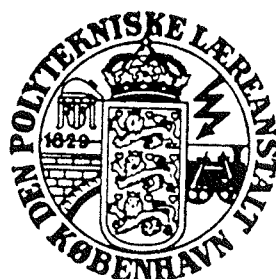


LUFTSOLFANGERE OG
VARMELAGRING I JORD

AF

KURT KIELSGAARD HANSEN



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING

DANMARKS TEKNISKE HØJSKOLE

MEDDELELSE NR. 118

MARTS 1982



FORORD

I årene siden oliekrisen i 1973 har der ved laboratoriet været en betydelig F & U aktivitet med det formål at finde frem til, hvorledes solenergien bedst kan udnyttes til opvarmningsformål her i landet. Især har vi arbejdet på at klarlægge, hvilke udbytter der kan forventes ved forskellige udformninger af den klassiske, plane solfanger og de systemer, hvori den indbygges.

Resultaterne er publiceret i et antal meddelelser fra laboratoriet, hvoraf to foreligger som licentiatafhandlinger.

Selv om det er lykkedes at udvikle solvarmeanlæg med et ret betydeligt udbytte (ca. 400 kWh/m²/år for et brugsvandsanlæg), må det erkendes, at dette ikke er tilstrækkeligt til under de nuværende energiforsyningsmuligheder og -priser at forvente, at solenergien vil blive udnyttet i større omfang på trods af gældende tilskudsordninger.

Jeg har derfor foreslået at prøve andre utraditionelle former for solvarmeanlæg og i første omgang ladet foretage nogle indledende eksperimenter med sådanne anlæg. Resultatet af eksperimenterne udgør nærværende licentiatafhandling, som derfor bør vurderes på denne baggrund.

Projektet indgår iøvrigt som et delprojekt i de solvarme- og lagringsprojekter, der udføres ved laboratoriet som en del af Energiministeriets forsknings- og udviklingsprogram for solvarmeanlæg.

Vagn Korsgaard

Resumé

I den første halvdel af rapporten beskrives formeludtryk til beregning af udbyttet under stationære forhold for forskellige luftsolfangere, når vejrpåvirkningerne og indløbstemperaturen kendes. I formeludtrykkene indgår absorber effektiviteten, og der er angivet formler til beregning af denne i fem karakteristiske tilfælde. De fem solfangertyper sammenlignes under standardbetingelser, og denne sammenligning viser, at type IV, der har flow under absorberen med finner ned i den cirkulerende luftmængde, vil give det højeste udbytte.

For denne solfangertype opstilles en matematisk model, der under stationære forhold kan beregne udbyttet, når vejrpåvirkningerne og indløbstemperaturen er kendte. De beregnede udbytter sammenlignes med målte udbytter fra en 14,8 m² sydvendt solfangeropstilling, der er placeret på DTH's forsøgsareal. Der findes en god overensstemmelse mellem de beregnede udbytter og de målte udbytter.

I den anden halvdel af rapporten beskrives opbygning og måling på en prøvestand for tagrumssolfangere, der ligeledes er placeret på DTH's forsøgsareal. Dette projekt er udført for at undersøge om et ellers uudnyttet tagrum på et enfamiliehus kan anvendes som en billig luftsolfanger, og desuden undersøges det, om jordvoluminet under husets gulvkonstruktion kan anvendes som varmelager kombineret med en varmepumpe.

Der er foretaget adskillige målinger og delundersøgelser både i tagrummet og i jordlageret under gulvet: Varmepumpen har kølet jorden ned inden dets opladning med solvarme, der skete med varm luft fra tagrummet på solrige dage i foråret og sommeren 1980. Med den opstillede matematiske model for jordlageret bestemmes jordens konstanter α og λ ud fra de

målte temperaturer i jordlageret i både afkølings- og opvarmningsforløbet, de målte varmetilførsler til jordlageret samt udelufttemperaturens variation. Med de fundne konstanter for jordmaterialet indsat i den matematiske model regnes tagrumssolvarmesystemet (beskrevet ovenfor) igennem med referenceårets vejrdato. Idet varmen udtages fra lageret ved hjælp af varmepumpen, kan systemet med et gennemskinneligt tagareal på 22 m^2 opvarme det bagved liggende målerum igennem fyringssæsonen.

Fra en prøveboring i nærheden vides, at det er fint diluvialsand, der ligger under overfladelaget på 0,9 m. I litteraturen findes diagrammer til bestemmelse af jords varmeledningsevne på grundlag af jordartens mineralsammensætning, poretallet samt det i porerne forekommende vand og luft. Sammenholdes de således bestemte værdier α og λ med de ovenfor inddirekte fundne konstanter, findes god overensstemmelse.

Den målte middeltemperatur i jordlageret gennem en 25 døgns periode sammenlignes også med teoretiske beregninger, der er udført ved Lunds Universitet, over varmetabet fra et jordlager under et hus. De udførte målinger stemmer godt overens med de teoretiske beregninger.

Der er udført forsøg med at forøge overføring af entalpi fra tagrummet til drænlaget ved at lade den cirkulerende luftmængde stryge hen over en glasafdækket vandflade på gulvet i tagrummet. Endelig er der udført forsøg med at overføre varme fra luften i tagrummet til vand ved hjælp af en standard varmeventilator. Ved at indskyde en 200 liter varmtvandsbeholder i kredsløbet har det været muligt på solrige dage at yde mere end 200 liter varmt brugsvand af 45°C .

INDHOLDFORTEGNELSE

Forord	iii
Resumé	v
Indledning	1
1. Luftsolfangere	3
1.1 Solfangerens udbytte	4
1.2 Absorption af solstråling	5
1.3 Udbytteligninger	9
1.4 Varmetabskoefficienter	10
1.5 Absorbereffektiviteten	12
1.5.1 Flow over absorberen	12
1.5.2 Flow på begge sider af absorberpladen	16
1.5.3 Flow under absorberen	18
1.5.4 Flow under absorberen med finner ned i den cirkulerende luftmængde (type IV)	20
1.5.5 Matrix-solfanger (type V)	21
1.6 Sammenligning af varmetabskoefficienter, absorbereffektiviteter og udbytter	22
1.7 Sammenfatning	25
2. Målinger og beregninger på solfanger type IV	26
2.1 Matematisk model af solfanger type IV	30
2.2 Sammenligning mellem beregnet og målt effektivitet	35
3. Konklusion for afsnit om luftsolfangere	42
4. Tagrumssolfangerprojektet	44
4.1 Beskrivelse af tagrumssolfangeren	47
4.2 Gulvkonstruktionen	47
4.3 Tagrummene	48
4.4 Målerummet	48
4.5 Tegninger	49

5.	Varmepumpe mellem jordlager og gulvvarme- slinger	59
5.1	Varmepumpeopstilling i princip	59
5.2	Varmepumpetilslutninger	59
5.3	Målingerne	62
5.4	Måleresultater	70
5.5	Diskussion	74
6.	Drift af tagrumssolfanger	77
6.1	Opstillingen i princip	77
6.2	Målingerne	77
6.3	Måleresultater	80
6.4	Diskussion	85
7.	Matematisk model af jordlageret	87
7.1	Numerisk beskrivelse af varmetransport i jord	88
7.2	Randbetingelser	92
7.2.1	Jordoverfladen	92
7.2.2	Temperaturerne i randnetpunkterne i jorden	94
7.3	Påtrykning af varme	94
7.3.1	Varmepumpedrift	96
7.3.2	Påtrykning med varm luft fra tagrum	97
7.4	Resultater	97
7.5	En sammenligning af de fundne λ - og α - værdier med norske resultater	103
8.	Målinger på jordlageret sammenlignes med beregninger udført på Lunds Universitet	109
8.1	Først omtales beregningerne fra Lunds Universitet	109
8.1.1	Varmeledningsproblem	109
8.1.2	Det endimensionale tilfælde	109
8.1.3	Varmelager under et hus	113
8.2	Sammenligning med målinger	114

9.	Overføring af entalpi fra tagrum til drænlæg med fugtig luft	116
9.1	Indledning	116
9.2	Princip for varmeoverføring med fugtig luft	116
9.3	Den udførte opstilling	120
9.4	Målingerne	120
9.5	Måleresultater	124
9.6	Diskussion	127
10.	Forsøg med opladning af stenlager med varme fra tagrum	128
10.1	Indledning	128
10.2	Varmetilførsel til stenlager	128
10.3	Tryktab gennem stenmagasinet	135
10.4	Målte tryktab	136
10.5	Diskussion	136
11.	Brugsvandsanlæg med varmeventilator i tagrum	140
11.1	Opstillingen i princip	140
11.2	Målingerne	140
11.3	Måleresultater	143
11.4	Diskussion	143
12.	Simulering af tagrumssolvarmesystem	144
12.1	Beregningsresultater	144
12.2	Diskussion	145
13.	Konklusion for afsnit om tagrumssolfanger- projektet	153
	Summary	156
	Symbolliste	159
	Referencer	163
	Licentiatafhandlinger fra Laboratoriet for Varmeisolering	166
	Datering og undertegning	

Indledning

En solfanger, der benytter luft som varmetransporterende medium, kaldes en luftsolfanger. Den kan principielt betragtes på samme måde som en væskesolfanger, idet virkemåden er den samme, selv om absorberpladen er udformet på en lidt anden måde. Dette skyldes, dels at luft i forhold til væsker har en betydelig mindre varmekapacitet pr. volumenenhed, og dels at varmeoverføringen mellem absorberen og luften er mindre.

I forhold til væskesolfangere har luftsolfangere den fordel, at der ikke optræder frysnings- og kogningsproblemer, samt at små utætheder ikke er særlig kritiske med hensyn til korrosionsrisikoen. Ulemperne er mindre effektivitet, et større energiforbrug til ventilatorer, store kanaldimensioner, støjproblemer, samt det forhold, at luftbunden varme ikke så let kan lagres. Desuden er sammenkoblingen til varmt brugsvand vanskeligere.

Når der her i landet ikke er udført ret mange anlæg med luftsolfangere, skyldes det sandsynligvis den store tradition vi har for vandbaserede opvarmningssystemer, således at kendskabet til almindelige luftvarmeanlæg ikke er særligt udbredt. Det kan nævnes, at cirka halvdelen af de i USA udførte solvarmeanlæg er luftvarmeanlæg.

I første halvdel af rapporten opstilles en detaljeret beregningsmodel for luftsolfangere med et dæklag, og denne model sammenlignes med målinger på en ca. 15 m² sydvendt solfanger.

I Danmark med få solskinstimer i varmesæsonen er det imidlertid vanskeligt at opnå en acceptabel forrentning af et solvarmeanlæg til rumopvarmning. En mulighed for at bedre dette er at udnytte dele af bygningskroppen som solfanger

for derved at reducere prisen, selv om dette samtidig medfører en forringelse af nyttevirkningen. Det er denne mulighed, som foreligger ved udnyttelsen af tagrummet i parcelhuse med rejst tag som solfanger.

En anden vanskelighed er at opnå en væsentlig dækningsgrad af rumvarmebehovet på grund af problemerne omkring langtidslagring af varme. En mulighed er at tilføre solvarme til jorden under et hus i de solrige måneder. Selv om det på denne måde kun er muligt at hæve jordtemperaturen over rumtemperaturen i kortere perioder, kan det muligvis alligevel være fordelagtigt, når der i solvarmesystemet indgår en varmepumpe, idet dennes nyttevirkning forbedres på grund af varmekildens højere temperatur.

I den anden halvdel af rapporten beskrives en prøvestand, som er bygget ved laboratoriet med det formål at undersøge disse forhold. I prøvestanden cirkuleres varm luft imellem tagrummet og de i et betonlag direkte på jorden indstøbte PEH-slanger, mens varmen hentes op igen fra jordlageret med en varmepumpe. Som nævnt får varmepumpen på denne måde en forbedret effektfaktor; men el-energien til ventilatoren reducerer dog hele systemets totale effektfaktor. Af sidstnævnte grund er det vigtigt, at kanalsystemet udformes hensigtsmæssigt, hvilket det af måletekniske grunde ikke har været muligt i det foreliggende tilfælde.

1. Luftsolfangere

Luftsolfangere findes i mange forskellige udformninger, dog fortrinsvis som plane typer. De ikke-plane typer er f.eks. rørformede. Luftsolfangere fremstilles i udlandet i elementer bestående af transparent lag, absorber, isolering og kasse, der kan anbringes uden på husets tagbeklædning eller indbygges i denne. De kan også håndlaves i løsdele for indbygning i tagbeklædningen, som det sker herhjemme i dag. Det skal dog bemærkes, at luftsolfangere er sjældne i Danmark.

Solfangerne forbindes med et kanalsystem, så den i solfangeren dannede varme kan anvendes direkte til rumopvarmning, eller varmen føres til et varmelager for senere anvendelse.

I denne rapport opstilles en beregningsmodel til belysning af forskellige plane luftsolfangeres termiske udbytte, og nogle typiske udformninger omtales.

1.1 Solfangerens udbytte

Udbyttet af en plan solfanger kan for stationære forhold beregnes som den absorberede energi minus varmetabet. Udbyttet i forhold til indstrålingen viser solfangerens øjeblikkelige effektivitet.

I øvrigt beregnes en plan luftsolfangers udbytte på samme måde som en plan væskesolfangers udbytte. Ifølge [1] og [2] kan solfangerens udbytte Q_u under stationære forhold beregnes som

$$Q_u = A \cdot F_R \cdot \left(S - U_L \cdot (T_i - T_a) \right) \quad (1.1)$$

hvor

A = absorberens areal

F_R = solfangerens effektivitetsfaktor

S = absorberet energi pr. arealenhed

U_L = varmetabskoefficient

T_i = luftens indløbstemperatur

T_a = omgivelsernes temperatur

Ligning (1.1) er opstillet for det ideelle tilfælde uden randfænomener, skyggevirksomhed m.v.. Solfangerens effektivitetsfaktor F_R kompenserer for det forhold, at varmetabet, beregnet som varmetabskoefficienten gange temperaturforskellen mellem indløb og omgivelserne, bliver for lille. F_R er således forholdet mellem det faktiske udbytte og det man ville have fået, såfremt absorberens temperatur overalt havde været lig med indløbstemperaturen.

F_R er sammensat af 2 effektivitetsfaktorer, F' og F'' . F' kaldes ofte absorbereffektiviteten og udtrykker reduktionen i solfangerudbyttet pga. varmeledningsmodstand fra plade til luft i forhold til, hvad udbyttet ville have været, hvis modstanden var nul. F' afhænger hovedsagelig af selve absorberens

udformning, og størrelsen kan benyttes til at sammenligne forskellige absorberudformningers evne til at overføre den absorberede solenergi til luften. Der skal her gennemgås de almindeligste absorberudformninger med tilhørende absorber-effektiviteter. Se kap. 1.5.

F'' kaldes flowfaktoren, som korrigerer for det varmetransporterende mediums temperaturstigning ved gennemløbet af solfangeren. Ifølge [1] kan F'' beregnes som

$$F'' = \frac{G \cdot c}{F' \cdot U_L} \cdot \left(1 - e^{-\frac{F' \cdot U_L}{G \cdot c}} \right) \quad (1.2)$$

hvor

G = massegennemstrømningen pr. arealenhed (solfanger)

c = det varmetransporterende mediums varmekapacitet

F' = absorber effektiviteten

U_L = varmetabskoefficient

1.2 Absorption af solstråling

Når solstrålingen rammer et dæklag af glas, vil en del blive reflekteret, en del bliver absorberet og en del transmitteret. Ifølge [1] er den del af den indfaldende stråling, der transmitteres helt gennem glasset:

$$\tau = \tau_r \cdot \tau_a \quad (1.3)$$

hvor τ_r er transmissionen, når der tages hensyn til refleksionen, og τ_a er transmissionen under hensyntagen til absorptionen.

Luftsolfangere vil af økonomiske grunde ofte kunne blive monteret med et dæklag, og for dette gælder:

$$\tau_r = \frac{1 - \rho}{1 + \rho} \quad (1.4)$$

hvor ρ er refleksionskoefficienten. Denne afhænger af strålingens indfaldsvinkel i og beregnes med Fresnels formel som middelværdien af de to polarisationsretningers refleksioner:

$$\rho = \frac{1}{2} \left(\frac{\sin^2(i-b)}{\sin^2(i+b)} + \frac{\operatorname{tg}^2(i-b)}{\operatorname{tg}^2(i+b)} \right) \quad (1.5)$$

idet brydningsvinkelen b beregnes af:

$$b = \arcsin \left(\frac{\sin(i)}{n} \right) \quad (1.6)$$

hvor n er brydningsindekset for dæklaget.

For indfaldsvinkelen lig med nul findes refleksionskoefficienten:

$$\rho = \left(\frac{n-1}{n+1} \right)^2 \quad (1.7)$$

Strålingens vejlængde gennem dæklaget findes som:

$$L = \frac{E}{\cos(b)} \quad (1.8)$$

hvor E er dæklagets tykkelse. Transmissionen under hensyntagen til absorptionen kan herefter beregnes som:

$$\tau_a = e^{-KL} \quad (1.9)$$

hvor K er dæklagets ekstinktionskoefficient.

Det meste af den stråling, der passerer dæklaget, absorberes af absorbereren, men en del vil dog blive reflekteret og genreflekteret fra glasset osv.. Ifølge [1] absorberes der totalt $(\tau\alpha)$:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_d} \quad (1.10)$$

hvor

τ = transmissionskoefficient efter (1.3)

α = absorberens absorptionskoefficient

ρ_d = dæklagets reflektionskoefficient for reflekteret stråling fra absorberen

Her regnes med, at den fra absorberpladen reflekterede stråling er diffus uanset den direkte strålings indfaldsvinkel. En passende middelindfaldsvinkel er $i = 60$ grader [1], og ρ_d kan derfor udregnes til $\rho_d = 0,16$ for et lag glas.

Absorptionen af solstråling i glasset bevirker, at dæklagets temperatur hæves, og varmetabet fra absorberen nedsættes i forhold til det beregnede. For at kompensere for dette forhold udregnes det effektive transmissionsabsorptionsprodukt $(\tau\alpha)_e$. For et dæklag af glas fås:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1 - \tau_a) \cdot a_1 \quad (1.11)$$

hvor a_1 for en ikke-selektiv maling ($\alpha = \varepsilon = 0,95$) er $a_1 = 0,27$ [1]. Med en glastykkelse på 3 mm og $K = 0,02 \text{ mm}^{-1}$ er $(\tau\alpha)_e$ optegnet som funktion af indfaldsvinkelen på fig.1.

Den absorberede solenergi pr. arealenhed udregnes til

$$S = (\tau\alpha)_{e,D} \cdot I_D + (\tau\alpha)_{e,d} \cdot I_d \quad (1.12)$$

$$= (\tau\alpha)_e \cdot (I_D + I_d) = (\tau\alpha)_e \cdot I \quad (1.13)$$

hvor

I_D = direkte stråling

I_d = diffus stråling

$(\tau\alpha)_e$ = vægtet værdi af $(\tau\alpha)_{e,D}$ og $(\tau\alpha)_{e,d}$

Den direkte strålings indfaldsvinkel kendes eller kan beregnes [3], mens den diffuse stråling ikke er retningsbestemt. Den diffuse stråling tillægges derfor en middelindfaldsvinkel på 56 grader [4] for beregning af $(\tau\alpha)_{e,d}$.

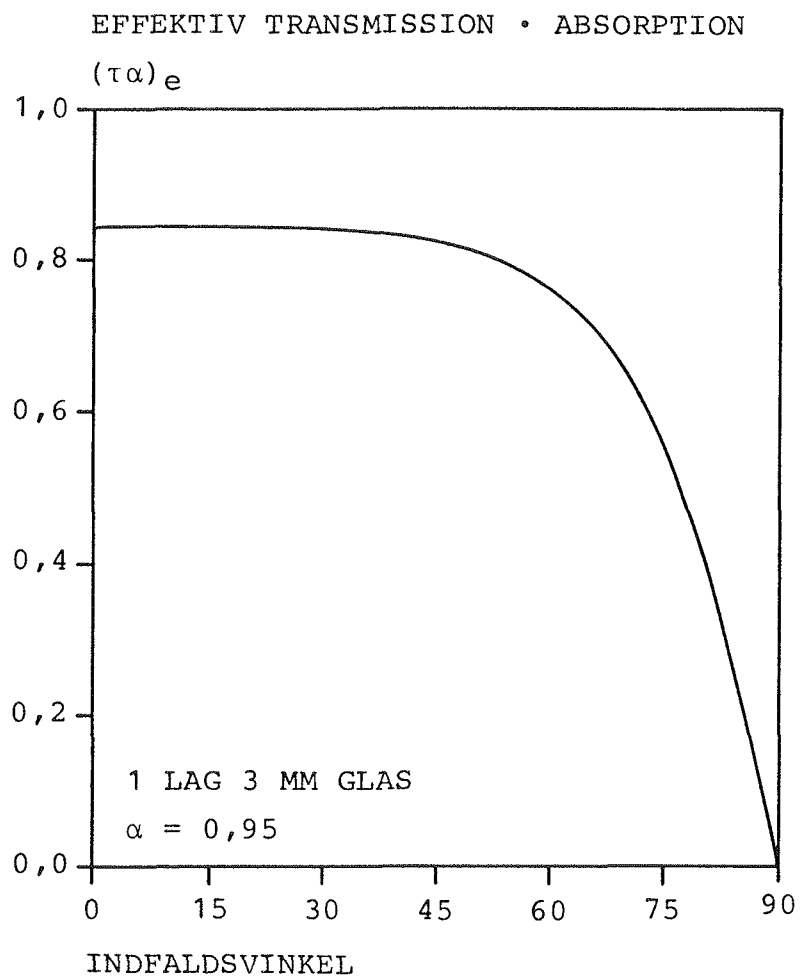


FIG. 1 DET EFFEKTIV TRANSMISSIONSABSORPTIONSPRODUKT

1.3 Udbytteligninger

Ved indsættelse af ovennævnte udtryk for S i lign. (1.1) kan følgende tre udbytteligninger opskrives:

$$Q_u = A \cdot F' \cdot F'' \cdot (I \cdot (\tau\alpha)_e - U_L \cdot (T_i - T_a)) \quad (1.14)$$

$$Q_u = A \cdot F' \cdot (I \cdot (\tau\alpha)_e - U_L \cdot (T_f - T_a)) \quad (1.15)$$

$$Q_u = A \cdot (I \cdot (\tau\alpha)_e - U_L \cdot (T_p - T_a)) \quad (1.16)$$

hvor

T_i = den cirkulerende lufts indløbstemperatur

T_f = den cirkulerende lufts middeltemperatur

T_p = absorberpladens middeltemperatur

1.4 Varmetabskoefficienter

Varmetabet fra en absorberplade består af varmetab gennem dæklag, gennem sidekanterne og gennem bagbeklædningen.

For en solfanger med et dæklag af glas kan varmetabskoefficienten U_t for varmetabet gennem dæklaget beregnes af følgende formel, idet tabet dels er et tab ved ledning og konvektion og dels et strålingstab [1]:

$$U_t = \left(\frac{1}{h_k + h_r} + \frac{1}{h_v + h_{rh}} \right)^{-1} \quad (1.17)$$

hvor første led er isolansen af hulrummet mellem absorber og dæklag, og andet led er overgangsisolansen til omgivelserne.

Koefficienten h_k , varmetabskoefficienten ved ledning og konvektion, kan ifølge [2] skrives

$$h_k = a \cdot (0,24 - t \cdot 10^{-3}) (T_p - T_g)^{0,25} \quad (1.18)$$

hvor

$$a = 6,57 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}^{1,25}$$

t = solfangerens hældning målt i grader fra vandret

T_p = absorberpladens temperatur

T_g = dæklagets temperatur

Strålingskoefficienten (absorber/dæklag) kan ifølge [1] udregnes ud fra formelen:

$$h_r = \frac{\sigma \cdot (T_p^2 + T_g^2)(T_p + T_g)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_g} - 1} \quad (1.19)$$

hvor

T_p = absorberpladens absolutte temperatur

T_g = dæklagets absolutte temperatur

ϵ_p = absorberpladens emissionskoefficient

ϵ_g = dæklagets emissionskoefficient

σ = Stefan-Boltzmann's konstant

Tabet fra dæklaget hidrører dels fra konvektion (forårsaget af vinden) og dels fra stråling til himmelrummet.

Konvektionskoefficienten h_v fra dæklaget til omgivende luft kan ifølge [1] sættes til

$$h_v = 5,7 + 3,8 \cdot v \quad (1.20)$$

hvor

v = lufthastigheden langs dæklaget i m/s

Strålingskoefficienten h_{rh} fra dæklag og til himmel og jord kan beregnes efter følgende formel [1]:

$$h_{rh} = \sigma \cdot \epsilon_g \cdot (T_g + T_s) \cdot (T_g^2 + T_s^2) \cdot \left(\frac{T_g - T_s}{T_g - T_a} \right) \quad (1.21)$$

hvor

T_g = dæklagets absolutte temperatur

T_s = den absolutte himmelstrålingstemperatur

T_a = omgivelsernes absolutte temperatur

Himmelstrålingstemperaturen kan kun nogenlunde præcist findes ved måling, men da dette ikke er særligt let, er det ofte forsøgt at sætte den i relation til udelufttemperaturen. Her anvendes det i [6] anførte formeludtryk:

$$T_s = 1,15 \cdot (T_a - 273) - 9 \cdot \cos(t) + 268 \quad (1.22)$$

Beregningerne af U_t er en iteration, idet varmetabskoefficienterne først kan beregnes, når fladernes temperaturer er kendte, og disse igen kan almindeligvis først findes, når varmetabskoefficienterne er bestemt.

I forbindelse med de i det følgende omtalte målinger (jfr. kap. 2) kendes vejrrparametrene samt absorberpladetemperaturen, og en passende værdi for dæklagets temperatur skønnes. Med denne skønnede temperatur udregnes varmetabskoefficienterne og nye temperaturer kan derefter findes. Når differencen mellem den foregående og den nye temperatur er mindre end 1°C , standses iterationen.

1.5 Absorbereffektiviteten

Absorbereffektiviteten F' afhænger hovedsageligt af selve absorberens udformning. De forskellige udførelser med tilhørende forskellige absorbereffektiviteter vil blive omtalt og sammenlignet; det gælder udførelsen med flow over absorberpladen (type I), flow på begge sider af absorberen (type II), flow under absorberen (type III) samt nogle mere specielle udførelser. For øvrige udførelser kan man finde formeludtryk til beregning af F' i [1] og [7].

1.5.1 Flow over absorberen

En absorberudformning med flow over absorberpladen (type I) er vist på fig. 2. Med T_a som lufttemperatur og S som absorberet energi per arealenhed kan følgende varmebalancer opskrives [7]:

For absorberen:

$$S = h_2(T_2 - T_f) + h_{r21}(T_2 - T_1) + U_b(T_2 - T_a) \quad (1.23)$$

For dæklaget:

$$U_t(T_1 - T_a) = h_1(T_f - T_1) + h_{r21}(T_2 - T_1) \quad (1.24)$$

For den cirkulerende luftmængde:

$$q_u = h_2(T_2 - T_f) + h_1(T_1 - T_f) \quad (1.25)$$

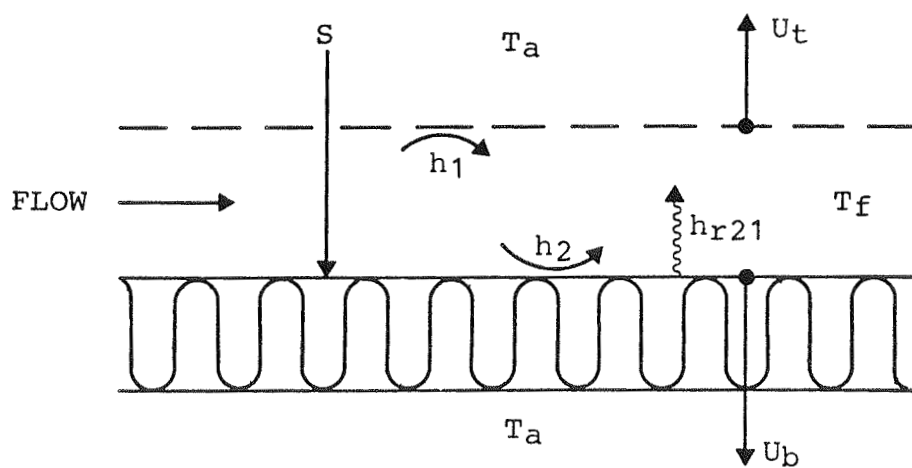


FIG. 2 TYPISK LUFTSOLFANGER MED FLOW OVER ABSORBEREN. TYPE I.

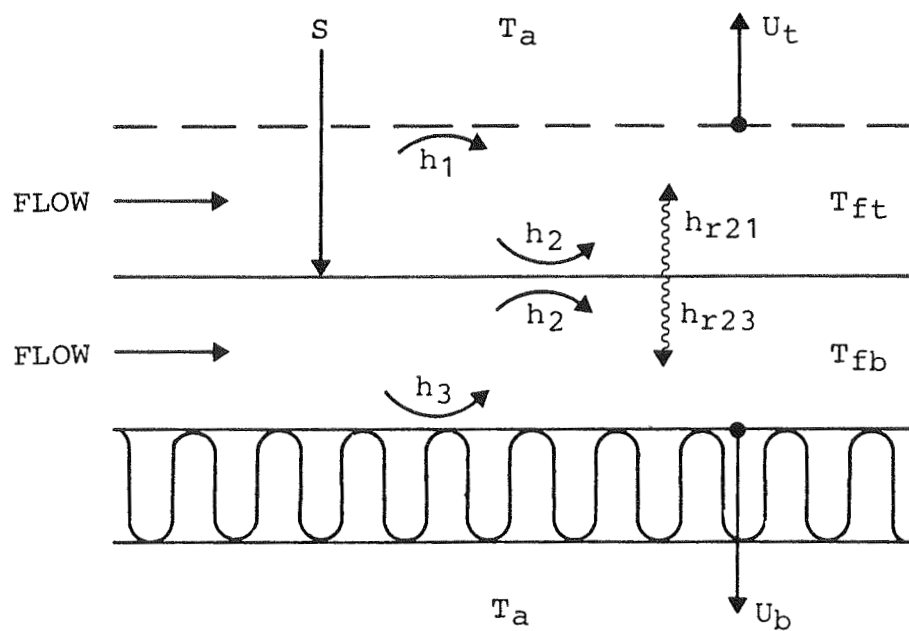


FIG. 3 TYPISK LUFTSOLFANGER MED FLOW PÅ BEGGE SIDER AF ABSORBEREN. TYPE II.

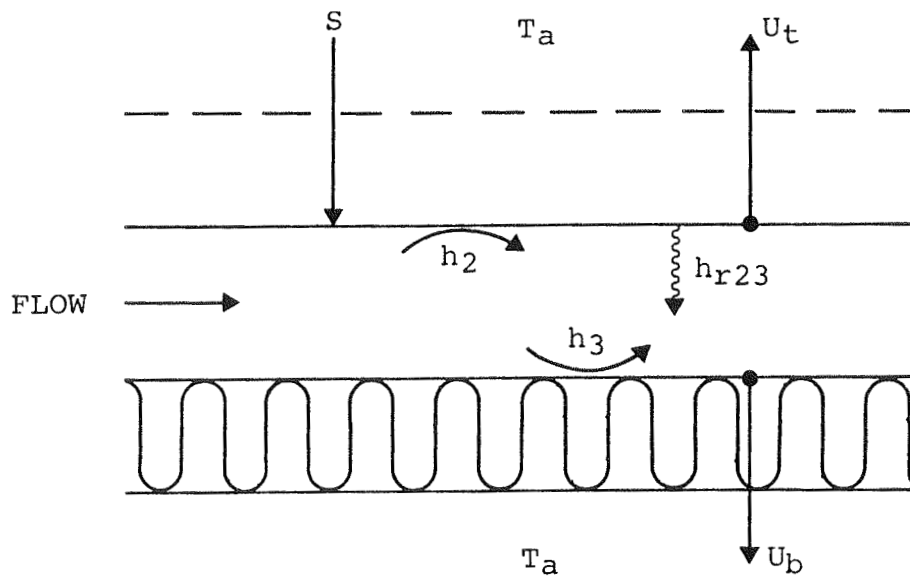


FIG. 4 TYPISK LUFTSOLFANGER MED FLOW UNDER ABSORBEREN. TYPE III.

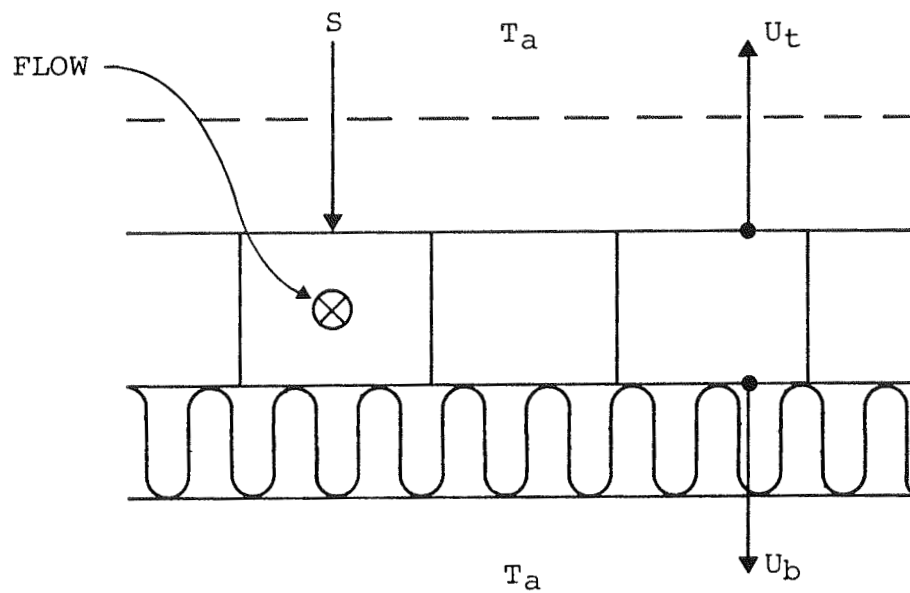


FIG. 5 LUFTSOLFANGER MED FINNER NED I DEN CIRKULERENDE LUFTMÆNGDE. TYPE IV.

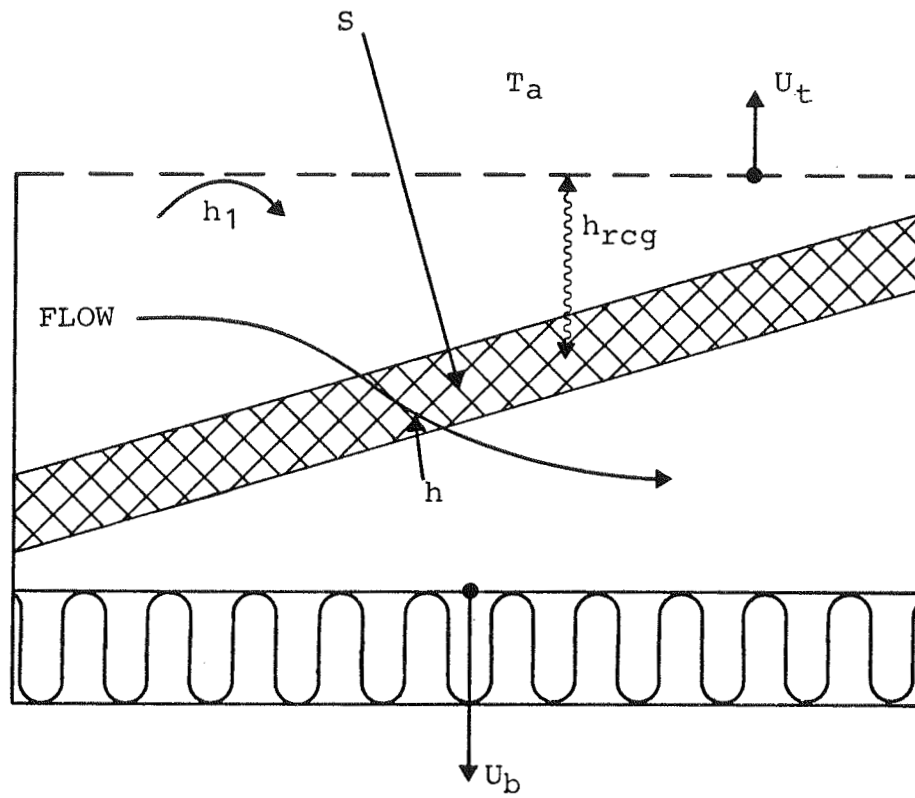


FIG. 6 MATRIX-SOLFANGER. TYPE V.

Efter nogen regning fås udbytteligningen til:

$$q_u = F' [S - U_L (T_f - T_a)] \quad (1.26)$$

hvor

$$F' = C / [h_1 (h_2 + U_b) + h_2 U_t + h_{r21} (h_1 + h_2 + U_b + U_t) + U_b U_t] \quad (1.27)$$

$$U_L = [h_1 (h_2 U_b + h_2 U_t + U_b U_t) + h_2 U_b U_t + h_{r21} (h_1 U_b + h_1 U_t + h_2 U_b + h_2 U_t)] / C \quad (1.28)$$

med

$$C = h_1 h_2 + h_2 U_t + h_{r21} (h_1 + h_2) \quad (1.29)$$

1.5.2 Flow på begge sider af absorberpladen

Fig. 3 viser, at denne udførelse (type II) sammenlignet med flow over absorberen bevirker en forøgelse i kontaktarealet mellem absorber og cirkulerende luftmængde. Forudsættes ens flow både over og under absorberpladen, at varmeoverføringskoefficienten mellem absorber og cirkulerende luftmængde er ens over og under absorberpladen, og at varmeoverføringskoefficienten mellem den cirkulerende luftmængde og overfladerne 1 og 3 er ens (dvs. $h_1 = h_3$), kan følgende varmembalancer opskrives [7]:

$$S = q_u + U_t (T_1 - T_a) + U_b (T_3 - T_a) \quad (1.30)$$

$$q_u = h_2 (T_2 - T_{ft}) + h_2 (T_2 - T_{fb}) - h_1 (T_{ft} - T_1) - h_1 (T_{fb} - T_3) \quad (1.31)$$

$$U_t (T_1 - T_a) = h_1 (T_{ft} - T_1) + h_{r21} (T_2 - T_1) \quad (1.32)$$

$$U_b (T_3 - T_a) = h_1 (T_{fb} - T_3) + h_{r23} (T_2 - T_3) \quad (1.33)$$

I dette tilfælde er regningerne mere besværlige, og det resulterende udtryk mere komplekst. Den generaliserede udbytteligning får formen:

$$q_u = F' [S - K(T_f - T_a) - L(T_{ft} - T_a) - M(T_{fb} - T_a)] \quad (1.34)$$

hvor K , L og M er funktioner af varmeoverføringskoefficienten for solfangeren.

Vi søger en mere brugelig form af lign. (1.34), hvor temperaturen af den cirkulerende luft over og under absorberpladen er elimineret. Sædvanligvis er varmetabet fra solfangerens top større end tabet fra solfangerens bund. Det betyder, at den cirkulerende lufts temperatur over absorberpladen vil være lavere end den cirkulerende lufts temperatur under absorberpladen. Findes ens flow over og under absorberpladen bliver T_f gennemsnit af T_{ft} og T_{fb} , og det betyder igen, at afvigelsen for T_{ft} og T_{fb} fra T_f er ens. Afvigelserne mellem den cirkulerende lufts temperatur og den omgivende lufts temperatur kan også blive brugt til at indikere T_{ft} og T_{fb} 's afvigelser fra T_f . Derfor defineres en afvigelse n således:

$$(T_f - T_a)(1-n) = (T_{ft} - T_a) \quad (1.35)$$

$$(T_f - T_a)(1+n) = (T_{fb} - T_a) \quad (1.36)$$

Den generaliserede udbytteligning vil derefter få formen:

$$q_u = F'[S - (K + (1-n)L + (1+n)M)(T_f - T_a)] \quad (1.37)$$

hvor

$$U_L = K + (1-n)L + (1+n)M \quad (1.38)$$

Med denne værdi for U bliver udtrykkene for absorbereffektiviteten og varmetabskoefficienten:

$$\begin{aligned} F' = D / [& 2h_1 h_2 P + 2h_2 U_b U_t + h_{r21} (h_1 + h_{r23}) [P + 2h_2] \\ & + U_b [2h_2 + U_t] + h_1 h_{r23}) + h_{r23} (h_1 [P + 2h_2] \\ & + 2h_2 U_t + U_b U_t)] \end{aligned} \quad (1.39)$$

$$\begin{aligned}
U_L = [& 4h_1 h_2 U_b U_t + 2h_{r21} ([h_1 + h_2] [h_{r23} U_t + U_b U_t] \\
& + h_{r23} U_b] + h_1 h_2 U_t + 2h_{r23} U_b (h_1 h_2 + h_1 U_t) + h_2 U_t) \\
& + (1-n) h_1 U_t (h_1 [2h_2 + h_{r21}] + h_{r23} Q) \\
& + (1+n) h_1 U_b (h_1 [h_{r23} + 2h_2] + h_{r21} Q)] / D
\end{aligned} \quad (1.40)$$

hvor

$$\begin{aligned}
D = [& 2h_1 h_2 P + 2h_2 U_b U_t + h_{r21} (Q[h_1 + h_{r23} + U_b] + h_1 h_{r23} \\
& + h_{r23} Q(h_1 + U_t))]
\end{aligned} \quad (1.41)$$

$$P = h_1 + U_b + U_t \quad (1.42)$$

$$Q = h_1 + 2h_2 \quad (1.43)$$

Afvigelsen af temperaturen i top og bund fra den cirkulerende lufts middeltemperatur kan blive beregnet ved at integrere fra indløbet hvor $T_{ft} = T_{fb} = T_f$, eller eventuelt målt. Hvis en repræsentativ værdi af n kan findes, er temperaturafvigelsens indvirkning på U_L illustreret på fig. 7 ved at udregne U_L 's følsomhed for ændringer i n . Fig. 7 er beregnet med de i tabel 1 viste parametre, og det ses, at for denne solfanger influerer værdien af n ikke signifikant på værdien af U_L .

1.5.3 Flow under absorberen

For en solfanger med flow under absorberen (type III) bliver varmembalancerne henholdsvis for pladen, den cirkulerende luftmængde og solfangeren [7]:

$$S = U_t (T_2 - T_a) + h_2 (T_2 - T_f) + h_{r23} (T_2 - T_3) \quad (1.44)$$

$$q_u = h_2 (T_2 - T_f) + h_3 (T_3 - T_f) \quad (1.45)$$

$$S = q_u + U_t (T_2 - T_a) + U_b (T_3 - T_a) \quad (1.46)$$

Værdierne for F' og U_L bliver:

$$F' = E / [H + U_b (h_2 + h_{r23} + U_t) + U_t (h_{r23} + h_3)] \quad (1.47)$$

Tabel 1.

Parametre til test af U_L 's følsomhed for forandringer i n .

Parameter	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_1	14,2
h_2	14,2
h_{r21}	7,95
h_{r23}	6,25
U_b	1,7
U_t	22,7

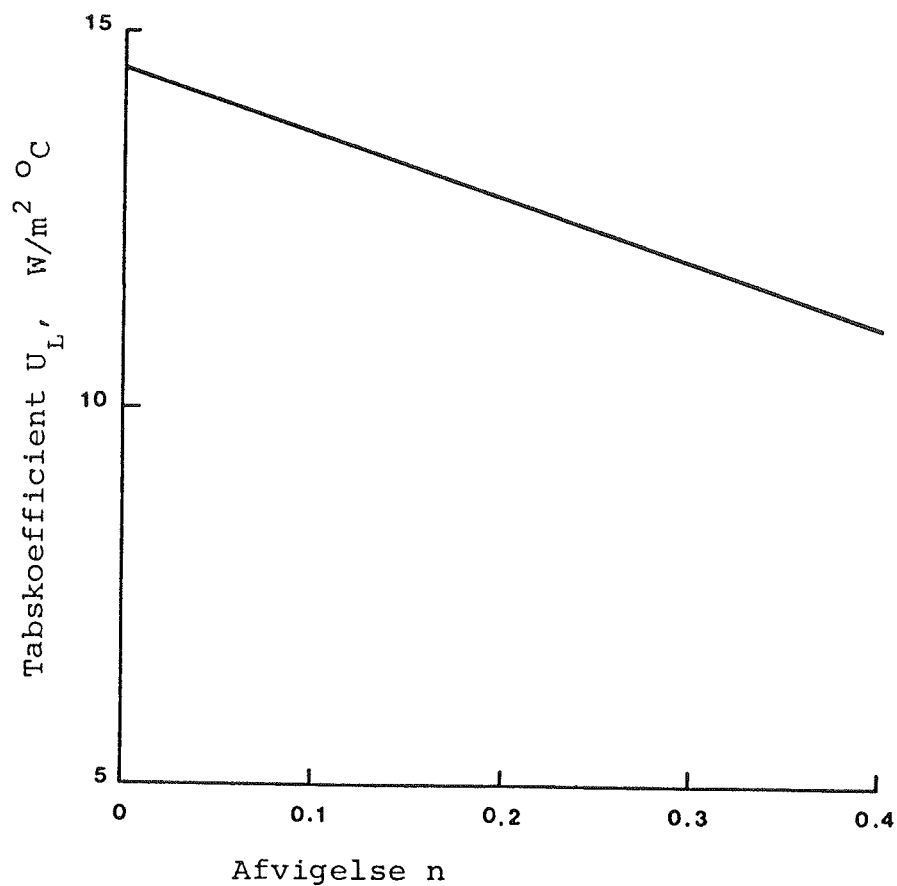


Fig. 7. Effekten af n på tabskoefficienten for en solfanger med flow på begge sider af absorbereren (parametre i tabel 1).

$$U_L = [H(U_b + U_t) + (h_2 + h_3)U_b U_t] / E \quad (1.48)$$

hvor

$$E = H + h_2 U_b \quad \text{og} \quad H = (h_2 h_3 + h_2 h_{r23} + h_3 h_{r23}) \quad (1.49)$$

1.5.4 Flow under absorberen med finner ned i den cirkulerende luftmængde (type IV)

Denne type er en forbedret udgave af type III, idet varmetabskoefficienten nødvendigvis er den samme, mens udtrykket for absorbereffektiviteten modificeres på følgende måde [2]:

$$F' = F'_O \cdot \left[1 + \frac{1 - F'_O}{\frac{F'_O}{F_{\text{plate}}} + \frac{2 \cdot L_1 h_1}{L_2 h_2 F_{\text{fin}}}} \right] \quad (1.50)$$

med

$$F_{\text{plate}} = \frac{\tanh a_1 L_1}{a_1 L_1} \quad (1.51)$$

$$F_{\text{fin}} = \frac{\tanh a_2 L_2}{a_2 L_2} \quad (1.52)$$

$$a_1^2 = \frac{U_L + h_1}{\lambda_a M_1} \quad (1.54)$$

$$a_2^2 = \frac{2h_2}{\lambda_a M_1} \quad (1.54)$$

hvor

F'_O = absorbereffektiviteten for type III

F_{plate} = pladens finnefaktor

F_{fin} = finnsens finnefaktor

h_1, h_2 = varmeovergangstal

L_1, L_2, M_1, M_2 = dimensioner, se fig. 13

λ_a = absorbermaterialets varmeledningsevne

1.5.5 Matrix-solfanger (type V)

Denne type solfanger afviger meget fra de foran beskrevne typer, idet varmeoverføringen sker ved luftens strømning igennem en ret åben måtte, der f.eks. kan bestå af mineraluld. En fuldstændig matematisk model er meget svær at opstille, men en simplificeret model kan give følgende værdier for F' og U_L [2], (jfr. fig. 6):

Tab fra cirkulerende luft til omgivende luft:

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{U_t}} \quad (1.55)$$

hvor h_1 er varmeoverføringskoefficienten fra cirkulerende luft til dæklag og U_t er varmetabet fra dæklaget.

