna i ränna 1 och 2

h = vattenhöjden i ränna 1

Då värdet på μ är teoretiskt omöjligt att lösa när vattenytan i ränna 2 är lägre än hjässan på förbindelseröret, gjordes en provmodell enligt figur 4, bestående av två st rännor med förbindelserör $d_i = 59$ mm och i skala 1:2,5 i förhållande till föreslagen takränna, som har bredden 500 mm, höjden 250 mm och $d_i = 150$ mm i förbindelseröret.

Med hjälp av provmodellen mättes vattenhöjderna och vattenmängderna i förbindelseröret. Tabell 1 visar några av mätresultaten.

Tabell 1

Ränna 1 h mm	Ränna 2 h - H mm	H mm	Q l/s
68	31	37	1.49
68	31	37	1.50
68	31	37	1.48
63	23	40	1.20
63	23	40	1.22
63	32	31	1.22
43	40	3	0.35
48	41	7	0.61
55	41	14	0.84
74	71	3	0.57
74	71	3	0.57
64	61	3	0.57
76	71	5	0.79
66	61	5	0.80

Då vattennivån i ränna 1 sjunker undan förbindelse-
rörets hjässa, är arean a en funktion av h enligt
följande formel.

$$a = \frac{\pi \cdot r^2}{180} \cdot \arccos \frac{r-h}{r} - (r-h) \sqrt{r^2 - (r-h)^2} \quad (2)$$

där r = förbindelserörets radie i m.

Av figur 6 framgår vattenströmmens area som funktion
av höjden h i ränna 1.

Av grundekvation (1) och ekvation (2) erhålles värden
på kontraktionskoefficienten när vattenhöjden i ränna
1 är under 59 mm. En del av beräkningsresultaten åter-
ges i tabell 2.

Ränna 1 h mm	Ränna 2 h-H mm	H mm	Q l/s	μ
68	31	37	1.49	0.6394
68	31	37	1.50	0.6437
68	31	37	1.48	0.6351
63	23	40	1.20	0.4953
63	23	40	1.22	0.5035
43	40	3	0.35	0.6755
48	41	7	0.61	0.6907
74	71	3	0.57	0.8590
74	71	3	0.57	0.8590
64	61	3	0.57	0.8590
76	71	5	0.79	0.9222
66	61	5	0.80	0.9339

Tabell 2

Kontraktionskoefficienten μ :s variation som funktion av
vattenhöjderna i rännorna 1 och 2 framgår av
figur 7, där abskissan representerar vattenhöjden i
ränna 2. Då vattenhöjden i resp ränna är känd, så er-
hålles kontraktionskoefficienten μ ur diagrammet. Ur
diagrammet erhålles för μ den räta linjens ekvation,
som är lika med $y = kx + l$, där k är riktningskoeffici-
enten för vattenhöjden i ränna 1. I figur 7 är de rita-
de linjernas vinkelkoefficienter framräknade enligt
följande formel:

$$\mu = K \cdot 1000 (K-H) + 69 + 0,1 \quad (3)$$

För att få fram K :s beroende av höjden h i ränna 1
har diagrammets värden i figur 7 använts för framtagande
av ett diagram, figur 8. Med diagrammets värden och
linjär regression erhåller formeln för K följande ut-
seende.

$$K = 0,02108 \cdot h + 0,0001057 \quad (4)$$

Genom insättning av K enligt formel (4) i formel (3) och därefter insätta det nya formeluttrycket tillsammans med formel (2) i grundekvationen (1) så erhålles följande slutgiltiga uttryck för Q:

$$(5) \quad Q = 21,08 \cdot h^2 + 1,5602h - H (21,08h + 0,1057) + 0,1073 \cdot \left[\frac{\pi \cdot r^2}{180} \arccos \frac{r-h}{h} - r \cdot h \cdot \sqrt{r^2 - (r-h)^2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \right] \text{ m}^3/\text{s}$$

Formel (5) gäller under förutsättning att vattenhöjden h i ränna 1 är lika med eller mindre än förbindelserörets diameter, som är lika med 150 mm. När vattenhöjden i ränna 1 är högre än 150 mm, är a konstant och lika med 0,01767 m².