Tab fra solfanger til omgivende luft:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{rcg}} + \frac{1}{U_t}} \quad (1.56)$$

hvor h_{rcg} er varmeoverføringskoefficienten mellem måtte og dæklag.

Herefter bliver den totale varmetabskoefficient summen af bidragene:

$$U_L = U_c + U_a + U_b \quad (1.57)$$

og absorbereffektiviteten:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_c}{h}} \quad (1.58)$$

hvor h er varmeovergangstallet mellem måtte og cirkulerende luft.

1.6 Sammenligning af varmetabskoefficienter, absorber-effektiviteter og udbytter

For at få et mål af størrelsen for varmetabskoefficienten U_L og absorbereffektiviteten F' for de fem omtalte konstruktioner indsættes de i tabel 2 viste konstanter i de foranstående udtryk. Der anvendes de samme konstanter (på nær værdien for U_t) for alle de fem konstruktioner (alle med et dæklag), og dette sker med sammenligning for øje. I de konstruktioner (type I, II og V), hvor den cirkulerende luft kommer i berøring med dæklaget, vil denne varme dæklaget op med forøget varmetab til følge, og U_t vil for disse konstruktioner for typiske driftstilfælde ligge over $20 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. De øvrige konstruktioner har en varmetabskoefficient U_t , der for typiske driftstilfælde ligger på ca. $8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Bagsidetabet regnes ens for samtlige konstruktioner, og det skal bemærkes, at kant- og randtabet er indeholdt i værdien for U_b .

Resultatet af beregningerne ses i tabel 3. I denne tabel er der også medtaget en beregning af udbyttet (formel (1.15)) i det stationære tilfælde, hvor $I(\tau\alpha)_e = 700 \text{ W/m}^2$, $T_f = 50^\circ\text{C}$ og $T_a = 20^\circ\text{C}$. Det er meget idealiserede forudsætninger, men de beregnede udbytter kan dog godt sige noget om konstruktionernes evne til at omsætte solstrålingen til varme. Af tabel 3 kan aflæses, at de beregnede udbytter varierer fra $Q_u = 163 \text{ W/m}^2$ til $Q_u = 304 \text{ W/m}^2$, men det skal dog bemærkes, at det er bruttoudbyttet, der aflæses. Nettoudbytterne vil blive mindre, idet ventilatorydelsen til cirkulation af luftmængden skal fratrækkes. Det er imidlertid vanskeligt at udregne tryktabet præcist gennem solfangeren uden at kende dimensioner, materialer m.m.

Et eksempel på, hvorledes en given solfangers brutto- og nettoeffektivitet varierer som funktion af luftmængden, er

Tabel 2 Konstante parametre til sammenligning af
 U_L og F' i tabel 3.

Parameter	Værdi i $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_1	14,2
h_2	14,2
h_{r21}	7,95
h_{r23}	6,25
U_b	1,7
U_t	variabel

Tabel 3 Beregnede værdier af U_L , F' og Q_u for sammen-
ligning mellem de fem solfangertyper.

Solfangertype	U_t $W/m^2 \text{ } ^\circ C$	U_L $W/m^2 \text{ } ^\circ C$	F' -	Q_u W/m^2	Q_u %	Bemærkn.
I	22,7	15,4	0,75	178	59	n = 0
II	22,7	13,9	0,89	252	83	
III	8	10,1	0,68	272	89	
IV	8	10,1	0,76	304	100	
V	22,7	16,3	0,77	163	54	

2. Målinger og beregninger på solfanger type IV

For at kontrollere om det er muligt at opstille en tilstrækkelig nøjagtig matematisk model af en luftsolfanger, er der på forsøgsarealet opført en opstilling med en solfanger type IV [8].

Opstillingen er udført til korttidsmålinger, og princippet i opstillingen er skitseret på fig. 9. Den varme luft fra solfangeren ledes gennem en luft-til-vand-varmeveksler, hvor den køles med vand fra en 600 l tank. Luftsyste-
met er således et tæt, lukket ringsystem med en centrifugalventilator og en blænde for luftmængdemåling. Solfangerarealet er på ialt $14,8 \text{ m}^2$ (sydvendt), og solfangerens opbygning i plan og snit fremgår af fig. 10 og fig. 11. Solfangeren består yderst af et dæklag af 3 mm drivhusglas fastholdt af drivhusprofiler, derefter en absorber, der er lavet af aluminium, samt 125 mm bagsideisolering. Absorberen er delt i fire absorberplader, der i hver ende er tilsluttet en nord-syd-gående manifold. Den cirkulerende luft løber således vandret i absorberpladerne, men dette skyldes praktiske forhold: En lodret luftstrømning havde krævet fremstilling af fem stk. absorberplader med en kortere længde, men med en mere kompliceret manifold til følge.

I solfangerkredsen måles den cirkulerende lufts indløbstemperatur til solfangeren, den cirkulerende lufts temperaturstigning gennem solfangeren, volumenstrømmen, samt absorberpladetemperaturen i syv punkter. Den nyttiggjorte effekt beregnes ud fra følgende formel:

$$Q_{\text{um}} = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

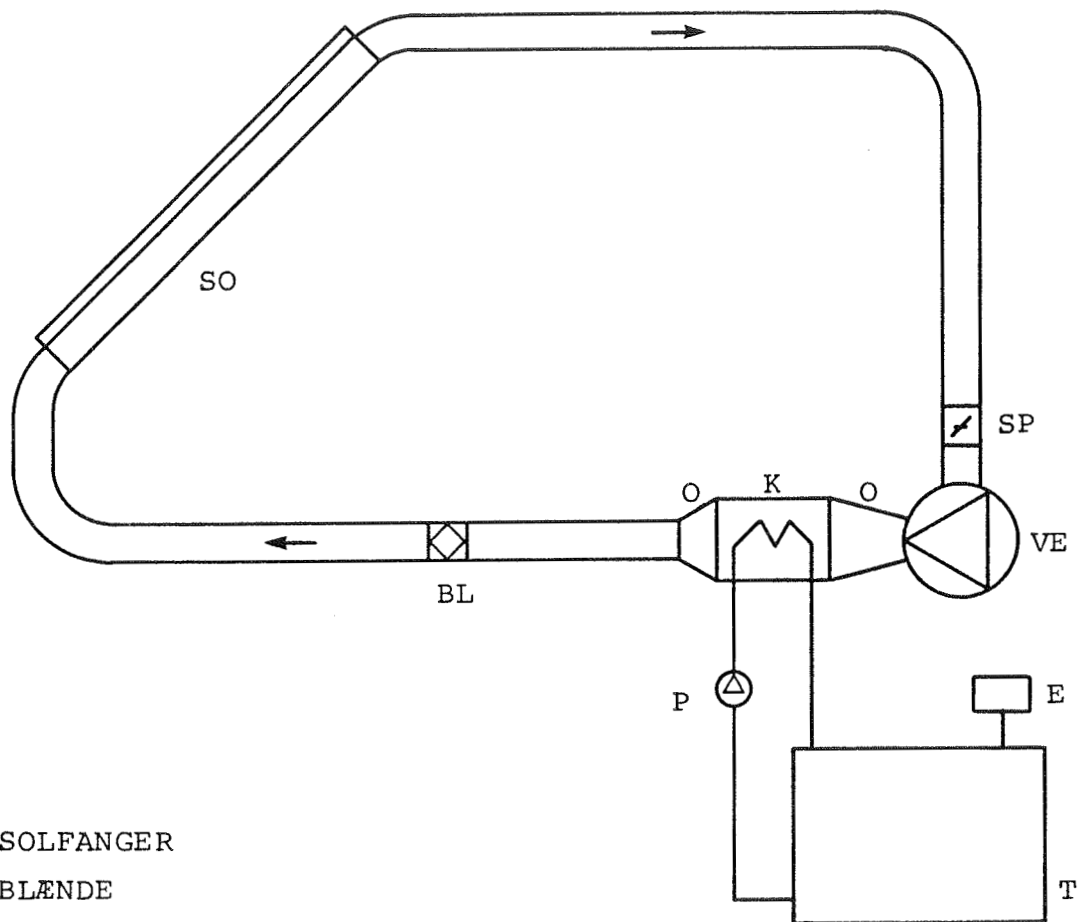
hvor

V = den cirkulerende volumenstrøm i de 4 absorberplader

ρ = den cirkulerende lufts massefylde

c = den cirkulerende lufts varmekapacitet

ΔT = den cirkulerende lufts temperaturstigning gennem solfangeren



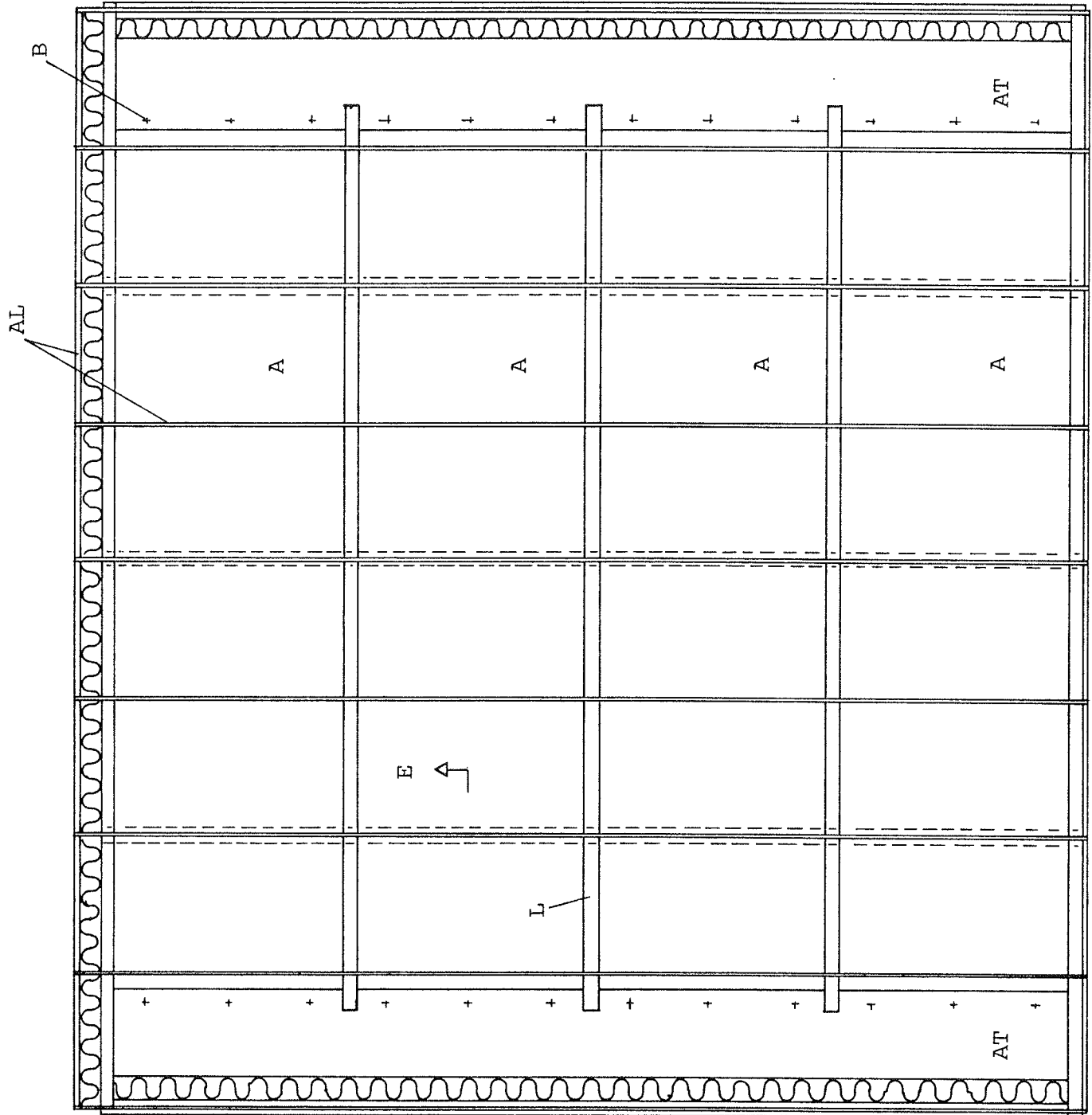
- SO SOLFANGER
 BL BLÆNDE
 K KØLEFLADE
 SP SPJÆLD
 VE VENTILATOR
 O OVERGANGSSTYKKE
 T 600 L. LAGERTANK
 E EKSPANSIONSBEHOLDER
 P PUMPE
 DIFFERENSTERMOSTAT IKKE VIST

FIG. 9 PRINCIPSKITSE AF MÅLEOPSTILLING.

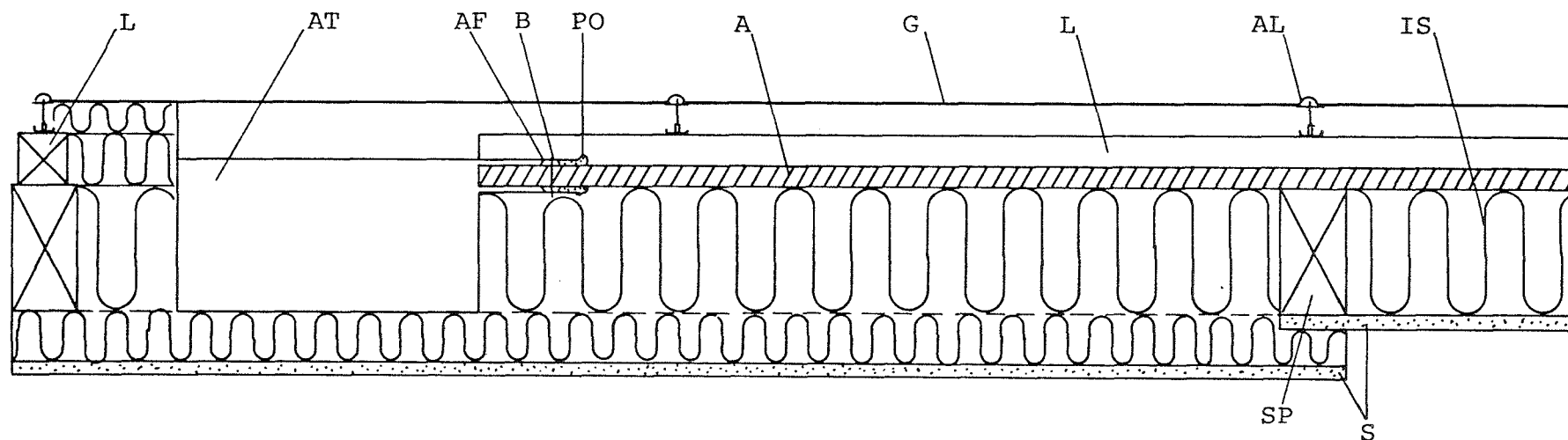
A ABSORBER
 AT ABSORBERTILSLUTNING
 B BOLT
 AL ALUMINIUMSPROFIL
 L LÆGTE, 50x50 mm.

1:25

FIG. 10 SOLFANGEREN
 SET FORFRA



E ↗



A ABSORBER	AF AFSTANDSLISTE
AL ALUMINIUMSPROFIL	B BOLT
L LÆGTE, 50x50 mm.	PO POLYURETHANSKUM
S SPÅNPLADE, 12 mm.	SP SPÆR
G 3 mm. GLAS	AT ABSORBERTILSLUTNING
	IS 125 mm. MINERALULD

OPSTILLINGENS VINDSKÆRM IKKE VIST

SNIT E-E

FIG. 11 SNIT VED ABSORBERTILSLUTNING

Samtidig med målinger på solfangeren måles følgende klimaparametre: Udeluftstemperatur i $^{\circ}\text{C}$, vindhastigheden i m/s, totalt solindfald i W/m^2 , samt den direkte strålings andel af solindfaldet. Når det totale solindfald I kendes kan den målte solfangereffektivitet udregnes til:

$$\eta_m = \frac{Q_{um}}{A \cdot I} \quad (2.2)$$

hvor A er absorberarealet (manifolderne er dækket med blankt aluminiumsfolie og regnes derfor ikke med i arealberegningen).

2.1 Matematisk model af solfanger type IV

Det er meget vanskeligt at opstille en fuldstændig korrekt matematisk model af en luftsolfanger, og det skyldes specielt usikkerheden i de fysiske love for varmeovergang og varmetransport. Det er her forsøgt at lave den matematiske model, så den bedst muligt passer til de fysiske forhold på solfangeren; det skal dog bemærkes, at der ses bort fra varmekapaciteter i solfangeren. Dette er en rimelig antagelse, idet pladetykkelsen i absorberpladerne er meget lille, og efter nogle minutters drift med ventilatoren antages quasi-stationære forhold at være indtrådt.

Den direkte strålings indfaldsvinkel kan beregnes ud fra solfangerens hældning og orientering og solens position på himlen. Solens position kan fastlægges entydigt ud fra klokkeslet og dag i året. En algoritme til fastlæggelse af solens position (solhøjde h , solazimuth az) er opstillet i [3]. Idet solfangeren vender mod syd, er vinkelen mellem solens og solfangerens azimuth lig med solazimuth, og indfaldsvinkelen findes af:

$$\cos(i) = \cos(h) \cdot \cos(az) \cdot \sin(t) + \sin(h) \cdot \cos(t) \quad (2.3)$$

hvor

i = indfaldsvinkelen
 t = fladehældning mod vandret
 h = solhøjde
 az = solazimuth

Transmissionen gennem glasset, absorptionen af den indfaldende stråling samt beregning af varmetabskoefficienten U_t for solfangeren er beskrevet tidligere i kapitel 1.

Absorberpladerne er bagtil isoleret med 125 mm mineraluld, og det giver en bagsidetabskoefficient, når der ses bort fra overgangsmodstande og spånplade, på:

$$U_b = \frac{\lambda}{e} = \frac{0,0445}{0,125} = 0,36 \quad [\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}] \quad (2.4)$$

hvor

λ = mineraluldens varmeledningsevne
 e = mineraluldens tykkelse

Idet solfangerens kanter er isoleret med 100 mm mineraluld ses der bort fra kanttabet, og den totale varmetabskoefficient U_L kan beregnes

$$U_L = U_t + U_b \quad (2.5)$$

Den totale nyttiggjorte energi skrives, når luftens indløbstemperatur i solfangeren T_i benyttes (jfr.(1.14))

$$Q_{ub} = A \cdot F' \cdot F'' \cdot (I \cdot (\tau\alpha)_e - U_L \cdot (T_i - T_a)) \quad (2.6)$$

Ved beregningen af solfangerens effektivitetsfaktor F' anvendes formel (1.50) med følgende udtryk for F'_0 (ref.[1]):

$$F'_0 = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_1 + \frac{1}{\frac{1}{h_3} + \frac{1}{h_r}}}} \quad (2.7)$$

Der er her ikke anvendt den nøjagtigere formel for F'_0 som beskrevet i kapitel 1.5.3, idet denne først for nylig er blevet publiceret. De i formlerne indgående størrelser kan findes på fig. 12 og fig. 13.

Forudsættes samme temperatur på overplade, underplade samt finner kan regnes med $h_1 = h_2 = h_3$. Med antagelsen om, at varmeovergangstallet kan bestemmes som ved tvungen turbulent strømning i rør findes efter [1]:

$$Nu = \frac{h_1 \cdot d_h}{\lambda} = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \quad (2.8)$$

hvor

h_1 = varmeovergangstallet mellem cirkulerende luft og absorberpladevæg

d_h = hydraulisk diameter

λ = den cirkulerende lufts varmeledningsevne

Re = Reynolds tal

Pr = Prandts tal

Hastigheden v i absorberne kan udregnes når volumenstrømmen i m^3/s kendes for hele solfangeren:

$$v = \frac{V}{A_t} \quad (2.9)$$

hvor

V = volumenstrømmen

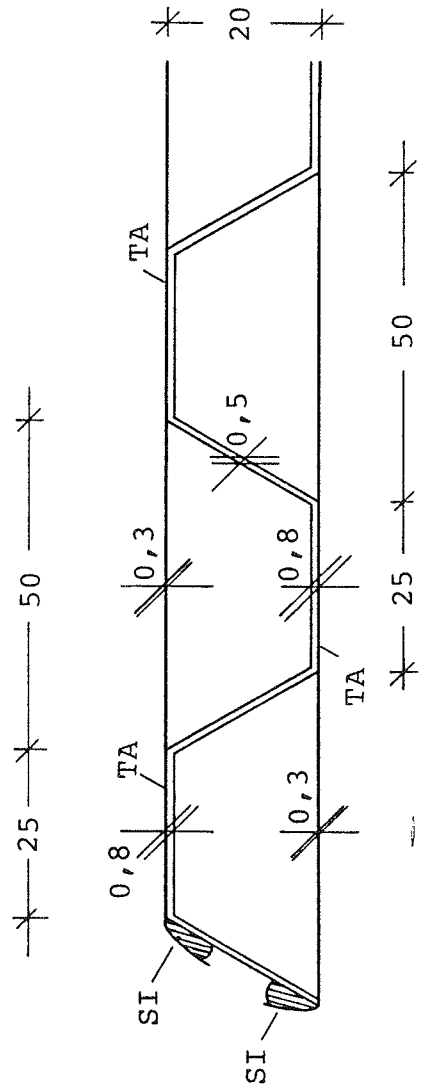
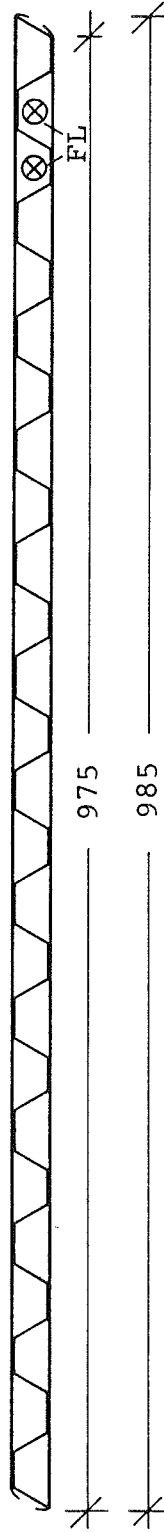
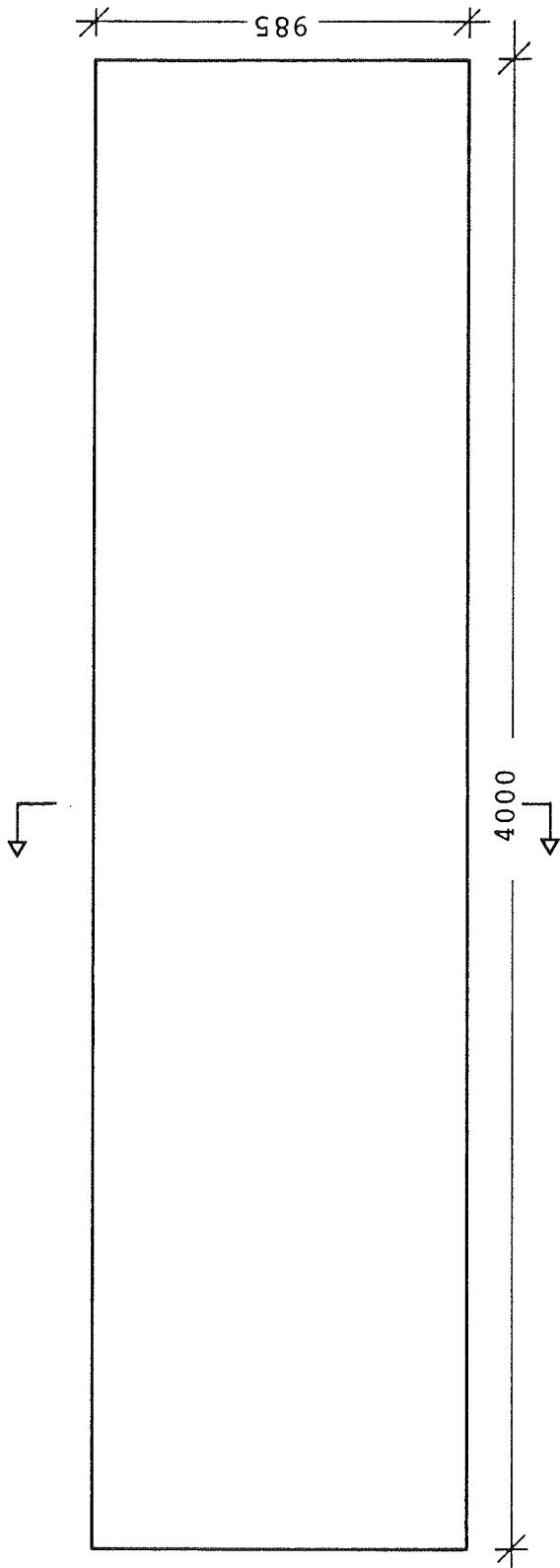
A_t = absorbernes totale tværsnitsareal

Forudsætningerne for (2.8) er

$$10.000 < Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} < 1.000.000 \quad (2.10)$$

$$0,5 < Pr < 1 \quad (2.11)$$

$$L > 30 \cdot d_h \quad (2.12)$$



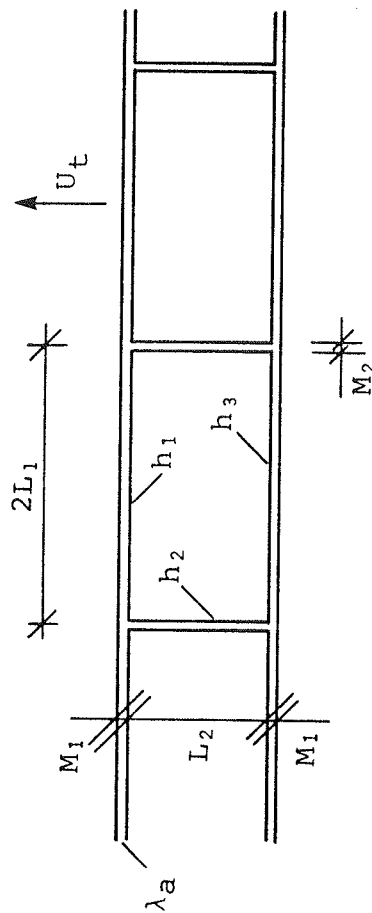
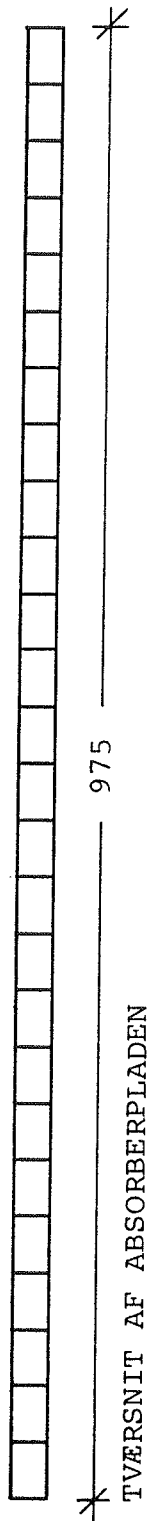
MÅL I MM.

TA TAPE

SI SILICONEFUGEMASSE

FL FLOWRETNING

FIG. 12 ABSORBERPLADEN



*) M_1 FREMKOMMER VED MIDDEL:

$$M_1 = \frac{1}{75} \cdot (50 \cdot 0,3 + 25 \cdot 0,8) = 0,466$$

34

$2L_1$	37,5	
L_1	18,75	
L_2	20,0	
M_1 *)	0,47	
M_2	0,50	
h_1, h_2, h_3	VARMEOVERGANGSTAL	
λ_a	ABSORBERMATERIALETS VARMELEDNINGSEVNE	
U_t	DÆKLAGETS VARMEFLEKSKOEFFICIENT	
	MÅL I MM.	

FIG. 13 MODEL AF ABSORBERPLADE

hvor L er rørets længde. Med lufthastigheder i absorberpladerne på $2,0 \text{ m/s} \leq v \leq 8,0 \text{ m/s}$ er disse betingelser opfyldt.

Hydraulisk diameter er givet ved udtrykket

$$d_h = \frac{4 \cdot F}{U} = 0,026 \text{ m} \quad (2.13)$$

hvor F er tværsnitsarealet i m^2 og U er den del af tværsnittets omkreds i meter gennem hvilken varmeudvekslingen finder sted.

Strålingskoefficienten h_r kan beregnes med formel (1.19), når en gennemsnitlig pladetemperatur kendes.

Flowfaktoren F'' beregnes af lign. (1.2). Med en massestrøm på $G = 0,023 \text{ kg/m}^2/\text{s}$ bliver varmeovergangstallet $h_1 = 20,3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Med $U_L = 8 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ findes $F'' = 0,86$ og $F_R = 0,74$.

Den beregnede effektivitet fremkommer ved division med $I \cdot A$:

$$\eta_b = \frac{Q_{ub}}{I \cdot A} = F_R \cdot (\tau\alpha)_e - F_R \cdot U_L \cdot \left(\frac{T_i - T_a}{I} \right) \quad (2.14)$$

Under forudsætning af konstante værdier for F_R , $(\tau\alpha)_e$ og U_L kan effektivitetsligningen optegnes som en ret linie med hældningen $-F_R \cdot U_L$ i et koordinatsystem med temperaturdifferencen divideret med indstrålingen som abscisse-værdier (jfr. fig. 16).

2.2 Sammenligning mellem beregnet og målt effektivitet

På følgende sider findes målings- og beregningsresultaterne for fire dage i 1978 for solfanger type IV (fig. 14 a-c), og på fig. 15 er afvigelserne mellem målt og beregnet udbytte i % af beregnet optegnet som funktion af klokkeslet. Der er samtidig anført middelværdier for indløbstemperatur, udelufttemperatur samt den gennemsnitlige afvigelse den

Fig. 14 a-c.

Målings- og beregningsresultaterne for fire dage i 1978

Kort forklaring til EDB-udskrifterne, der findes på de følgende 2 sider:

KL	Klokkeslet
LTEMP	Udelufttemperatur i °C
VIND	Vindhastigheden i m/s
SOLIN	Totalt solindfald i W/m^2
D.DEL	Den direkte strålings andel af solindfaldet
INDF	Indfaldsvinkelen for direkte stråling, grader
TIND	Indløbstemperatur i °C
FLOW	Luftflowet i solfangeren i $\text{kg/m}^2/\text{s}$
PTEMP	Middelpladetemperatur i °C
M.ABS	Målt nyttiggjort effekt i W
M.EF	Effektiviteten beregnet ud fra målingerne, %
TSTIG	Luftens temperaturstigning i solfangeren i °C
B.ABS	Beregnet nyttiggjort effekt i W
B.X-V	Abscisseværdi på effektivitetskurve i $^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$
AFV	Differencen mellem målt og beregnet nyttiggjort effekt i % af beregnet værdi $((\text{M.ABS}-\text{B.ABS}) \cdot 100/\text{B.ABS})$

DATO: 17/ 5

KLIMADATA

SOLFANGER: MALT

BEREGNET

KL	LTEMP C	VIND M/S	SOLIN W/M2	D.DEL	INDF GR	TIND C	FLOW KG/M2/S	PTEMP C	M.ABS W	M.EF %	TSTIG C	B.ABS W	B.EF %	B.X-V CM2/W	AFV %
9.00	12.2	5.2	602.	0.69	46.	13.9	0.024	28.4	4707.	51.6	11.9	5348.	55.4	0.003	-6.7
9.30	12.5	5.5	661.	0.67	38.	14.2	0.024	31.3	5261.	52.6	13.3	5574.	55.7	0.003	-5.6
10.00	13.3	5.9	812.	0.63	31.	15.8	0.024	38.5	6663.	54.2	17.0	6778.	55.2	0.003	-1.7
10.30	14.1	5.6	939.	0.66	25.	16.9	0.024	45.5	7834.	55.1	20.3	7864.	55.4	0.003	-0.4
11.00	14.2	5.7	941.	0.69	18.	17.0	0.024	47.0	7911.	55.6	20.5	7898.	55.5	0.003	0.2
11.30	14.6	5.2	906.	0.66	12.	17.7	0.024	46.7	7603.	55.5	19.4	7561.	55.2	0.003	0.6
12.00	14.7	4.8	787.	0.61	8.	17.7	0.024	43.0	6585.	55.3	16.8	6521.	54.8	0.004	1.0
12.30	15.0	5.0	770.	0.62	12.	17.7	0.024	43.3	6566.	56.4	16.6	6401.	54.9	0.004	2.6
13.00	15.1	5.2	815.	0.65	15.	17.7	0.029	44.5	7561.	62.1	16.5	7177.	57.3	0.003	3.2
13.30	15.2	5.2	831.	0.63	22.	18.1	0.029	43.4	7150.	55.9	15.4	7169.	57.0	0.003	-0.3
14.00	15.5	5.0	843.	0.63	29.	18.6	0.029	44.2	7104.	55.7	15.3	7248.	56.8	0.004	-2.0
14.30	15.6	4.4	709.	0.59	36.	18.6	0.029	39.7	5943.	55.4	12.8	6028.	56.2	0.004	-1.4
15.00	15.5	4.7	716.	0.58	43.	18.3	0.029	33.9	5850.	54.0	12.6	6073.	56.1	0.004	-3.7
15.30	14.8	3.8	439.	0.43	50.	18.9	0.029	30.4	3432.	52.4	7.5	3439.	52.5	0.009	-3.2

DATC: 16/ 5

KLIMADATA

SOLFANGER: MALT

BEREGNET

KL	LTEMP C	VIND M/S	SOLIN W/M2	D.DEL	INDF GR	TIND C	FLOW KG/M2/S	PTEMP C	M.ABS W	M.EF %	TSTIG C	B.ABS W	B.EF %	B.X-V CM2/W	AFV %
13.00	13.4	4.0	755.	0.66	15.	23.7	0.023	50.1	6079.	53.2	16.7	5592.	49.0	0.014	8.7
13.30	13.4	3.3	770.	0.68	22.	26.5	0.023	50.2	5471.	47.0	14.9	5502.	47.2	0.017	-0.6
14.00	14.1	4.1	920.	0.75	29.	31.3	0.023	60.4	5336.	45.9	17.9	6389.	45.9	0.010	-1.0
14.30	14.3	4.4	805.	0.77	36.	35.2	0.028	57.1	5194.	42.6	12.3	5251.	43.1	0.026	-1.1
14.45	14.2	4.5	774.	0.77	38.	36.4	0.023	55.5	4913.	41.1	11.1	4940.	41.3	0.029	-0.6

Fig. 14 b. Målings- og beregningsresultaterne for solfanger type IV.

Bemærk to flow.

DATC: 11/ 5

KLIMADATA

SOLFANGER: MALT

BEREGNET

KL	LTEMP C	VIND M/S	SOLIN W/M2	D.DEL	INDF GR	TIND C	FLOW KG/M2/S	PTEMP C	M.ABS W	M.EF %	TSTIG C	B.ABS W	B.EF %	B.X-V CM2/W	AFV %
11.30	6.5	2.9	967.	0.82	11.	37.7	0.023	64.9	6059.	41.4	17.4	5819.	39.8	0.032	4.1
12.00	6.8	3.3	930.	0.77	17.	38.9	0.023	66.8	5711.	40.6	16.9	5322.	37.8	0.035	7.3
12.30	7.1	3.3	966.	0.79	9.	42.9	0.023	70.5	5850.	40.0	16.8	5237.	36.2	0.037	10.6
13.00	7.9	3.4	1016.	0.82	15.	45.8	0.023	75.5	6268.	40.8	18.0	5483.	35.7	0.037	14.3
13.30	8.3	3.6	974.	0.82	21.	47.6	0.023	75.5	5675.	39.5	16.7	4948.	33.6	0.040	14.7
14.00	8.5	3.7	958.	0.83	28.	48.8	0.023	74.3	5084.	35.1	14.6	4702.	32.4	0.042	8.1
14.30	8.6	4.0	781.	0.80	36.	49.1	0.023	72.5	3935.	33.3	11.3	3120.	26.4	0.052	20.1
15.00	8.8	3.8	741.	0.77	43.	49.0	0.023	67.0	3204.	28.6	9.2	2738.	24.0	0.054	14.9
15.30	8.9	4.3	636.	0.74	50.	48.3	0.023	63.6	2438.	25.3	7.0	1953.	19.4	0.062	30.9

DATC: 20/ 5

KLIMADATA

SOLFANGER: MALT

BEREGNET

KL	LTEMP C	VIND M/S	SOLIN W/M2	D.DEL	INDF GR	TIND C	FLOW KG/M2/S	PTEMP C	M.ABS W	M.EF %	TSTIG C	B.ABS W	B.EF %	B.X-V CM2/W	AFV %
8.30	12.6	3.2	494.	0.64	53.	25.3	0.026	24.8	3159.	43.4	7.7	2095.	41.4	0.030	2.4
9.00	13.5	3.5	595.	0.72	46.	28.7	0.026	40.1	3051.	43.9	9.6	3311.	42.3	0.035	3.7
9.30	14.2	3.2	590.	0.75	39.	32.4	0.026	46.9	4728.	45.3	12.0	4441.	42.5	0.026	6.5
10.00	14.7	3.6	741.	0.75	32.	35.7	0.026	48.7	4385.	43.6	12.4	4647.	41.4	0.022	5.1
10.30	15.3	3.1	802.	0.77	25.	39.2	0.026	59.9	5437.	44.8	13.8	4961.	40.4	0.030	9.6
11.00	16.5	3.6	831.	0.76	18.	42.2	0.026	63.9	5368.	42.7	14.0	4981.	39.6	0.031	7.8
11.30	17.1	3.6	913.	0.78	13.	45.9	0.026	70.9	6096.	44.1	15.0	5307.	39.1	0.032	12.9
12.00	17.2	2.8	941.	0.79	9.	48.8	0.026	74.5	6211.	43.6	16.2	5453.	38.3	0.034	13.9
12.30	18.4	2.7	922.	0.78	11.	51.5	0.026	75.9	5615.	40.3	15.0	5125.	36.7	0.036	9.6
13.00	19.9	2.8	923.	0.78	16.	54.0	0.026	78.1	5503.	39.4	14.7	4909.	35.1	0.038	12.1
13.30	19.3	2.6	898.	0.77	22.	55.8	0.026	77.2	4679.	34.4	12.5	4559.	33.6	0.041	2.4
14.00	19.6	2.5	813.	0.75	29.	56.9	0.026	75.5	3931.	32.0	10.5	3736.	30.4	0.046	5.2
14.30	19.8	2.5	781.	0.74	36.	57.5	0.026	73.1	3132.	26.9	8.5	3395.	28.7	0.043	6.3
15.00	19.8	2.4	705.	0.72	43.	55.9	0.026	66.9	2209.	20.7	5.9	2858.	26.8	0.051	22.6
15.30	19.8	1.8	527.	0.64	50.	55.2	0.026	62.5	959.	12.0	2.5	1352.	17.0	0.067	-29.1

Fig. 14 c. Målings- og beregningsresultaterne for solfanger type IV.

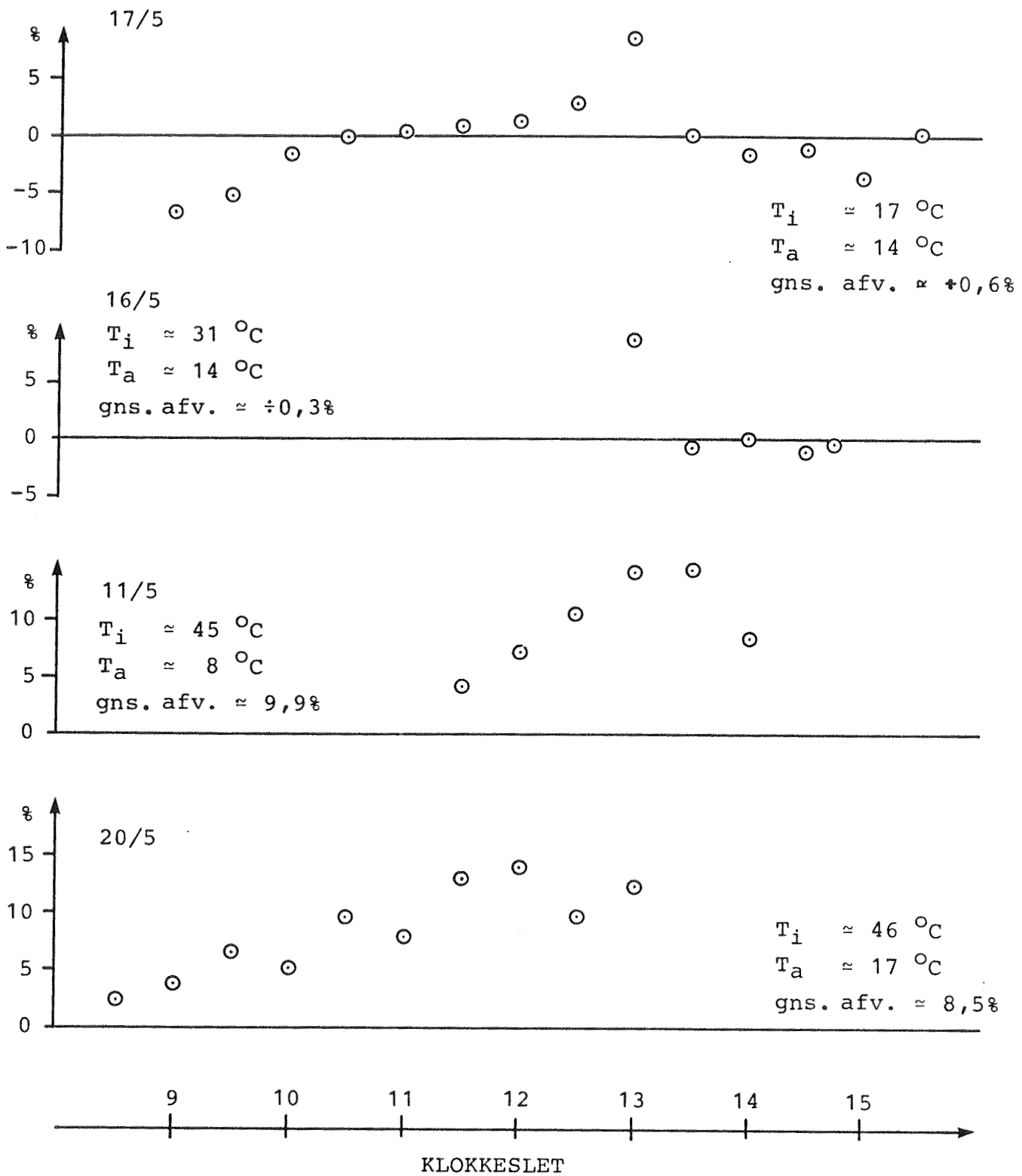


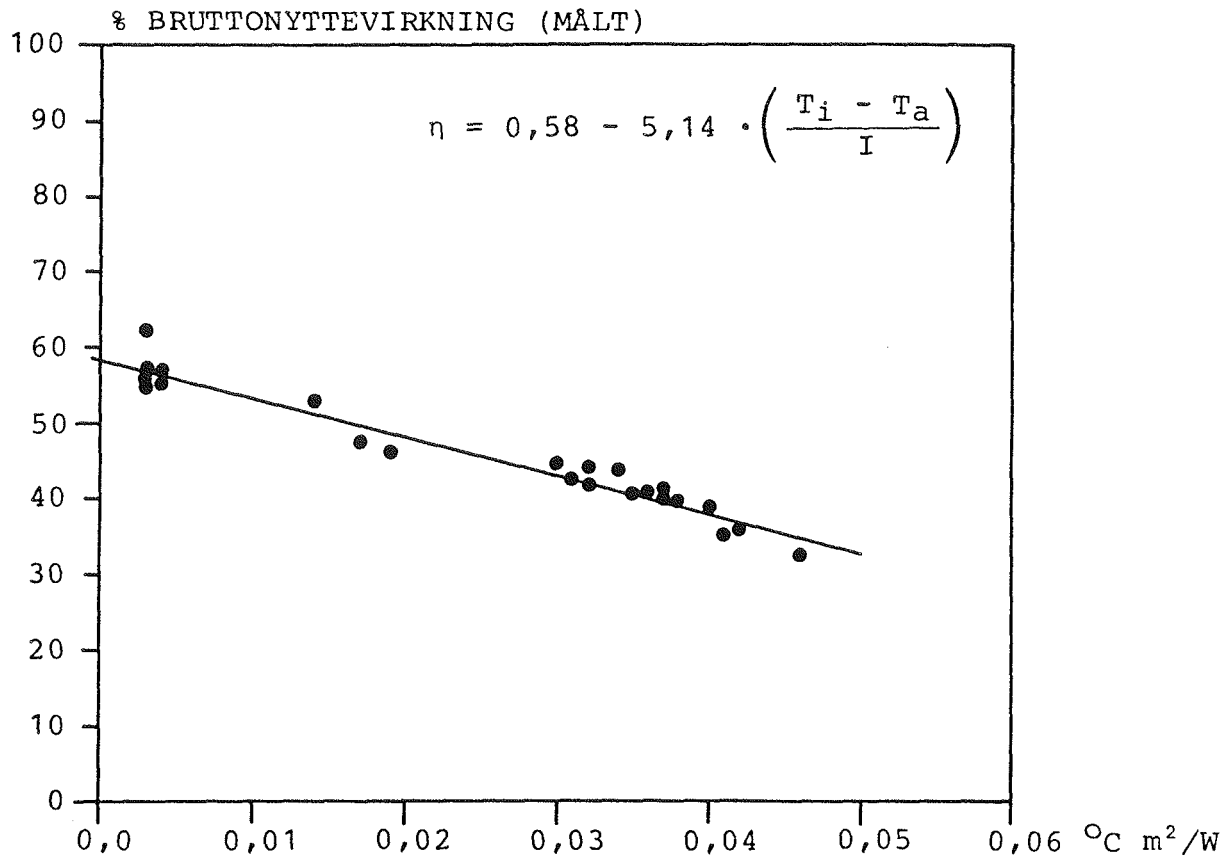
FIG. 15. LUFTSOLFANGER:

AFVIGELSE MELLEM MÅLT OG BEREGNET UDBYTTE I % AF BEREGNET.

pågældende dag for de optegnede punkter. Generelt for de fire dage kan ses, at den procentvise afvigelse for det første er større sidst på dagen end først på dagen, og for det andet, at den er større med stigende indløbs-temperatur.

På fig. 16 er den målte nyttevirkning optegnet som funktion af temperaturdifferencen divideret med indstrålingen. Der er kun afsat værdier, hvor indfaldsvinkelen er mindre end 30 grader og I er større end 750 W/m^2 . En ret linie tilnærmer bedst de afsatte punkter, og på fig. 16 er dens ligning angivet svarende til formel (2.14). Aflæses $(\tau\alpha)_e$ for indfaldsvinkler mindre end 30 grader på fig. 1 til 0,84 og sættes F_R som beregnet i afsnit 2.1 til 0,74 (ved $G = 0,023 \text{ kg/m}^2/\text{s}$), fås at skæringen med ordinataksen skal være $F_R \cdot (\tau\alpha)_e \approx 0,74 \cdot 0,84 = 0,62$. Ud fra målingerne er skæringen med ordinataksen bestemt til 0,58, der er lidt lavere end den beregnede værdi.

Forskellen fremkommer ved, at de tre størrelser F_R , $(\tau\alpha)_e$ og U_L imidlertid ikke er konstante; F_R afhænger således af luftens strømningshastighed, temperaturniveau og U_L , $(\tau\alpha)_e$ afhænger af især indfaldsvinkelen, når denne er større end ca. 30 grader, og U_L afhænger af vindhastigheden, udstrålingen til omgivelserne, temperaturniveauet og solfangerens hældning.



DER ER KUN MEDTAGET PUNKTER, HVOR INDFALDSVINKELN ER MINDRE
END 30 GRADER OG I ER STØRRE END 750 W/m².

● MÅLT VED FLOW PÅ (0,023 - 0,029 kg/m²/s).

FIG. 16 NYTTEVIRKNINGSKURVE FOR LUFTSOLFANGER.

3. Konklusion for afsnit om luftsolfangere

I formeludtrykkene til beregning af udbyttet indgår absorber effektiviteten, og der er angivet formler til beregning af denne for følgende fem karakteristiske tilfælde: Flow over absorberen, flow på begge sider af absorberpladen, flow under absorberen, flow under absorberen med finner ned i den cirkulerende luftmængde samt for matrixsolfangeren, hvor varmeoverføringen sker i en måtte.

De fem solfangertyper sammenlignes under standardbetingelser, og denne sammenligning viser, at type IV, der har flow under absorberen med finner ned i den cirkulerende luftmængde, vil give det højeste udbytte. Dette udbytte er ca. 11% større end udbyttet for den næstbedste (type III) der har flow under absorberen. I de dårligste solfangertyper er den cirkulerende luft i berørring med dæklaget og varmer dette op med forøget varmetab til følge. Generelt kan derfor siges om udbytterne i tabel 3, at højere udbytte opnås, når den cirkulerende luft ikke er i kontakt med dæklaget, samt at konstruktioner med det største varmeoverførende areal har det højeste udbytte.

Målinger sammenlignes med beregninger for en solfanger type IV. Målingerne er foretaget på en opstilling med 14,8 m sydvendt solfanger, der er placeret på DTH's forsøgsareal. I solfangerkredsen måles den cirkulerende lufts indløbstemperatur til solfangeren, den cirkulerende lufts temperaturstigning gennem solfangeren, volumenstrømmen samt absorberpladetemperaturen i syv punkter. Samtidig med målinger på solfangeren måles følgende klimaparametre: Udelufttemperatur, vindhastighed, totalt solindfald samt den direkte strålings andel af solindfaldet. Ud fra omtalte formeludtryk opstilles en matematisk model, så den bedst muligt passer til de fysiske forhold på solfangeren, idet der dog ses bort fra varmekapaciteter i solfangeren. Udbyttet beregnes under

quasistationære forhold med den matematiske model ud fra de målte klimadata, og målings- og beregningsresultaterne for fire dage er angivet. Afvigelserne mellem målt og beregnet udbytte i % af beregnet er optegnet som funktion af klokkeslet for de fire dage, og generelt kan ses, at den procentvise afvigelse for det første er større sidst på dagen end først på dagen, og for det andet at den er større med stigende indløbstemperatur. Ud fra de målte nyttevirkninger for de fire dage er en nyttevirkningskurve optegnet under bestemte forudsætninger.

Sammenfattende kan det konstateres, at den opstillede matematiske model af solfangeren giver en tilfredsstillende beskrivelse af udbyttet. Det skønnes derfor, at også for andre solfangerudformninger vil det være muligt at simulere driften og således beregne det udbytte, man faktisk ville få med et virkeligt anlæg med samme driftsforhold.

4. Tagrumssolfangerprojektet

Hovedvægten i dette licentiatarbejde ligger i opbygning og måling på en prøvestand for tagrumssolfangere. Prøvestanden opbygges, så der i jordvoluminet under gulvet er mulighed for varmelagring af den i tagrummet dannede solvarme. Varmeoverføringen til jordvoluminet kan ske med cirkulerende luft, og varmeudtaget kan ske med en varmepumpe. Desuden giver de indsatte manifolder i drænlaget under gulvet mulighed for en dagslagring (varme fra dag til aften) i dette lag.

Der er foretaget adskillige målinger og delundersøgelser både i tagrummene og i jordvoluminerne under gulvet. Det første, der blev projekteret, opbygget og igangsat, var en varmepumpeopstilling med det formål at køle jordvoluminet ned inden dets opladning med solvarme. Opladningen af jordvoluminet med solvarme skete med varm luft fra tagrummet på solrige dage i foråret og sommeren 1980.

Ud fra målte temperaturer i jordvoluminet i både afkølings- og opvarmningsforløbet, de målte varmetilførsler i jordlageret samt udelufttemperatures variation, varieres jordens konstanter α og λ i den opstillede matematiske model for jordvoluminet, indtil de målte og de beregnede temperaturer stemmer overens. Med de fundne konstanter for jordmaterialet indsat i den matematiske model regnes tagrumssolvarmesystemet igennem med referenceårets vejrdato. Udbyttet fra tagrumssolfangeren beregnes med BA4-programmet, og dette udbytte føres direkte ned i jordlageret. Varmen udtages fra lageret med en varmepumpe, og varmen anvendes i beregningerne til at opvarme målerummet. Dette system kan med et jordslangeareal på mindre end 60 m^2 under isoleringen i gulvet og et gennemskinneligt tagareal på 20 m^2 opvarme målerummet igennem fyringssæsonen.

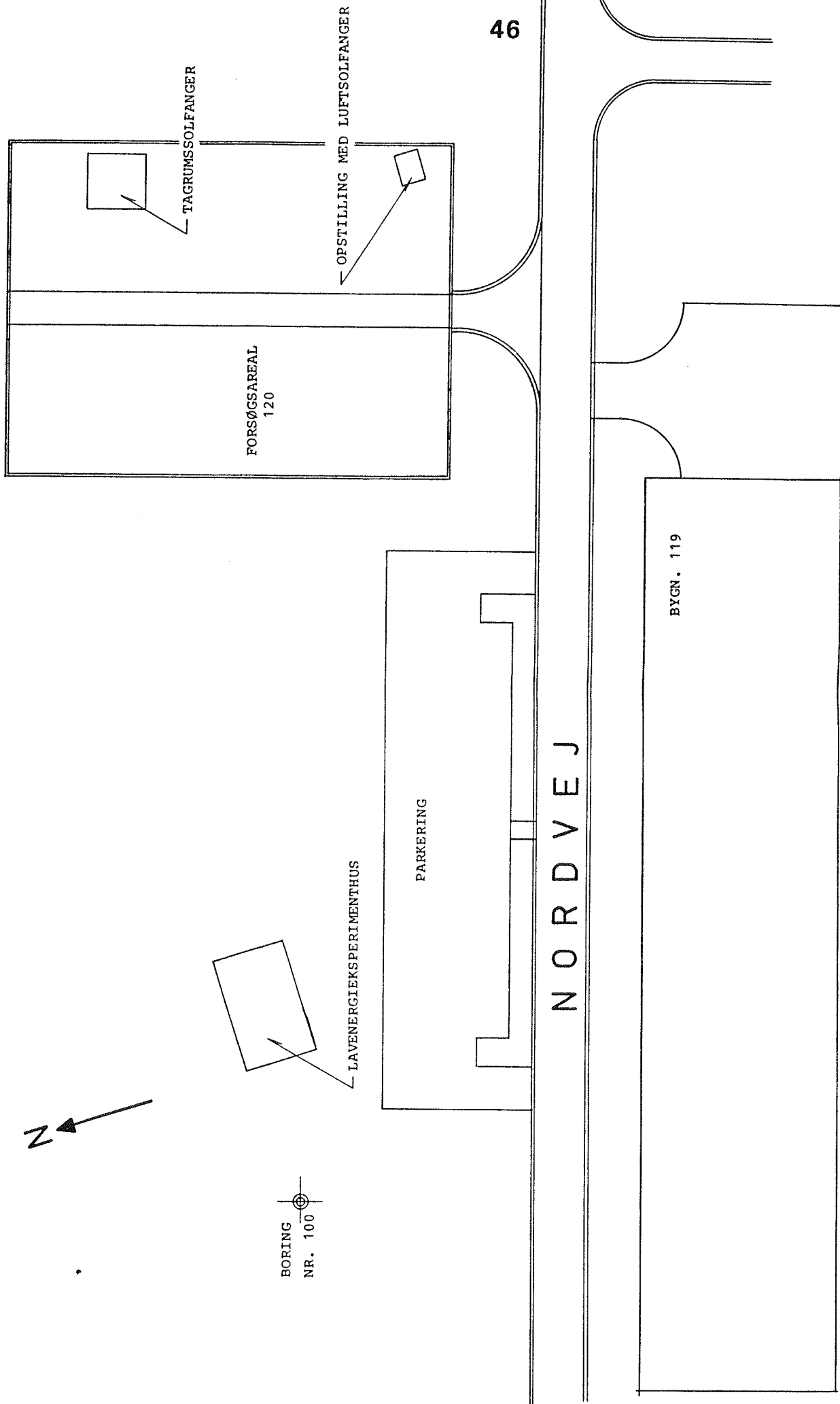
Fra en prøveboring i nærheden vides, at det er fint diluvialsand, der ligger under overfladelaget på 0,9 m. I litteraturen findes diagrammer til bestemmelse af jords varmeledningsevne på grundlag af jordartens mineralsammensætning, poretallet samt det i porerne forekommende vand og luft. Sammenholdes de således bestemte værdier for α og λ med de ovenfor inddirekte fundne konstanter, findes god overensstemmelse.

Den målte middellagertemperatur i jordvoluminet over en 25 døgns periode sammenlignes også med teoretiske beregninger, lavet af Lunds Universitet, over varmetabet fra et lager under et hus. Det skal bemærkes, at de udførte målinger stemmer godt overens med de teoretiske beregninger.

Der er lavet et forsøg med overføring af entalpi fra tagrum til drænlag med fugtig luft. Den varme luft fra tagrummet ledes ned over vandoverfladen i et glasdækket bassin, hvor den bliver tilført vanddamp. Den varme, fugtige luft føres derefter ned i lageret i det kolde drænlag, hvor vanddampen kondenserer. Fra lageret føres den afkølede luft tilbage til tagrummet. Målingerne viser en betydelig forøget varmeoverføring i forhold til varmeoverføring med tør luft.

Varmeoverføring til drænlaget med tør luft er også målt. Der er optegnet målte temperaturprofiler for varmetilførsel og for afkøling af drænlaget uden varmeudtag (dvs. overtabet). Desuden er tryktabet gennem stenmagasinet målt og beregnet.

Endelig er der udført forsøg med at overføre varme fra luften i tagrummet til vand ved hjælp af en standard varmeventilator. Ved at indskyde en 200 liter varmtvandsbeholder i kredsløbet har det været muligt på solrige dage at yde mere end 200 liter varmt brugsvand af 45°C.



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 119, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11			
TAGRUMSSOLFANGER, DTH		KKH	82.02.18
Situationsplan		1:700	1001

4.1 Beskrivelse af tagrumssolfangeren

Prøvestanden består af to ens tagrum mod syd, et målerum mod nord samt to ens terrændækkonstruktioner, og den har følgende hoveddata:

bebygget areal:	$7,5 \cdot 8,0$	$= 60,0 \text{ m}^2$
tagareal mod syd:	$5,9 \cdot 7,5$	$= 44,3 \text{ m}^2$
et tagrums indv. areal:	$4,0 \cdot 3,6$	$= 14,4 \text{ m}^2$
et tagrums indv. volumen:	$0,5 \cdot 4,0 \cdot 4,0 \cdot 3,6$	$= 28,8 \text{ m}^3$
målerummets indv. areal:	$3,7 \cdot 7,2$	$= 26,6 \text{ m}^2$
målerummets indv. volumen:	$3,7 \cdot 7,2 \cdot 3,45$	$= 91,9 \text{ m}^3$

Tagrummene kaldes TAGRUM A og TAGRUM B, og taghældningen mod syd er 45° . Det øst-vestgående fundament i bebyggelsens midte deler terrændækket op i to deldæk, hvor det nordlige dæk ligger under målerummet, mens det sydlige dæk ligger under tagrummene. Fundamentet er overalt indvendigt isoleret med 100 mm Rockwool Pladebatts 2. Det skal bemærkes, at prøvestanden har en fladeazimuth på 17° .

4.2 Gulvkonstruktionen

De to deldæk kaldes LAGER 1 og LAGER 2 og har samme opbygning. Gulvkonstruktionen består nederst af en 250 mm tyk betonplade, hvor der er indstøbt en korrugeret slange PEH $\varnothing 113$ ($d_y/d_i = 130/113$) for luftgennemblæsning og PEL $\varnothing 40$ ($d_y/d_i = 40/33$) for væskegennemstrømning. Der er valgt PEH-slanger for luftgennemblæsning, idet disse kan klare op til 120°C kortvarigt og $80-90^\circ\text{C}$ vedvarende, mens PVC-slanger ved temperaturer større end 60°C har fare for sammenklapning af slangerne. PEL-slanger er selvbærende op til $80-90^\circ\text{C}$, og er derfor bedre end PVC-slanger m.h.t. temperaturbestandighed. Manifolden for PEH $\varnothing 113$ er en 3,4 m lang trækasse med huller, se tegning nr. 1043 i [9].

Over betonpladen er udlagt 200 mm søsingels (32-64 mm) for luftgennemblæsning. Manifolden hertil er en trekantet trækasse.

Isolation bestående af 200 mm Rockwool Pladebatts 4 lægges på vindtæt pap på stenene. På mineralulden er armeringsnet (T6) opklodset 14 mm, og til dette er gulvvarmeslanger PEL $\varnothing 20$ ($d_y/d_i = 20/16$) af fabrikat Wirsbo Pex fæstet med 250 mm afstand mellem slangerne. Denne slange er meget stiv, så en bukkefix til 90° bøjninger lettede udlægningsarbejdet meget.

Et betonlag på 80 mm tykkelse er udstøbt og pudset til færdigt gulv.

4.3 Tagrummene

Ved at lave to tagrum kan to forsøg køre samtidigt.

Alle spær i prøvestanden er 75 x 150 mm. En statisk beregning af spær og vægstolper er foretaget. Gulvet i tagrummene er en 22 mm spånplade svømmende på 150 mm Rockwool Pladebatts 2. Væggene er 12 mm halvhård træfiberplade, og det skal bemærkes, at alle vægge og gulve i tagrummene er malet matsorte.

Taget over tagrummene udformes i første omgang som en drivhusafdækning med 3 mm glas. Det er en billig og forholdsvis enkel afdækning, der på dage med solskin vil give høje temperaturer i tagrummene. Tagrummene tættes efter almindelig håndværksmæssig standard, men det er svært at opnå en fuldstændig tæthed p.g.a. de specielle afslutninger ved kippen, ved spærfoden samt ved drivhusafdækningens sider.

4.4 Målerummet

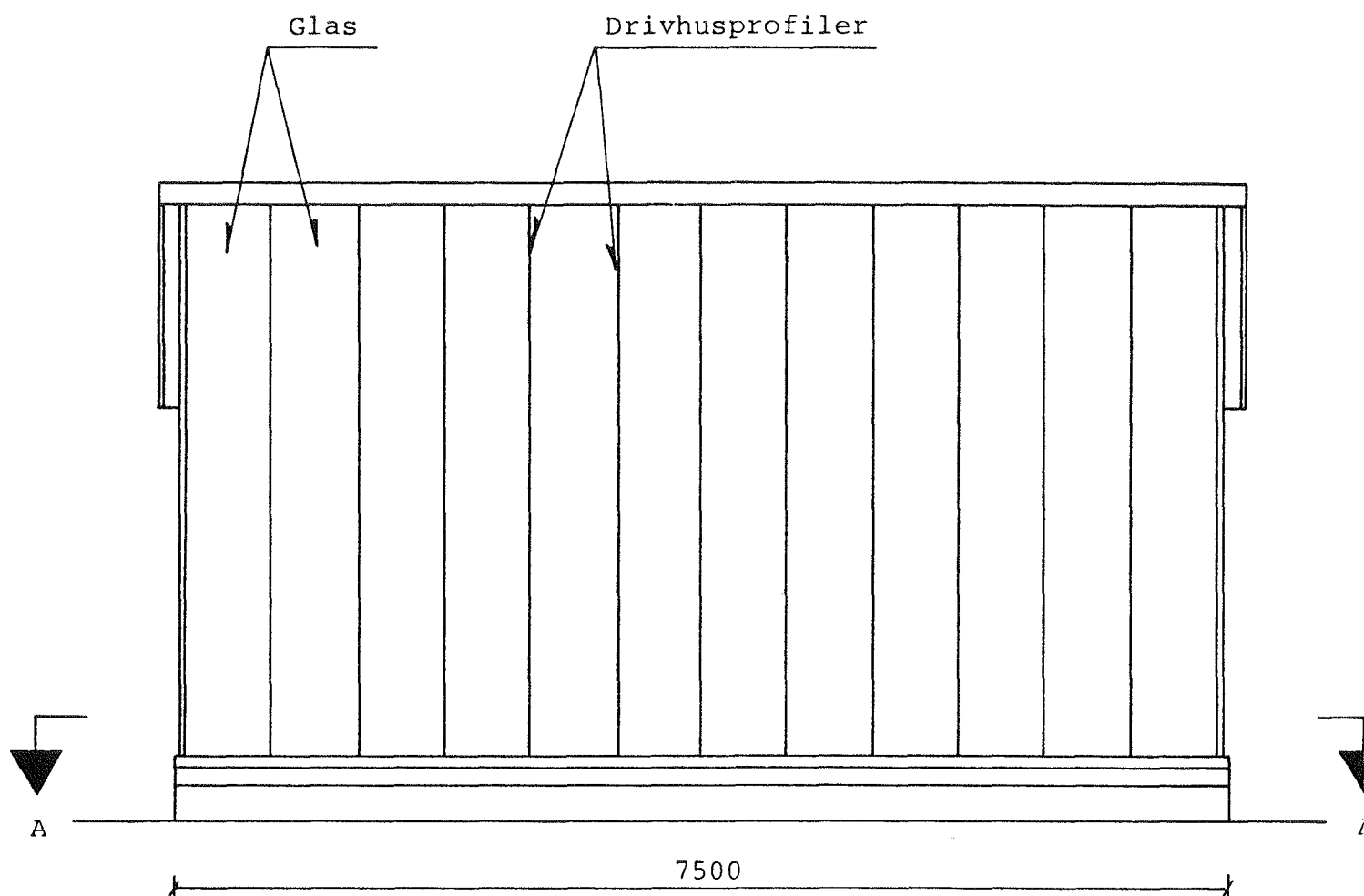
Væggene er en stolpekonstruktion med mineraluld imellem stolperne. Dog opsættes yderligere en krydsisolering mod målerummet. Isolationen er 150 mm Rockwool A-batts i vægge og 200 mm i loft. Mod målerummet er der opsat 0,15 mm polyethylenfolie og en 12 mm halvhård træfiberplade. Væggenes

udvendige side består af vindtæt pap, spredt forskalling samt 13 mm vandfast krydsfiner. Tagbeklædningen er bølgeeternit.

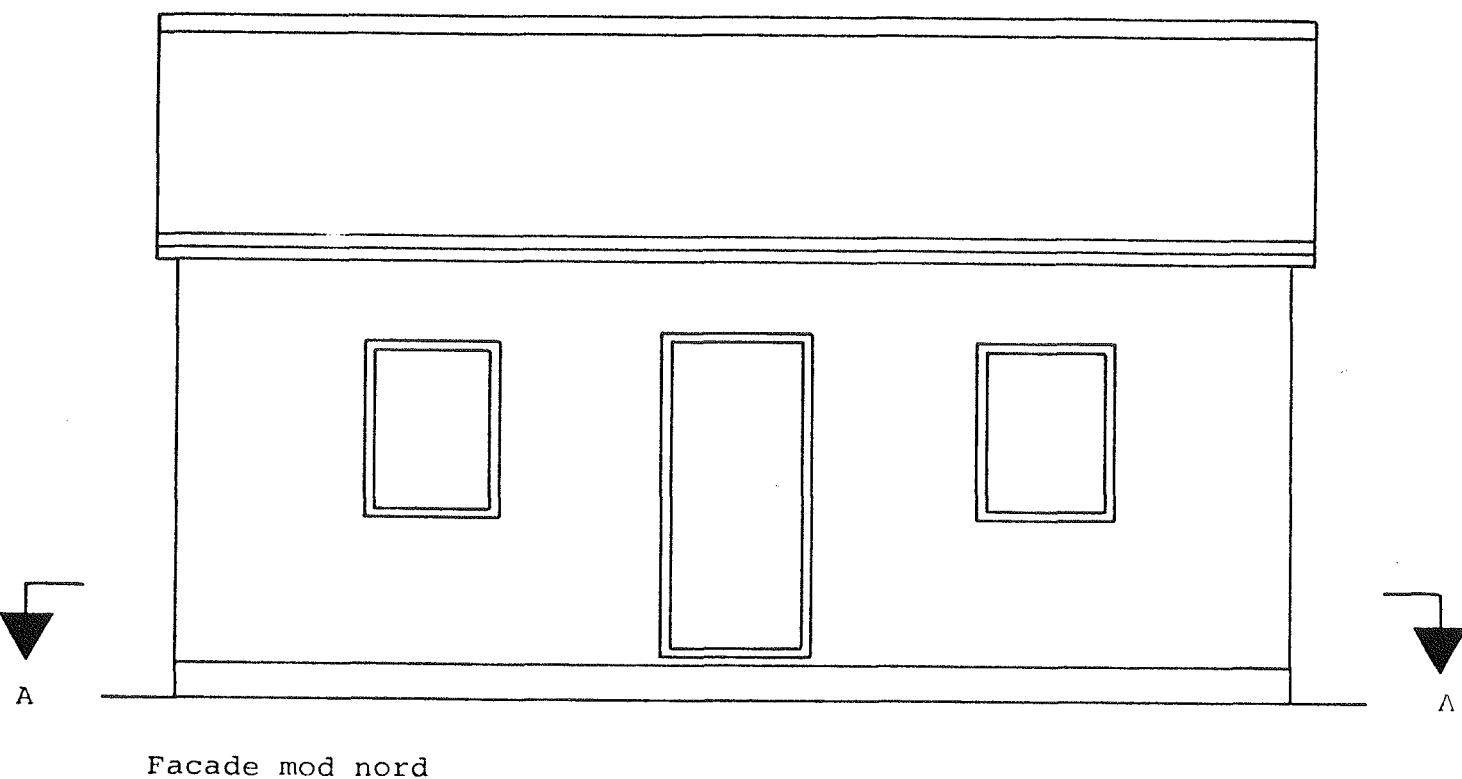
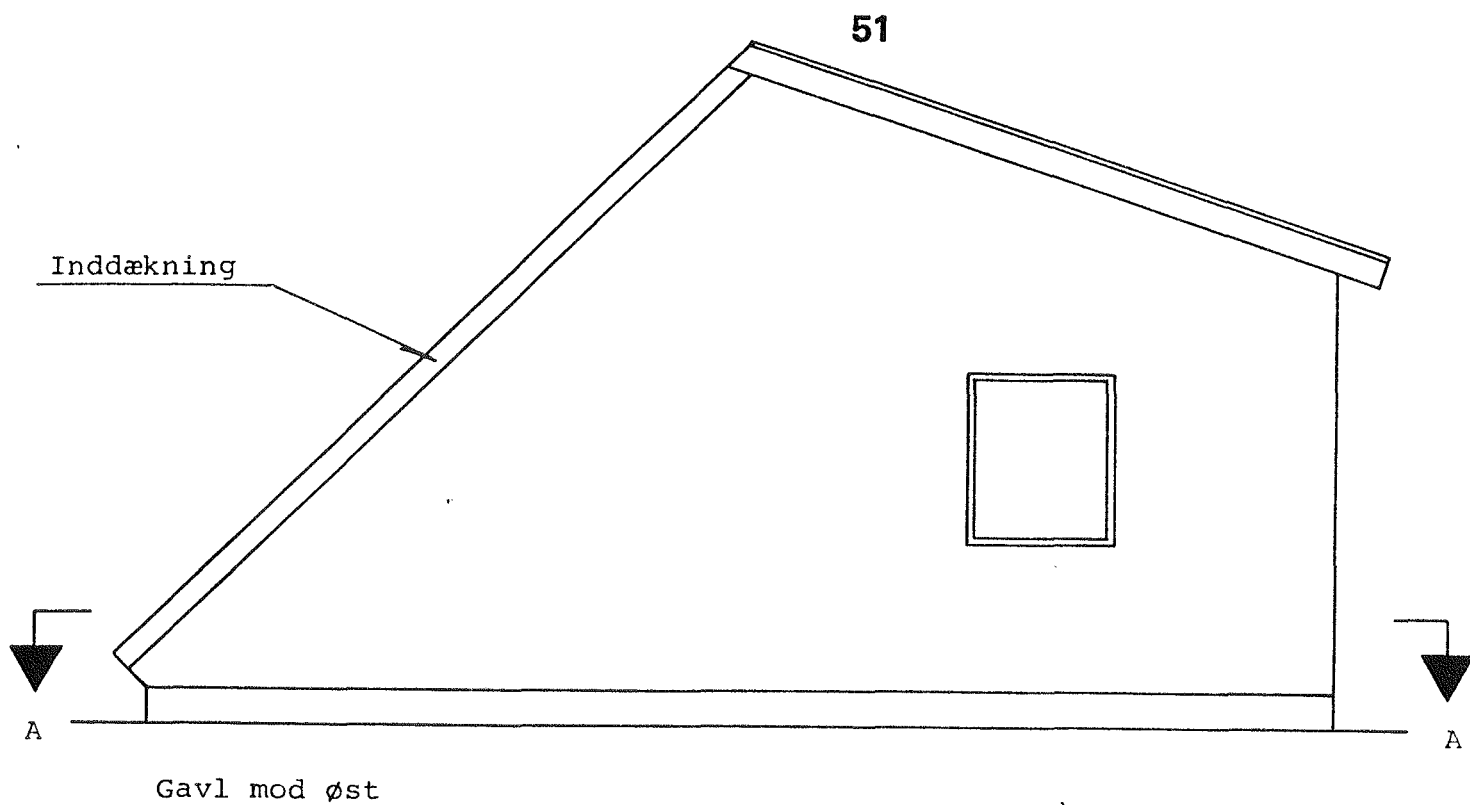
Målerummets dimensionerende varmetab er 2015 W, hvoraf transmissionstabet er 1515 W og ventilationstabet er 500 W. Varmetalsberegningen er medtaget i appendix 3 i [9]. Det skal bemærkes, at en fremløbstemperatur på 35°C på gulvvarmesystemet kan dække 1400 W.

4.5 Tegninger

Samtlige tegninger, der er indgået i udbudsmaterialet, er rettet efter arbejdets udførelse (se følgende sider), mens beskrivelsen for udbud er medtaget i appendix 4 i [9].



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.08.20
Facade mod syd (Drivhusafdækning)	1:50	1005.1



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.08.20
Gavl mod øst og facade mod nord	1:50	1005.2

Udsugning i gulv

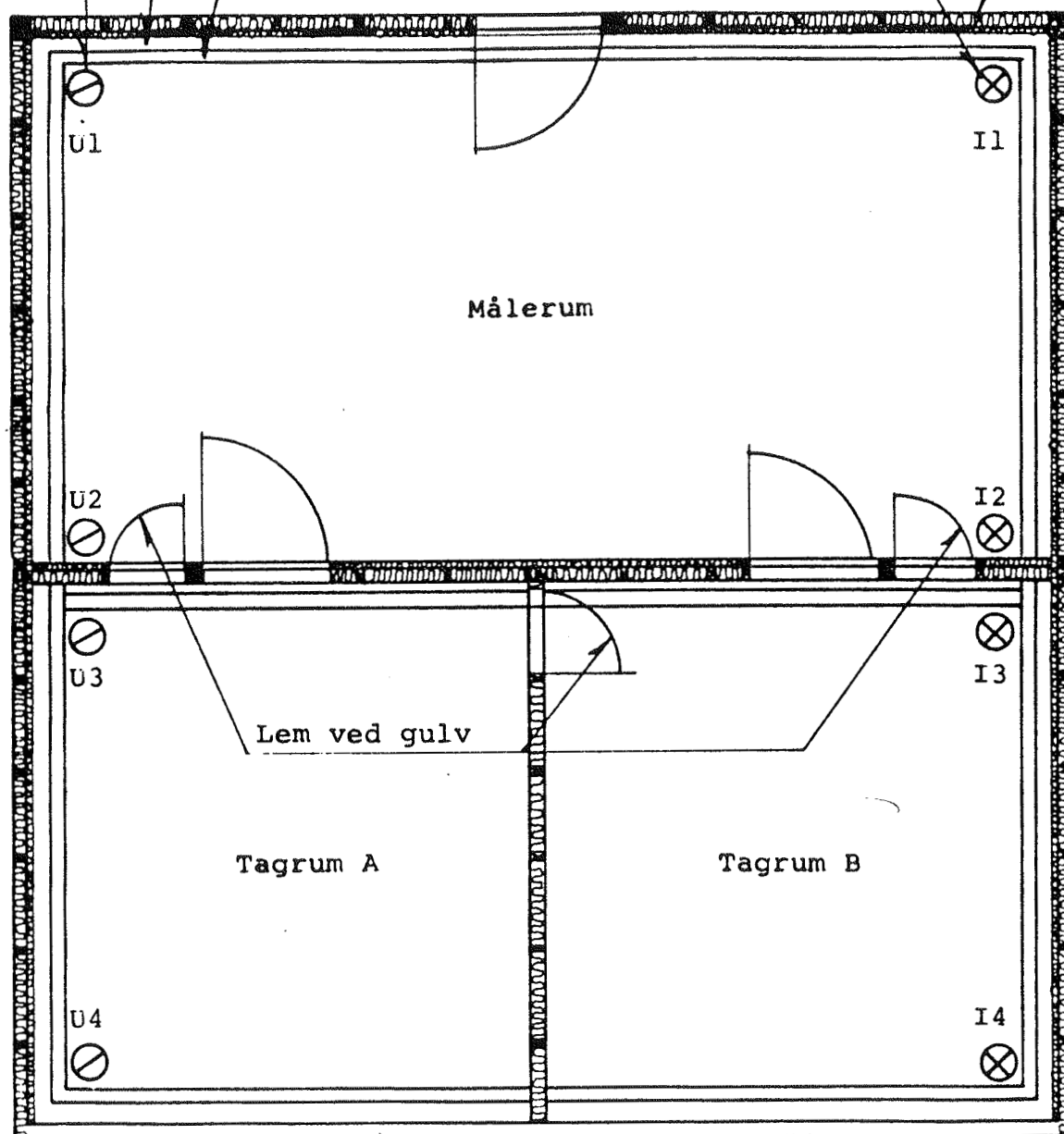
52

Fundament

Fundament
isolering

Indblæsning i gulv

50x100 træ



Snit A-A (Spær og drivhusafdekning ikke vist),

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

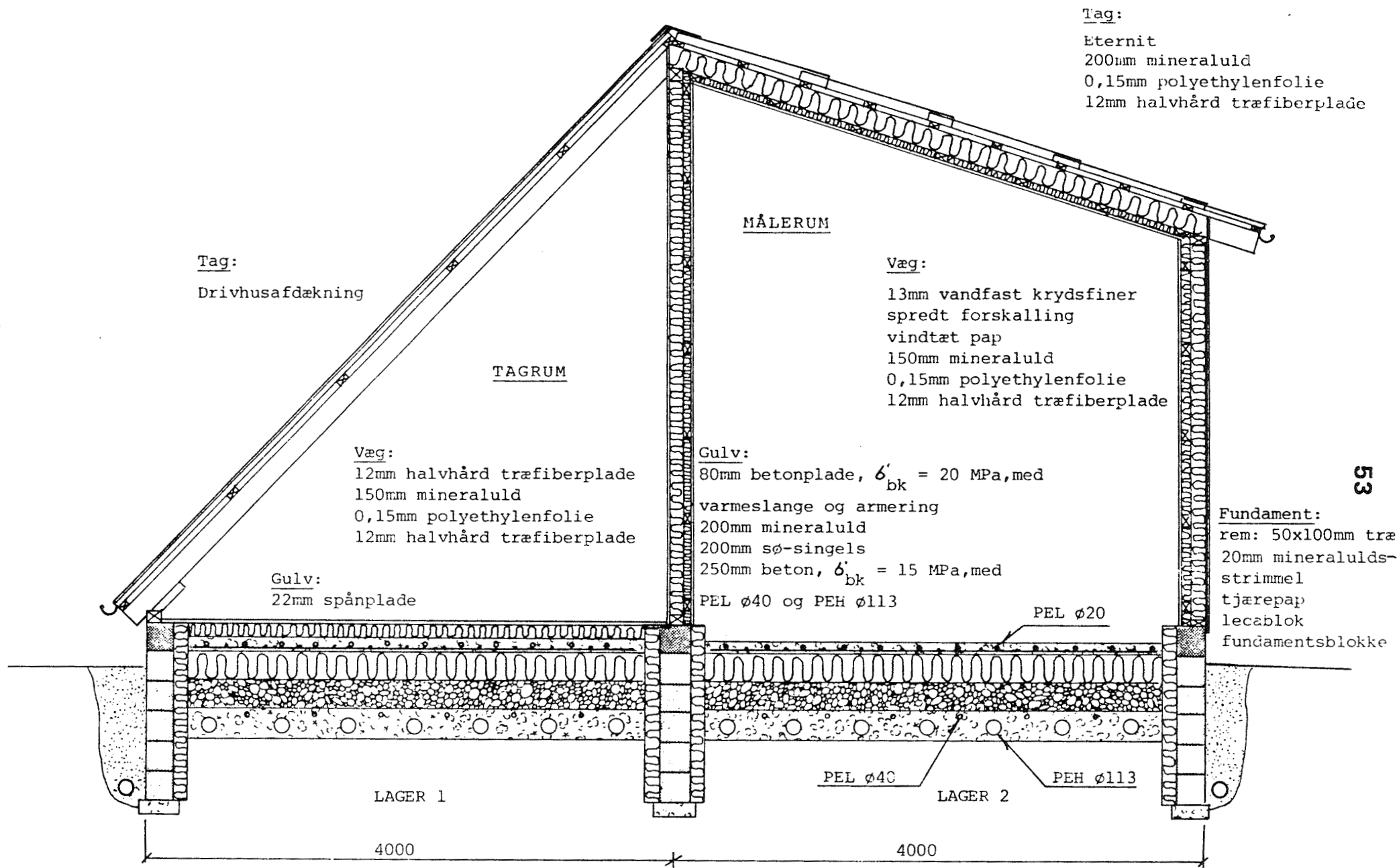
TAGRUMSSOLFANGER, DTH

Snit A-A

kkh/ae 79.08.20

1:50

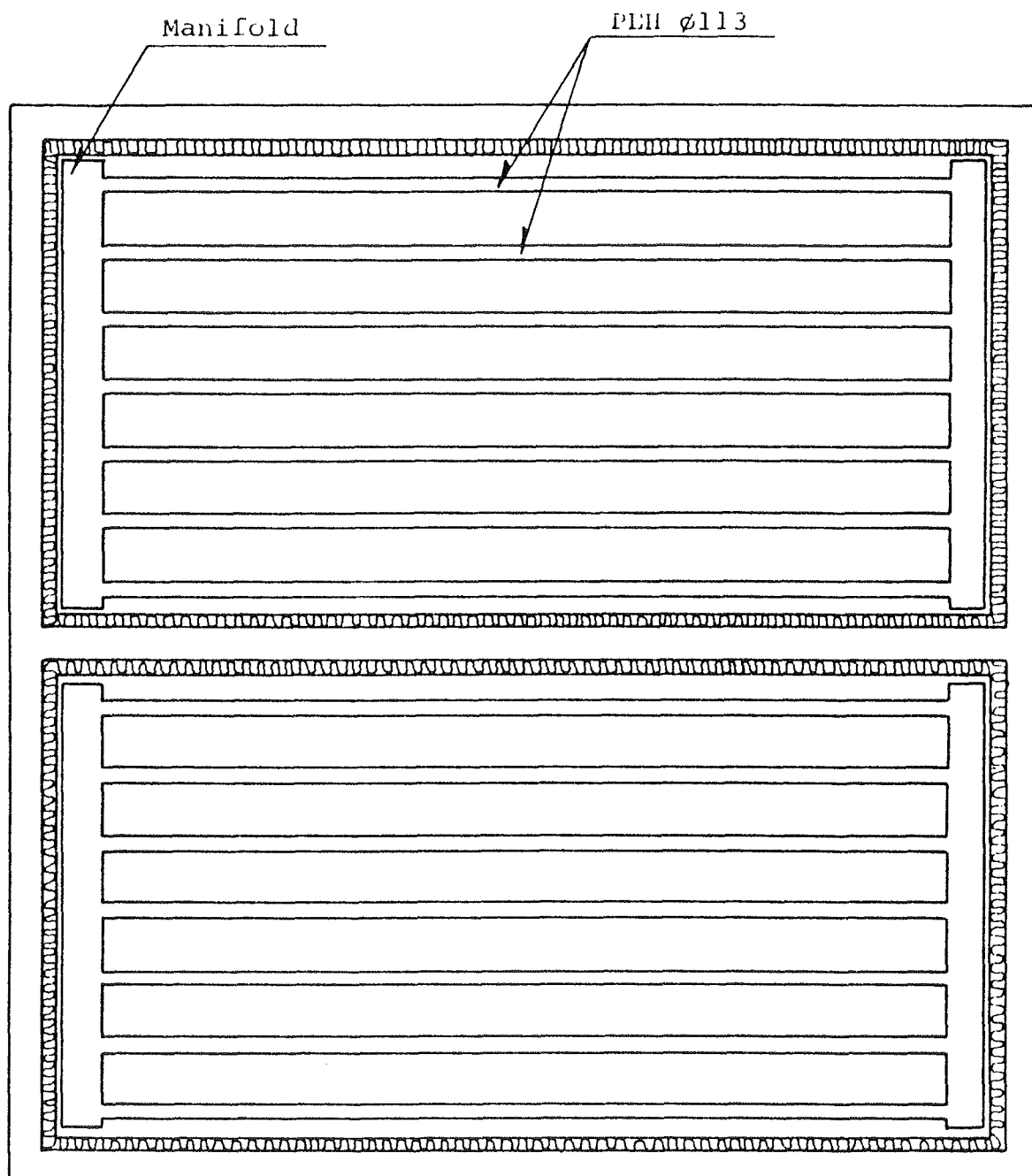
1005.3



53

79.08.20 Rettet efter
arbejdets udførelse

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.08.20
Tværsnit	1:37	1010



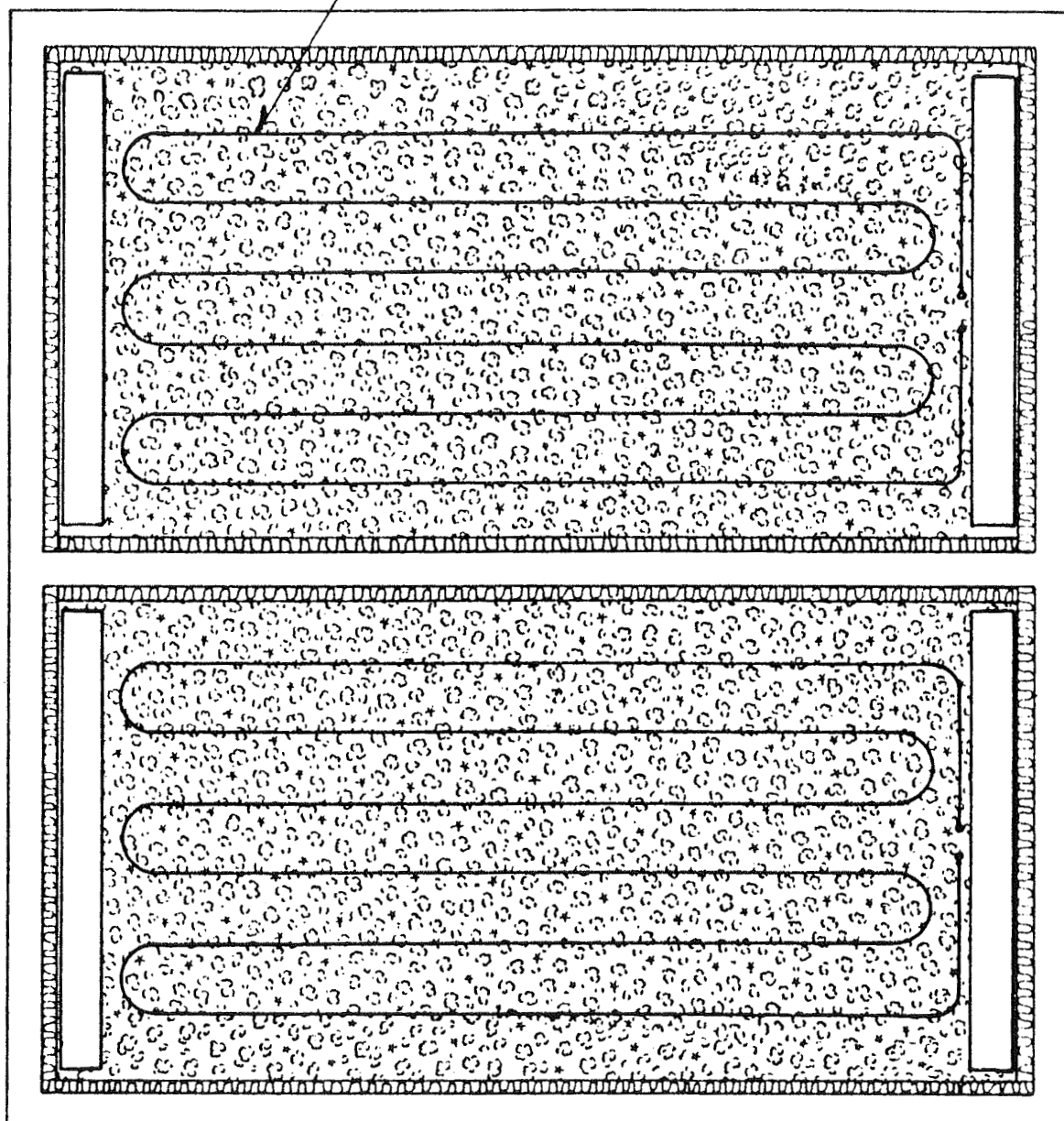
Note:

Beton ikke vist

79.08.09 rettet efter
arbejdets udførelse.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.05.18
PEH Ø 113 indstøbt i beton på jord	1:50	1031

PEL ø40



79.08.09 rettet efter
arbejdets udførelse.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

kkh/ae

79.05.18

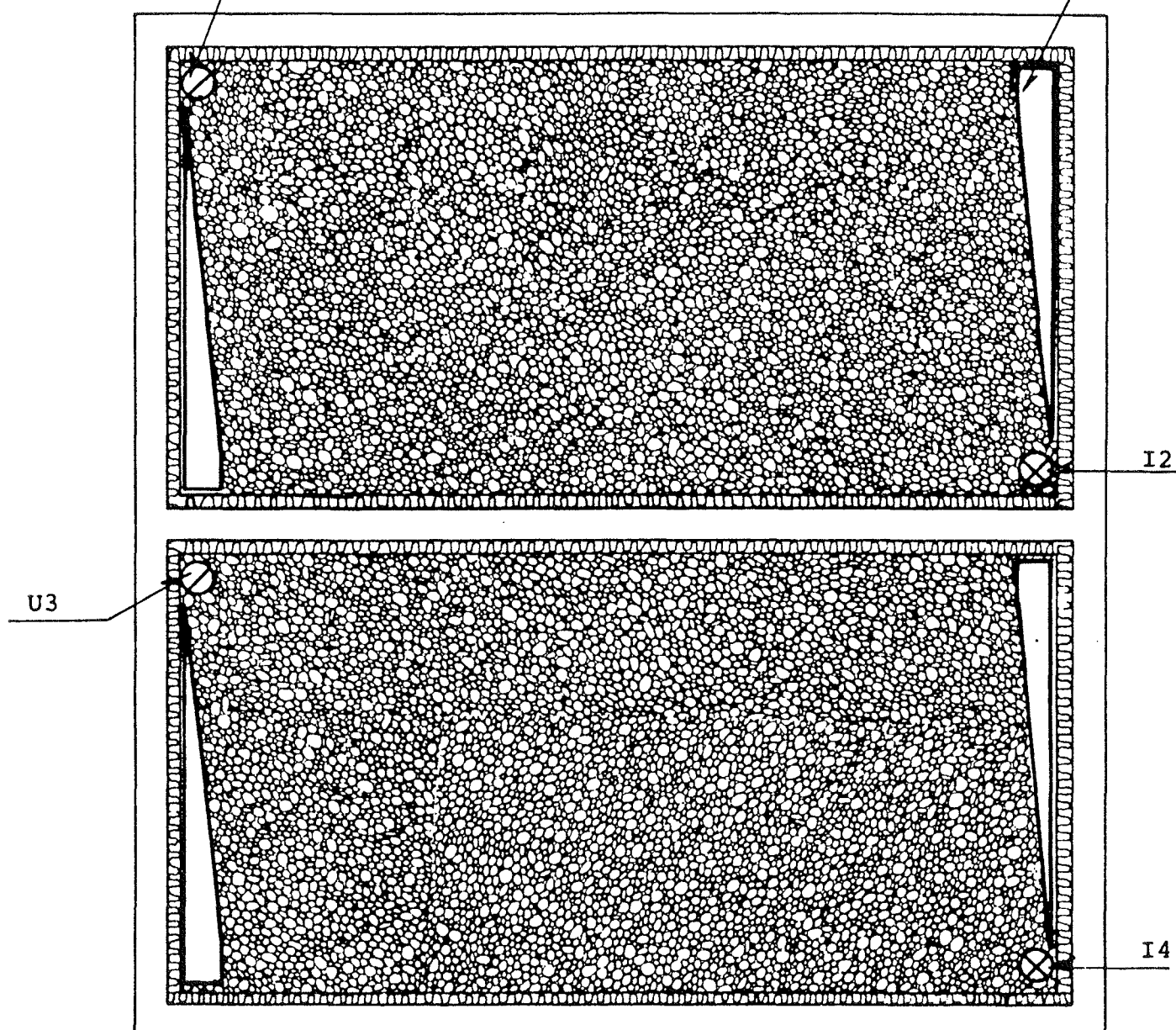
PEL ø40 indstøbt i beton på jord

1:50

1033

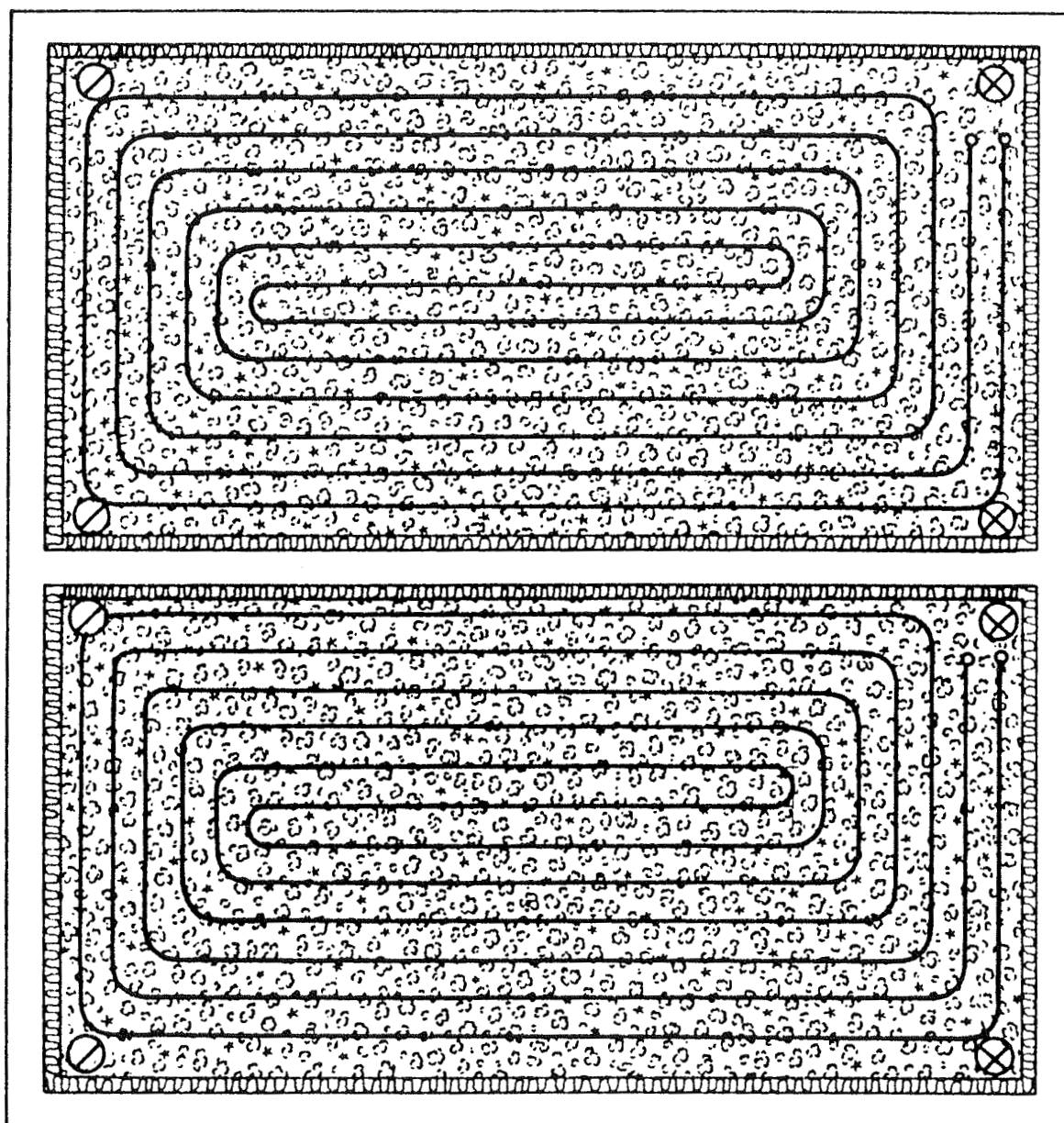
U1: Udsugning fra underliggende manifold

Manifo



79.08.09 rettet efter
arbejdets udførelse.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-883511		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.05.18
Vandret snit i laget med søsingels	1:50	1035



79.08.09 rettet efter
arbejdets udførelse.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER

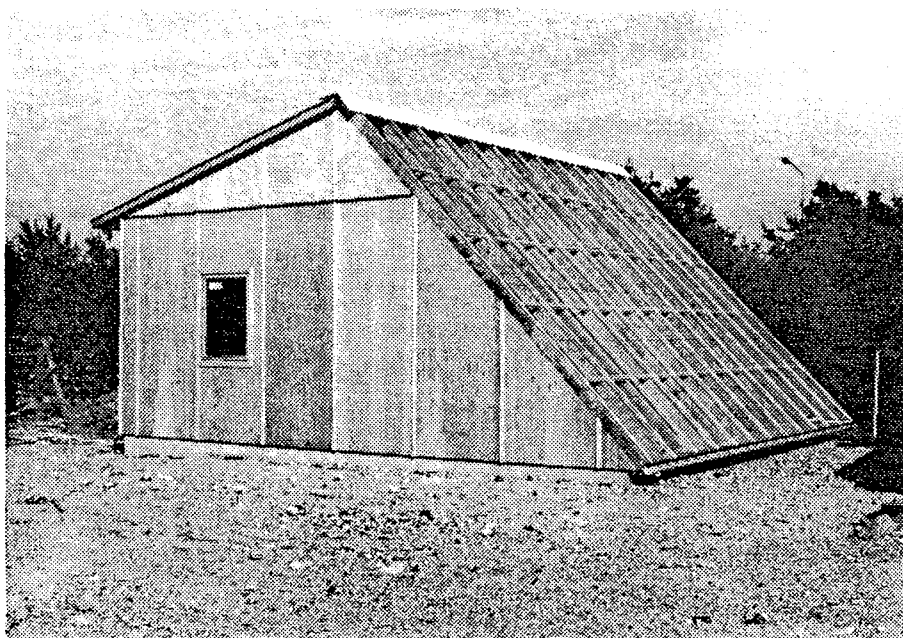
kkh/ae

79.05.18

PEL ø20 indstøbt i betongulv

1:50

1037



Figur 17. Den færdige forsøgsopstilling med tagrum mod syd og målerum mod nord. Inddækningen langs drivhusafdækningens sider er aluminium, mens den i afdækningens top er 30° eternit.