Då vattenhöjden i ränna 2 är lika med 150 mm eller större, gäller den ursprungliga formeln (1), där $\mu = 0,98$. Med hjälp av ovanstående formler har diagrammet i figur 9 konstruerats. Diagrammets abskissa är vattenhöjden i ränna 2 och ordinatan är vattenhöjden i ränna 1. Parametrarna är de överströmmande vattenmängderna i förbindelseröret.

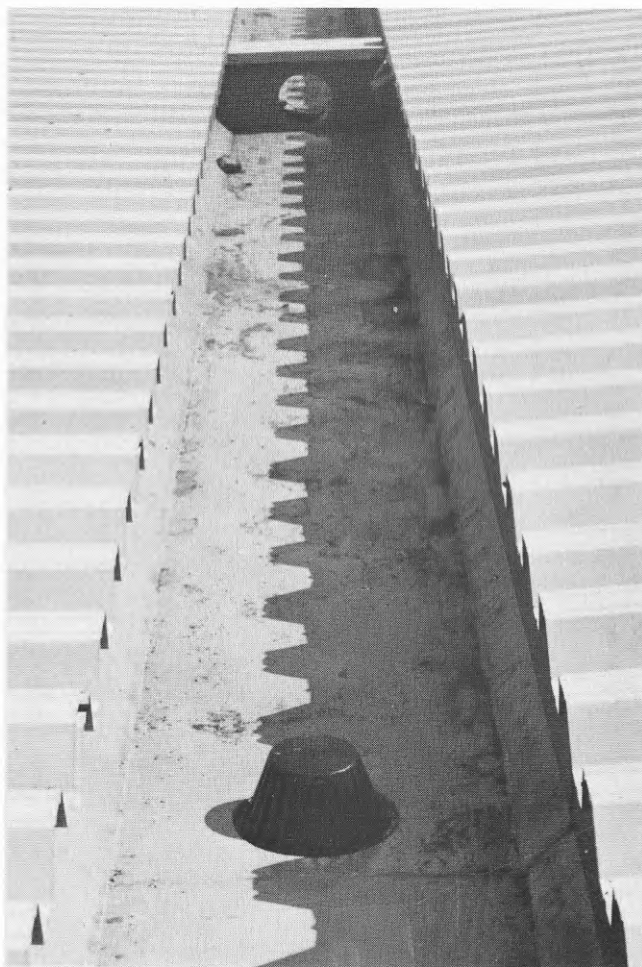
Dimensionering

Takrännans bredd, höjd och röranslutning skall ha tillräckliga dimensioner för att vattenföringen i rännedalarna till bräddavloppen skall kunna ske utan att regnvatten tränger in mellan takplåt och takränna. Med givna dimensioner på rännan bestämmer man med hjälp av diagrammet, figur (9), avstånden mellan erforderliga bräddavlopp eller man kan med givna avstånd mellan bräddavloppet bestämma rännans dimensioner.

- UV-systemets rörledningar dimensioneras. Dimensionerande regnintensitet för ledningssystemet från takrännadalssystemet erhålles från BFR-rapporten R18:1979.
- Den bortförda vattenmängden från respektive takbrunn beräknas.
- Överskottsvattenmängden vid dimensionerande åskregn beräknas. Överskottsvattenmängden förs bort genom bräddavloppen nr 1 som dimensioneras för ett åskregn med hög intensitet och kort varaktighet - min 20 mm på 5 min.
- Skiss, alternativt tabell, över utjämningsströmningen mellan rännorna till bräddavloppsränna göres.
- Vattenhöjden i de olika rännorna erhålles med hjälp av diagrammet i figur 9.

- Börja med den vattenhöjd i bräddavloppsrännan, som motsvarar bräddavloppsbrunnens inlopps nivå. Bräddavloppsrännan förbindelserör har enligt ovanstående beräkning den största överströmningsmängden.
- Därefter dimensioneras vattenhöjden i efterföljande ränna, eftersom vattenhöjden i bräddavloppsrännan och överströmningen till den är kända, o.s.v.

Figur (5) visar en taktännal, dimensionerad enligt ovanstående principer, monterad i ett tak med tätskikt av trapetsprofilerad takplåt.



Figur 5. UV-takränna i mittrännal.

Takrännor och vinterförhållanden

Erforderlig värmeeffekt för elektrisk uppvärmning av rännalarna för att förhindra svallisbildning och säkra vattenströmningen till brunnarna uppgår till ca 80 W per meter ränna, när dennas undersida är isolerad med ca 10 cm mineralull.