5. Varmpumpe mellem jordlager og gulvvarmeslanger

For at udnytte de lave temperaturer i jordlageret under gulvkonstruktionen må der indsættes en varmepumpe. Selve systemet med et jordlager under huset, der bliver tappet med en varmepumpe og fyldt op igen med varme fra solfangere, er modelberegnet både herhjemme og i udlandet. Så vidt det vides, er beregningerne dog kun i begrænset omfang eftervist i praksis.

Her skal beskrives en opstilling med en almindelig kompressionsvarmpumpe, der netop er indsat mellem jordlager og gulvvarmeslanger.

5.1 Varmpumpeopstilling i princip

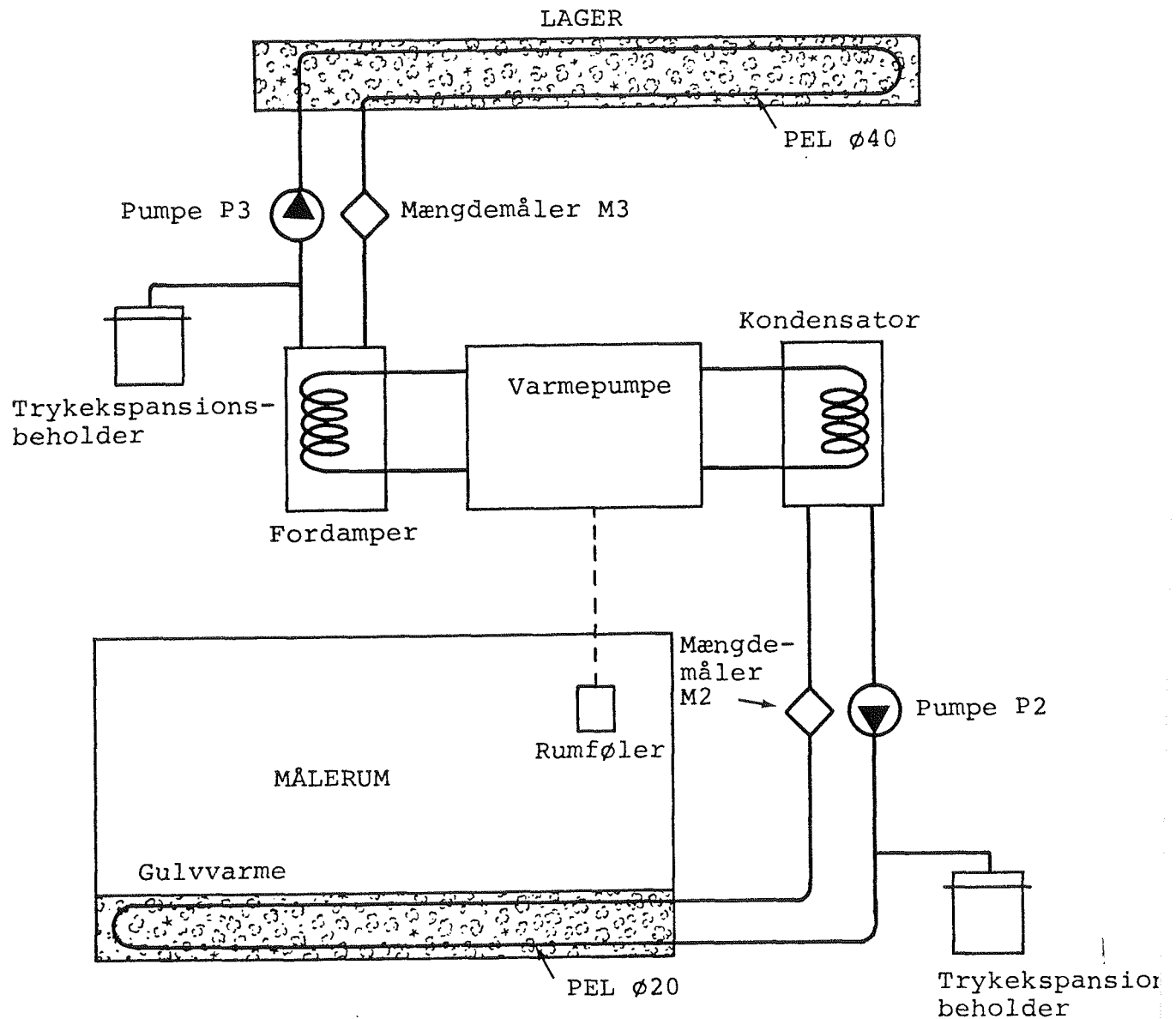
Princippet i opstillingen ses i tegning nr. 1201. Varmepumpens "kolde" side er tilsluttet slanger PEL $\varnothing$ 40, der er indstøbt i beton på jord. Slangerne i de to lagre, se tegning nr. 1033, er koblet parallelt; der er således ialt 72 m "jordslange" tilsluttet. De 72 m jordslange svarer til $1,5 \text{ m/m}^2$. Tagrumssolfangeren i tværsnit, tegning nr. 1010, viser betonlagets placering.

Varmpumpens "varme" side er tilsluttet målerummets varmeslanger, der er indstøbt i betongulvet. Gulvvarmeslangerne PEL $\varnothing$ 20 er udlagt cirkulært, se tegning nr. 1037.

Varmpumpen styres af en termostat med rumføler, der er placeret ved målerummets loft, og reguleringen er on/off. Rumfølerens placering ved loftet skyldes hensynet til træk fra døren til tagrummet.

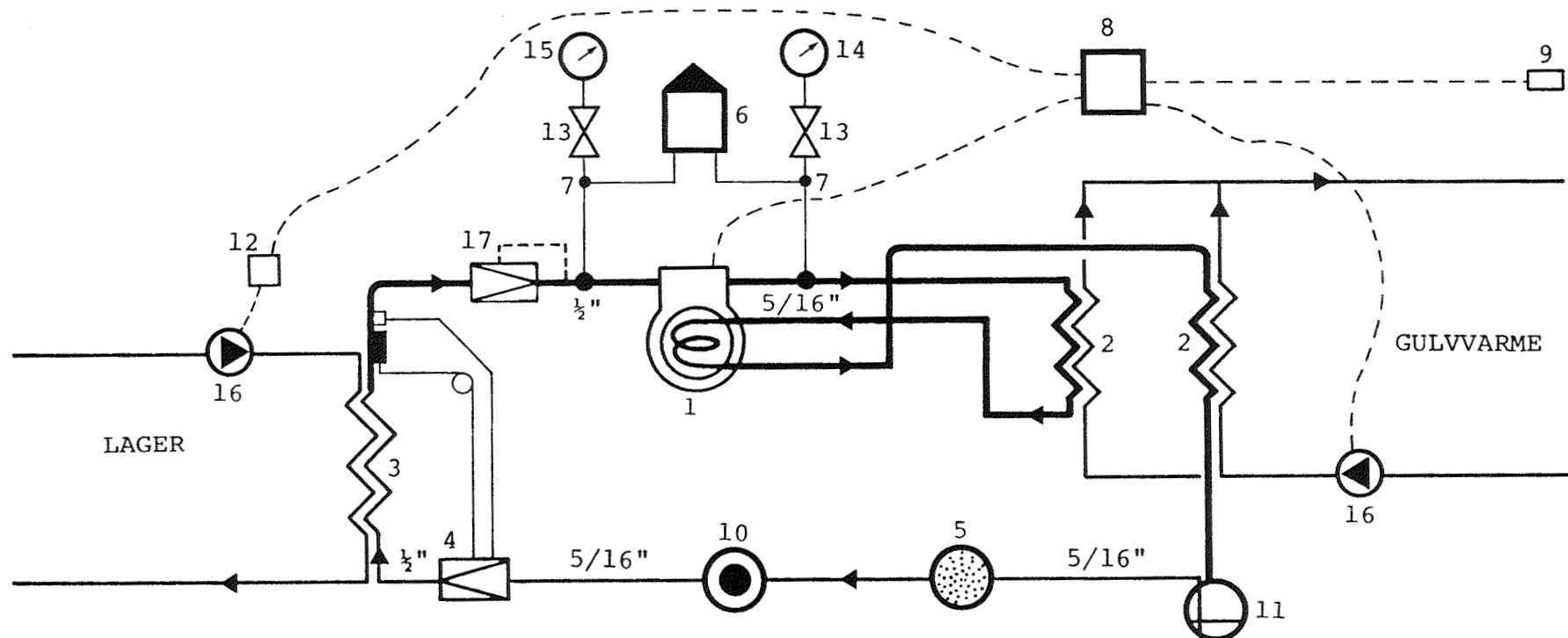
5.2 Varmpumpetilslutninger

Varmpumpen, der er designet i samarbejde med Jørgen Møller, Danfoss, ses i princip på tegning nr. 1207. Danfoss har i foråret 1979 udviklet et nyt kompressorprogram, hvoriblandt kompressoren med typebetegnelsen SC15D findes. Index D angiver, at kompressoren kan anvendes til R502 og R22 kølemidler.


LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH
Varmepumpeopstilling i princip

KKH/KS	80.09.05
-	1201



61

- | | |
|---|---|
| 1. Hermetisk kompressor Danfoss SC15D/220V | 10. Skueglas Danfoss SGI 6 (best.nr.014-0034) |
| 2. Kondensator PACKLESS COAX 050, 2 stk. | 11. Recipient Danfoss 0,7 l |
| 3. Fordamper Wieland V1 | 12. Elektronisk timer |
| 4. Ekspansionsventil Danfoss TEY 2-0.5 (best.nr. 68-6073) | 13. Afspærringsventil Danfoss BML 6 (best.nr.9G-0102) |
| 5. Tørrefilter Danfoss DC 162 (best.nr. 23U0116) | 14. Manometer Skaneks (best.nr. 240815) |
| 6. Pressostat Danfoss KP 15 (best.nr. 60-1245) | 15. Manometer Skaneks (best.nr. 240823) |
| 7. Kapillarrør Danfoss (best.nr. 60-0070) | 16. Pumpe |
| 8. Drifttermostat Danfoss RT 24 (best.nr. 17-5285) | 17. Startregulator Danfoss CPL 12 (best.nr. 34N0131) |
| 9. Rumføler | |
- Note: Kølemiddel R502, ca 1 kg.
Mængdemålere, ventiler m.v. på vandsiderne er ikke vist.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH VARMEPUMPE, PRINCIPDIAGRAM	kkh/ae	80.03.17
		1207

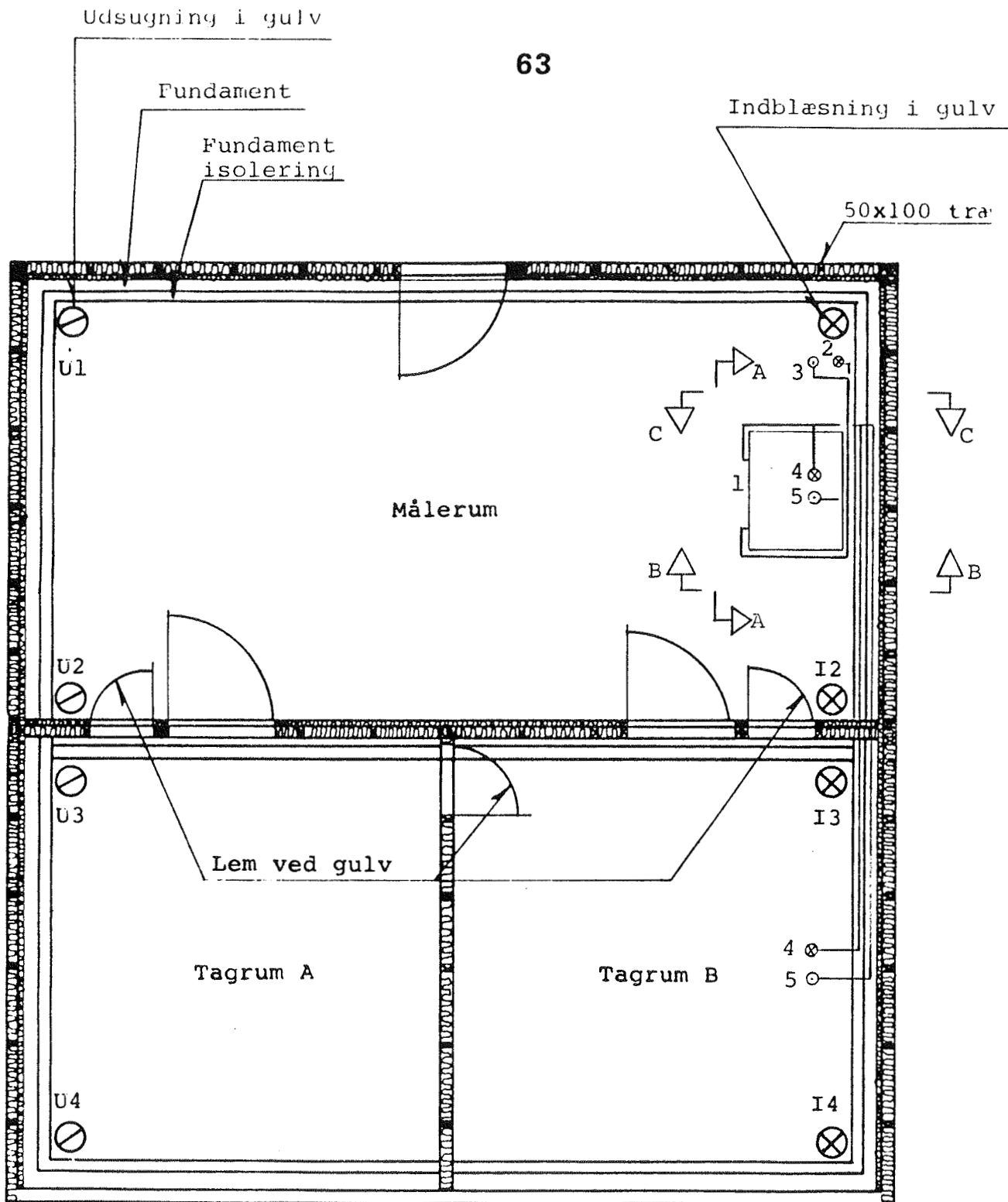
Alle kompressortyperne er forsynet med olie kølerspiral i oliesumpen og det kræver, at kondensatoren udføres to-delt. Den komprimerede gas fra kompressorens trykstuds kondenseres delvis i den første del af kondensatoren. Kondensatet ledes derefter tilbage i kompressorens olie kølingsspiral, hvor det fordamper og optager varme fra kompressoren. Den endelige kondensering finder sted i kondensatorens anden del. Olie kølingen medfører følgende fordel: Kølingen er så effektiv, at kompressoren i almindelighed kan isoleres totalt. Herved sikres, at al effekt til kompressoren kan overføres til varmesiden.

I øvrigt er der indsat sikkerhedsudstyr, der består af presostat og startregulator, til at forhindre overbelastning af kompressoren. Startregulatoren skal modvirke, at for høje lagertemperaturer kan skade kompressoren. Position 12 på tegning nr. 1207 er en elektronisk timer, der først afbryder væske cirkulationen i lagerkredsen 30 sekunder efter at kompressoren er stoppet. Det skyldes hensynet til frysningssfare i fordamperen.

Varmepumpen er opstillet i målerummets østlige ende, og den praktiske tilslutning til lager- og gulvvarmeslanger er vist på tegning nr. 1210. Måling og regulering af vandstrøm til de to kondensatorer er vist på tegning nr. 1221, og måling og regulering af væskestrømmen til de to jordslanger er vist på tegning nr. 1222. Væsken i jordslangerne er en blanding af 60% vand og 40% ethylenglycol, og væsken er således frostsikret ned til -25°C .

5.3 Målingerne

Alle temperaturer måles med termoelementer. Tegning nr. 1030 og tegning nr. 1030.1 viser i plan og snit målepunkter i jord. På tegning nr. 1030.1 er pkt. 15 ca. 0,15 m under u.k. beton, mens punkt 16 og punkt 18 er henholdsvis 0,65 m og 1,15 m under u.k. beton.



A-A Se tegn. nr. 1207

B-B Se tegn. nr. 1221

C-C Se tegn. nr. 1222

1. Varmepumpe

2. Til gulvvarmeslange, se tegn. nr. 1037

3. Fra gulvvarmeslange

4. Til jordslanger, se tegn. nr. 1033

5. Fra jordslanger

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

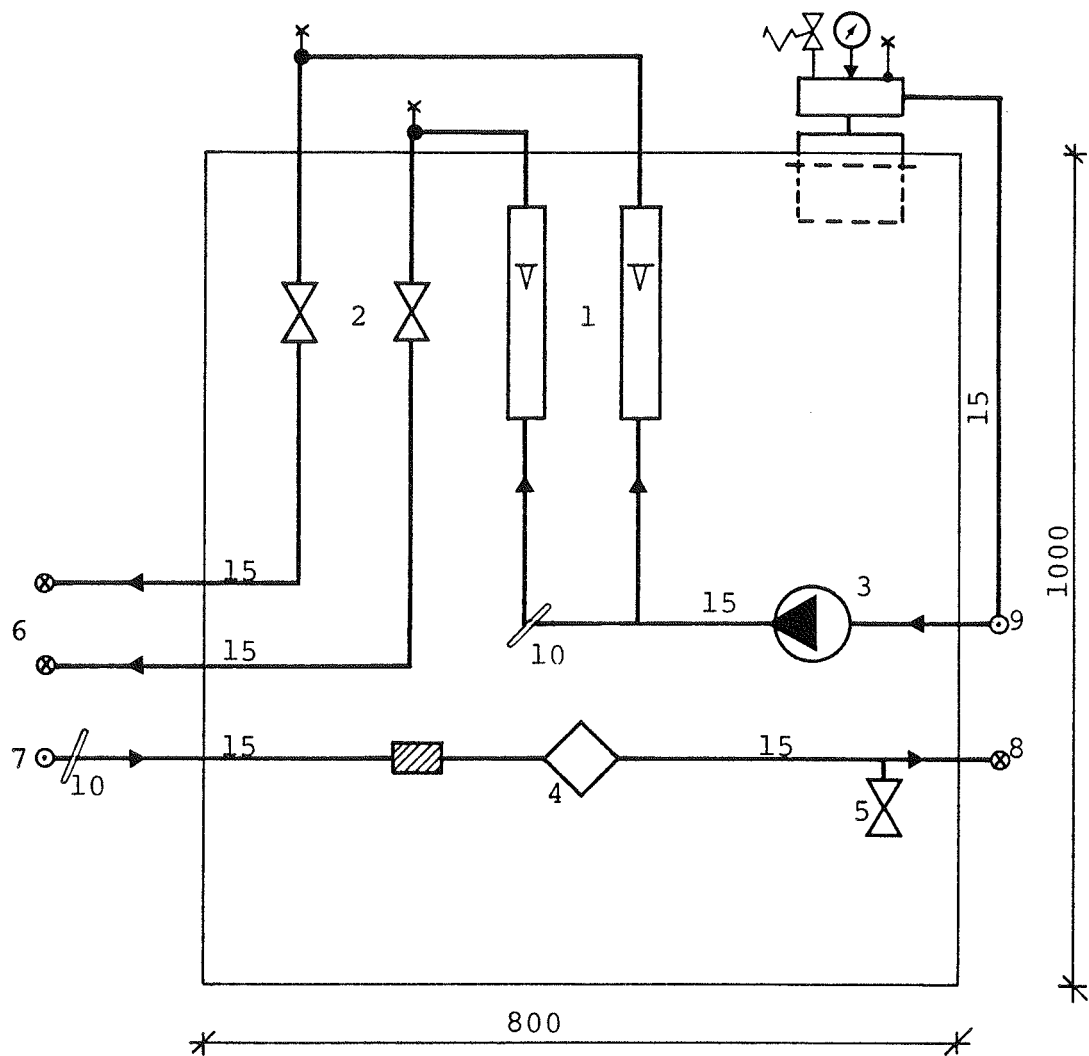
TAGRUMSSOLFANGER, DTH
Varmepumpetilslutninger.

KKH/KS

80.09.05

1:50

1210



1. Flowmåler
2. Strengreguleringsventil
3. Pumpe P2
4. Mængdemåler M2
5. Aftapningsventil

6. Til kondensatorer
7. Fra kondensatorer
8. Til gulvvarmeslange PEL $\varnothing 20$
9. Fra gulvvarmeslange
10. Dykrør

Signaturer efter DS/R 106.5

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

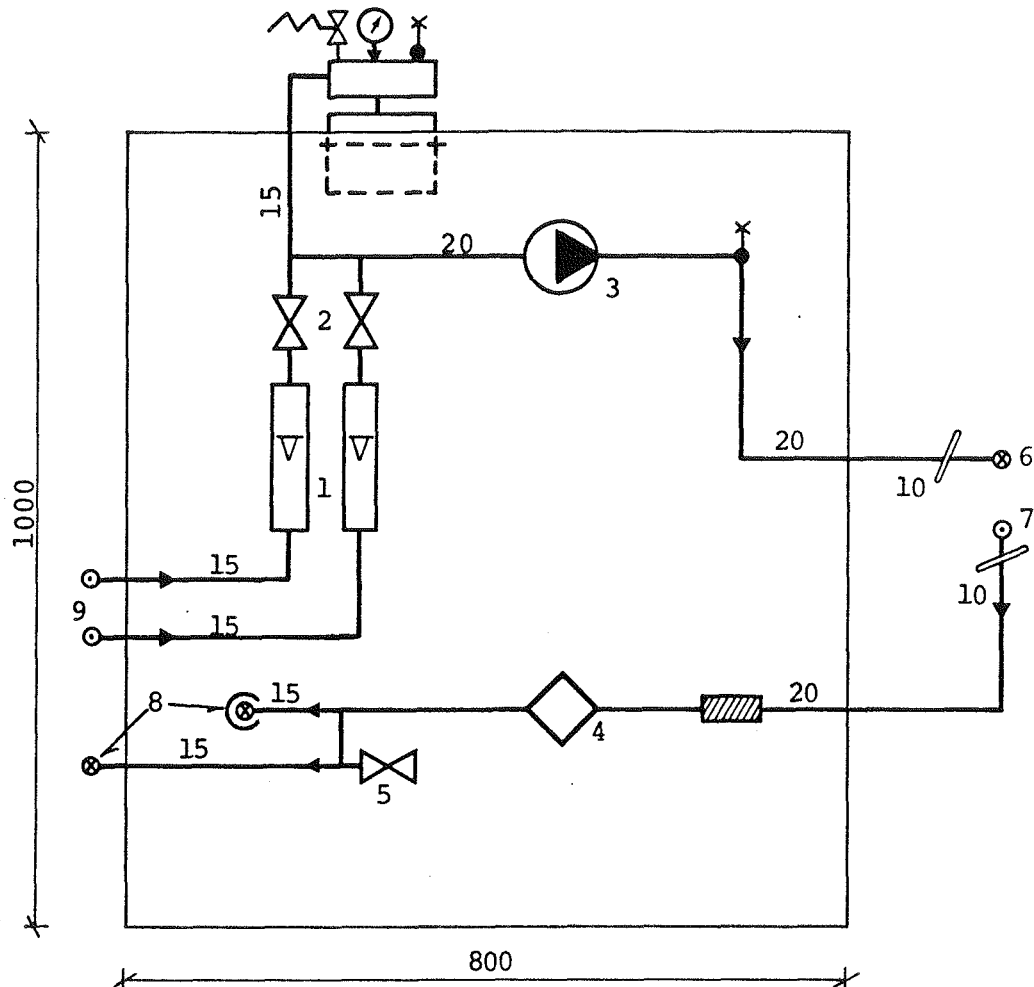
KKH/KS

80.09.05

Måling og regulering af vandstrøm til de to kondensatorer

—

1221



1. Flowmåler
2. Strengreguleringsventil
3. Pumpe P3
4. Mængdemåler M3
5. Aftapningsventil

6. Til fordamper
 7. Fra fordamper
 8. Til jordslanger PEL $\varnothing 40$
 9. Fra jordslanger
 10. Dykrør
- Signaturer efter DS/R 106.5

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

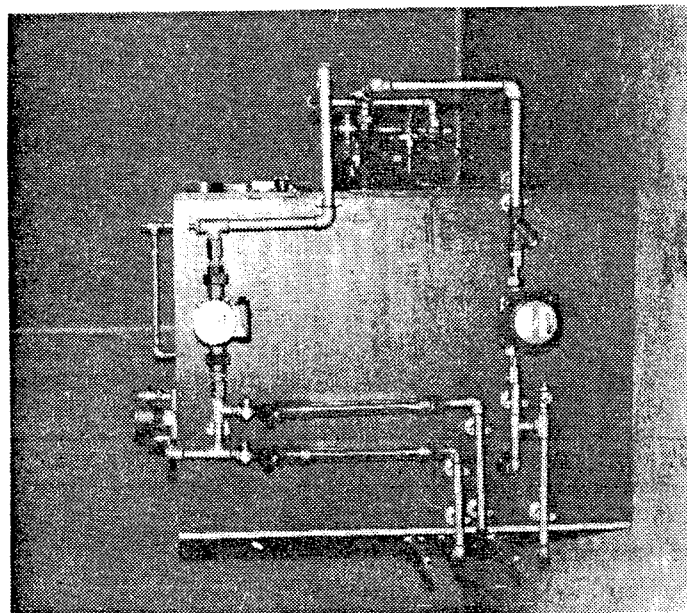
KKH/KS

80.09.05

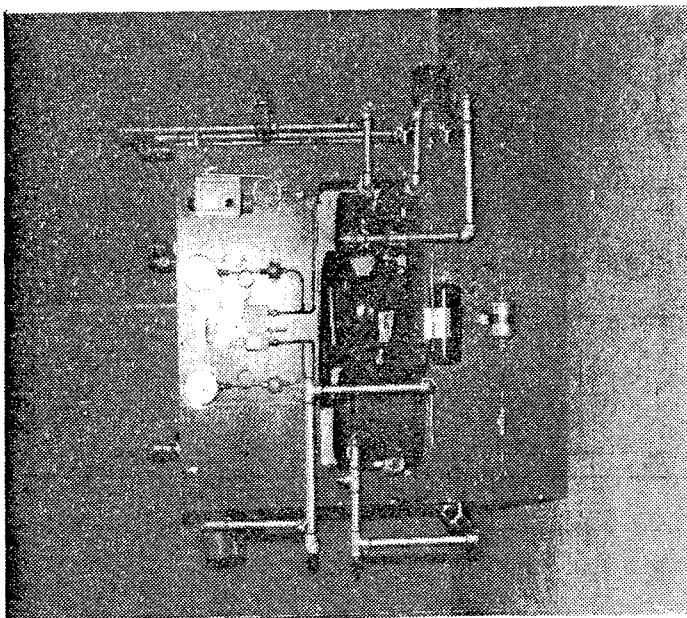
Måling og regulering af væskestrøm til de to jordslanger.

—

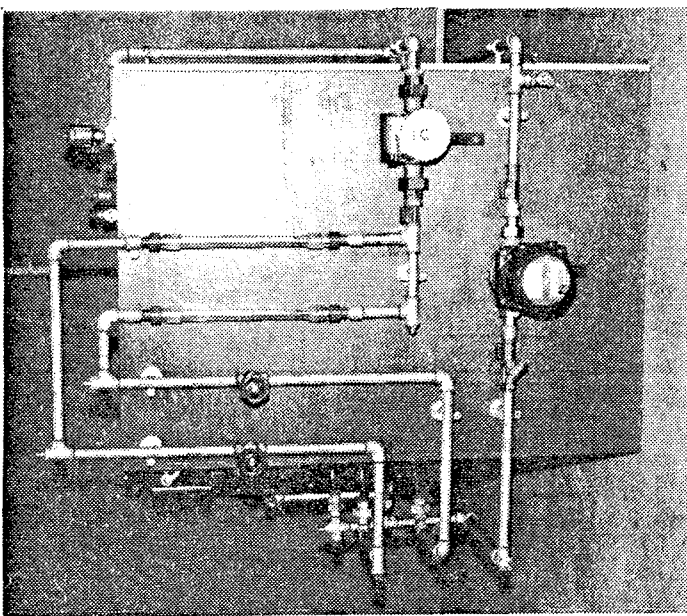
1222



å. Den "kolde" side. Måling og regulering af væskestrøm til de to jordslanger.

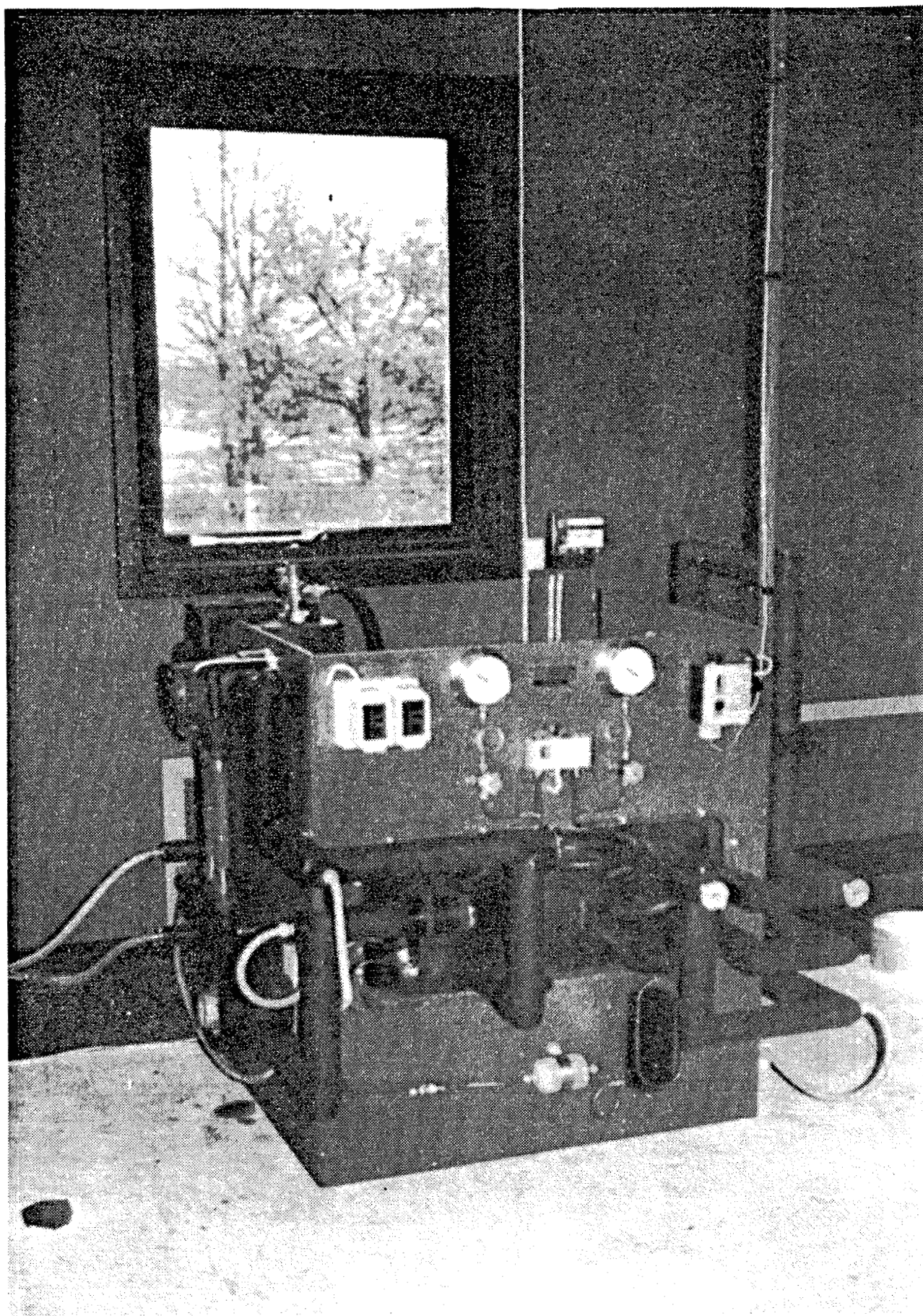


b. Varmepumpen med sikkerhedsudstyr. Fordamperen er til venstre.

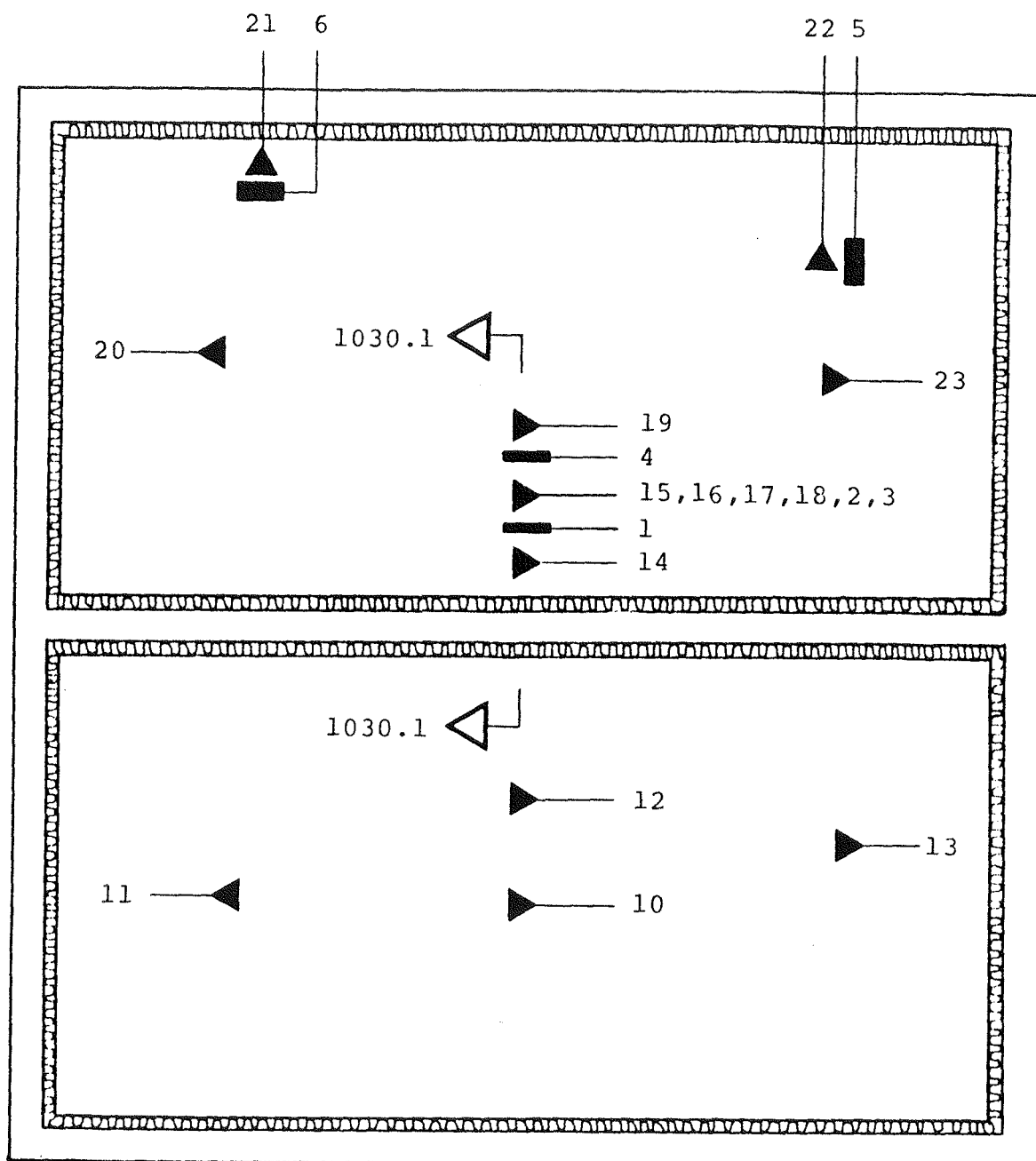


c. Den "varme" side. Måling og regulering af vandstrøm til de to kondensatorer.

Figur 18. Varmepumpeopstillingen fotograferet i værkstedet. Opstillingen er skruet på siderne af en ca. 80·100·100 cm trækasse.



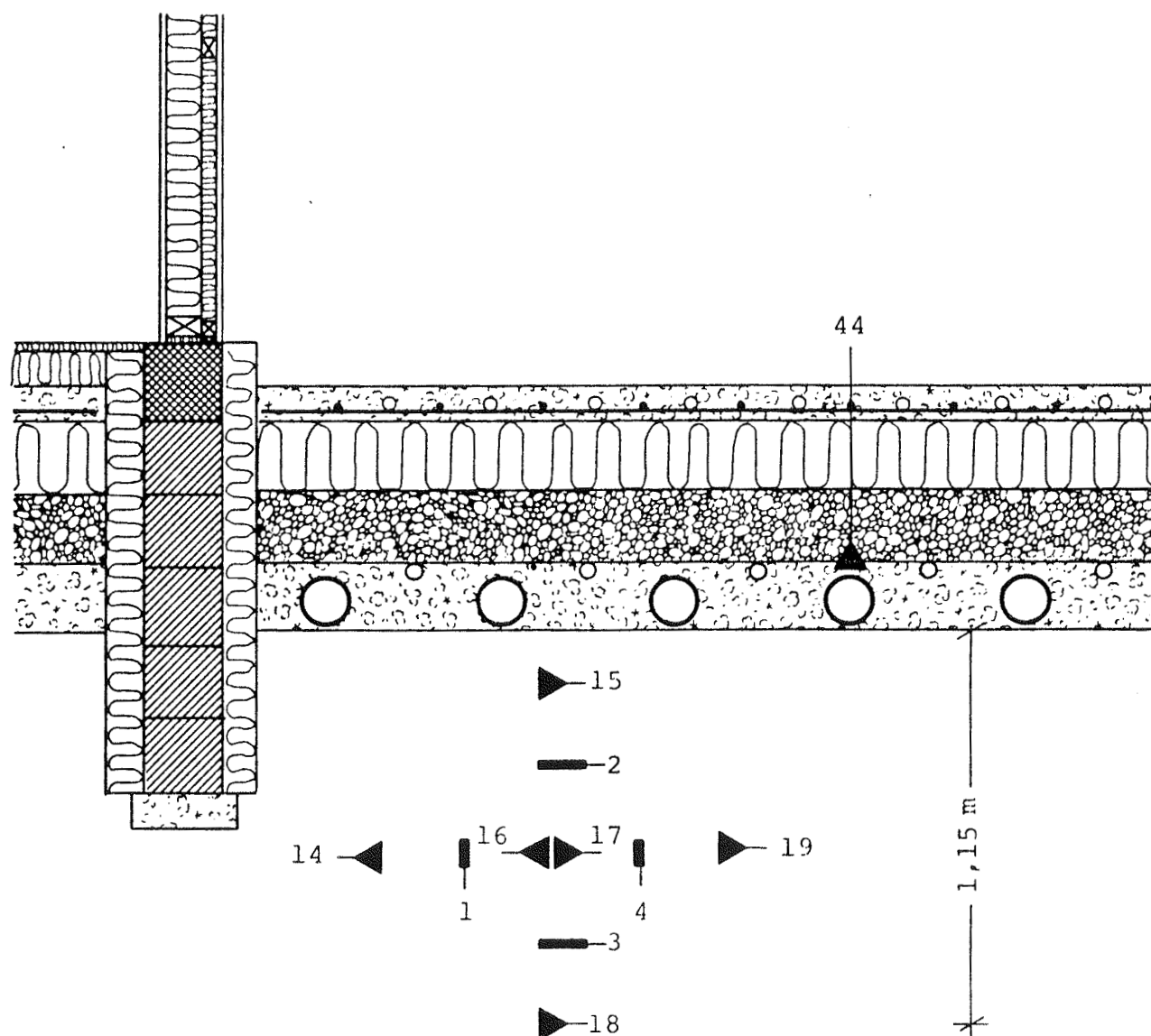
Figur 19. Varmepumpeopstillingen fotograferet i målerummet



Note:

Signaturerne angiver målepunkternes placering.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.08.09
Målepunkter i jord	1:50	1030



Note:

Signaturerne angiver målepunkternes placering.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/æ	79.08.09
Målepunkter i jord, snit ved midterfundament	1:20	1030.1

På tegningerne nr. 1221 og 1222 er vist dykrørene for måling af absolut temperatur og temperaturdifferens, der måles med en termosøjle med 10 elementer.

Elforbruget til kompressor og pumper fås ved aflæsning af en kWh-måler.

5.4 Måleresultater

Ved forsøget er der anvendt en datalogger, der hvert 20. minut skriver de målte mV-spændinger ud på en papirstrimmel. Omregning til grader Celcius er foretaget manuelt.

Fig. 20 a og fig. 20 b viser måleresultater fra perioden 18/2 - 4/3 1980 optegnet på kurveform. Der er vist kompressorens køre- og stilstandstid, fremløbstemperatur til og afkøling over gulvslange, returløbstemperatur og temperaturstigning over jordslange, udelufttemperatur samt lagertemperaturen i fire dybder.

Gennemsnitsværdier for de målte 15 dage er udregnet i fig.21. Her skal specielt bemærkes pos. 4, hvor varmepumpeanlæggets effektfaktor er udregnet til $\epsilon_A = 2,1$. Fratrækkes den til cirkulationspumperne tilførte effekt på $2 \cdot 0,13 = 0,26$ kW, fås effektfaktoren for varmepumpen alene til $\epsilon_{vp} = 2,95$. Dette kan sammenholdes med brochureblad fra Danfoss, hvor der med temperaturerne $T_c = 45^\circ\text{C}$ og $T_o = -8^\circ\text{C}$ kan aflæses en ydelse på 2100 W og en effektfaktor på $\epsilon_{vp} = 3,0$. Varmepumpens relativt høje Carnotvirkningsgrad (pos. 7) skyldes sandsynligvis også den effektive isolering af kompressor og rør, alt i alt viser fig 21, at tabene i anlægget er minimale.

Det dimensionerende varmetab for målerummet er 2015 W ved $t_u = -12^\circ\text{C}$. Ved en middeludetemperatur på 0°C i måleperioden bliver varmetabet $\phi_{\text{målerum}} = (2,015/32) \cdot (20-0) = 1,26$ kW. Kompressoren har kørt i 66% af tiden (pos. 8), og

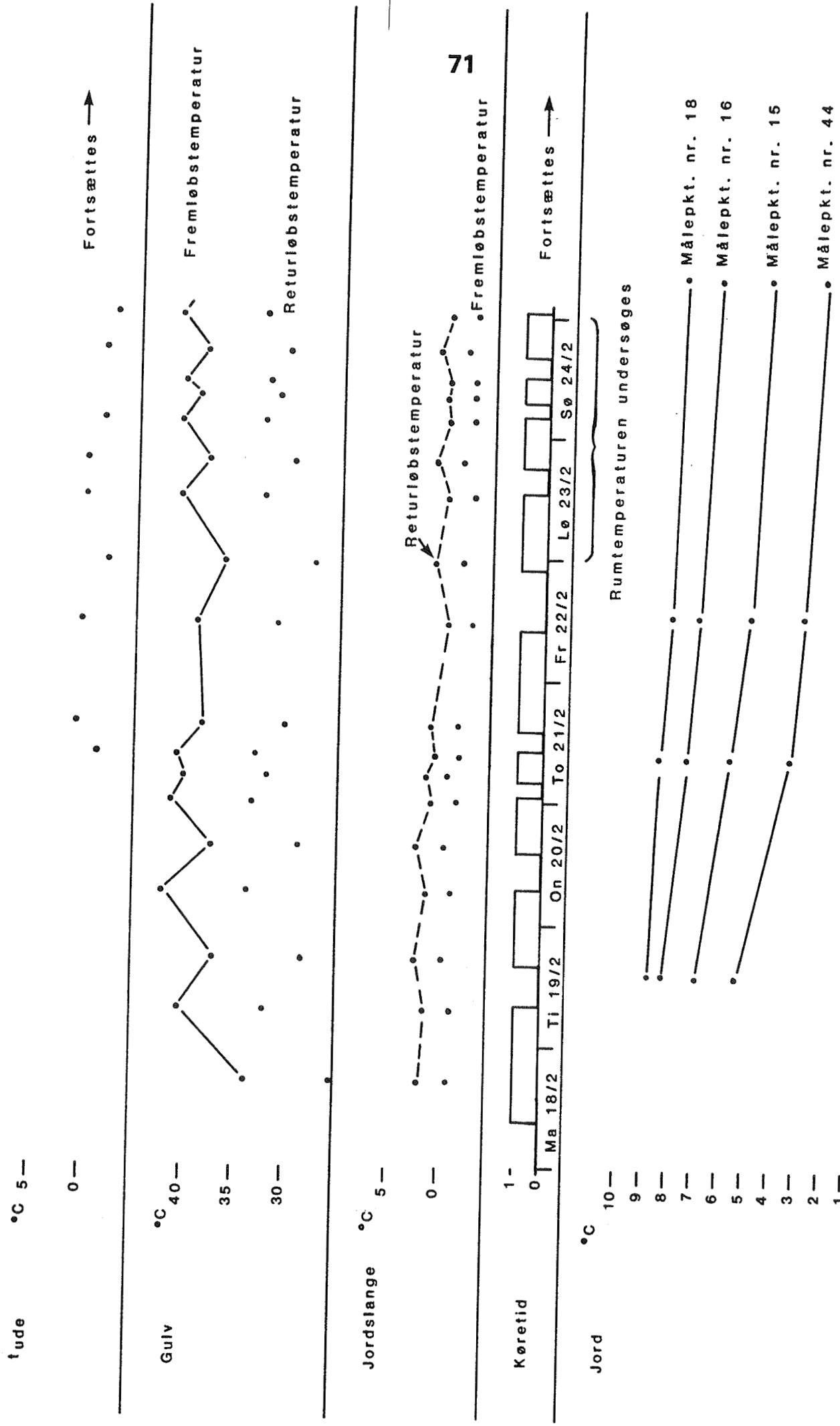


Fig. 20a Måleresultater på kurveform.

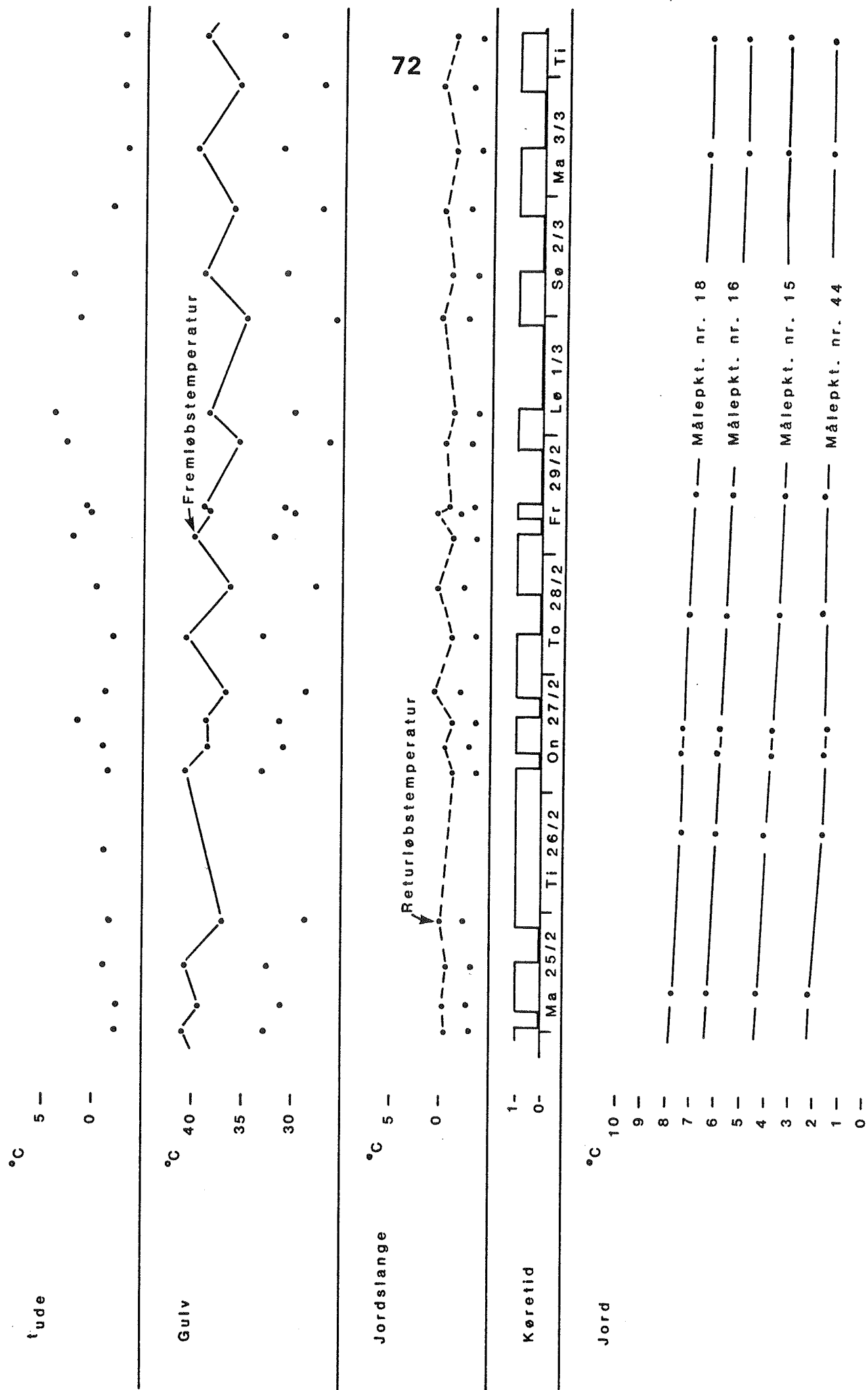


Fig. 20b Måleresultater på kurveform (forts.)

Fig. 21. Gennemsnitsværdier for de målte 15 dage

- 1) Varmepumpeanlæggets ydelse (afgivet til gulvvarmesystem):

$$m_{\text{vand}} = \frac{200}{3600} = 0,056 \text{ kg/s}$$

$$c_{\text{vand}} = 4,2 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{vand}} = 8,30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_c = m_{\text{vand}} \cdot c_{\text{vand}} \cdot \Delta T_{\text{vand}} = 0,056 \cdot 4,2 \cdot 8,30 = 1,95 \text{ kW}$$

- 2) VP optaget fra jord:

$$m_{\text{jordvæske}} = \frac{440}{3600} = 0,122 \text{ kg/s}$$

$$c_{\text{jordvæske}} = 3,4 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \text{ (40\% ethylenglycol, 60\% vand)}$$

$$\Delta T_{\text{jordvæske}} = 2,53 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_o = m_{\text{jordvæske}} \cdot c_{\text{jordvæske}} \cdot \Delta T_{\text{jordvæske}} = 1,22 \cdot 3,4 \cdot 2,53 = 1,03 \text{ kW}$$

- 3) Optagen el-effekt
- $W = 0,92 \text{ kW}$
- (målt) incl. cirkulationspumpe

$$4) \text{ Varmepumpeanlæggets effektfaktor } \epsilon_A = \frac{Q_c}{W} = \frac{1,95}{0,92} = 2,1$$

$$5) \text{ Varmepumpens effektfaktor } \epsilon_{VP} = \frac{1,95}{0,92 - 0,26} = 2,95 \text{ (excl. cirkulationspumpe)}$$

$$6) \text{ VP's carnoteffektfaktor } \epsilon_c = \frac{T_c}{T_c - T_o} = \frac{273 + 45}{45 - (-8)} = 6,0$$

$$7) \text{ VP's carnotvirkningsgrad } \eta_c = \frac{\epsilon_{VP}}{\epsilon_c} = \frac{2,95}{6,0} = 0,49$$

$$8) \text{ VP har ialt kørt } \frac{236 \text{ timer}}{360 \text{ timer}} \approx 66\% \text{ af tiden}$$

dette medfører en afgivelse i middel på $\bar{Q}_c = 0,66 \cdot 1,95 = 1,29$ kW. Det kan hermed konstateres, at teori og praksis stemmer godt overens.

5.5 Diskussion

På trods af den korte driftsperiode på 15 dage er der kommet rimelige resultater frem. Gulvvarmesystemet i beton-gulvet, som varmepumpens "varme" side er tilsluttet, giver køretider for varmepumpen på mindst tre timer, og tilsvarende bliver stilstandstiderne mindst tre timer. Varmepumpen har ialt kørt 66% af tiden.

Fremløbstemperaturen til gulvvarmesystemet har svinget mellem 35°C og 42°C i perioden, og afkølingen over systemet har været $8,3^{\circ}\text{C}$ i middel. Fremløbstemperaturen til jordlageret har i hele perioden ligget under 0°C ; i den første trediedel af perioden kom den kun en gang under $-2,5^{\circ}\text{C}$, mens den i resten af perioden stabiliserede sig omkring -3°C . Tilsvarende har returløbstemperaturen fra jordlageret i den sidste del af perioden stabiliseret sig omkring $-0,5^{\circ}\text{C}$, og det har givet en temperaturstigning over jordslangesystemet på $2,53^{\circ}\text{C}$ i middel.

Varmepumpeanlægget har i driftstiden haft en effektfaktor på $\epsilon_A = 2,1$, men fradrages cirkulationspumpernes forbrug bliver effektfaktoren $\epsilon_{VP} = 2,95$, der ligger tæt på Danfoss' angivelser. Alt i alt viser måleresultaterne, at tabene i anlægget er minimale.

Resultatet af en specialundersøgelse angående rumtemperaturens svingning i dagene 23/2 og 24/2 er vist på fig. 22. Udetemperaturen ligger i middel på -1°C , og fig. 6 viser, at målerummets lufttemperatur maksimalt svinger 1°C til hver side af den indstillede værdi på ca. 21°C . Undersøgelsen er foretaget i gråvejrs i en weekend, hvor ingen har luk-

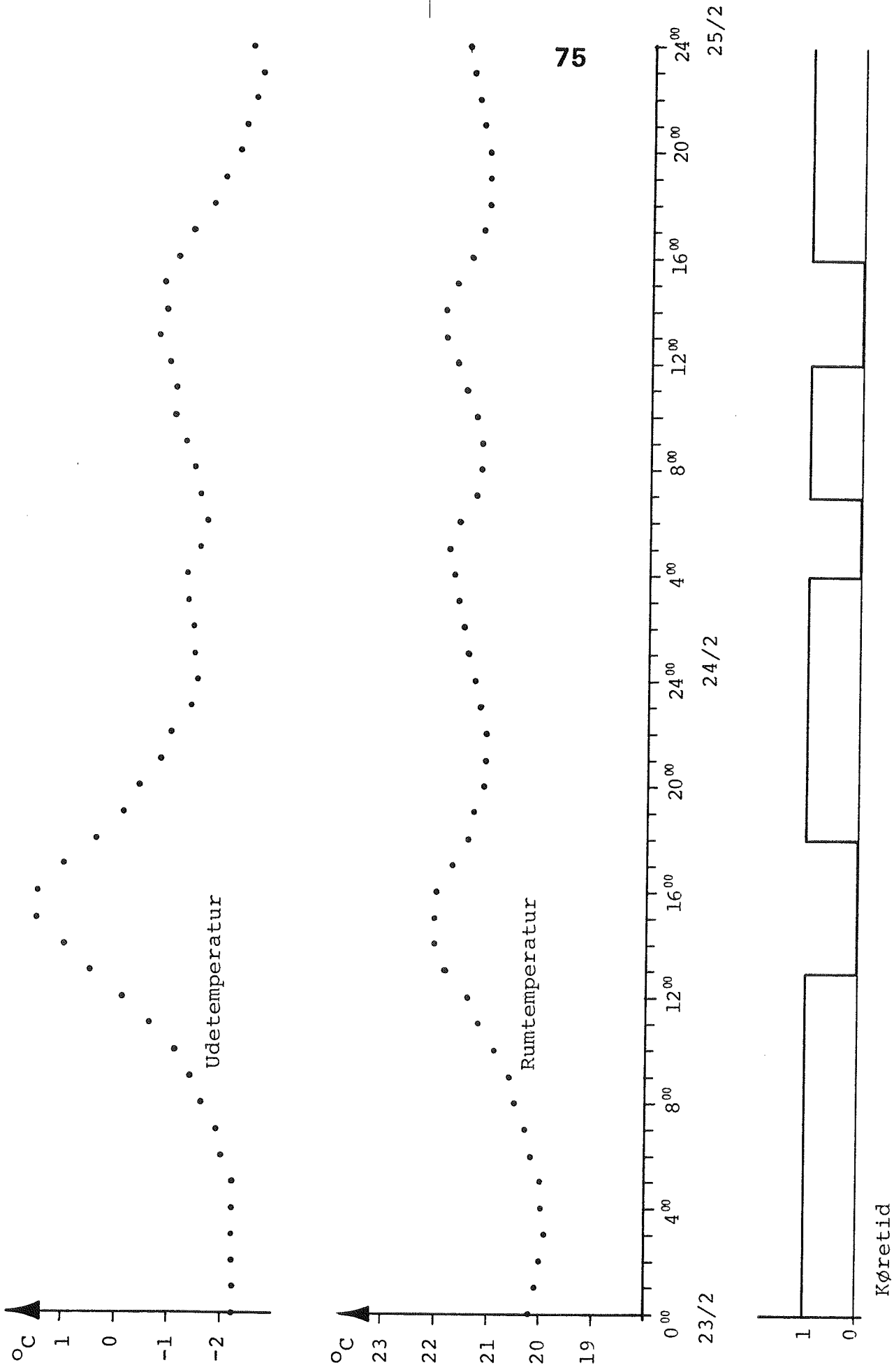


Fig. 22 Målerummets rumtemperaturvariation.

ket døre og vinduer op. Undersøgelsen viser måske snarere den anvendte termostats fortræffelighed frem for det tunge gulvs egenskaber.

6. Drift af tagrumssolfanger

Der kan overføres varme fra tagrumssolfangeren til lageret ved at cirkulere varm luft mellem tagrum og drænlag eller mellem tagrum og drænslinger, der er indstøbt i betonlaget under drænlaget. Jordvolumenet under gulvkonstruktionen i prøvestanden udgør lageret, der således skal lagre lavtemperaturvarme.

6.1 Opstillingen i princip

Princippet i opstillingen ses i tegning nr. 1301, og tegning nr. 1302 viser opstillingen i plan. Tegning nr. 1010 viser prøvestanden i tværsnit. Den varme luft fra Tagrum A ledes via en ventilator til manifolden i LAGER 2, hvor den deles ud til 7 stk. PEH $\varnothing$ 113, (se tegning nr. 1031). Når luften har passeret lageret, ledes den tilbage til tagrummet. Styringen sker med en differenstermostat fabrikat Danfoss type SED.

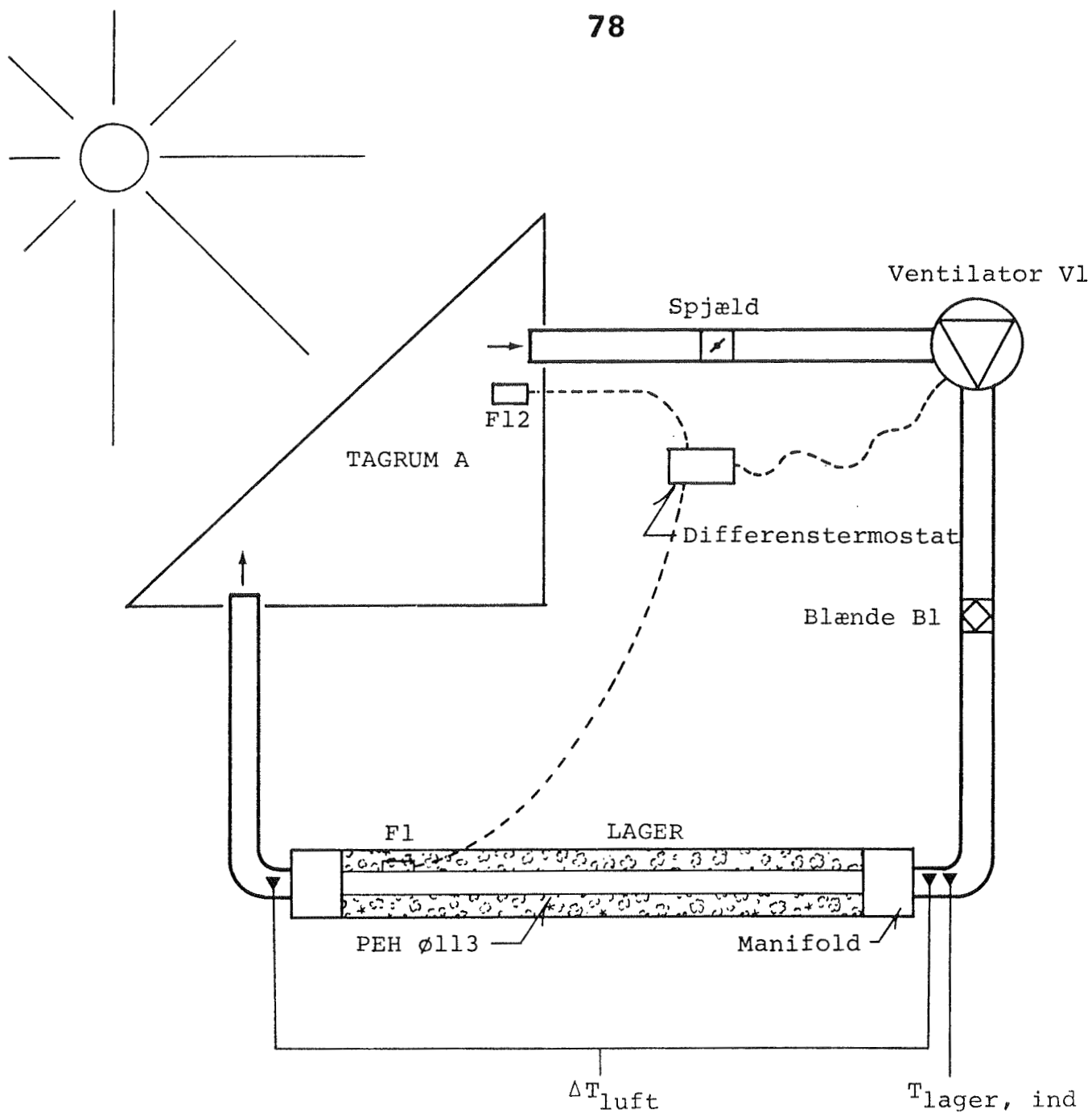
Det skal bemærkes, at der i måleperioden kun er cirkuleret luft fra tagrummet gennem drænslingerne i lageret og ikke gennem drænlaget.

6.2 Målingerne

Luftmængden bestemmes via trykfaldet i en blænde, der er placeret i målerummet, og denne mængde har varieret som følger:

<u>Periode</u>	<u>Luftmængde</u>
17/3 - 16/4	860 m ³ /h
17/4 - 20/5	1100 m ³ /h
21/5 - 7/9	1600 m ³ /h

Temperaturen T_{lager} , ind af den luft, der ledes ind i lageret, måles med et termoelement, der er placeret i $\varnothing$ 250 rørets midte. Luftens afkøling ΔT_{luft} over lageret måles med en termosøjle, og elforbruget til ventilatoren aflæses på en kWh-


LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

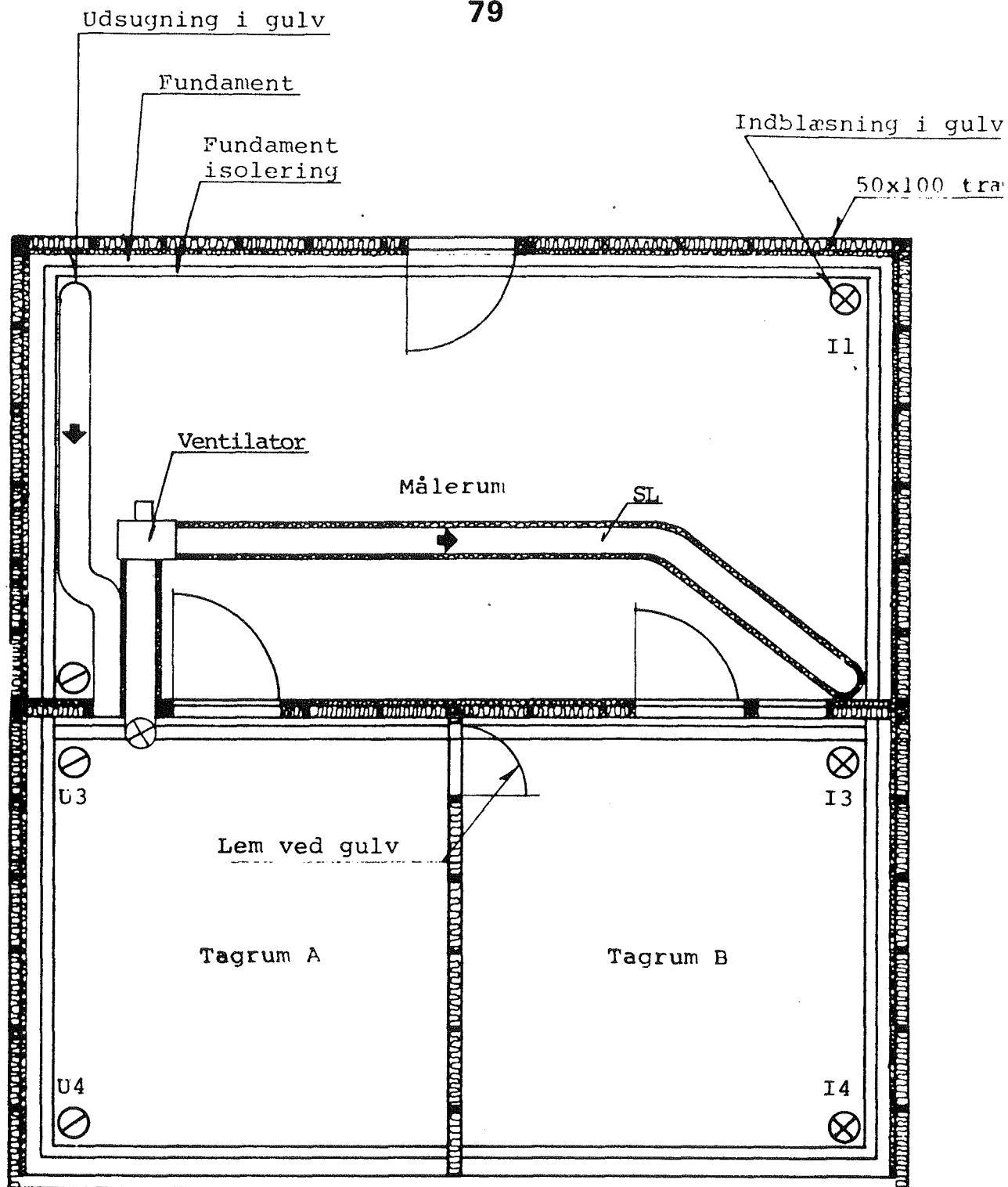
TAGRUMSSOLFANGER, DTH
Opstillingen i princip

KKH/KS

80.10.07

-

1301



Note:

SL: Fleksibel slange, $d = 250$, isoleret

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

Varme fra tagrum til lager.

KKH/KS

80.10.07

1:50

1302

måler. Termoelementer til måling af temperaturer i jorden er vist i plan og snit på tegningerne nr. 1030 og 1030.1. På tegning nr. 1030.1 er pkt. 15 ca 0,15 m under u.k. beton, mens pkt. 16 og pkt. 18 er henholdsvis 0,65 m og 1,15 m under u.k. beton .

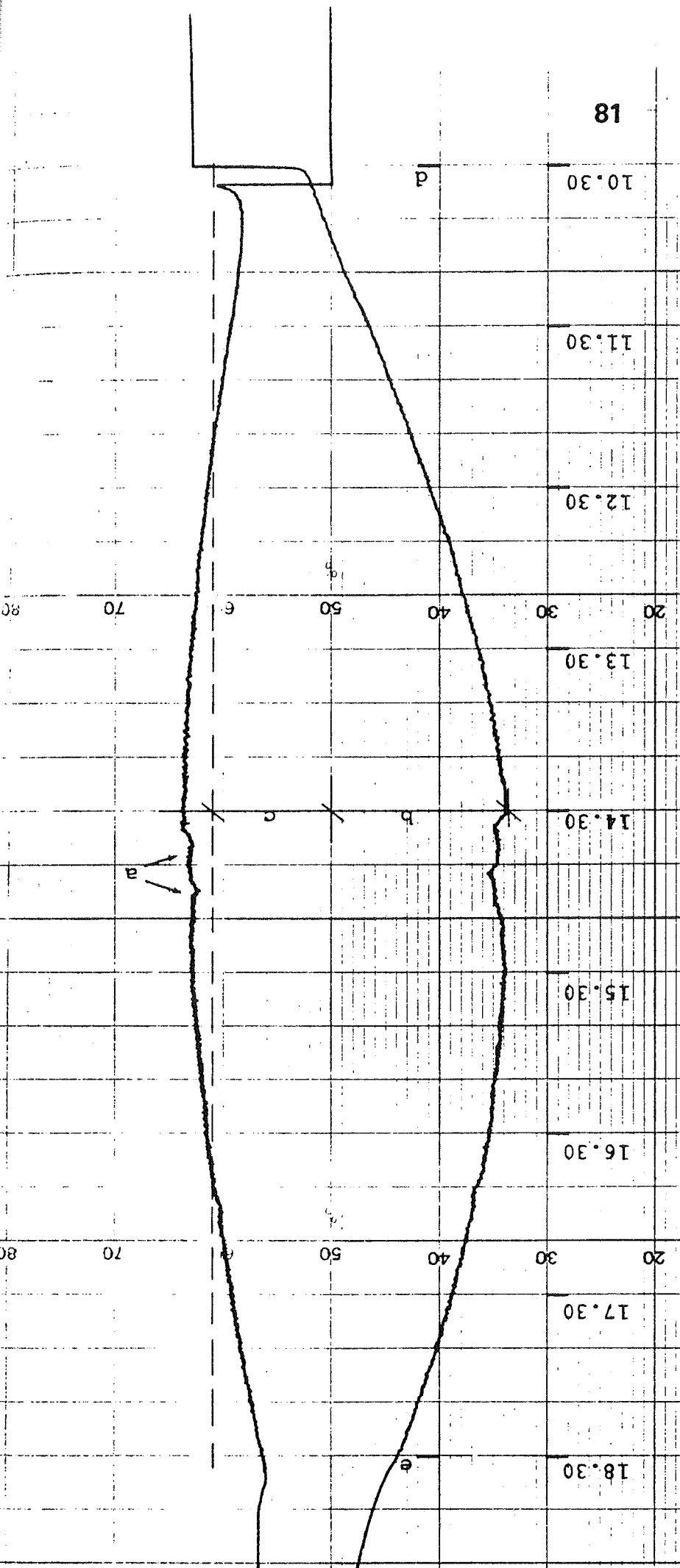
Det er vigtigt, at alle 7 PEH $\varnothing$ 113 slanger i lageret har det samme luftflow. Dette er kontrolleret med termoelementer, der er klæbet uden på hver anden slange. Maksimalt har temperaturen i den enkelte slange varieret $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ ud fra slangernes middeltemperatur, så luftfordelingen må karakteriseres som jævn.

6.3 Måleresultater

Lufttemperaturen $T_{\text{lager, ind}}$ og ΔT_{luft} er målt kontinuert med en Kipp & Zonen 2-kanal skriver. Tegning nr. 1304 viser temperaturerne den 16/8: Med en luftmængde på $V = 1600 \text{ m}^3/\text{h}$ er den maksimale indløbstemperatur til lageret 59°C . Afkølingen er i middel $\Delta T_{\text{middel, luft}} = 13,2^{\circ}\text{C}$, og det giver for 8-timers perioden en varmeoverførsel til lageret på $Q_{\text{tilført lager}} = 51,6 \text{ kWh}$. Ventilatoren har forbrugt 0,3 kW, der for 8-timers perioden svarer til ca. 5% af varmetilførselen til lageret.

Temperaturen i jorden er målt 1 gang hver måledag. Tegning nr. 1306 viser temperaturprofilen i jorden 0,65 m under u.k. beton den 13/6 kl. 16⁰⁰. Det ses her, at pkt. 16 viser den omtrentlige middeltemperatur for laget (26°C).

Der er for hver måledag ud fra skriverstrimmelen udregnet den fra tagrummet til lageret overførte varmemængde, se tegning nr. 1308. Desuden er luftens afkøling over lageret i middel samt luftens maksimale indløbstemperatur over dagen optegnet. Endelig er udetemperaturen samt 4 lagertemperaturer optegnet.



Note:

Skriveren er nulstillet på 50%

Fuldt udslag: 5 mV

a: Døråbning til tagrum

b: T_i , lager, max = 59,2 °C

c: ΔT , middel, luft = 13,2 °C

d: Ventilator starter

e: Ventilator stopper

$$Q \text{ tilført lager} = V \cdot \rho \cdot C \cdot \Delta T \text{ middel, luft} \cdot t = \frac{1600}{3600} \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 13,2 \cdot 8 = 51,6 \text{ kWh}$$

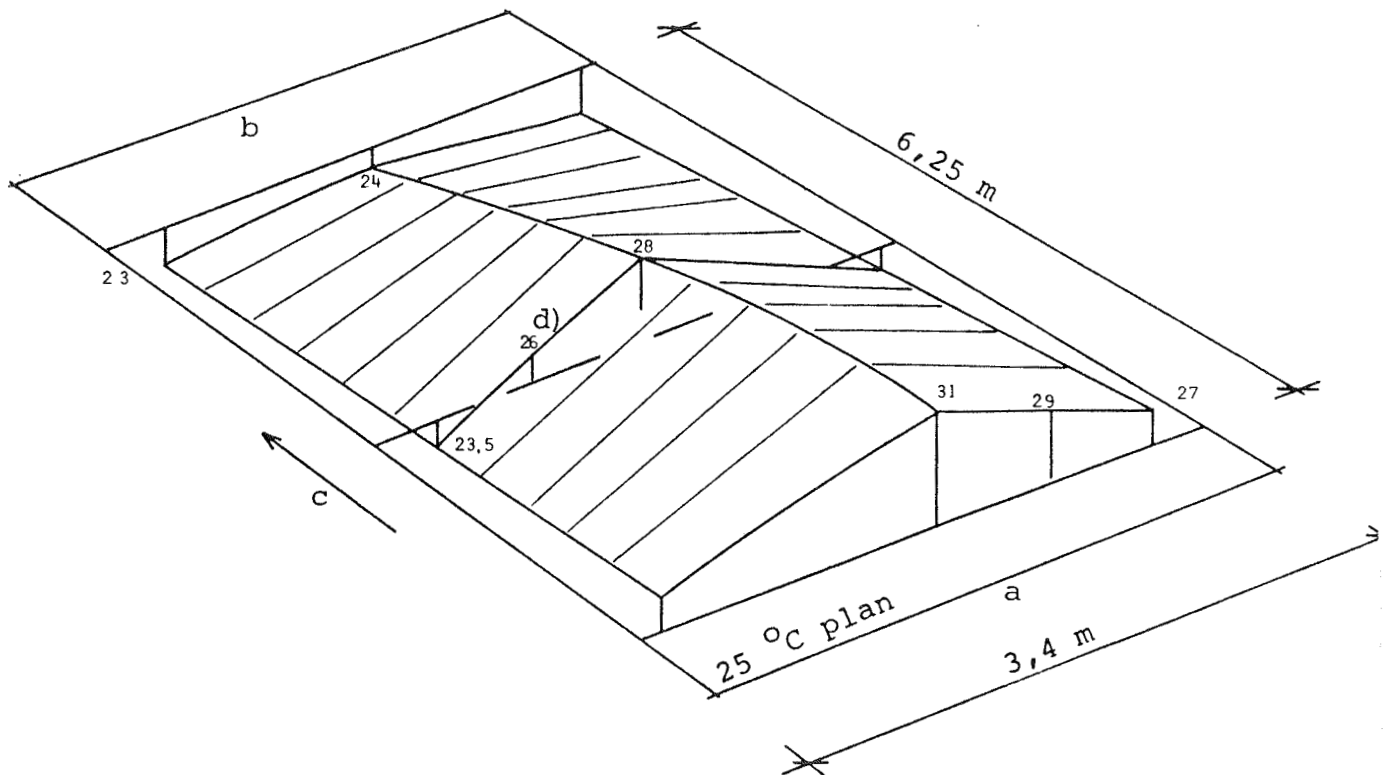
LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-883511

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

Skriverstrimmel: Luftens indløbstemperatur til lagret samt luftens temperaturfald over lagret den 16/8 1980.

KKH/KS 80.10.08

1304



Note:

- a: Varm luft ind i denne ende
- b: Luft ud
- c: Luftens strømningsretning
- d: pkt. 16 viser den omtrentlige
middeltemperatur for laget.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH
Temperaturer i jorden 0,65m under u.k. beton den
13/6 1980 kl. 16.00.

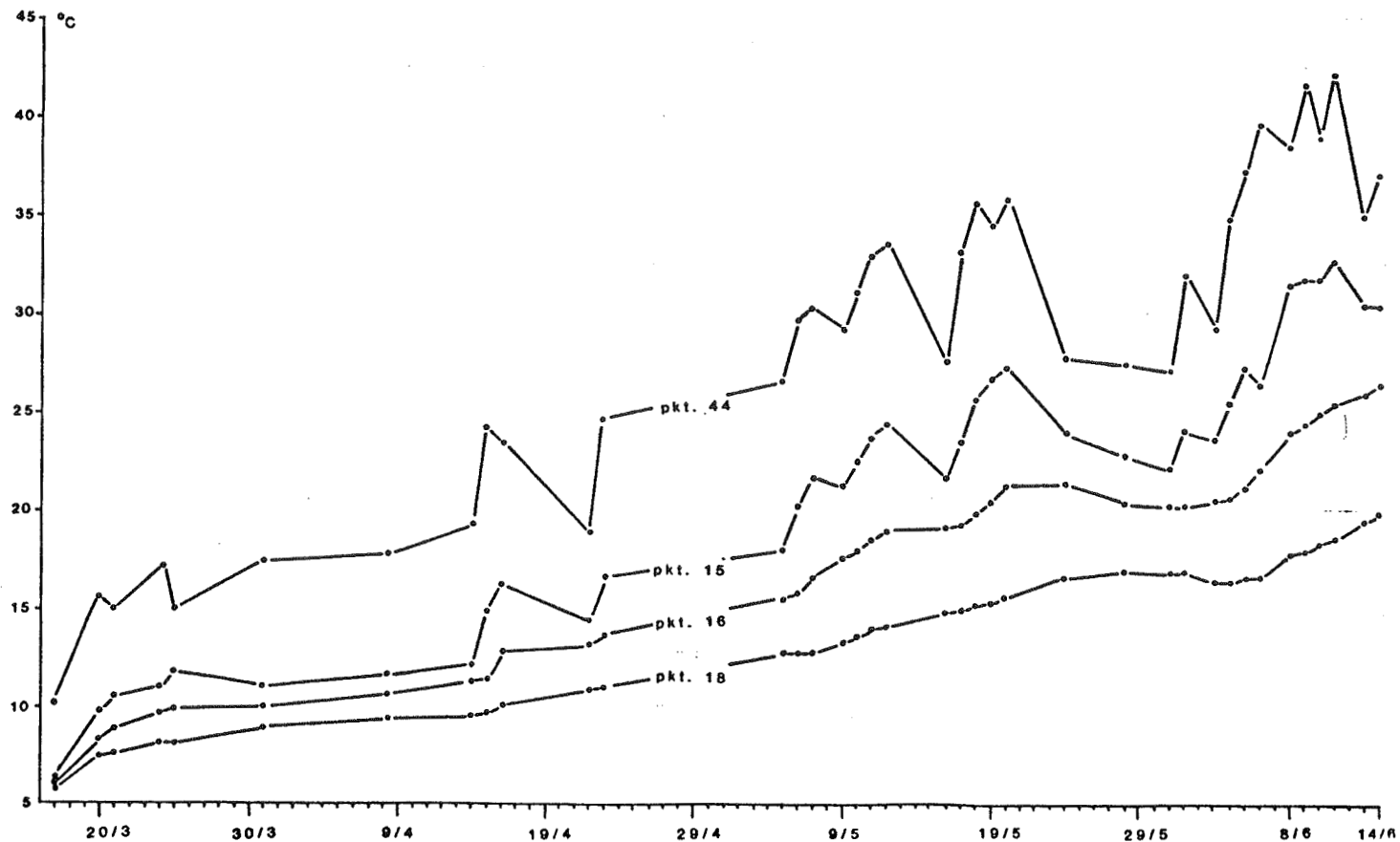
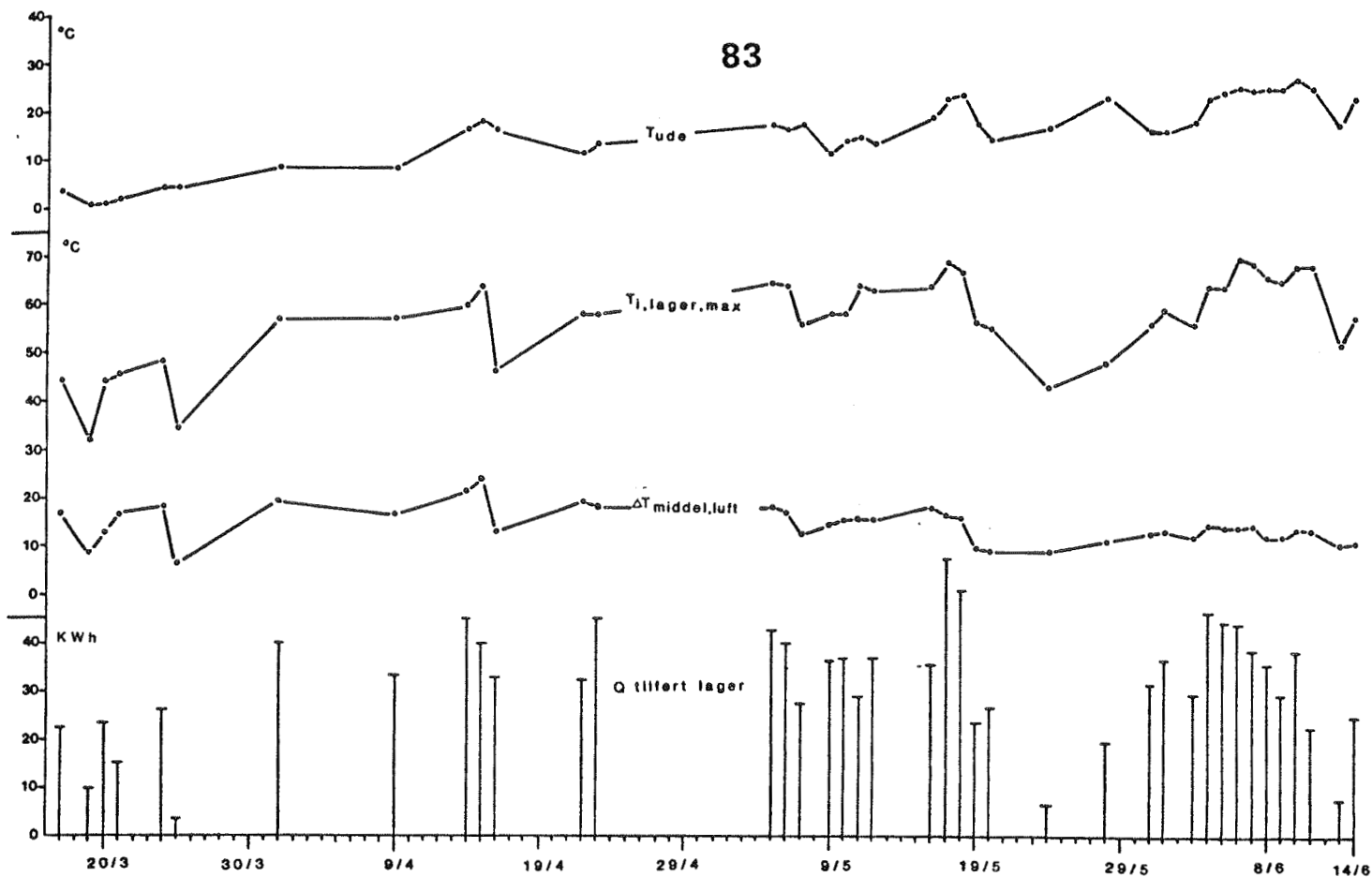
KKH/KS

80.10.08

-

1306

83



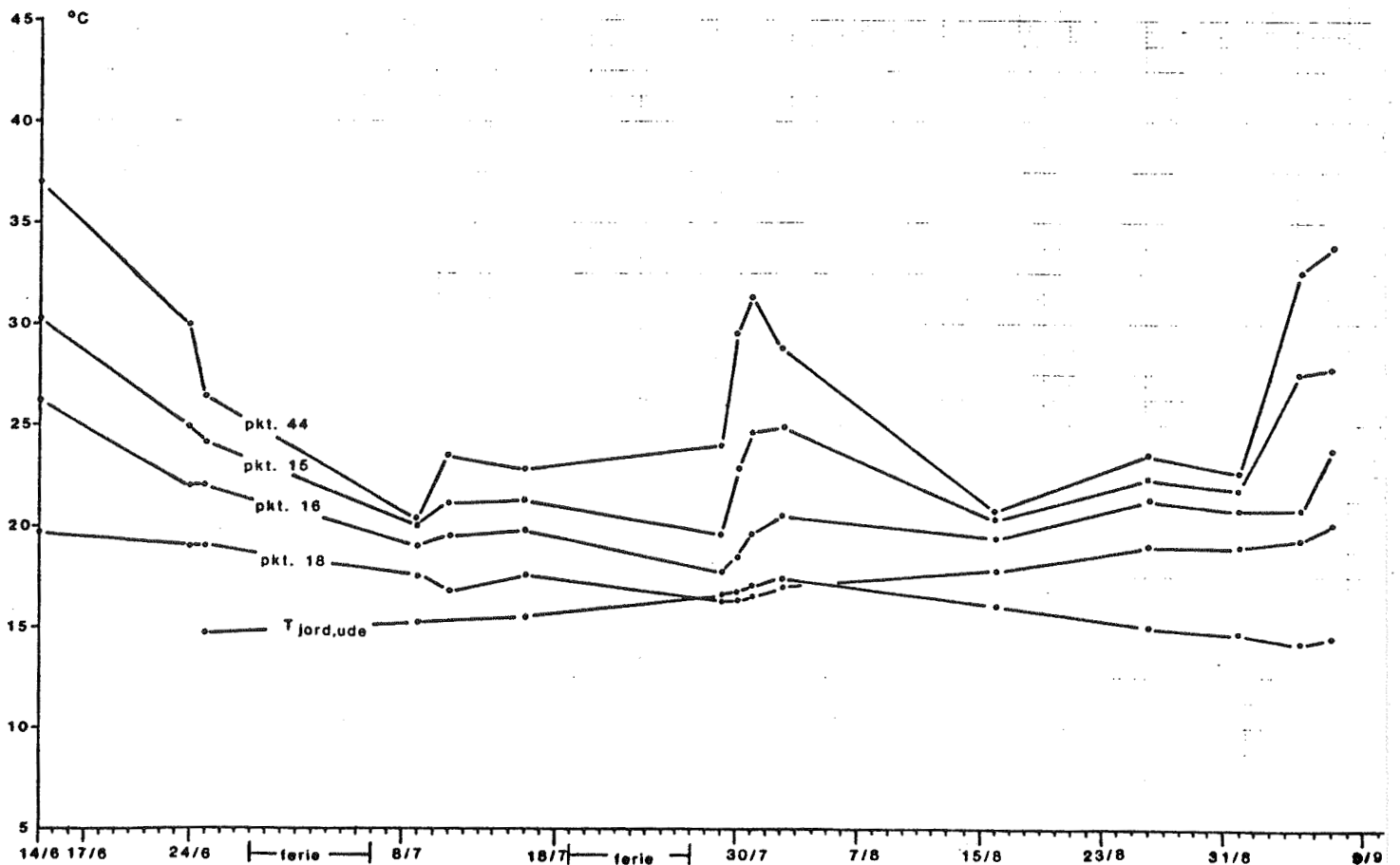
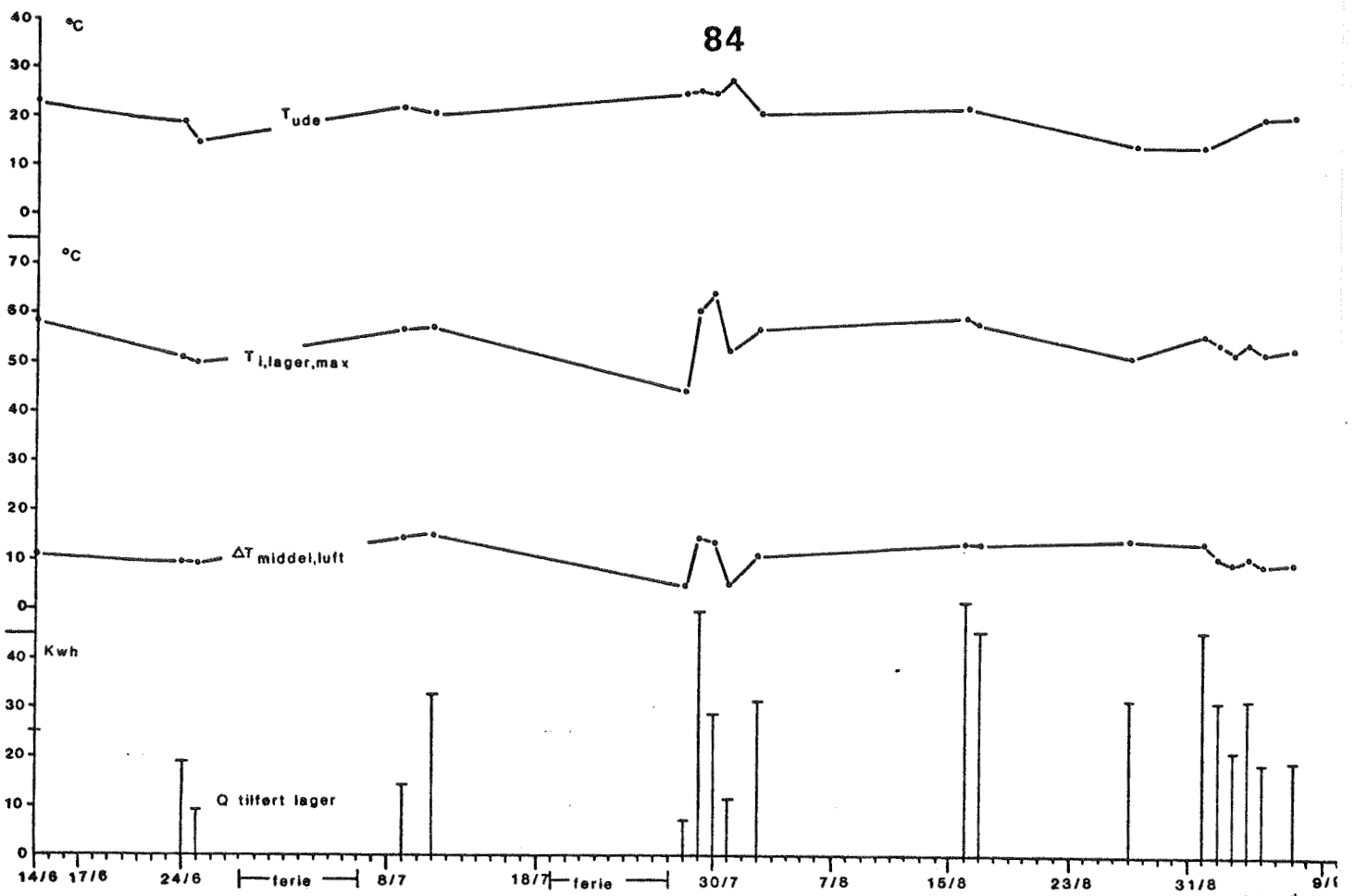
LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-883511

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

KKH 82.02.26

Lagertemperaturer, varme tilført lager

1308.1



Det målte udbytte fra TAGRUM A for perioden 17/3 - 7/9 er iflg. tegning nr. 1308 målt til $80,2 \text{ kWh/m}^2$. På grund af problemer med differenstermostaten har ventilatoren kun kørt ca. $1/2$ af tiden, så udbyttet for året bør forhøjes til ca. 160 kWh/m^2 . Ventilatoren har i middel overført 30 kWh/dag til lageret, og ventilatorens forbrug svarer derfor til ca. 8% af den overførte varmemængde. Fradrages ventilatorens forbrug fra tagrumssolfangerens årsudbytte fås et nettoresultat på 145 kWh/m^2 , der for denne billige solfanger er et højt udbytte.