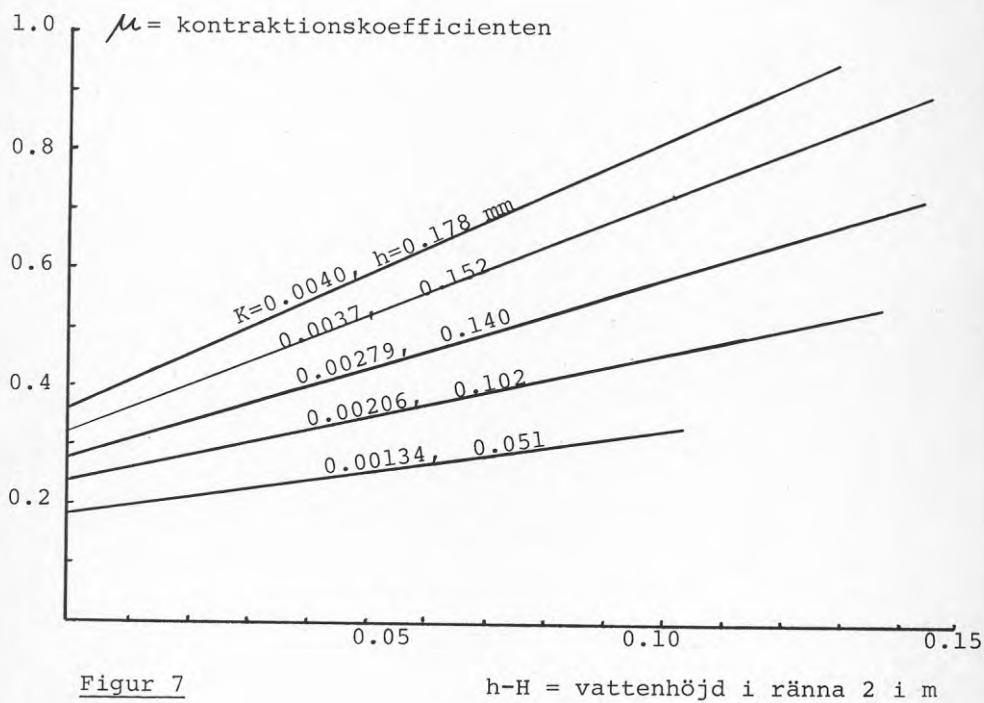
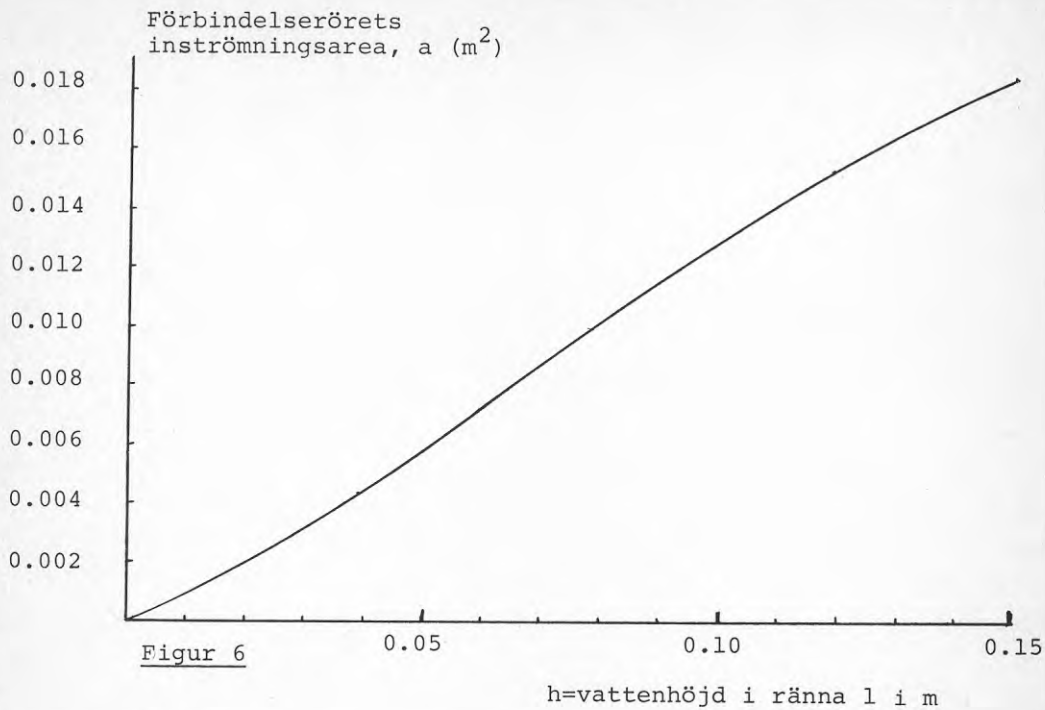
Erforderlig värmeeffekt för uppvärmning av rännaldalen med lågvärdig energi från underliggande lokalen är ca 1 W/K och löpmeter för den föreslagna rännan. Takrännan är då försedd med 3 cm isolering av mineralull och monterad på ett TT-betongtak.

Figur 10 ger vid utetemperaturer -5°C en beräkningsmässigt framtagen temperaturlinje för ett rännvärsnitt, isolerat med 1,5 cm uretancellplast. Rännan är i detta fall understödd mot betongtaket med två längsgående vinkelprofiler.

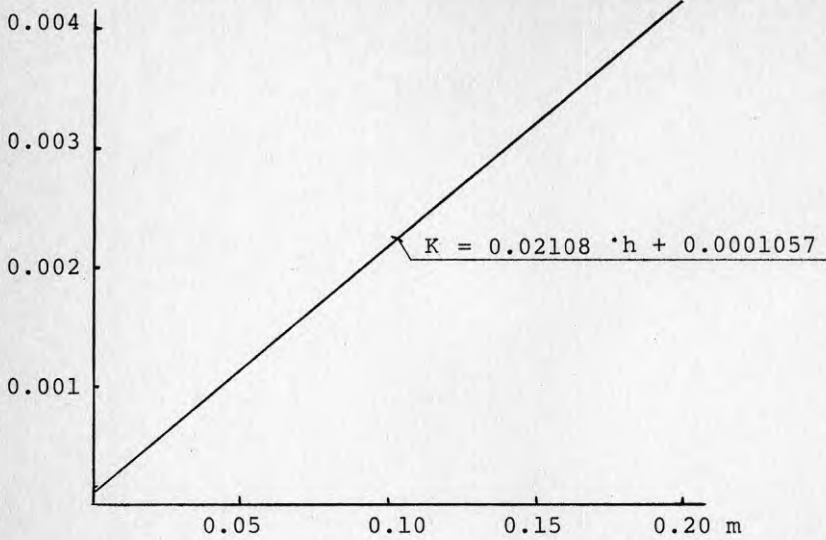
Figur 10 visar också yttemperaturerna på TT-takplattans undersida. Det är nödvändigt att dessa temperaturer bestäms, eftersom kondensrisken är störst under rännalarna med sin i jämförelse med övriga takytter ringa isolering.

Takrännan som köldbrygga medför i allmänhet en kompensationsisoleringstjocklek på ca 3-5 cm, beroende dels på avståndet mellan rännalarna, dels antalet sadeltaksfack.

Av figur 10 framgår att yttemperaturen vid takplåtens anslutning till takrännan är ca $-4,5^{\circ}\text{C}$ vid utetemperaturer -5°C . Finns det 20-40 cm snö på taket med k-värdet 0,20 vid utetemperaturer -3°C kan smältvattenavrinning närmast takplåten förekomma. Smältvattenavrinningen sker i den profilerade plåtens kanaler fram till rännaldalen. Det föreligger då risk för istappbildning och svallisbildning med påföljande uppdämning av smältvatten uppe på takplåten. För eliminerande av dessa effekter kan takrännans anslutningsfläns förses med en värmekabel, liggande i ett skydds rör. Sådan värmekabel inkopplas mellan utetemperaturerna $+2^{\circ}\text{C}$ till -5°C .