Tegning nr. 1308 viser også, at temperaturen 1,15 m under u.k. beton stiger meget langsomt. I perioden 17/4 - 17/6 er den steget 10°C , og det giver $1/6^\circ\text{C/dag}$ i middel for perioden. De højere liggende lag er naturligvis steget mere. Således er pkt. 16 steget 13°C . Fra den 25/6 er temperaturen i jorden udenfor prøvestanden i dybden 0,90 m under jordoverfladen registreret. Denne registrering viser, at temperaturen stiger fra 14°C den 25/6 til 17°C først i august, hvor den begynder at falde igen. I slutningen af juli er temperaturen $T_{\text{jord, ude}}$ og pkt. 18 begge ca. 16°C .

6.4 Diskussion

Varmeoverførselen fra tagrum til lager har svinget meget i måleperioden, men den er dog 30 kWh pr. dag i middel, og det skyldes, at ventilatoren kun har kørt på gode solskins-dage. Af samme grund bliver ventilatorens forbrug kun ca. 8% af den overførte varmemængde.

Luftens indløbstemperatur til lageret har i perioden ligget på ca. 60°C i middel, men den har dog været oppe på 70°C enkelte dage. Afkølingen i lageret af den cirkulerende luft var størst i starten af perioden (koldt lager), og derefter faldt den med stigende temperatur i lageret.

Tegning nr. 1308 viser, at varmen imidlertid forsvinder ud under det isolerede fundament. På 25 dage (perioden 14/6-9/7) er pkt. 16 således faldet 7°C , og det viser, at varmen maksimalt kan akkumuleres nogle uger i jorden under gulvkonstruktionen. Dette stemmer godt overens med beregninger udført af Lunds Universitet (kap. 8).

7. Matematisk model af jordlageret

I dette kapitel opstilles en tredimensional model for jordlageret, der kan beregne temperaturen i forskellige dybder i lageret under prøvestanden.

Modellen anvender de "endelige differencers metode" til en numerisk beregning af varmetransporten i jorden. Der indlægges et antal differensnetpunkter i jordvolumenet, og temperaturerne i netpunkterne fra starttidspunktet 1/8 1979 udregnes, idet der beskrives randbetingelser ved jordoverflade, termiske symmetrilinier og ved prøvestandens gulv- og fundamentisolering.

I øvrigt er modellen hullet til et edb-program, se [10] appendix A. Lagertemperaturerne simuleres med dette program igennem et år frem til september 1980, idet den varmepåtrykning i lageret, der fysisk er målt i prøvestanden i perioden februar - september indregnes (jfr. kap. 5 og kap. 6).

Ved i modellen at variere jordens konstanter α og λ og sammenholde de beregnede temperaturer med de målte er konstanterne bestemt, når de målte og de beregnede temperaturer er sammenfaldende. Der findes $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$ og $\lambda = 1,6 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.

I det følgende kapitel 7.5 sammenlignes de fundne konstanter med data fra litteraturen. Specielt har Øistein Johansen fra Norges Tekniske Højskole angivet diagrammer til bestemmelse af jords varmeledningsevne på grundlag af mineralsammensætning, poretal samt det i porerne forekommende vand og luft. Med resultater fra en boring i nærheden findes med diagrammerne λ -værdier, der inden for usikkerheden stemmer godt overens med de ovenfor fundne konstanter.

7.1 Numerisk beskrivelse af varmetransport i jord

Der tages udgangspunkt i Fouriers instationære varmeledningsligning:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7.1)$$

idet $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$ er temperaturledningstallet og λ regnes uafhængig af temperaturen T .

Det er bl.a. i [11] omtalt, at varmetransport i jord kun kan beskrives analytisk i nogle få specialtilfælde med en beskrivende stedparameter. I det generelle tilfælde må en numerisk metode anvendes.

I denne fremstilling anvendes "endelige differencers metode" der er nøjere beskrevet i [12].

Indsættes de normalt anvendte differenstilnærmelser for de afledede i lign. (7.1) fås for dette tredimensionale tilfælde i punktet (i, j, k) :

$$\begin{aligned} \frac{T_N - T}{\Delta t} = \alpha & \left(\frac{T_{i+1} + T_{i-1} - 2T_i}{\Delta x^2} + \frac{T_{j+1} + T_{j-1} - 2T_j}{\Delta y^2} \right. \\ & \left. + \frac{T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k}{\Delta z^2} \right) \end{aligned} \quad (7.2)$$

Lign. (7.2) kan omformes til:

$$\begin{aligned} T_N = T + \Delta t \cdot \alpha & \left(\frac{T_{i+1} + T_{i-1} - 2T_i}{\Delta x^2} + \frac{T_{j+1} + T_{j-1} - 2T_j}{\Delta y^2} \right. \\ & \left. + \frac{T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k}{\Delta z^2} \right) \end{aligned} \quad (7.3)$$

Lign. (7.3) benyttes på følgende måde: Man starter med at indlægge et antal punkter (differensnetpunkter) i jordvolumenet, se tegningerne nr. 9 og 11. Netpunktet er midtpunkt i det tilsvarende volumenelement. På tegning nr. 11 er netpunkterne lagt tættest nær jordoverfladen, fordi der her "sker mest"; afstanden Δz er her 0,25 m. Dybere i jorden forøges afstanden Δz til 0,50 m og 1,0 m. Afstanden Δx og Δy bestemmes af geometrien til $\Delta x = 0,525$ m og $\Delta y = 0,50$ m. Til starttidspunktet må temperaturerne i differensnetpunkterne kendes. Endvidere må man have givet randbetingelser (herom senere).

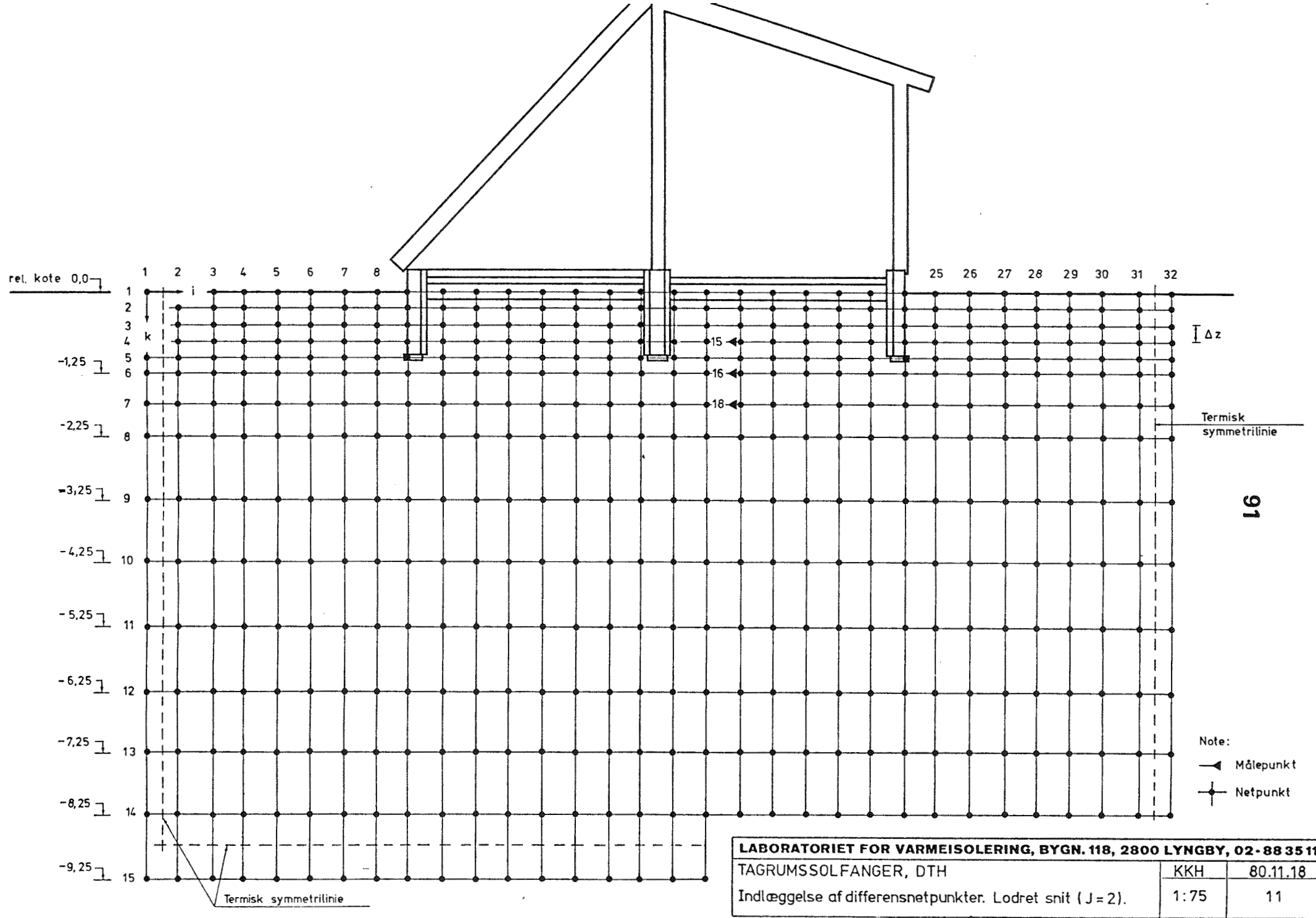
Regningerne udføres nu på den måde, at temperaturen i et netpunkt til tiden $t = t_1 + \Delta t$ beregnes ud fra den kendte temperatur i netpunktet selv og i 6 nabonetpunkter til tidspunktet $t = t_1$, idet lign. (7.3) anvendes. (I lign. (7.3) er T_N temperaturen til $t = t_1 + \Delta t$ og T er temperaturen til $t = t_1$). På denne måde beregnes temperaturerne i alle de indre netpunkter. Ud fra disse lige beregnede temperaturer på tidsniveauet $t = t_1 + \Delta t$ kan man nu beregne temperaturerne på tidsniveauet $t = t_1 + 2\Delta t$ osv. I [12] er det vist, at regningerne bliver stabile, når følgende stabilitetskriterium er opfyldt:

$$\Delta t_s \leq \frac{1}{2\alpha \left(\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} + \frac{1}{(\Delta z)^2} \right)} \quad (7.4)$$

Sættes i lign. (7.4) $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$ fås Δt i år:

$$\Delta t_s \leq \frac{1}{2 \cdot 30 \cdot \left(\frac{1}{0,525^2} + \frac{1}{0,5^2} + \frac{1}{0,25^2} \right)} \quad (7.5)$$

$$\Rightarrow \Delta t_s \leq 0,000705 \text{ år} \quad (7.6)$$



Gennemføres beregningerne fire gange pr. døgn bliver tidsskridtet:

$$\Delta t = \frac{1}{4 \cdot 365} = 0,000685 \text{ år} \quad (7.7)$$

Da $\Delta t \leq \Delta t_s$ ses det, at fire gange gennemregninger pr. døgn er tilstrækkeligt til at sikre stabile regninger.

Starttidspunkt for regningerne sættes til 1/8 1979, idet fundamentet til prøvestand for tagrumssolfangere rent fysisk var færdiggjort på DTH's forsøgsareal omkring dette tidspunkt.

7.2 Randbetingelser

De randbetingelser, der skal kendes, er som følger:

7.2.1 Jordoverfladen

Skillefladetemperaturen mellem jord og luft (for $k = 1$) følger udeluftens temperatur (en cosinussvingning):

$$TEMP = T_0 + \Delta T \cdot \cos(\omega t - \varphi) \quad (7.8)$$

Tegning nr. 13 viser den målte udetemperatur i perioden 1/11 1978 - 1/3 1980. Ud fra månedsmiddelværdier for 1979 kan middelværdien T_0 og amplituden ΔT beregnes til henholdsvis

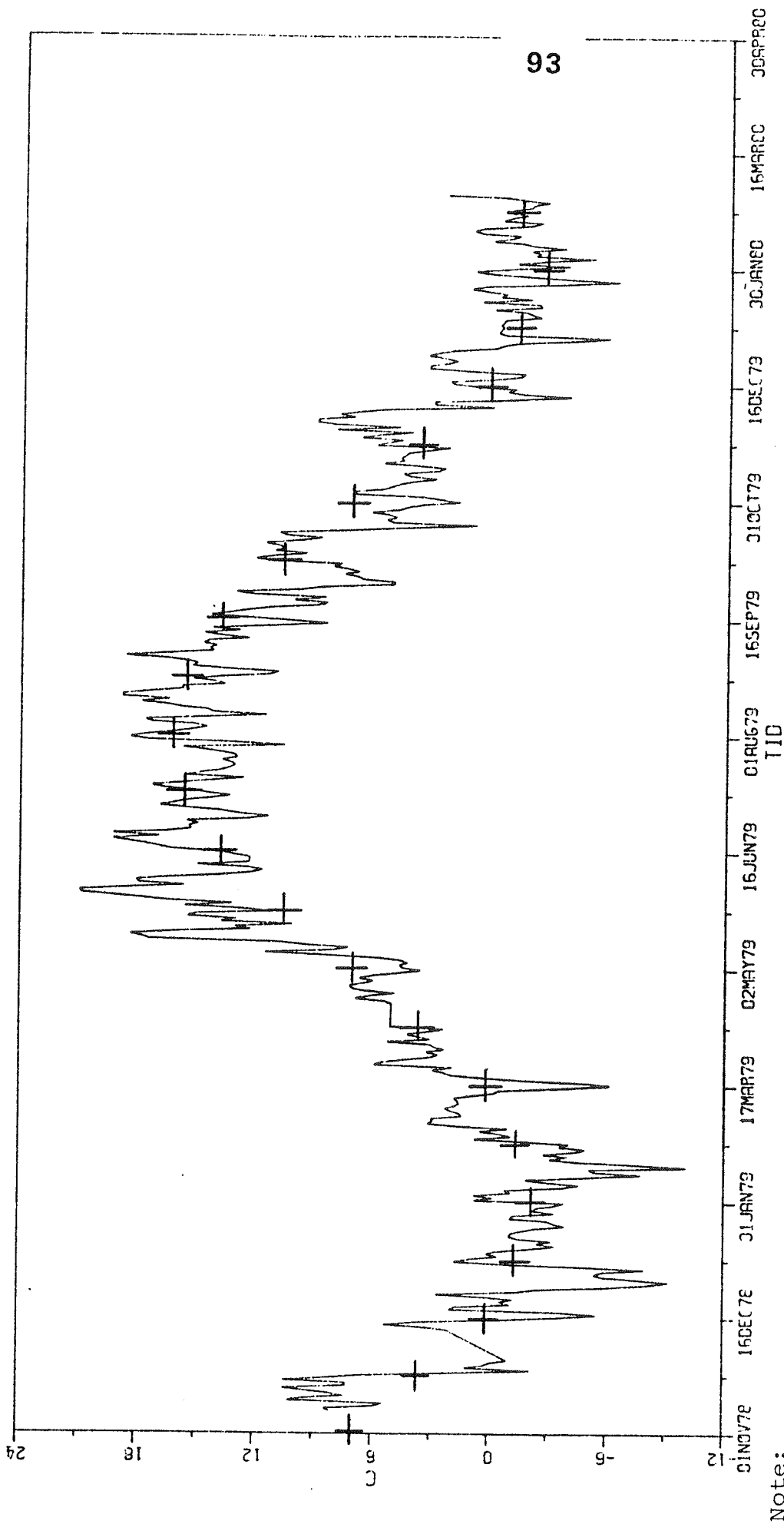
$$T_0 = 7,1^\circ\text{C} \quad \text{og} \quad \Delta T = 9,2^\circ\text{C}. \quad \omega \text{ er perioden:}$$

$$\omega = 2 \pi \nu \quad (7.9)$$

hvor ν er frekvensen:

$$\nu = \frac{1}{\Delta \lambda} \quad (7.10)$$

hvor $\Delta \lambda$ er bølgelængden. Med $\Delta \lambda = 1$ år bliver $\omega = 2\pi/\text{år}$. Faseforskydningen φ i lign. (7.8) udregnes så cosinusleddet bliver $\cos(\omega t - \varphi) = 1$ den 1/8 1979. Temperaturerne i



Note:

+ angiver

TEMP = $7,1 + 9,2 \cdot \cos(6,283185 \cdot t - 3,66519)$

hvor t er tiden

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-883511			
TAGRUMSSOLFANGER, DTH Udetemperatur	KKH		80.11.28
	—		13

differensnetpunkterne til starttidspunktet i de enkelte lag i jorden (og under prøvestanden) udregnes efter lign. (17) i [11].

$$T = \Delta T \cdot e^{-z \cdot \sqrt{\omega/2\alpha}} \cdot \left(\cos(\omega t - \phi - z \cdot \sqrt{\omega/2\alpha}) \right) + T_0 \quad (7.11)$$

hvor z er dybden i meter under jordoverfladen. Med $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$ fås det på tegning nr. 16 viste starttemperaturforløb.

7.2.2 Temperaturerne i randnetpunkterne i jorden

Disse temperaturer sættes lig med nabopunktets vandrette eller lodrette temperatur: Over de fire termiske symmetriflader mellem $i = 1$ og $i = 2$, $i = 31$ og $i = 32$, $j = 1$ og $j = 2$ og mellem $j = 16$ og $j = 17$ er varmestrømmen lig 0, hvorfor randnetpunkterne sættes lig med det vandrette nabopunkts temperatur. Tilsvarende ved den termiske symmetri-linie mellem $k = 14$ og $k = 15$, hvor randnetpunkterne sættes lig med det lodrette nabopunkts temperatur.

De øvrige randbetingelser er nøjere beskrevet i [10].

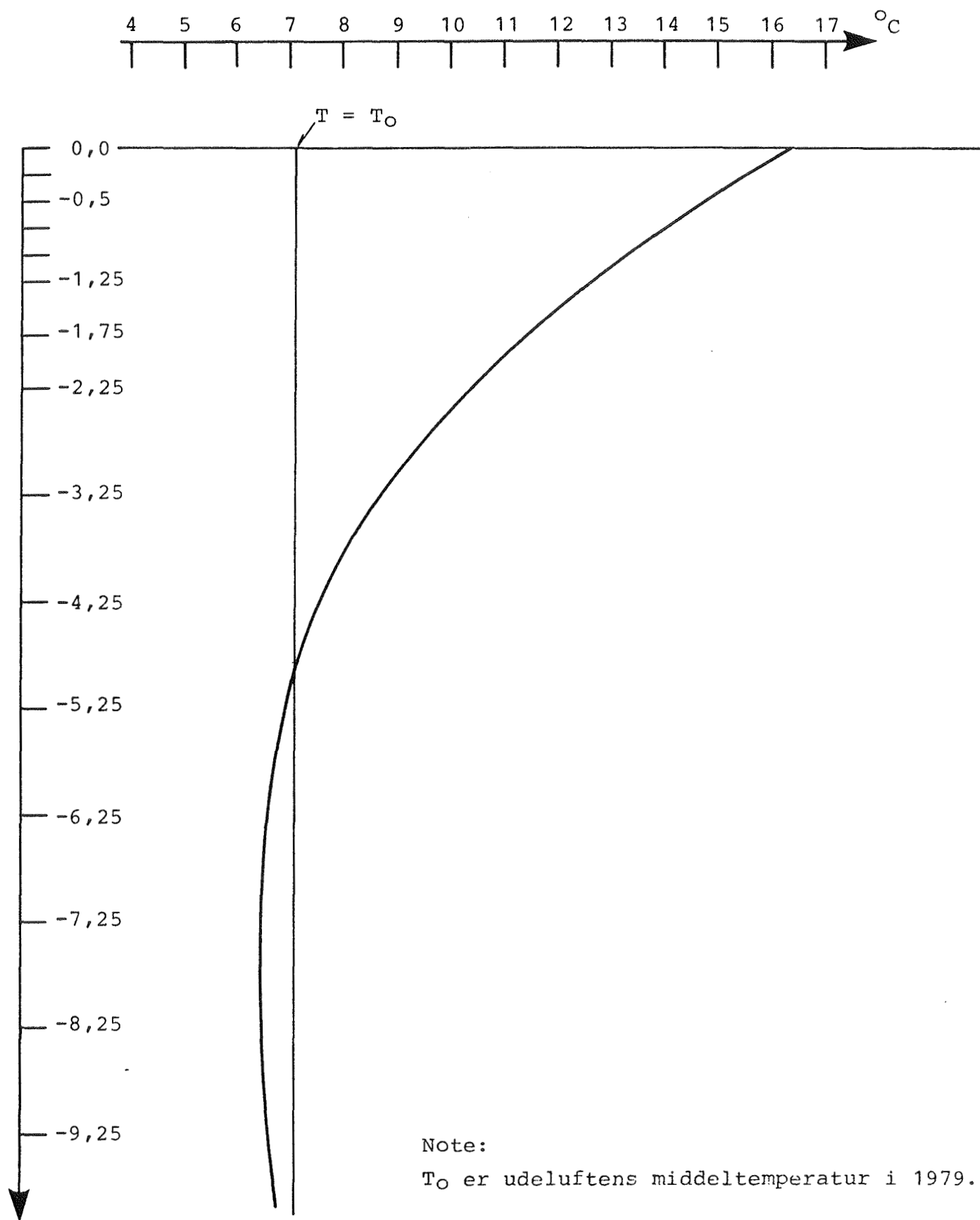
7.3 Påtrykning af varme

Hvis der sker en varmeproduktion i volumenelementet, dvs. hvis der er en kilde af intensitet q udtrykt i energi pr. tidsenhed pr. volumenenhed i punktet (i, j, k) , tilkommer der et led i lign. (7.1) og ligningen får formen:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q}{c\rho} \quad (7.12)$$

Idet sidste led i lign. (7.12) betragtes:

$$\frac{q}{c\rho} = \frac{\alpha \cdot \frac{\Phi_{\text{total}}}{n}}{\lambda \cdot V} = \frac{\alpha \cdot \frac{\Phi_{\text{total}}}{n}}{\lambda \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z} = D \quad (7.13)$$



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH
 Temperaturforløbet i jorden til starttids-
 punktet 1/8 1979.

KKH

80.11.26

—

16

hvor

Φ_{total} er den totalt tilførte varme i W
 n er antal netpunkter, som varmen påtrykkes
 V er et elements volumen.

Multipliseres D i lig. (7.13) med Δt fås:

$$B = D \cdot \Delta t \quad (7.14)$$

og lign. (7.12) kan omformes til (svarende til lign. (7.3)):

$$\begin{aligned} TN = T + \Delta t \cdot \alpha \cdot & \left(\frac{T_{i+1} + T_{i-1} - 2T_i}{\Delta x^2} \right. \\ & + \frac{T_{j+1} + T_{j-1} - 2T_j}{\Delta y^2} + \frac{T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k}{\Delta z^2} \Bigg) + B \end{aligned} \quad (7.15)$$

Det skal bemærkes, at varmen påtrykkes i 3. lag ($k = 3$).

7.3.1 Varmepumpedrift

Varmepumpedriften er beskrevet i kap.5, hvor figurerne 20 og 21 viser, at varmepumpen startes op den 18/2 1980 for en 15-dages måleperiode. Der har naturligvis været en del timers varmepumpedrift inden måleperioden (for indregulering af forskellige flow m.v.), og disse timer tages med i EDB-beregningerne ved at trække varmen ud allerede den 17/2. Kap.5 fig. 19 angiver en optagen effekt på $\Phi_0 = 1030$ W i køretiden, og med en køretid på 66% af den mulige giver det i middel $\Phi_1 = 660$ W gennem hele døgnet.

Denne - målte - effektoptagelse sker på hele prøvestandens grundareal, og Φ_{total} i lign. (7.13) bliver derfor:

$$\Phi_{\text{total}} = \frac{\Phi_1}{2} = \frac{660}{2} = 330 \text{ W} \quad (7.16)$$

Det tilsvarende antal netpunkter bliver $n = 14 \cdot 7 = 98$.
 (Modellen regner af symmetrihensyn kun på prøvestandens halve lager, se tegning nr. 9).

7.3.2 Påtrykning med varm luft fra tagrum

I kap.6 viser tegningerne nr.1308.1 og 1308.2 de dage i foråret og sommeren 1980, hvor der er tilført en varmemængde til lageret. Denne $Q_{\text{tilført lager}}$ er den målte, og den er på de ovennævnte tegninger angivet i kWh. Varmen påtrykkes kun i LAGER 2, og antallet af netpunkter, hvor varmen påtrykkes, bliver derfor $n = 7 \cdot 7 = 49$.

Størrelsen ϕ_{total} i lign. (7.13) bliver derfor:

$$\phi_{\text{total}} = \frac{Q_{\text{tilført lager}} \cdot 1000}{m \cdot p} = \quad (7.17)$$

$$\frac{Q_{\text{tilført lager}} \cdot 1000}{2 \cdot 6} \left[\text{kWh} \cdot \frac{1000}{\text{k}} \frac{1}{\text{h}} = \text{W} \right]$$

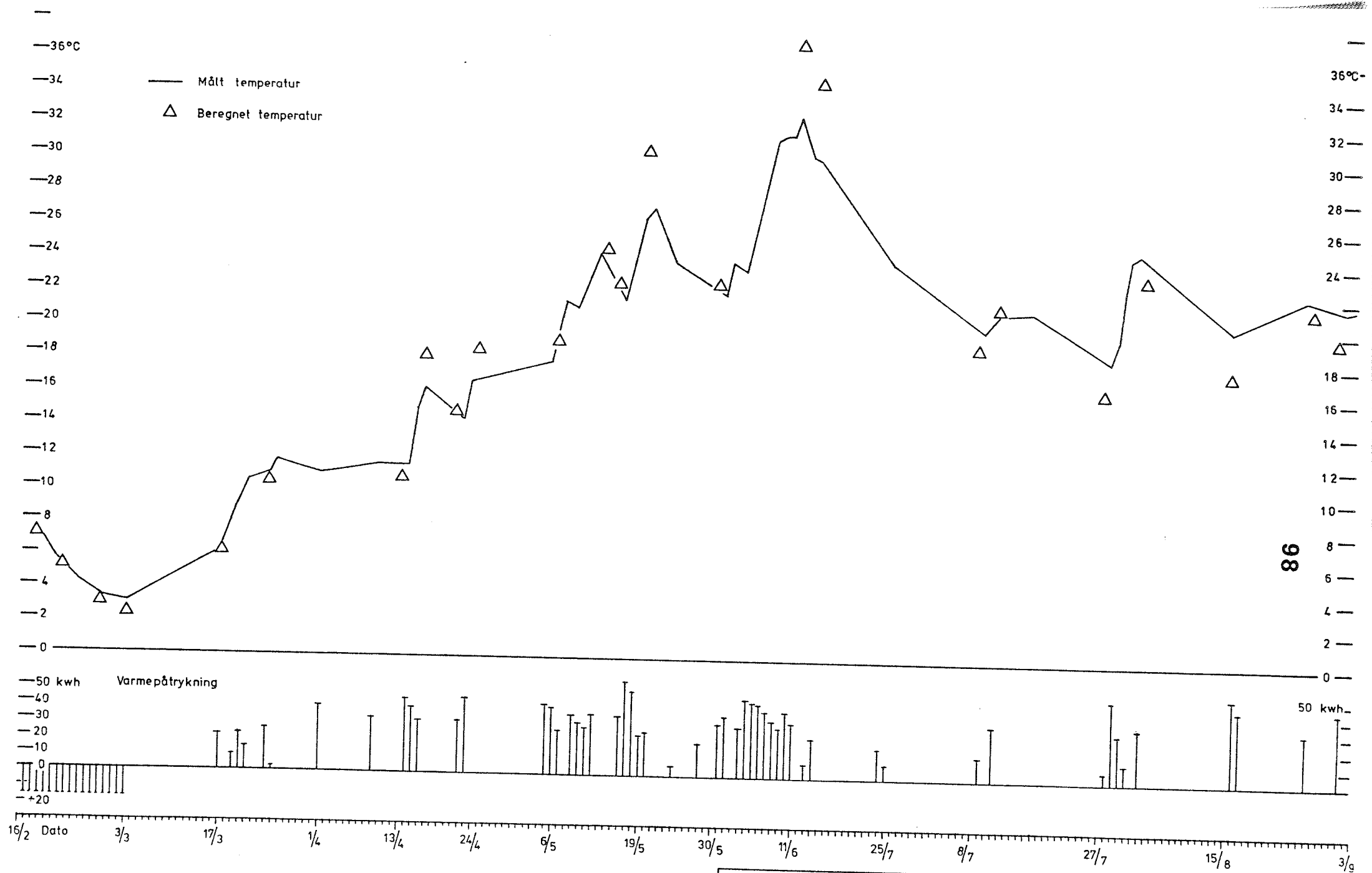
For det betragtede døgn med varmepåtrykning (det er ikke alle døgn, der har varmepåtrykning) skal bemærkes: Der gennemregnes som før omtalt fire gange pr. døgn ($p = 24 \text{ timer}/4 = 6 \text{ timer}$), og varmepåtrykningen sker i den anden gennemregning. Divisoren m er $m = 2$, fordi den målte varmemængde er for hele LAGER 2, og modellen gælder kun for det halve LAGER 2.

7.4 Resultater

Den anvendte model er hullet til et EDB-program (se [10] appendix A), der med de fysisk målte varmepåtrykninger i lageret simulerer lagertemperaturerne igennem et år.

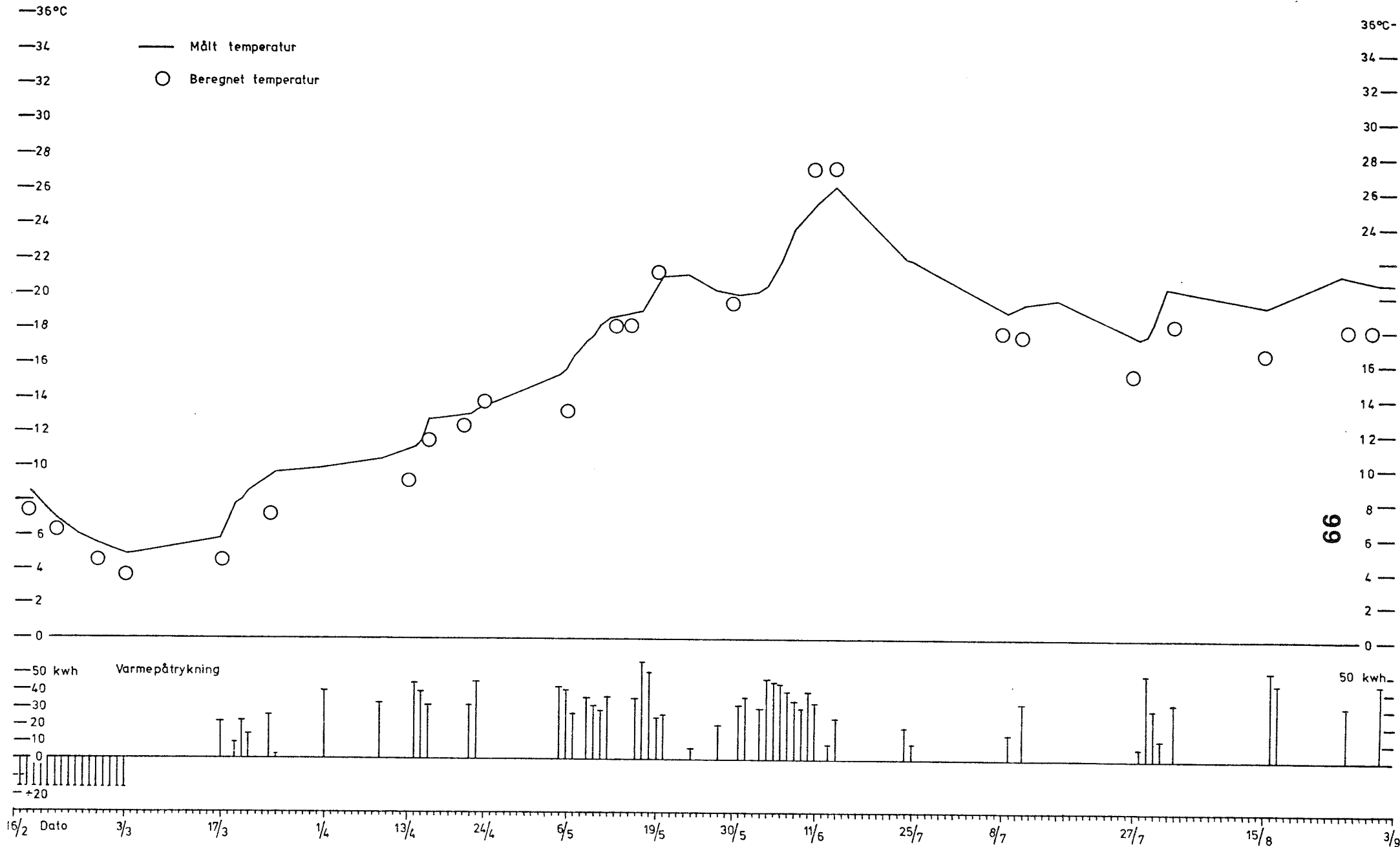
Ved i modellen at variere jordens konstanter α og λ og sammenholde de beregnede temperaturer med målte er konstanterne bestemt, når de målte og beregnede temperaturer er sammenfaldende. Der findes $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$ og $\lambda = 1,6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

Her skal omtales tegningerne nr. 502, 504, 506 og 508, der for målepunkterne 15, 16 og 18 angiver den målte temperatur



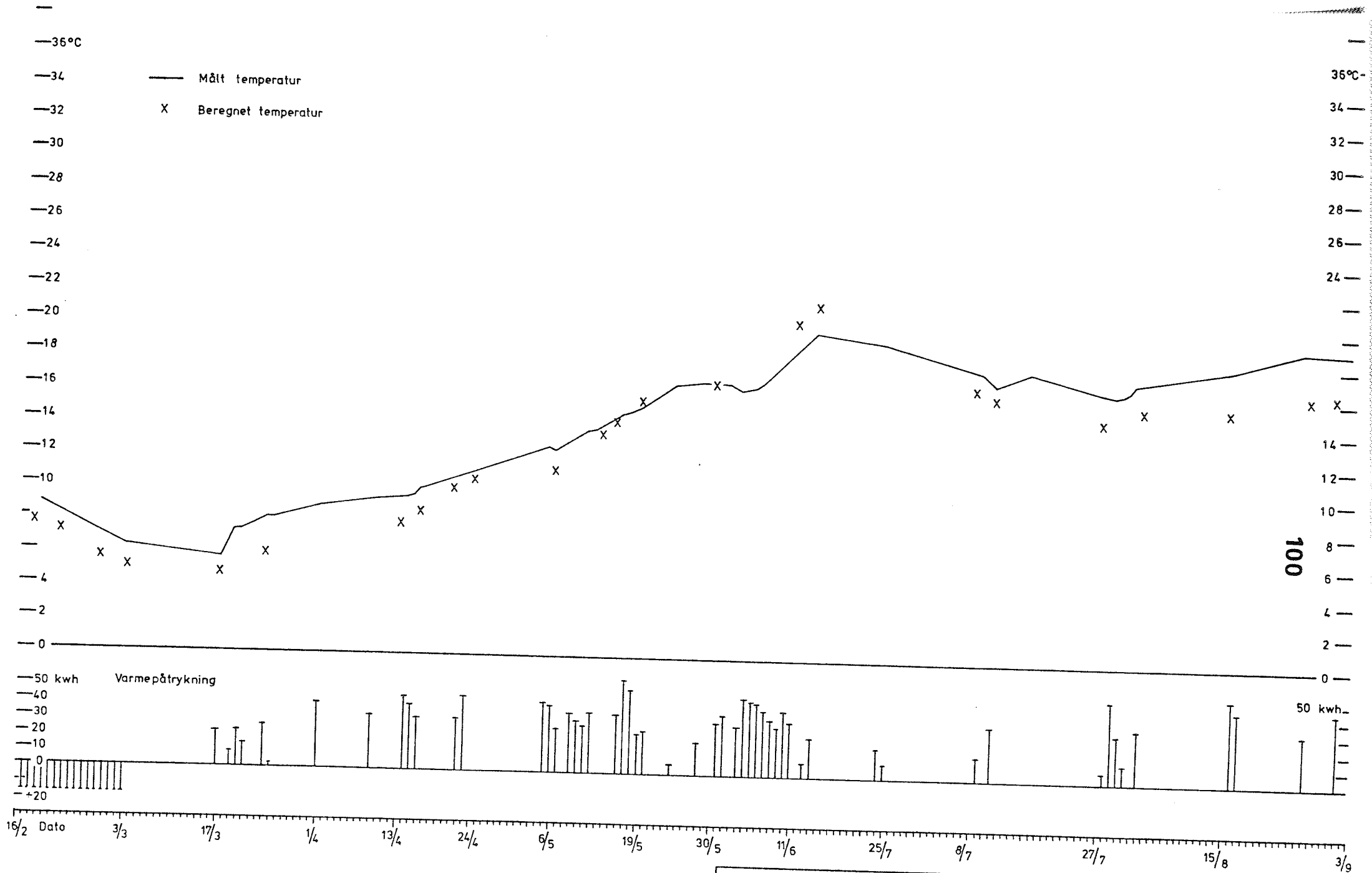
Note: $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$, $\lambda = 1,6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11	
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	
KKH	80.11.20
Temperaturforløb i jordlager. Pkt. 15	
	502



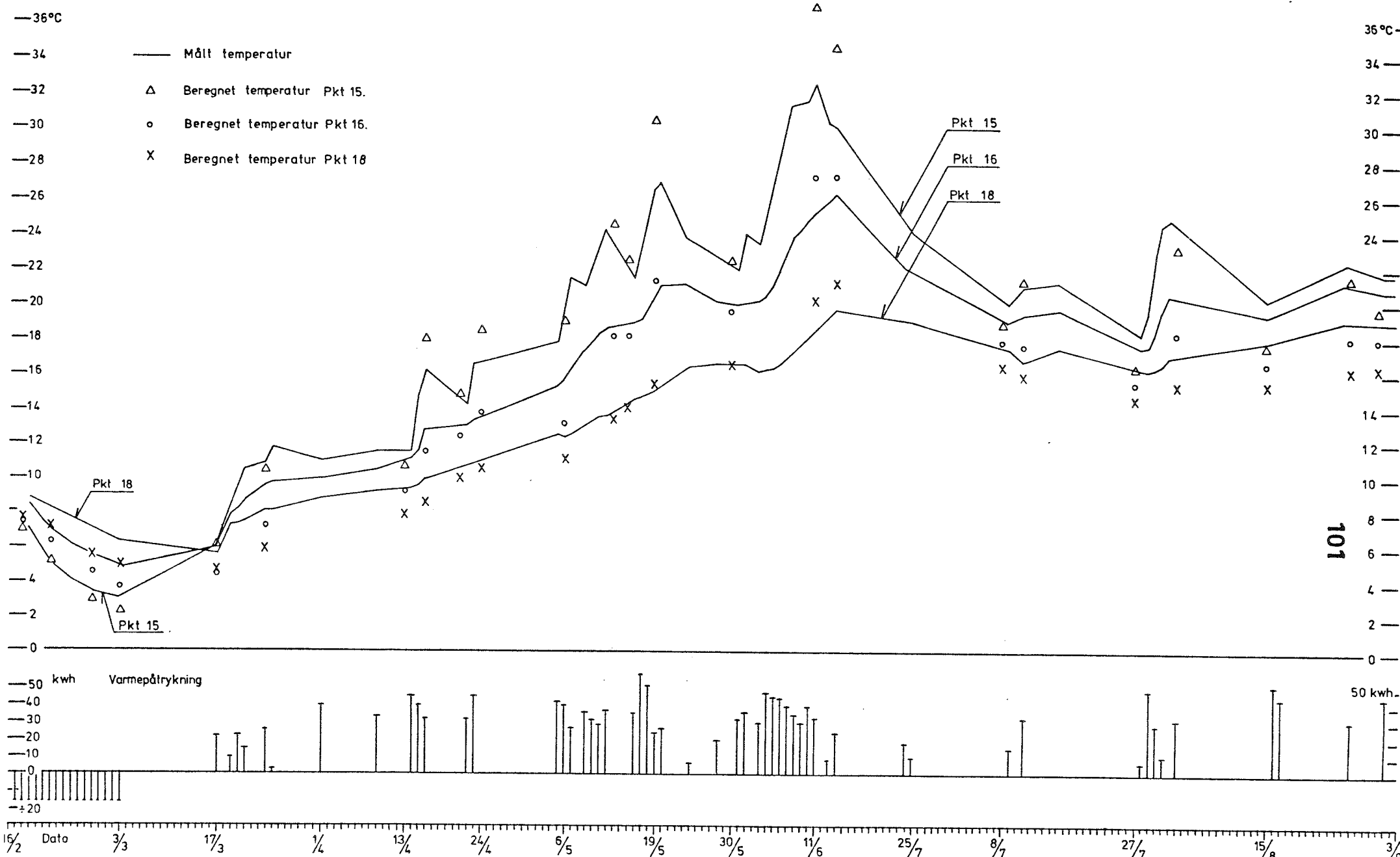
Note: $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$, $\lambda = 1,6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH Temperaturforløb i jordlager. Pkt.16	KKH	80.11.20
	—	504



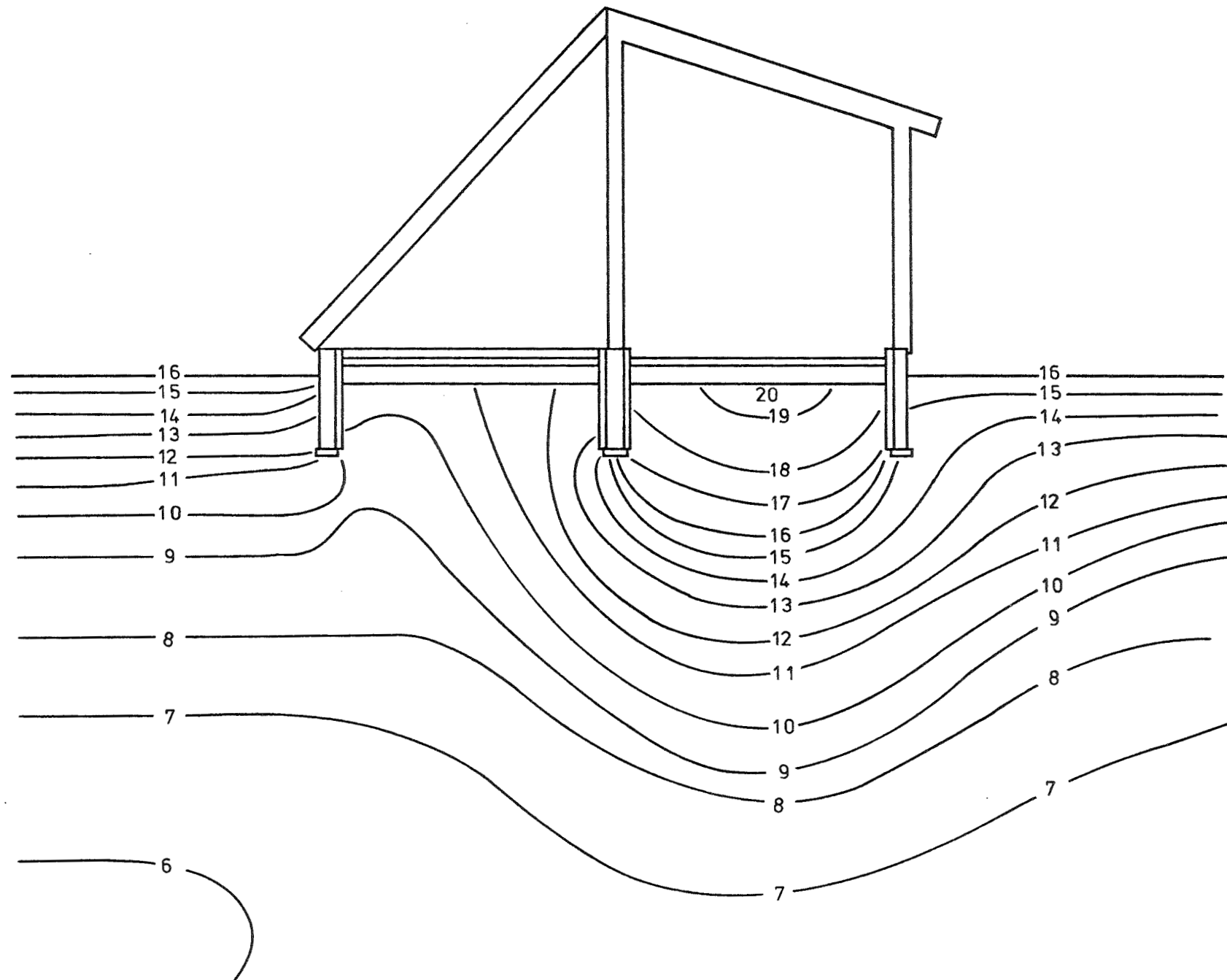
Note: $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$, $\lambda = 1,6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH		
KKH		80.11.20
Temperaturforløb i jordlager. Pkt. 18		506



Note: $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$, $\lambda = 1,6 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	KKH	80.11.20
Temperaturforløb i jordlager. Pkt. 15, 16 og 18.	-	508



102

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11			
TAGRUMSSOLFANGER, DTH		KKH	80.11.14
Temperaturprofil i jord d. 8/7 1980 Lodret snit (J= 2).		1 : 75	343

og den beregnede temperatur i samme dybde i lageret. Nederst på tegningerne er varmepåtrykningen angivet i kWh pr. dag.