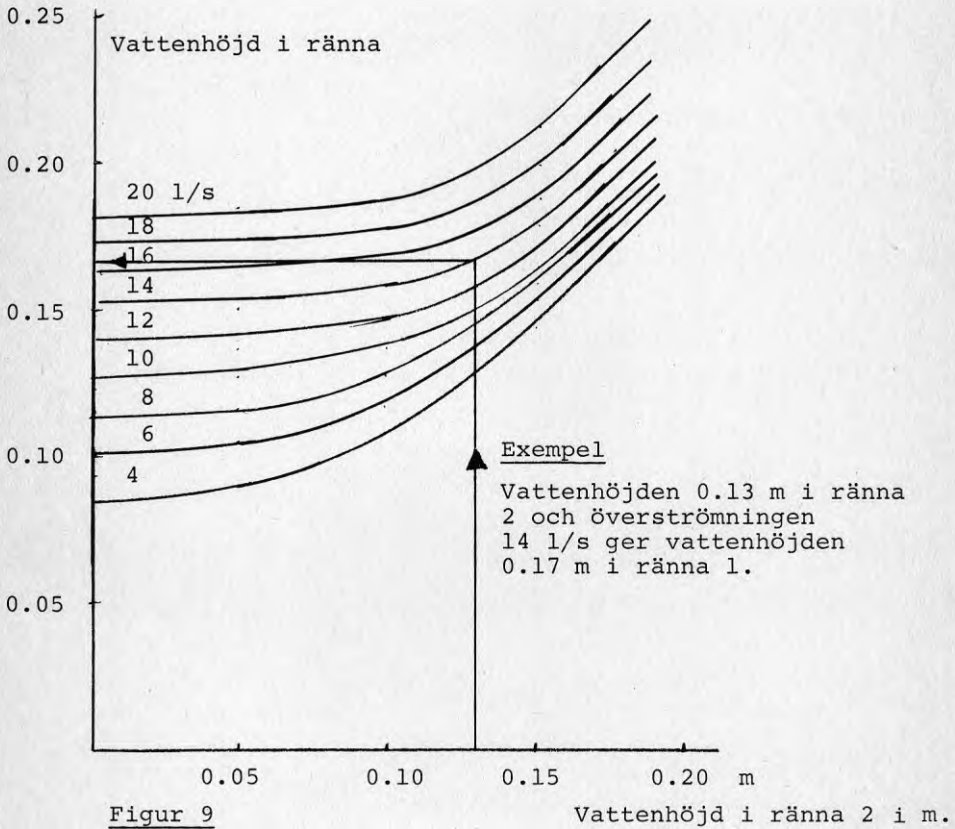


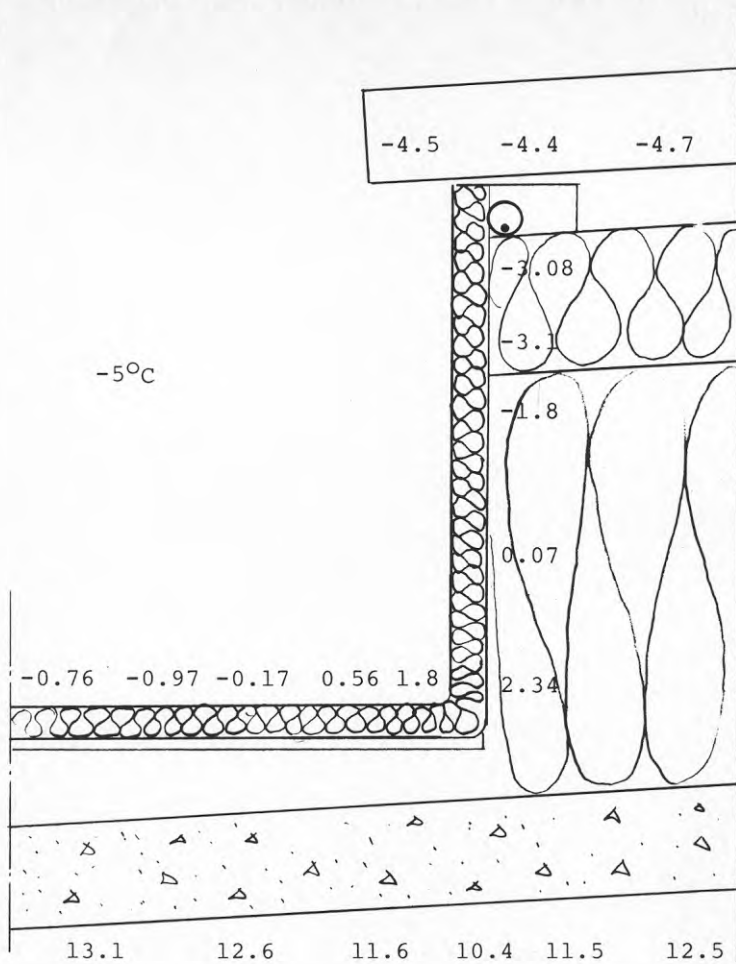
K = vinkelkoefficient för vattenhöjd i ränna 1



Figur 8

h = vattenhöjd i ränna 1, i m

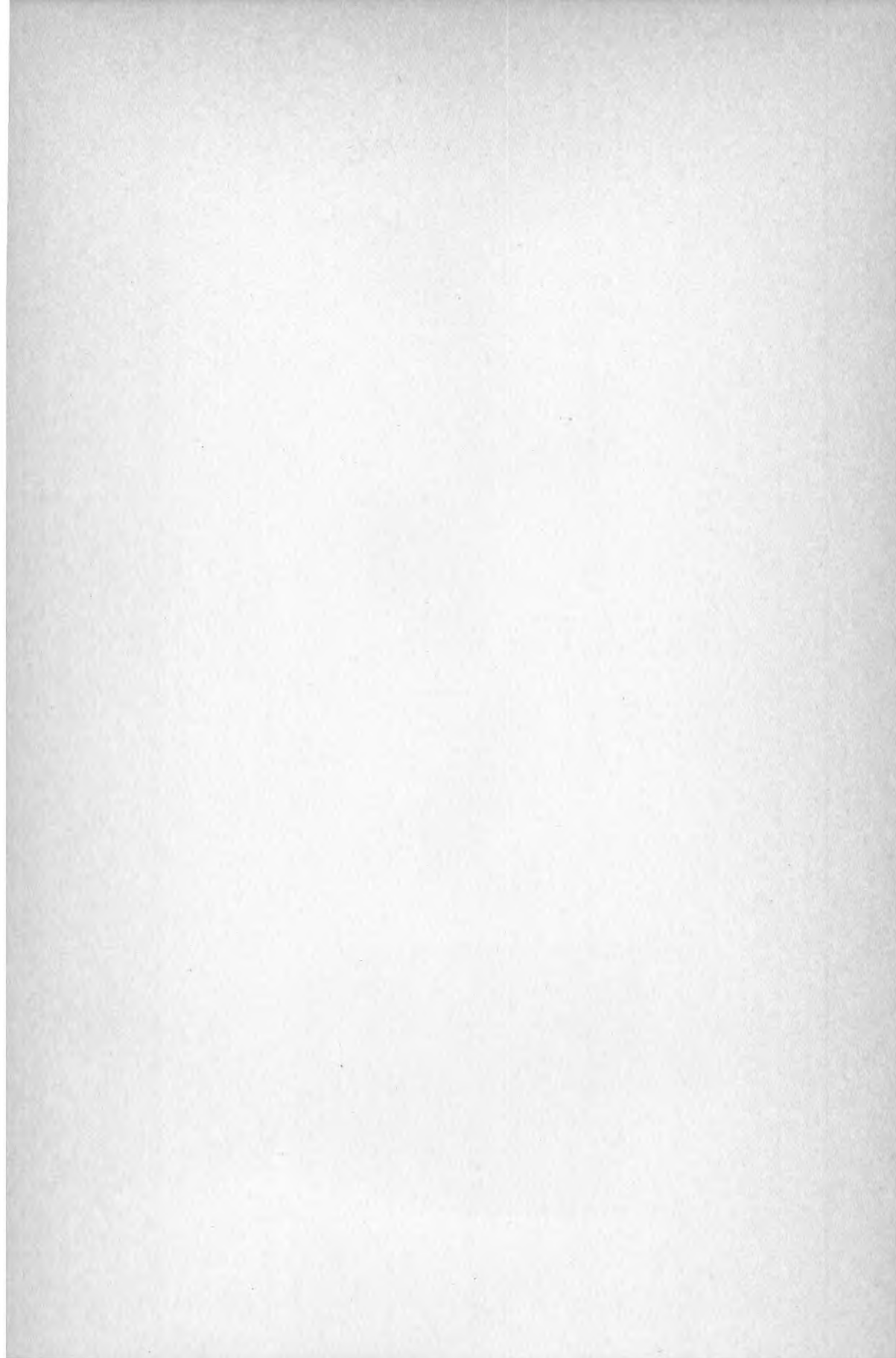


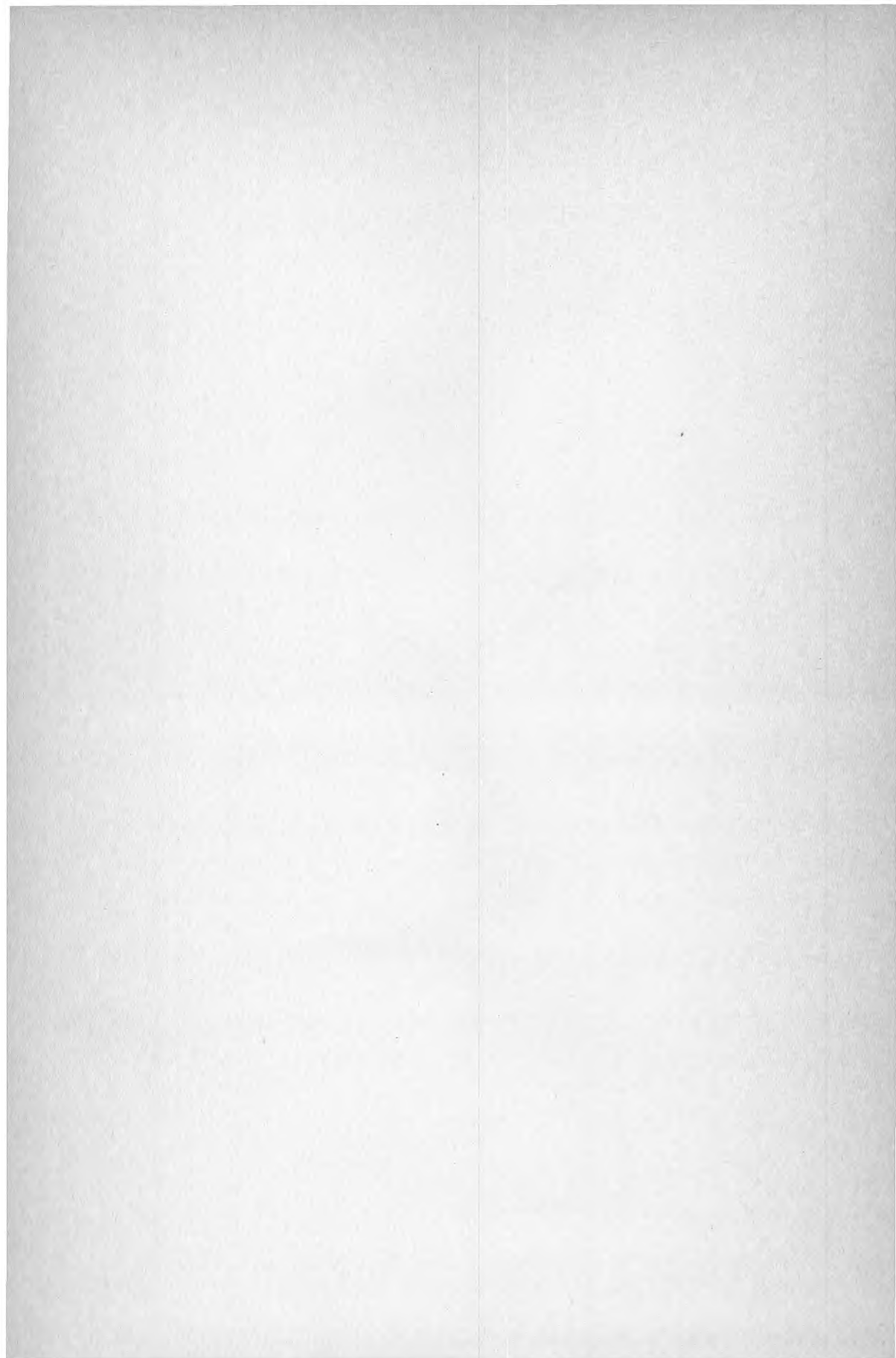


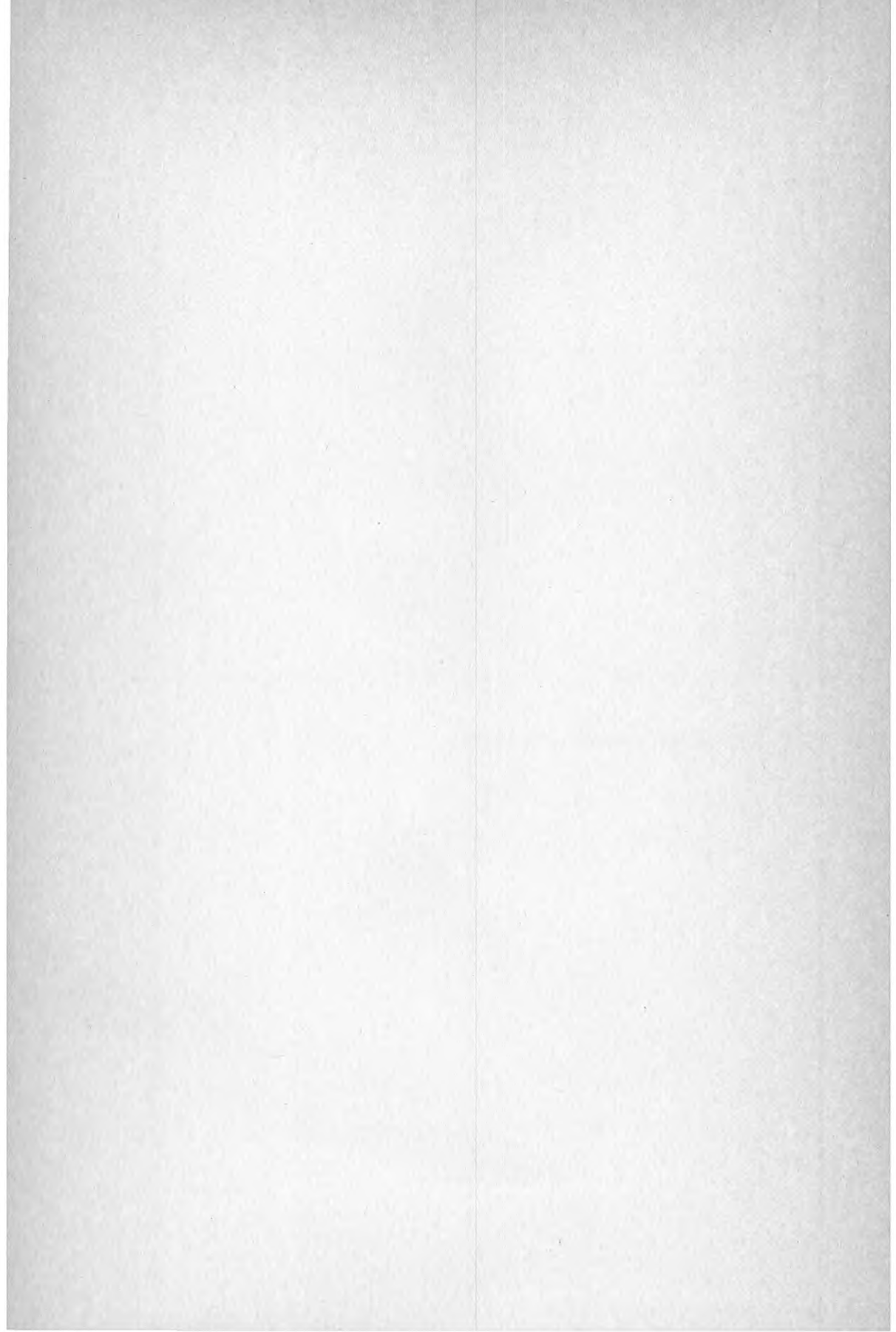
$\Delta Q = 1.3 \text{ W/mK}$ vid längsgående stöd

$\Delta Q = 0.8\text{-}1.0 \text{ W/mK}$ vid plaststöd i rännskarv.

Figur 10







**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 780128-9
från Statens råd för byggnadsforskning till Hugo Theorells
Ingenjörbyrå AB, Solna och forskningsanslag 790308-6
till Institutionen för Byggnadsteknik I, Lunds tekniska
högskola, Lund.**

R111: 1980

ISBN 91-540-3330-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700211

**Abonnemangsgrupp:
Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris: 35 kr exkl moms