For hver halve måned igennem beregningsperioden er temperaturprofilen optegnet for et lodret snit gennem lageret ($j=2$), se tegningerne nr. 61-404 i [10]. Specielt tegningerne nr. 343-404 viser, at varmepåtrykningen i forsommeren kan registreres 5-7 meter under gulvoverfladen.

7.5 En sammenligning af de fundne λ - og α -værdier med norske resultater

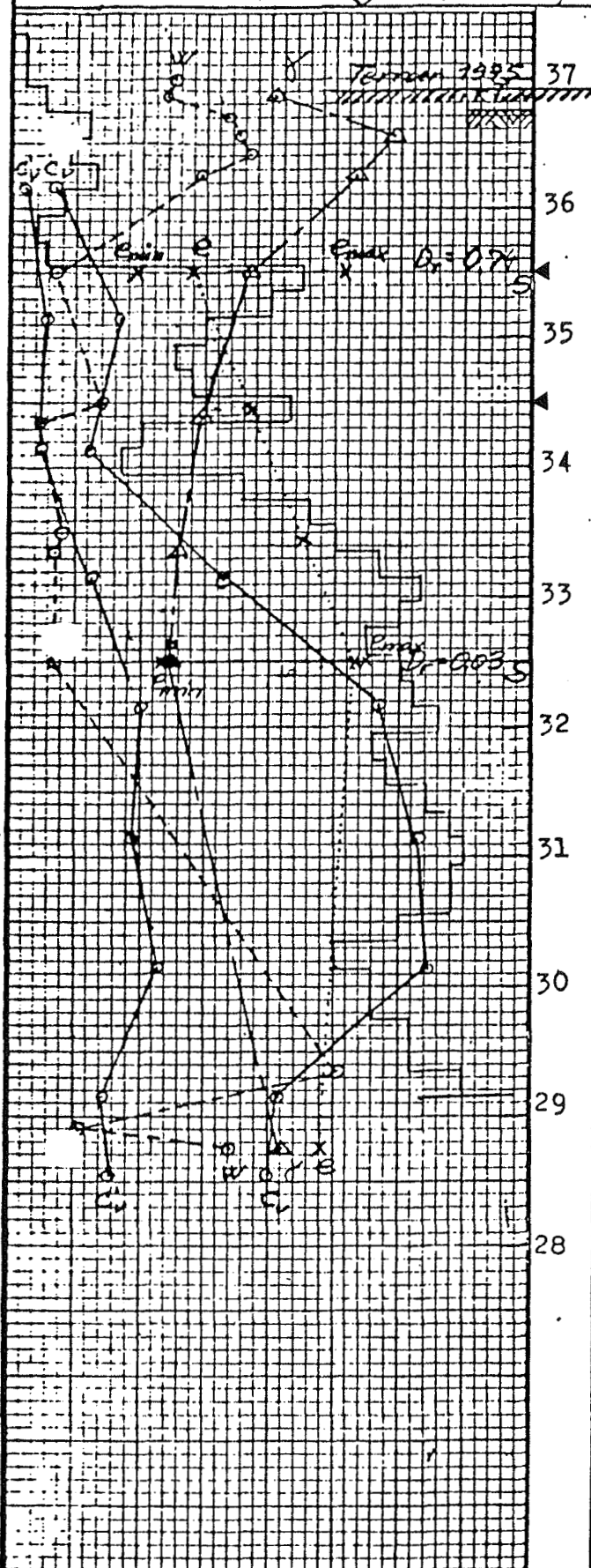
En jordarts varmeledningsevne er bestemt af jordartens mineralsammensætning, poretalet samt af det i porerne forekommende vand og luft. Disse værdier for jordmaterialet kan findes ved at foretage en boring med optagelse af prøver.

I dette tilfælde anvendes resultaterne for en allerede eksisterende boring fra 1960 (boring 100), der er foretaget ved Lavenergieksperimenthuset nord for bygning 119. Boringen er beliggende ca. 150 m fra tagrumssolfangeren, og boreprofilen for boringen er vist på fig. 23.

På grundlag af en række empiriske bestemmelser af jordarters varmeledningsevne sammenholdt med teoretiske vurderinger har Øistein Johansen [21] angivet diagrammer til bestemmelse af jords varmeledningsevne på grundlag af ovennævnte parametre for såvel tørt som frossen jord. Indgangsstørrelserne er kvartsindholdet, tørrumvægten samt mætningsgraden:

$$\text{Tørrumvægt } \gamma_d = \frac{\gamma_s}{1 + e}$$

$$\text{Mætningsgrad } S_r = \frac{w \cdot \gamma_s}{e \cdot \gamma_w}$$



Boring og sondering no. 100

- 25 Muldet sand.
- 26 Morænesand, forvitret, stenet, let leret.
- 27 Morænesand, forvitret, lerrigt.
- 28 Moræneler, forvitret, stenet.
- 29 do.
- 30 do.
- 31 Diluvialsand, fint, velsorteret.
- 32 do.
- 33 Diluvialsand, fint.
- 34 do.
- 35 do.
- 36 do.
- 37 do.
- 38 do.
- 39 do.
- 40 do.
- 41 do.
- 42 do.
- 43 do.
- 44 Diluvialgrovsilt.
- 52 do.
- 53 Diluvialsand, fint.
- 54 do., med grovsiltlag.
- 55 do.

Figur 23.

							%	w	GEOTEKNISK.		BOREPROFIL	
10	20	30					t/m ²	c _v , c _u	INSTITUT			
12	14	16	18	20	2.2	2.4	t/m ³	Y	Bor. udf. 2/1.08.13- 18/4-66		Sag: 59197	
04	05	06	07	08	09	10		e	af: GI/Chr.N-Dohse		Lyngby	
10	20	30	40	50	60	70	Sond. modstand		Tegn.: RAW		Kontr.: M.	
									Boring no. 100			

hvor

γ_s = kornrumvægt

e = poretal

w = vandindhold

γ_w = vandrumvægt

Det er fint diluvialsand, der ligger under overfladelaget på 0,9 m, så der regnes her med et kvartsindhold på 100%. Fig. 24 del a giver ud fra kvartsindholdet en partikelledningsevne på 7,5 W/m °C. Ledningsevnen af helt mættet materiale bestemmes i figurdel b ved at gå ind med den opgivne tørrumvægt på kurven for den fastlagte partikelledningsevne, og ledningsevnen for tørt materiale bestemmes i samme diagram ved at gå ind på kurven "tør ledningsevne". Da materialet er grovkornet, lægges interpoleringskurven fra den lodrette akse mærket "grov" i figurdel c, og ledningsevnen ved den aktuelle mætningsgrad kan aflæses.

Ved bestemmelsen af temperaturledningstallet α anvendes fig. 25 til bestemmelse af varmekapaciteten $C = \rho \cdot c$. Med den ovenfor fundne varmeledningsevne λ beregnes temperaturledningstallet ved $\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$.

I den foreliggende boring 100 er poretallet e og vandindholdet w i de øverste jordlag bestemt i kote 35,5 og i kote 34,5 (henholdsvis ca. 1,5 og ca. 2,5 m under terræn). Med en kornrumvægt $\gamma_s = 26,5 \text{ kN/m}^3$ og en vandrumvægt $\gamma_w = 10 \text{ kN/m}^3$ fås i kote 35,5 (i det følgende benævnt I):

I: Poretal	$e = 0,58$
Vandindhold	$w = 0,035$
Tørrumvægt	$\gamma_d = \frac{\gamma_s}{1+e} = \frac{26,5}{1+0,58} = 16,8 \text{ kN/m}^3$
Mætningsgrad	$S_r = \frac{w \cdot \gamma_s}{e \cdot \gamma_w} = \frac{0,035 \cdot 26,5}{0,58 \cdot 10} = 0,16$
Varmeledningsevne	$\lambda_I = 1,45 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ (aflæst)

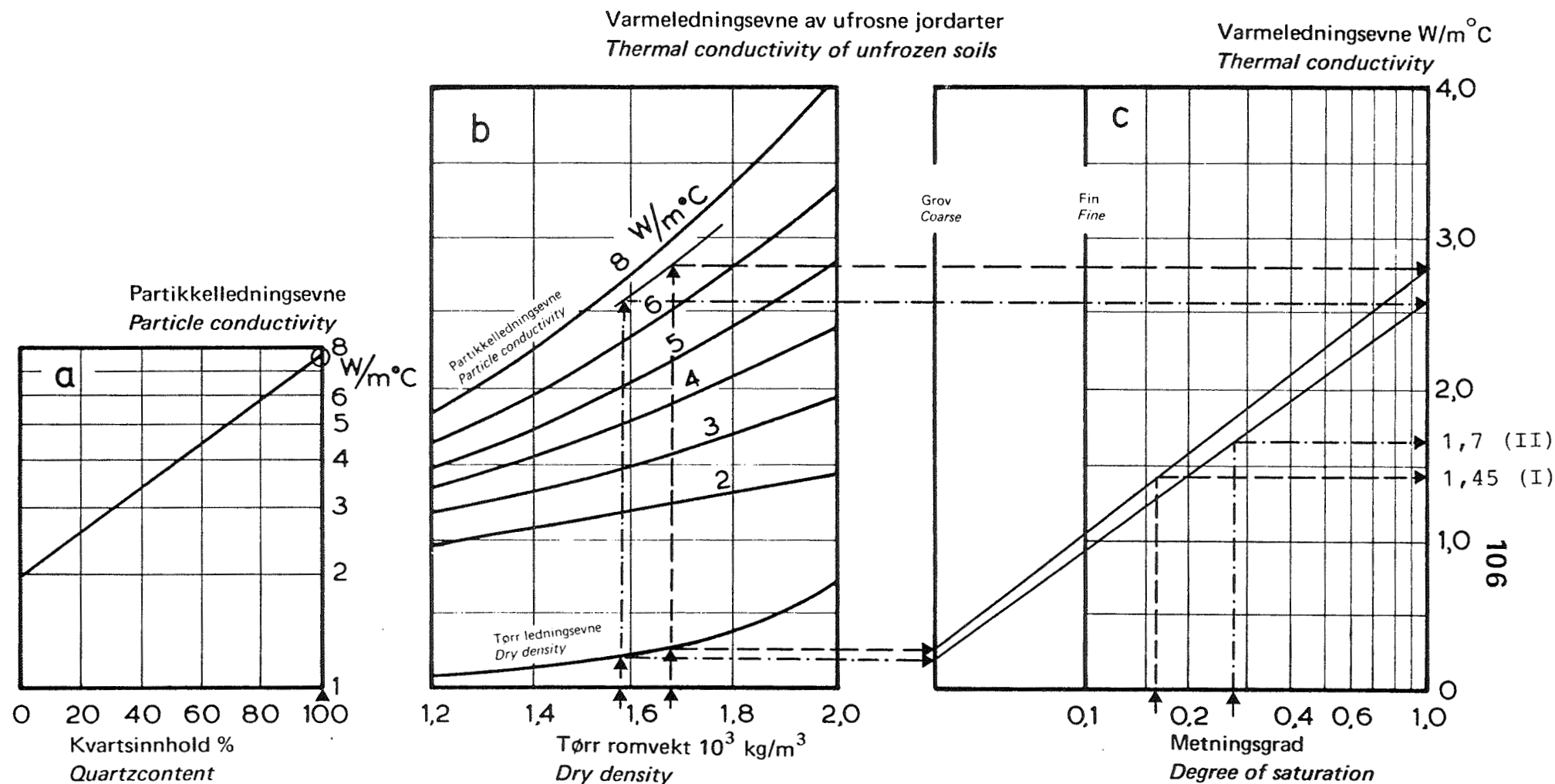
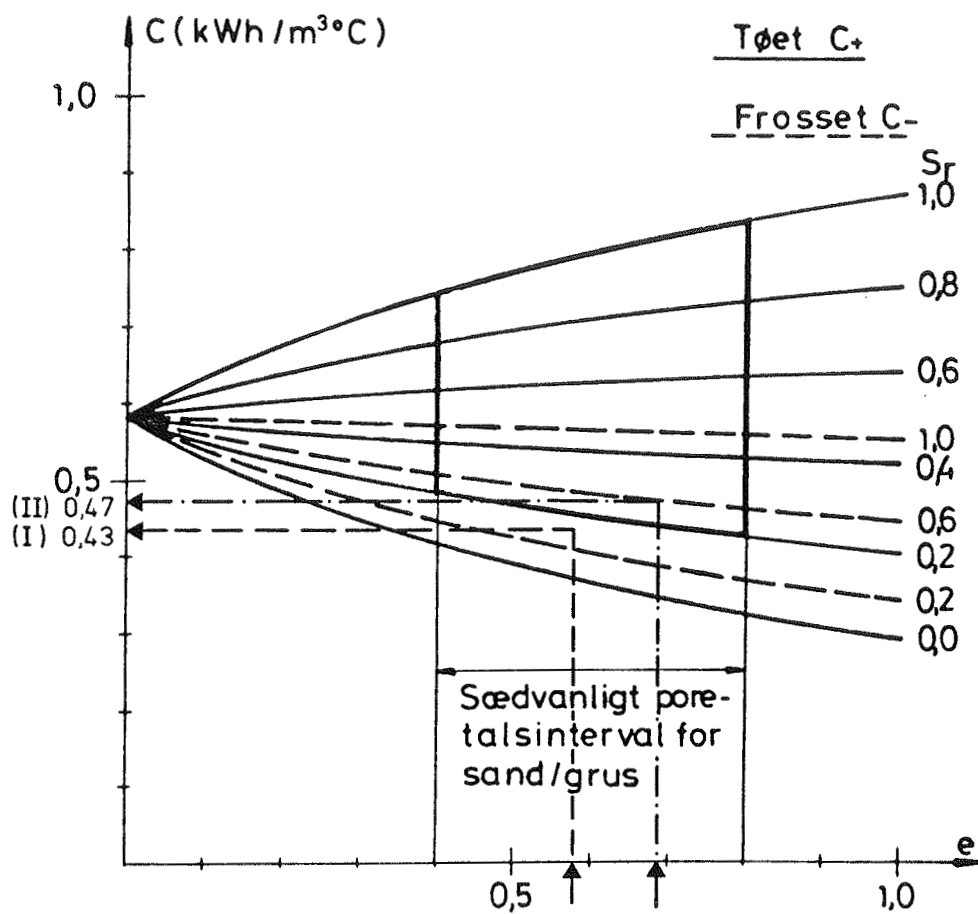


FIG. 24 Varmeledningsevne af ufrosne mineralske jordarter.
Diagrammet er baseret delvis på teoretiske beregninger (mættet ledningsevne) og delvis på empiriske relationer som er afledet af Kersten's omfattende varmeledningsmålinger. Ref. [21]
I: Kote 35,5 i boring 100.
II: Kote 34,5 i boring 100.



NOTE:

S_r = MÆTNINGSGRAD

e = PORETAL

I: KOTE 35,5 I BORING 100

II: KOTE 34,5 I BORING 100

FIG. 25 Varmekapacitet C i jord. Ref. [22].

I (forts.):

$$\text{Varmekapacitet} \quad C = 0,43 \text{ kWh/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (aflæst)}$$

$$\text{Temperaturledningsevne } \alpha_I = \frac{\lambda_I}{C} = 30,6 \text{ m}^2/\text{år}$$

I kote 34,5 (i det følgende benævnt II) fås:

$$\text{II: Poretal} \quad e = 0,68$$

$$\text{Vandindhold} \quad w = 0,07$$

$$\text{Tørrumvægt} \quad \gamma_d = \frac{\gamma_s}{1+e} = \frac{26,5}{1+0,68} = 15,8 \text{ kN/m}^3$$

$$\text{Mætningsgrad} \quad S_r = \frac{w \cdot \gamma_s}{e \cdot \gamma_w} = \frac{0,07 \cdot 26,5}{0,68 \cdot 10} = 0,27$$

$$\text{Varmeledningsevne} \quad \lambda_{II} = 1,7 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \text{ (aflæst)}$$

$$\text{Varmekapacitet} \quad C = 0,47 \text{ kWh/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (aflæst)}$$

$$\text{Temperaturledningsevne } \alpha_{II} = \frac{\lambda_{II}}{C} = 31,7 \text{ m}^2/\text{år}$$

Sammenlignes de her fundne varmeledningstal ($\lambda_I = 1,45 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ og $\lambda_{II} = 1,7 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$) og temperaturledningstal ($\alpha_I = 30,6 \text{ m}^2/\text{år}$ og $\alpha_{II} = 31,7 \text{ m}^2/\text{år}$) med de i kapitel 7.4 fundne tal ($\lambda = 1,6 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ og $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år}$), findes der en god overensstemmelse indenfor kurvernes usikkerhed, der angives til $\pm 25\%$ (ref.[21]). Denne overensstemmelse skyldes sandsynligvis, at jordlageret er meget konservativt, idet de påtrykte varmemængder kun giver langsomme temperaturændringer. Desuden har de foretagne temperaturmålinger strakt sig over et langt tidsrum, så den opstillede matematiske model rimeligt godt er tilnærmet virkeligheden.

8. Målinger på jordlageret sammenlignes med beregninger udført på Lunds Universitet

8.1 Først omtales beregningerne fra Lunds Universitet, jfr. [13]

8.1.1 Varmeledningsproblem

Temperaturen $T(x,y,z,t)$ tilfredsstiller den ordinære varmeledningsligning for et homogent medium

$$\nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (8.1)$$

hvor

$\nabla^2 =$ Laplace-operatoren

$\alpha =$ temperaturledningstallet

$\lambda =$ den termiske varmeledningsevne

$C =$ den volumetriske varmekapacitet

$$\alpha = \frac{\lambda}{C}$$

Der skal her ses på den termiske proces, hvor lageret er varmet op til en bestemt overtemperatur. Temperaturen i jorden udenfor lageret er nul på starttidspunktet $t = 0$, mens det opvarmede lager har temperaturen T_1 . D.v.s. begyndelsesbetingelserne er

$$T(x,y,z,0) = \begin{cases} T_1 & \text{i lageret} \\ 0 & \text{udenfor lageret} \end{cases} \quad (8.2)$$

8.1.2 Det endimensionale tilfælde

I det simpleste tilfælde med et flat, langstrakt lager med tykkelsen L ($-L/2 < x < L/2$) i et uendeligt jordvolumen $-\infty < x < \infty$ findes det endimensionale temperaturfelt $T(x,t)$

Begyndelsestemperaturerne er nu:

$$T(x,0) = \begin{cases} T_1 & -L/2 < x < L/2 \\ 0 & |x| > L/2 \end{cases} \quad (8.3)$$

Ved anvendelse af en dimensionsløs tid τ og en dimensionsløs koordinat x' :

$$\tau = \frac{4\alpha t}{L^2} \quad \text{og} \quad x' = \frac{x}{L}$$

fås ved anvendelse af [14]

$$T(x, t) = T_1 \cdot f(x', \tau) \quad (8.4)$$

hvor

$$f(x', \tau) = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \operatorname{erf}\left(\frac{0,5 - x'}{\sqrt{\tau}}\right) + \operatorname{erf}\left(\frac{0,5 + x'}{\sqrt{\tau}}\right) \right\} \quad (8.5)$$

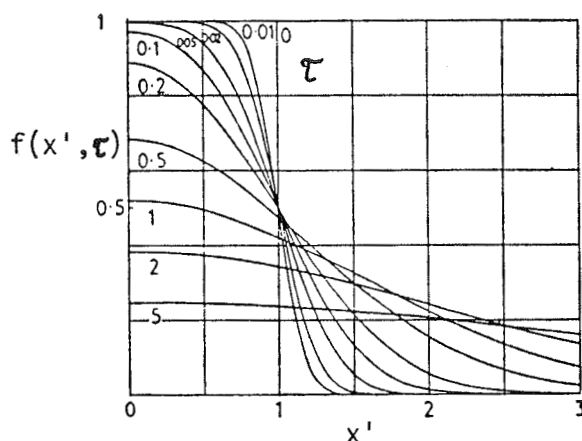
Her er erf fejlfunktionen.

Specielt kan temperaturen i midtpunktet $x = 0$ og ved lagerets overflade $x = \pm L/2$ bestemmes:

$$T(0, t)/T_1 = \operatorname{erf}\left(\frac{L}{2\sqrt{4\alpha t}}\right) \quad (8.6)$$

$$T(\pm L/2, t)/T_1 = \frac{1}{2} \operatorname{erf}\left(\frac{L}{\sqrt{4\alpha t}}\right) \quad (8.7)$$

På fig. 26 kan det ses, at temperaturen i lageret er faldet til $0,5 \cdot T_1$ på tidspunktet $\tau = 4\alpha t/L^2 \approx 1$.



Figur 26. Temperaturen aftager i det en-dimensionale tilfælde. Ref. [14].

Varmeindholdet i lageret er repræsenteret ved middeltemperaturen i lageret. $f_m(\tau)$ er middelværdien af $f(x', \tau)$ over $-1/2 < x' < 1/2$:

$$f_m(\tau) = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} f(x', \tau) dx' \quad (8.8)$$

med partiel integration fås

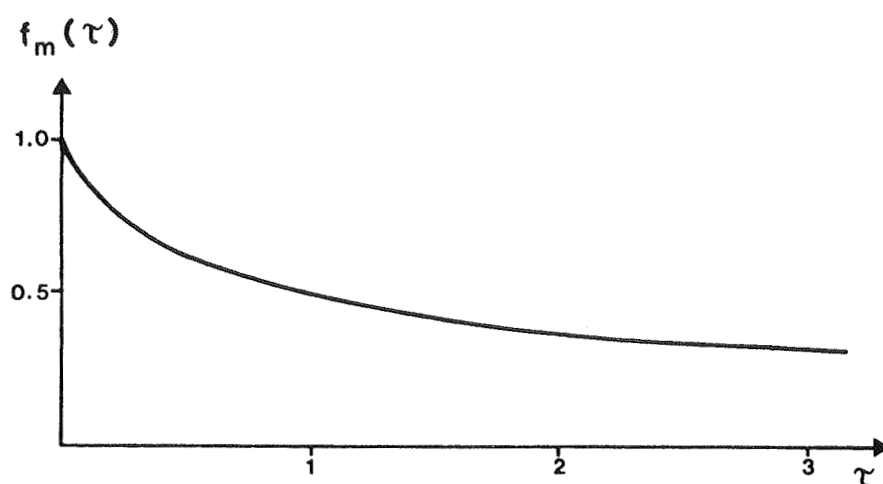
$$f_m(\tau) = \operatorname{erf}\left(\frac{1}{\sqrt{\tau}}\right) - \sqrt{\frac{\tau}{\pi}} \left(1 - e^{-\frac{1}{\tau}}\right) \quad (8.9)$$

Middeltemperaturen $T_m(t)$ er

$$T_m(t) = T_1 \cdot f_m\left(\frac{4\alpha t}{L^2}\right) \quad (8.10)$$

På fig. 27 og i tabel 4 er middeltemperaturen f_m vist.

Ud fra tabel 4 ses, at 10, 25 og 50% af varmen er tabt efter tiden henholdsvis $\tau = 4\alpha t/L^2 = 0,03$, $0,20$ og $0,91$.



Figur 27. Middellagertemperaturen aftager i det en-dimensionale tilfælde.

τ	0	0.001	0.01	0.05	0.1	0.25	0.5
$f_m(\tau)$	1	0.982	0.944	0.874	0.822	0.718	0.610

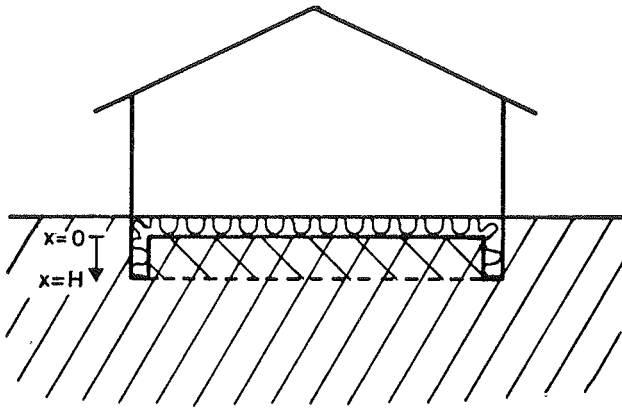
τ	0.75	1	1.25	1.5	2	3	5	10
$f_m(\tau)$	0.538	0.486	0.447	0.415	0.369	0.308	0.244	0.175

τ	0.0003	0.031	0.196	0.91	4.8
$f_m(\tau)$	0.99	0.90	0.75	0.50	0.25

Tabel 4. Funktionen $f_m(\tau)$ som giver middellagertemperatur.

8.1.3 Varmelager under et hus

Fig. 28 viser et sådant system. Lageret er isoleret i top og sider, så der beregningsmæssigt kun sker endimensional varme-transport lodret nedad. Lageret har tykkelsen H .



Figur 28. Varmelager i lag xxx under gulvkonstruktionen i et hus. Lageret er isoleret opadtil og på de lodrette sider

Til tidspunktet $t = 0$ er lageret ladet op til en overtemperatur T . Varmestrømmen ved $x = 0$ er nul opad pga. isoleringen, og af symmetri-hensyn bliver $L = 2H$ i formel (8.10). Lagerets middeltemperatur kan udregnes som:

$$T_m(t) = T_1 \cdot f_m\left(\frac{4\alpha t}{4H^2}\right) \quad (8.11)$$

Tabel 5 viser tiden, hvor 50% af varmen er tabt for forskellige tykkelser af H :

$t_{1/2}$	1 dag	1 uge	1 måned	3 måneder	6 måneder
$H(m)$	0.30	0.79	1.6	2.8	4.0

Tabel 5. Lagertiden $t_{1/2}$ hvor 50% af varmen er tabt.

$$\alpha = 0,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

8.2 Sammenligning med målinger

De i dette kapitel omtalte formler kan sammenlignes med temperaturmålinger i jordlageret under tagrumssolfangeren* for perioden 14/6 til 9/7 1980 (25 døgn); se tegningerne nr. 1308.1 og 1308.2.

Den 14/6 er temperaturen i pkt. 16 $T_{L,1} = 26,2^{\circ}\text{C}$, og denne temperatur falder stort set uden varmetilførsel til $T_{L,2} = 19,0^{\circ}\text{C}$ den 9/7. Jordtemperaturen er konstant $T_j = 14,5^{\circ}\text{C}$ i perioden. Da pkt. 16 repræsenterer middellagertemperaturen T_m i lageret, der er et mål for varmeindholdet, kan det beregnes, at overtemperaturen over jordtemperaturen og dermed varmeindholdet falder fra $T_1 = 11,7^{\circ}\text{C}$ til $T_2 = 4,5^{\circ}\text{C}$ eller til 38,5% af den oprindelige værdi.

Med formel (8.11) fås

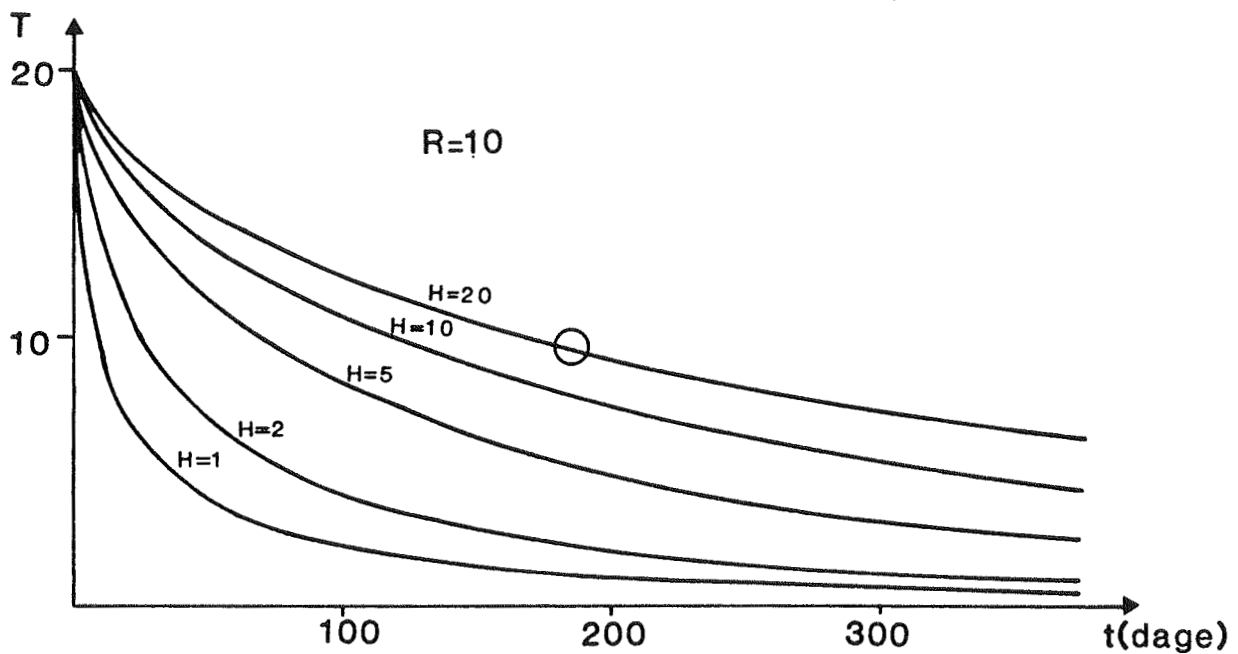
$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot f_m \left(\frac{4\alpha t}{4H^2} \right) = 11,7 \cdot f_m \left(\frac{4 \cdot 0,95 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 86400}{4 \cdot 1,15^2} \right) \\ &= 11,7 \cdot f_m(1,55) = 11,7 \cdot 0,40 = 4,7^{\circ}\text{C} \quad (8.12) \end{aligned}$$

Her er $\alpha = 30 \text{ m}^2/\text{år} = 0,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ den i kap. 7 fundne termiske diffusivitet for sandet i lageret, t de 25 døgn omregnet til sekunder og H lagerets højde uden hensyntagen til beton og singelslag.

Den beregnede temperatur ligger meget tæt på den målte, idet der kun er en afvigelse på mindre end 0,5% fra den målte temperatur. Det kan således konstateres, at varmelagringstiden beregnet med formel (8.11) er den samme som den i prøvestanden målte lagringstid, og at varmeindholdet efter de 25 døgn således er faldet til 40% af den oprindelige værdi. Det er derfor klart, at sådanne systemer kun kan blive brugt til lagringsperioder kortere end 1 måned.

* Det skal bemærkes, at der ikke sker endimensional varmetransport, jf. side 402.

Der er ingen sæsonlagring i dette lager, og i [13] beregnes, at først ved $D = 2R = 20$ m og $H = 20$ m (i det cylindriske tilfælde) forbliver mere end 50% af det oprindelige varmeindhold tilbage efter 6 måneder. Se også fig. 29, der er beregnet med en numerisk model.



Figur 29. Middeltemperaturen i et cylindrisk lager

9. Overføring af entalpi fra tagrum til drænlag med fugtig luft

9.1 Indledning

Der kan overføres varme fra tagrummet til jorden ved at cirkulere luft mellem tagrum og drænlag. Når solen skinner, er temperaturen i tagrummet høj ($>50^{\circ}\text{C}$), og den relative fugtighed i tagrummet lav ($<10\%$). Varmeoverførselen fra tagrum til drænlag beregnes derfor normalt ud fra luftens afkøling alene, og det vil her blive benævnt som varmeoverførsel med tør luft.

Dette kapitel beskriver et forsøg på at forøge den cirkulerende luftmængdes varmeoverførende evne ved fordampning af vand i tagrummet og kondensation i drænlaget. Der beskrives en opstilling, og måleresultater fra denne kommenteres.

9.2 Princip for varmeoverføring med fugtig luft

Opstillingen ses skematisk i tegning nr. 1100. Den varme luft fra tagrummet (tilstand 1) passerer hen over et kar med en fri vandoverflade og opnår tilstanden 2. Vandet i karret bliver opvarmet med solstråling. Der bliver således tilført varmemængden Q udefra. Tilstandsændringen er da fastlagt ved:

$$\Delta x = x_2 - x_1 = \frac{W}{G} \quad (9.1)$$

$$\Delta i = i_2 - i_1 = \frac{Q + W \cdot c \cdot T}{G} \quad (9.2)$$

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{Q}{W} + c \cdot T \quad (9.3)$$

hvor

Δi = tilvæksten i entalpi- eller varmeindholdet i
kJ/kg tør luft

Δx = tilvæksten i fugtighedsindholdet i kg vand/kg
tør luft

G = luftmængden i kg tør luft

W = den fordampede vandmængde i kg

c = vandets varmekapacitet i $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

T = vandtemperaturen i $^\circ\text{C}$

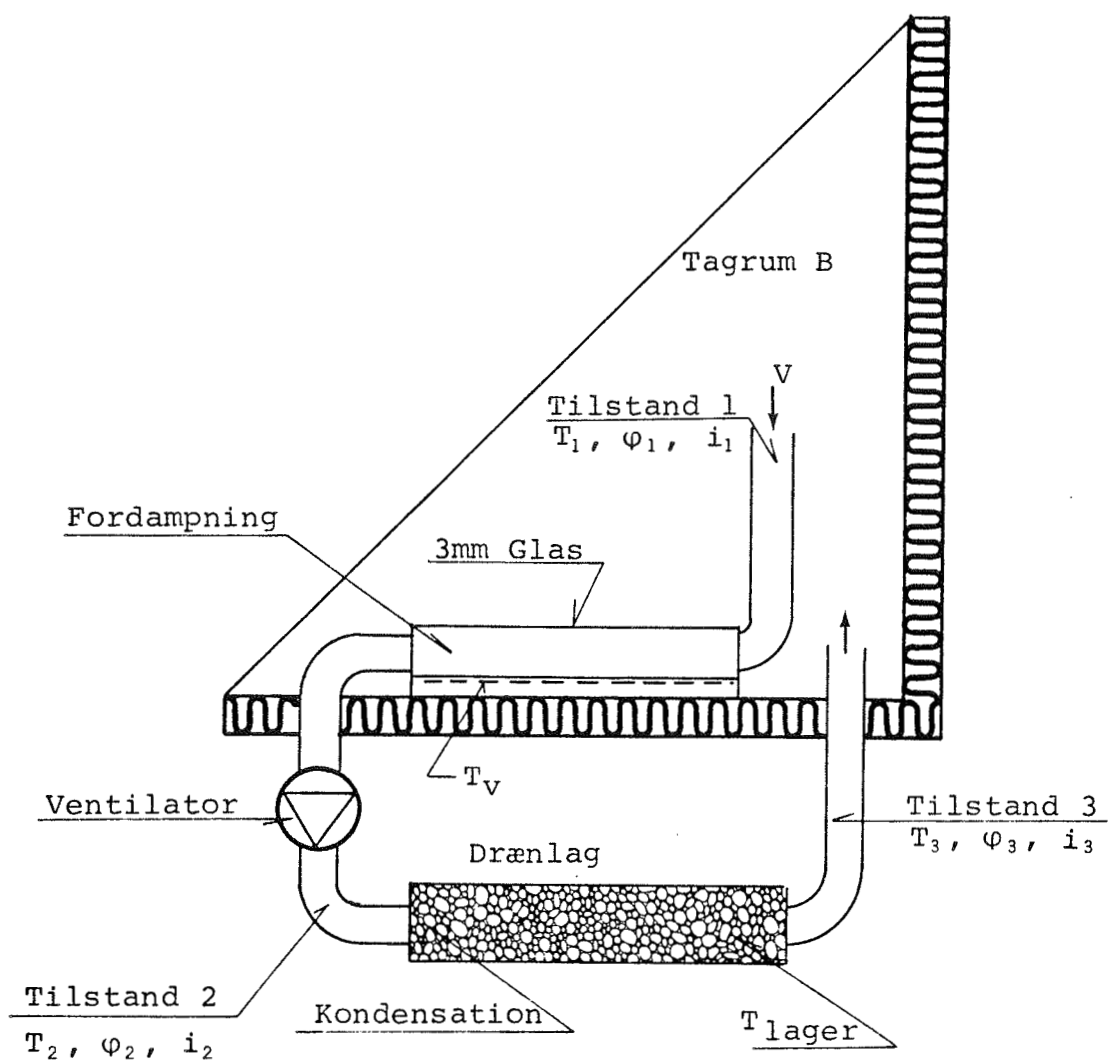
Q = den tilførte varmemængde i kJ

De opnåede vandtemperaturer i opstillingen ligger i størrelsesordenen $T_{\text{vand}} \approx 46^\circ\text{C}$, og det giver $\Delta i/\Delta x \approx 2300 \text{ kJ/kg}$ tør luft.

Tegning nr. 1101 viser tilstandsændringernes principielle forløb, og det skal bemærkes, at tilstanden 2 er bestemt af befugtningsgraden. Tilstandspunkter på mætningskurven (pkt. T_v) opnås kun ved yderst intim berøring imellem luften og vandoverfladen. Der må ikke være "tørre kanaler" gennem befugteren men rigeligt med vand, og kontakttiden vand-luft må være tilstrækkelig lang.

I tagrummet er luftens vandindhold 0,020-0,026 kg/kg og efter befugtningen 0,045-0,055 kg/kg. Luften opnår tilstanden 3 ved afkøling i lageret. Først foregår tilstandsændringen på ix-diagrammet langs en lodret linie $x = \text{konst}$ i retning af faldende temperatur med $\Delta i/\Delta x = -\infty$ og dugpunktet T_d nås. Luften er i denne tilstand mættet med vanddamp, og en yderligere afkøling bevirker, at den overskydende vanddamp kondenseres ud af luften, idet vanddampindholdet i mættet luft synker med faldende temperatur.

I tagrummet sker der en opvarmning ved konstant vandindhold, idet luften bevæger sig fra tilstand 3 til tilstand 1. Tilstandsændringen foregår langs en lodret linie $x = \text{konst}$, og ændringen sker i retning af $\Delta i/\Delta x = +\infty$. I ix-diagrammet ses det, at den relative luftfugtighed ϕ aftager.



Note:

V: Luftmængde i m^3/h

T: Lufttemperatur i $^{\circ}\text{C}$

φ : Relativ luftfugtighed i %

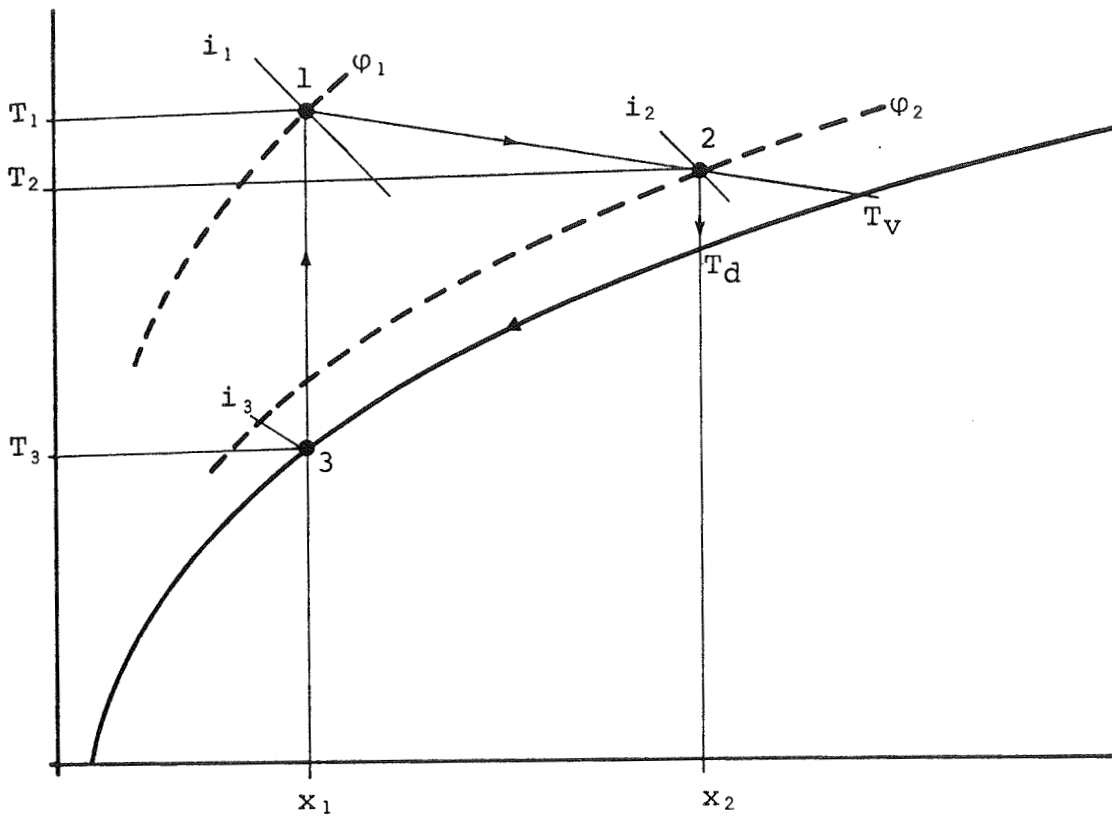
i: Entalpiindholdet af den fugtige luft i kJ/kg tør luft

T_V : Bassinvandets temperatur i $^{\circ}\text{C}$

T_{lager} : Singelslagets temperatur i $^{\circ}\text{C}$ (pkt.69)

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH	KKH/KS	80.08.19
Princip for overføring af entalpi fra tagrum til drænlag med fugtig luft	-	1100



Note:

x : Luftens fugtighedsindhold i kg vand / kg tør luft.

T_d : Luftens dugpunkt i $^{\circ}\text{C}$

Øvrige signaturer: Se tegning nr. 1100.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

FAGRUMSSOLFANGER, DTH

Filstandsændringernes principielle forløb i ix - diagram

KKH/KS

80.09.04

1101

9.3 Den udførte opstilling

Tegningerne nr. 1102, 1103 og 1104 viser i plan og snit den udførte opstilling. Bassinet dækker et areal på $A = 3,0 \cdot 2,6 = 7,8 \text{ m}^2$, og det transparente areal er $7,3 \text{ m}^2$. Luften ledes ind gennem et $\varnothing 200$ rør i det transparente areals ene hjørne og trækkes mellem vandoverflade og glas til udløbet i det andet hjørne. Højden h mellem vandoverflade og glas varierer mellem 18 og 26 mm, hvilket giver en lufthastighed på 1,2 - 1,0 m/s i "fordampningsrummet". Luftflowet bestemmes via trykfaldet i en blænde, der er placeret i tagrummet. Centrifugalventilatoren, der har betegnelsen CNA-250/D (2800 o/m) fra Nordisk Ventilator Co., er placeret i målerummet, og den får strøm fra en frekvensomformer, hvorved omløbstallet kan reguleres trinløst. Ved lave luftmængder køres med lave omløbstal, således at luftens temperaturstigning gennem ventilatoren bliver meget lille ($< 0,4^\circ\text{C}$). Efter ventilatoren ledes luften ned gennem drænlaget (se tegning nr. 1135) og tilbage til tagrummet.

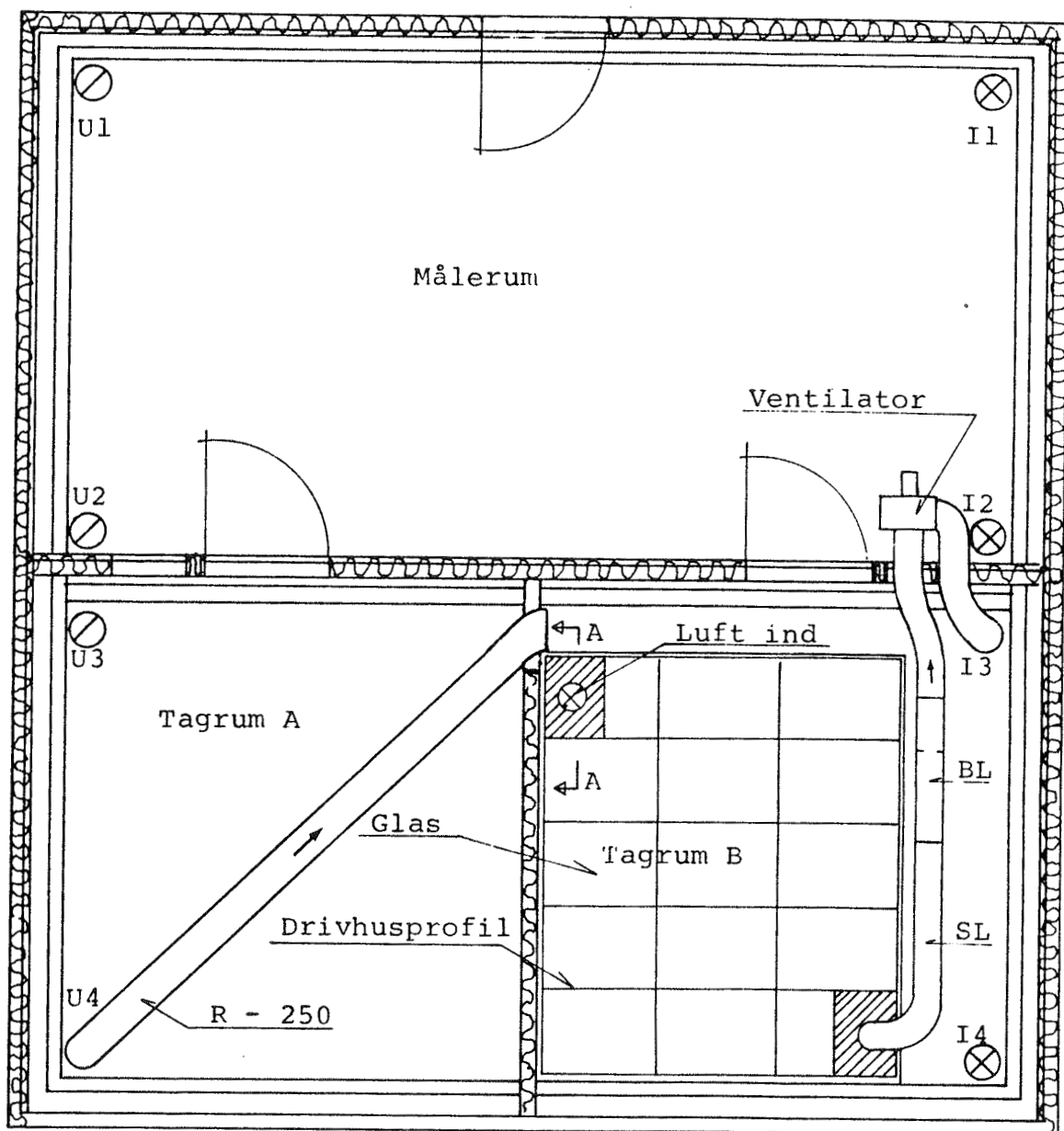
9.4 Målingerne

Temperaturen T_1 af den luft, der ledes ind over vandoverfladen, måles med et termoelement, der er placeret i $\varnothing 200$ -rørets midte. Se tegning nr. 1104. Ligeledes måles med termoelementer bassinvandets temperatur T_{vand} , lagertemperaturen (i pkt. 69) samt luftens udløbstemperatur fra lageret.

Oprindeligt regnede jeg med at anvende finske VAISALA målere til bestemmelse af den relative fugtighed i kanalerne, og to målere blev kalibreret til formålet. I de indledende forsøg viste det sig imidlertid hurtigt, at måleren i kanalen efter bassinet ikke var stabil ved de høje fugtigheder, der forekom her. Desuden må føleret elementet ikke få frit vand, hvilket kan være svært at undgå ved på- og afmontering. Jeg fik derfor lavet et hul i overgangsstykket efter ventilatoren, så det blev muligt at stikke et psykrometer ind i luftkanalen.

121

B



B

Note:

I3: Luft ind i lager

U4: Luft ud fra lager

BL: Måleblende EHBA - 020 - 1

SL: Fleksibel slange, d = 200

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, D.T.II

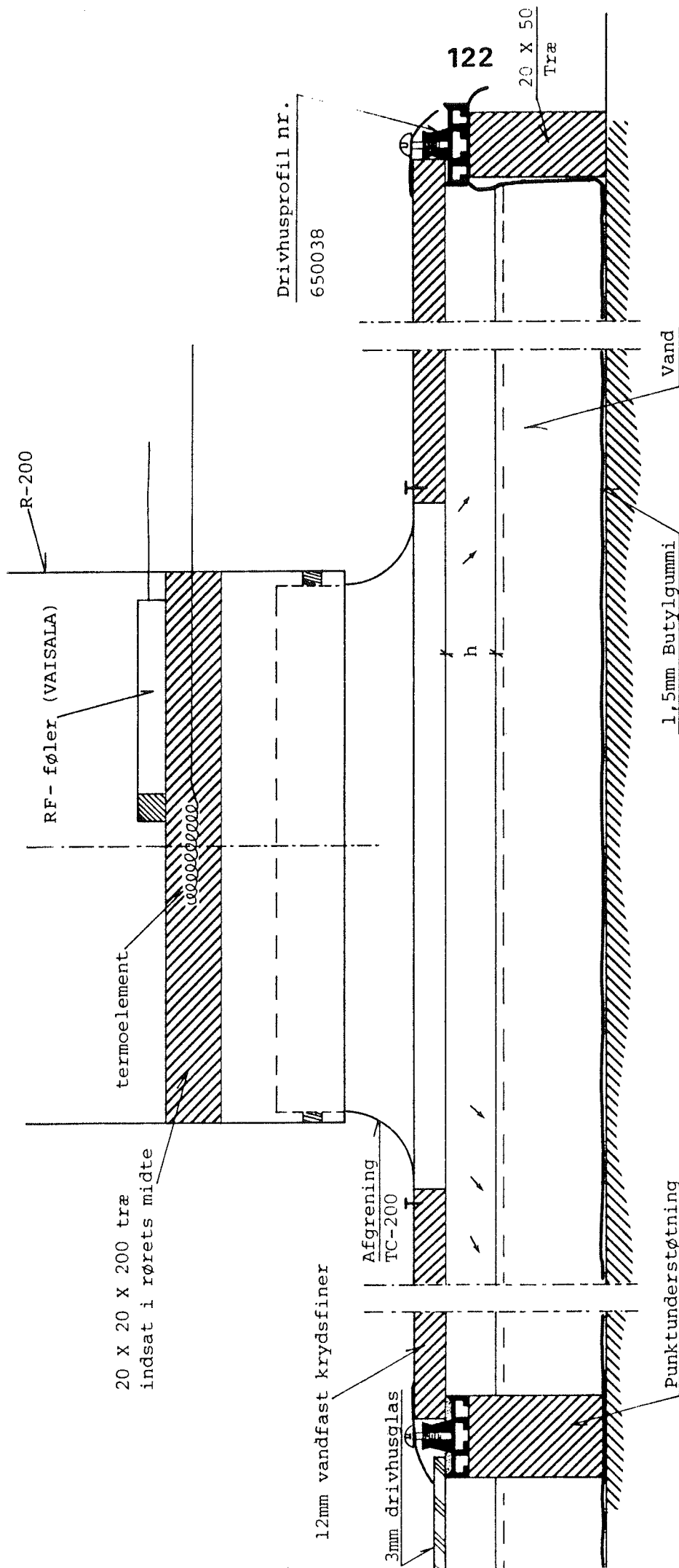
Fordampning i tagrum og kondensation i drænlaget.

KKII/KS

80.08.10

1 : 50

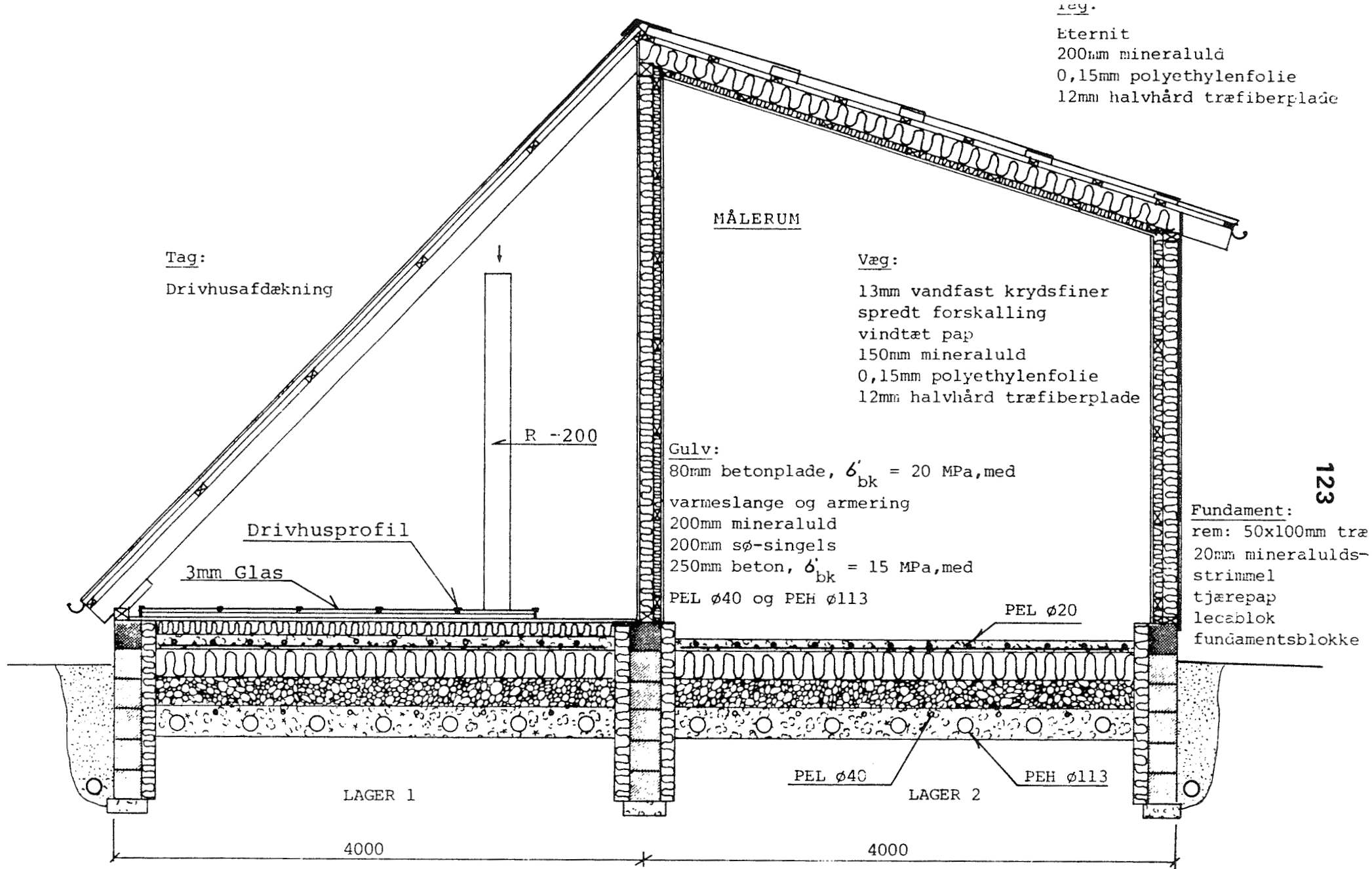
1102



Drivhusprofil nr.
650038

Note:
h er afstanden mellem
vandoverflade og glas

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH SNIT A-A (tegn. nr. 1102)	KKE/KS	80.88.19
	1 : 2	1103



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

KKH/KS 80.08.20

Tværsnit, snit B - B (tegn. nr. 1102)

1:37

1104

Temperaturen T_2 af luften, der ledes ind i lageret, aflæses på psykrometeret. I tagrummet kan et psykrometer ikke anvendes, idet temperaturen kan blive meget høj ($>80^{\circ}\text{C}$), og psykrometerets termometre går kun til 60°C . I tagrummet anvendes derfor en VAISALA måler til bestemmelse af den relative fugtighed. Tegning nr. 1140 i [20] giver kalibreringskurven for apparatet. Det skal bemærkes, at firmaet opgiver temperaturafhængigheden til ca. $0,05\% \text{ RF}/^{\circ}\text{C}$.

9.5 Måleresultater

Når ventilatoren har kørt i ca. 15 min. startes målingerne, og tegning nr. 1105 viser måleresultater fra nogle af de få solskinsdage i august. Luften fra tagrummet har en temperatur, der ligger i intervallet $T_1 = 53-81^{\circ}\text{C}$, og den relative fugtighed svinger mellem $\phi_1 = 7,5-23\%$, højst ved de lave temperaturer. Efter "fordampningsrummet" ligger lufttemperaturen mellem $T_2 = 44-58^{\circ}\text{C}$ og den relative fugtighed mellem $\phi_2 = 43-75\%$. Udløbstemperaturen fra lageret ligger på $T_3 = 16,8^{\circ}\text{C}$, og denne temperatur er iøvrigt lig med lagerets temperatur ved udløbet. Punkterne er indtegnet i et ix-diagram, se tegning nr. 1106, og her kan entalpiindholdet ved de enkelte lufttilstande aflæses. I tegning nr. 1105 udregnes både den "fugtige" og den "tørre" entalpiændring ved luftens passage gennem lageret. Det skal bemærkes, at luftens varmfylde c i $\Delta I_{\text{tør}}$ er sat til $c = 1,00 \text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$. Endelig udregnes forholdet

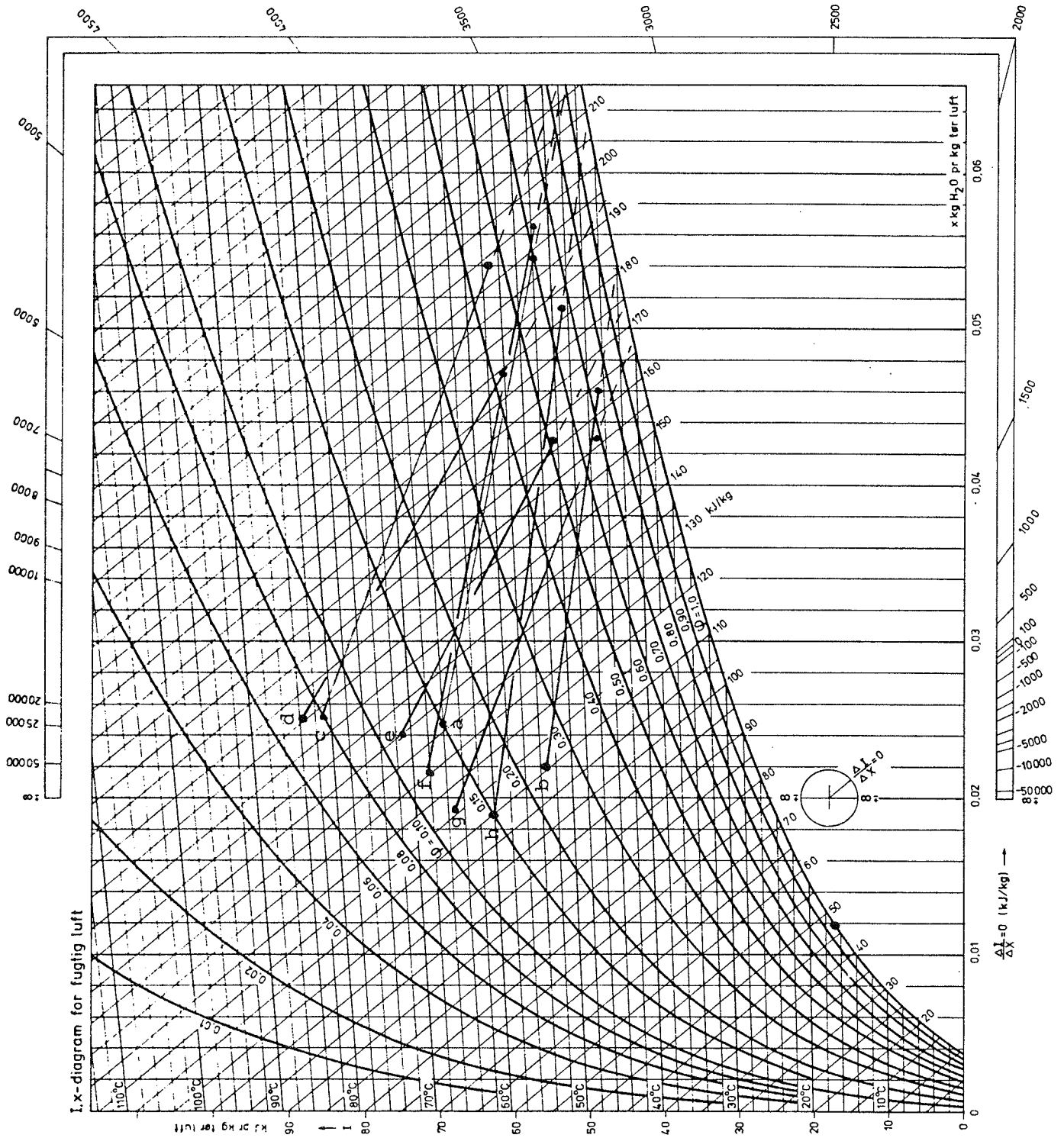
$$F = \frac{\Delta i_{\text{fugtig}}}{\Delta i_{\text{tør}}} \quad (9.4)$$

der angiver hvor meget en fugtig varmeoverføring er bedre end en tør varmeoverføring. F ligger i de foretagne målinger i størrelsesordenen $F = 3,3-4,3$. Den cirkulerende luftmængde ligger mellem $V = 230-270 \text{ m}^3/\text{h}$.

x)	Dato	Måleperiode	Luftmgd.	Luft ind i bassin			Luft ind i lager			Luft ud fra lager			Vand i bassin	Højde vand/glas	Δi_{fugtig} $= i_2 - i_3$	$\Delta i_{\text{tør}}$ $= (T_2 - T_3) \cdot c$	Forhold F $= \frac{\Delta i_{\text{fugtig}}}{\Delta i_{\text{tør}}}$
		kl.	V	T ₁	φ_1	i ₁	T ₂	φ_2	i ₂	T ₃	φ_3	i ₃	T _{vand}	h	kJ/kg	kJ/kg	
			m ³ /h	°C	%	kJ/kg	°C	%	kJ/kg	°C	%	kJ/kg	°C	mm			
a	13/8	13 ⁴⁵ -14 ⁰⁵	270	66	15	132.	52,0	60	193	16,8	100	47	46,0	21	146	35,2	4,1
b	13/8	15 ¹⁶ -15 ³⁶	270	53	23	111	44,4	75	163	16,8	100	47	42,0	22	116	27,2	4,3
c	14/8	14 ⁰² -14 ²²	270	81	8	148	57,6	45	198	16,8	100	47	46,0	24	151	40,8	3,7
d	14/8	15 ¹² -15 ³²	270	83	7,5	151	56,2	43	178	16,8	100	47	43,2	25	131	39,4	3,3
e	14/8	17 ⁴⁷ -18 ⁰⁷	270	71	12	135	50,6	51	162	16,8	100	47	41,0	26	115	33,8	3,4
f	16/8	14 ³⁵ -14 ⁵⁵	230	68	12	125	51,6	62	197	16,8	100	47	46,0	20	150	34,8	4,3
g	27/8	14 ⁰⁷ -14 ²⁷	230	65	12	116	45,2	68	157	16,8	100	47	40,2	18	110	28,4	3,9
h	27/8	15 ⁴⁹ -16 ⁰⁹	230	60	15	110	48,4	68	182	16,8	100	47	44,5	19	135	31,6	4,3

x) Målepunkterne er indtegnet i ix-diagram,
se tegning nr. 1106

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH Måleresultater	KKH/kw	80.09.09.
	-	1105



Tegning nr. 1106 ix-diagram med målepunkter

9.6 Diskussion

I dette forsøg befugtes varm luft ved at bestryge en fri vandoverflade, og der opnås relative fugtigheder op til $\phi = 0,75$. Den fugtige luft ledes derefter ned i singelslaget under huset, hvor den afkøles (og vanddampene kondenserer) til lagerets temperatur. I opstillingen er det målt, at varmeoverføring til lageret med fugtig luft er op til 4,3 gange bedre end varmeoverføring med tør luft.

Lufttilstanden efter "fordampningsrummet" er meget afhængig af befugternes virkningsgrad, der i dette forsøg ligger i området $\eta = 0,55-0,73$. I øvrigt vil befugtervirkningsgrader på $\eta \approx 1,0$ give et forhold

$$F = \Delta i_{\text{fugtig}} / \Delta i_{\text{tør}} \approx 6 \quad (9.5)$$

Alt i alt kan det konkluderes, at varmeoverføring med fugtig luft fra tagrum til lager er betydeligt bedre end varmeoverføring med tør luft.

Problemet med kondenseret vanddamp i lageret ses der her bort fra. Desuden er der om natten og i koldere perioder kondens på glasset i tagrummet; et problem, der skyldes den høje fugtighed derinde. Det sidst nævnte problem kan løses ved at lave et "fordampningsrum" af en tætsluttet plastpose eller lignende, men alligevel kan systemet ikke anbefales til andre pga. den kondenserede vanddamp i lageret, der kan medføre algevækst og skader på gulvkonstruktionen.

10. Forsøg med opladning af stenlager med varme fra tagrum

10.1 Indledning

Varmeoverføringen fra tagrummet til drænlaget med tør luft er også målt (jfr. foregående kap. 9, der beskriver et forsøg med varmeoverføring fra tagrum til drænlæg med fugtig luft). Denne form for varmeoverføring til jordlageret skal sammenlignes med varmeoverføringen i PEH ø113-slanger indstøbt i betonlaget (beskrevet i kap. 6).

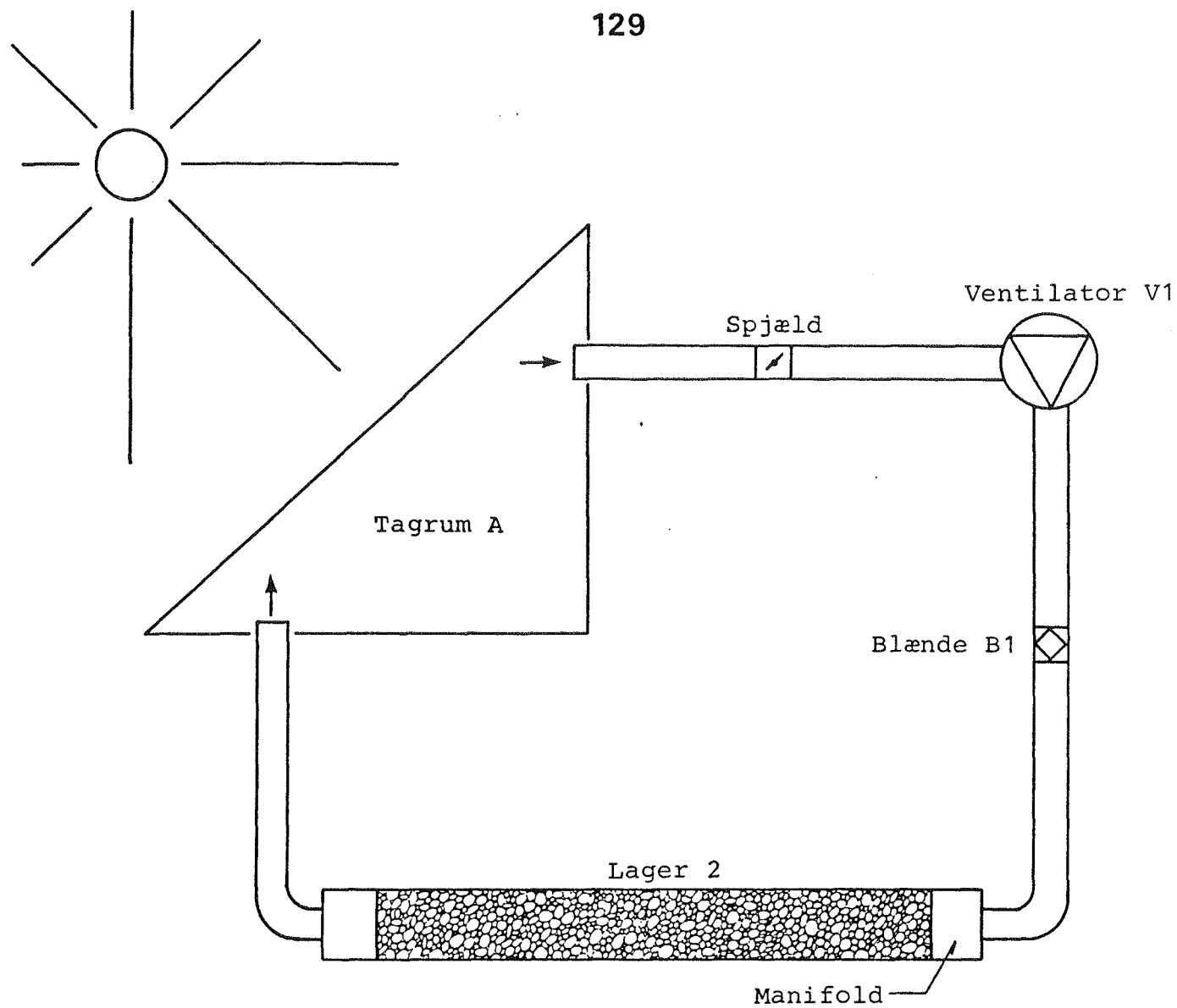
Der er optegnet de målte temperaturprofiler for varmpåtrykning og for afkøling af drænlaget uden varmeudtag (dvs. over tabet). Desuden er tryktabet gennem stenmagasinet målt og beregnet.

10.2 Varmetilførsel til stenlager

Tegning nr. 1330 viser opstillingen. Den varme luft fra tagrummet blæses med ventilatoren V1 gennem stenlageret af søsingels og tilbage til tagrummet. Tegning nr. 1035.1 viser målepunkternes placering i stenlageret, og tegning nr. 1033.1 viser målepunkternes placering i det underliggende betonlag.

Tegning nr. 1335 viser de målte temperaturer den 9. juli 1981 for opladningen af stenlageret. Temperaturen af lageret varierer ved starten kl. 11³⁰ fra 19,5°C i pkt. 59 til 23,5°C i pkt. 61, mens luftens indløbstemperatur er 52,5°C. Det ses af tegningen, at den første meter af lageret er varmet op efter ca. to timers forløb, hvorefter de næste to meter oplades. Efter kl. 17 bliver luftens indløbstemperatur lavere end temperaturen i pkt. 61, så den lagrede varme flyttes blot længere ind i lageret.

I den otte timers opladningsperiode er lageret tilført 112 kWh eller 14 kW i middel, men det skal bemærkes, at lageret



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

KKH/ks

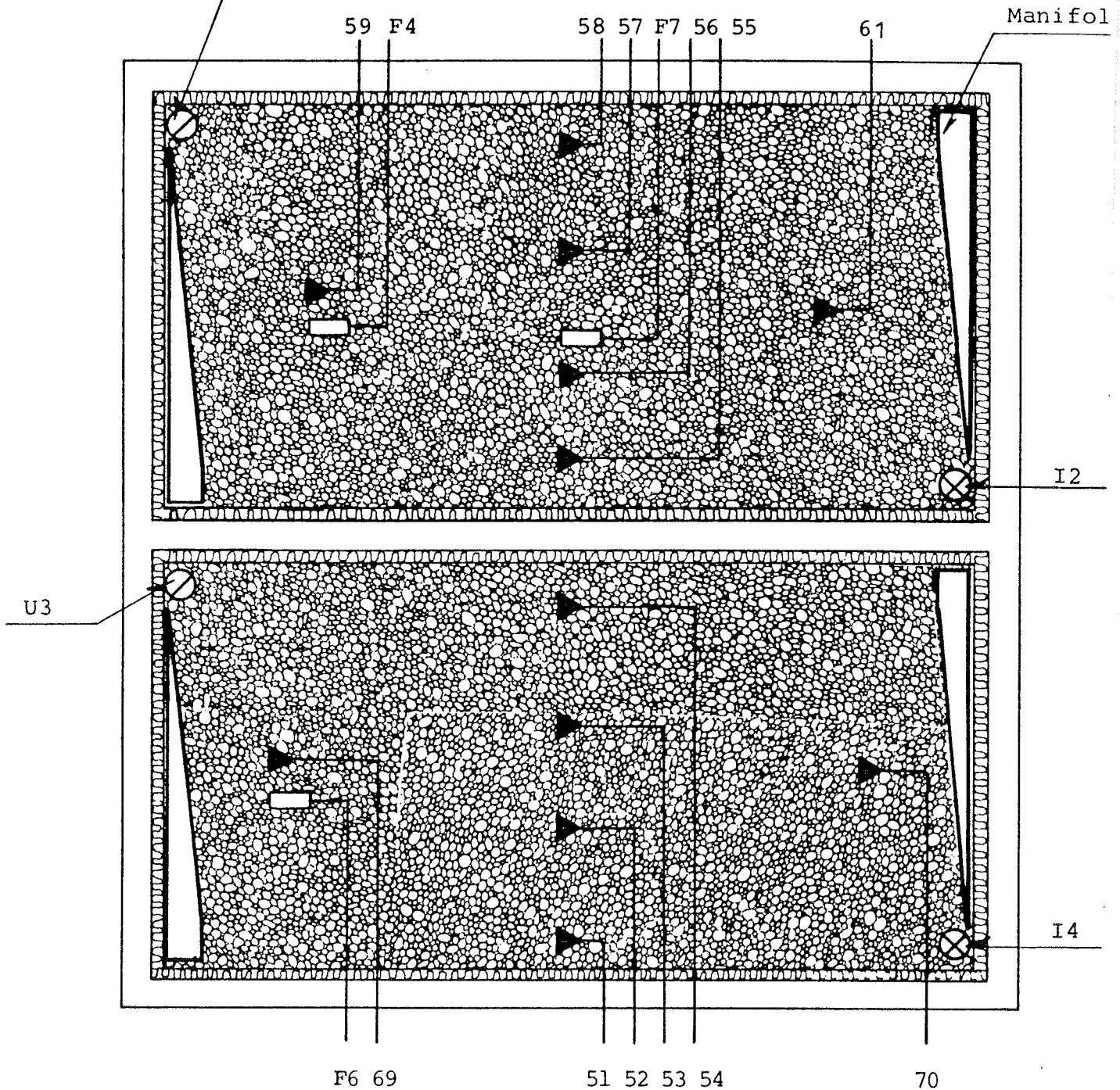
81.07.03

OPPLADNING AF STENLAGER MED VARME FRA TAGRUM

-

1330

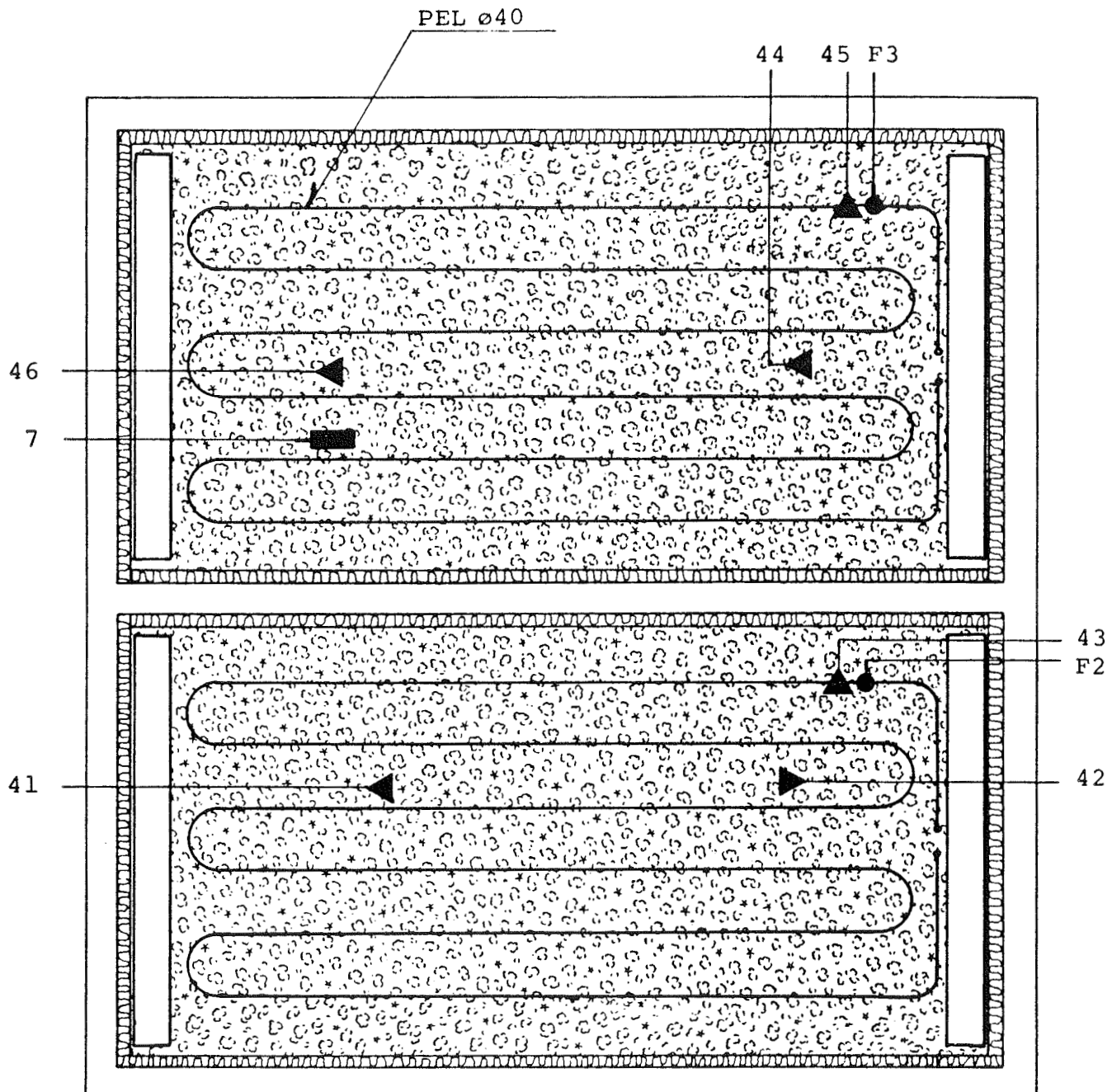
U1: Udsugning fra underliggende manifold



Note:
Signaturerne angiver målepunkternes placering.

79.08.09 rettet efter
arbejdets udførelse.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH	kkh/ae	79.05.18
Vandret snit i laget med søsingels, målep.	1:50	1035,1



ote:

gnaturerne angiver målepunkternes placering.

79.08.09 rettet efter
arbejdets udførelse.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

AGRUMSSOLFANGER, DTH

PEL ø40 indstøbt i beton på jord, målep.

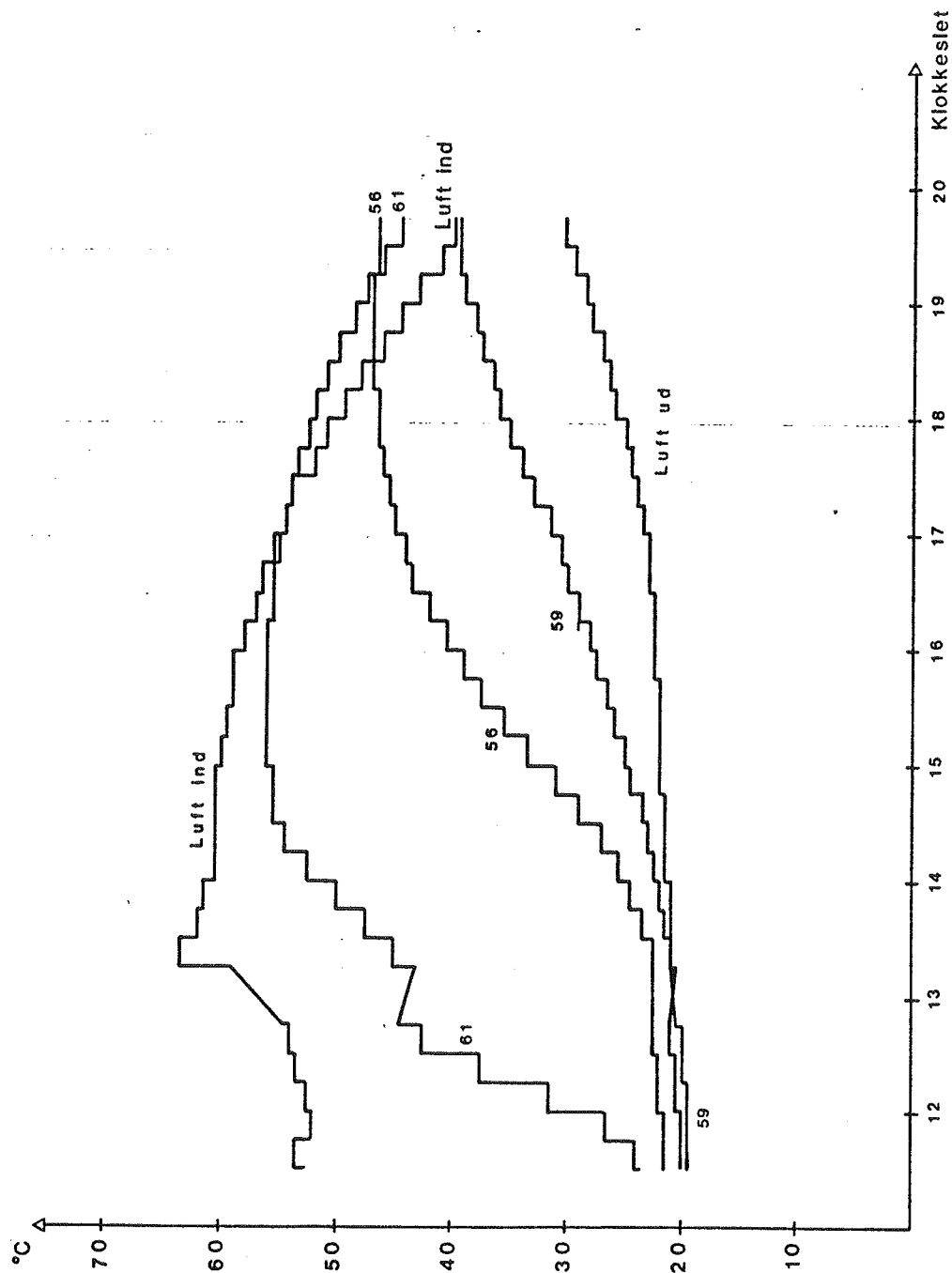
kkh/ae 79.05.18

1:50

1033.1

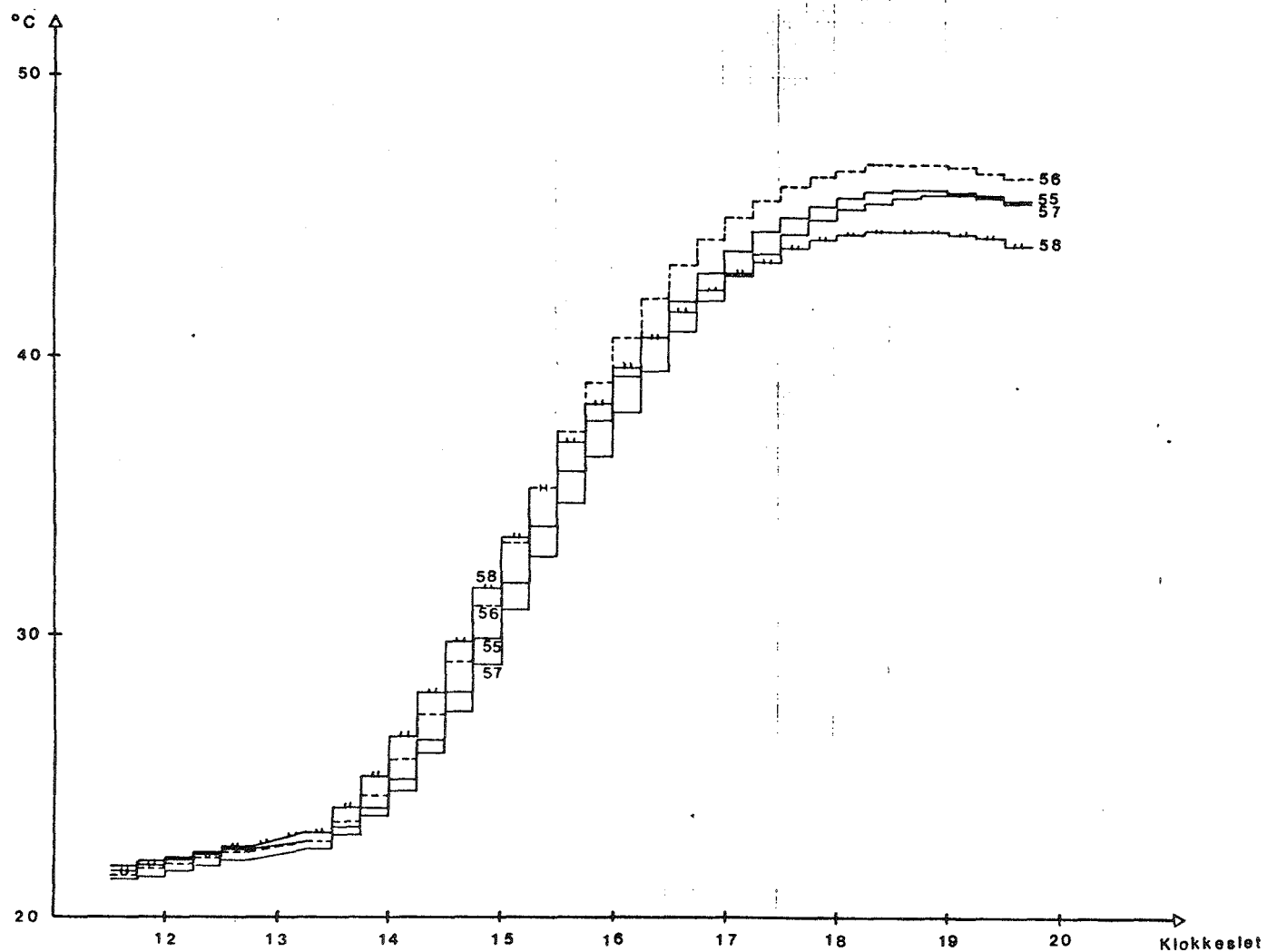
9-7-81

OPLADNING

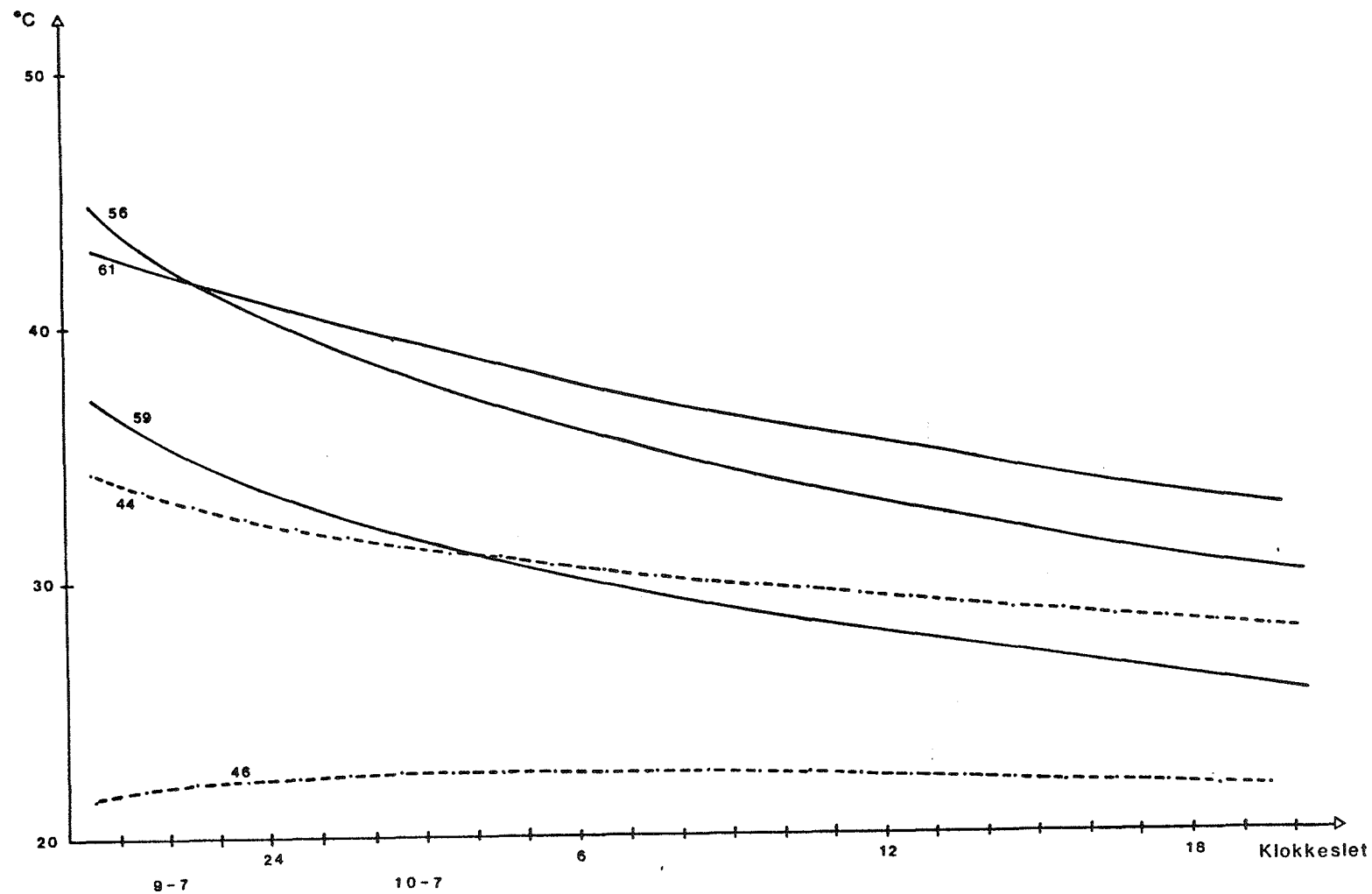


LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11			
TAGRUMSSOLFANGER,DTH		KKH	82.02.25
Opladning af stenlager:			1335
Målte temperaturer den 9. juli 1981.			

9-7-81



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 3511		
Tagrumssolfanger,DTH Opladning af stenlager: Temperaturer i det midterste tværsnit af lageret	KKH	82.02.25
		1336



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER,DTH	KKH	82.02.25
		1337
Stenlager: Afladningen ved varmetab		

var koldt ved starten. I et "varmt" lager vil den tilførte varmemængde blive noget mindre.

Det synes som om, at lageret er alt for langstrakt, idet kun det halve lager bliver opladet inden kl. 18. En løsning er at lave så lange manifolder, så luften kan løbe på tværs i lageret i stedet for. Luftfordelingen i et bredt lager må kunne blive jævn, når den kan blive jævn i det aktuelle lager. Tegning nr. 1336 viser, at der maksimalt er $2,5^{\circ}\text{C}$ i forskel i temperaturen over lagerets tværsnit.

Afladningen ved varmetab fra varmelageret er på tegning nr. 1337 optegnet for tre punkter i stenlaget og to punkter i det underliggende betonlag (pkt. 44 og pkt. 46). Temperaturfaldet er ca. 10°C for de 24 timer, så den lagrede varme skal helst anvendes den samme aften.

10.3 Tryktab gennem stenmagasinet

Laget med sø-singels er beliggende umiddelbart under gulvisoleringen, og laget kaldes i det følgende for stenmagasinet. Som vist på tegning nr. 1010 og tegning nr. 1035 er magasinet delt op i to uafhængige dele adskilt af det øst-vestgående midterfundament, og de i det følgende omtalte beregninger og målinger gælder kun for magasinet i LAGER 2 under målerummet. Luften blæses ind i magasinet gennem den østlige manifold og ud igen gennem den vestlige manifold.

Tryktabet for stenmagasinet kan beregnes med formler til beregning af tryktab gennem faste, granulære materialer som beskrevet i f.eks. [15] og [16]; men det er kun Erguns formel fra [16], der giver resultater i nærheden af målte værdier:

$$\Delta p \left(\frac{\rho}{G_o^2} \right) \left(\frac{D_p}{L} \right) \left(\frac{\epsilon^3}{1 - \epsilon} \right) = 150 \frac{(1 - \epsilon)}{(D_p \cdot G_o / \mu)} + 1.75 \quad (10.1)$$

hvor

Δp	=	tryktabet
ρ	=	luftens massefylde
v_o	=	luftens fiktive hastighed i stenmagasinet (beregnet uden sten i magasinet)
G_o	=	$\rho \cdot v_o$
D_p	=	partiklernes middel-diameter
L	=	magasinets længde
ϵ	=	porøsiteten
μ	=	luftens dynamiske viskositet

Partiklernes middel-diameter afhænger af den specifikke overflade defineret som den totale partikeloverflade divideret med partiklernes totale volumen. Med denne definition bliver D_p for kugler lig med kuglens diameter [16].

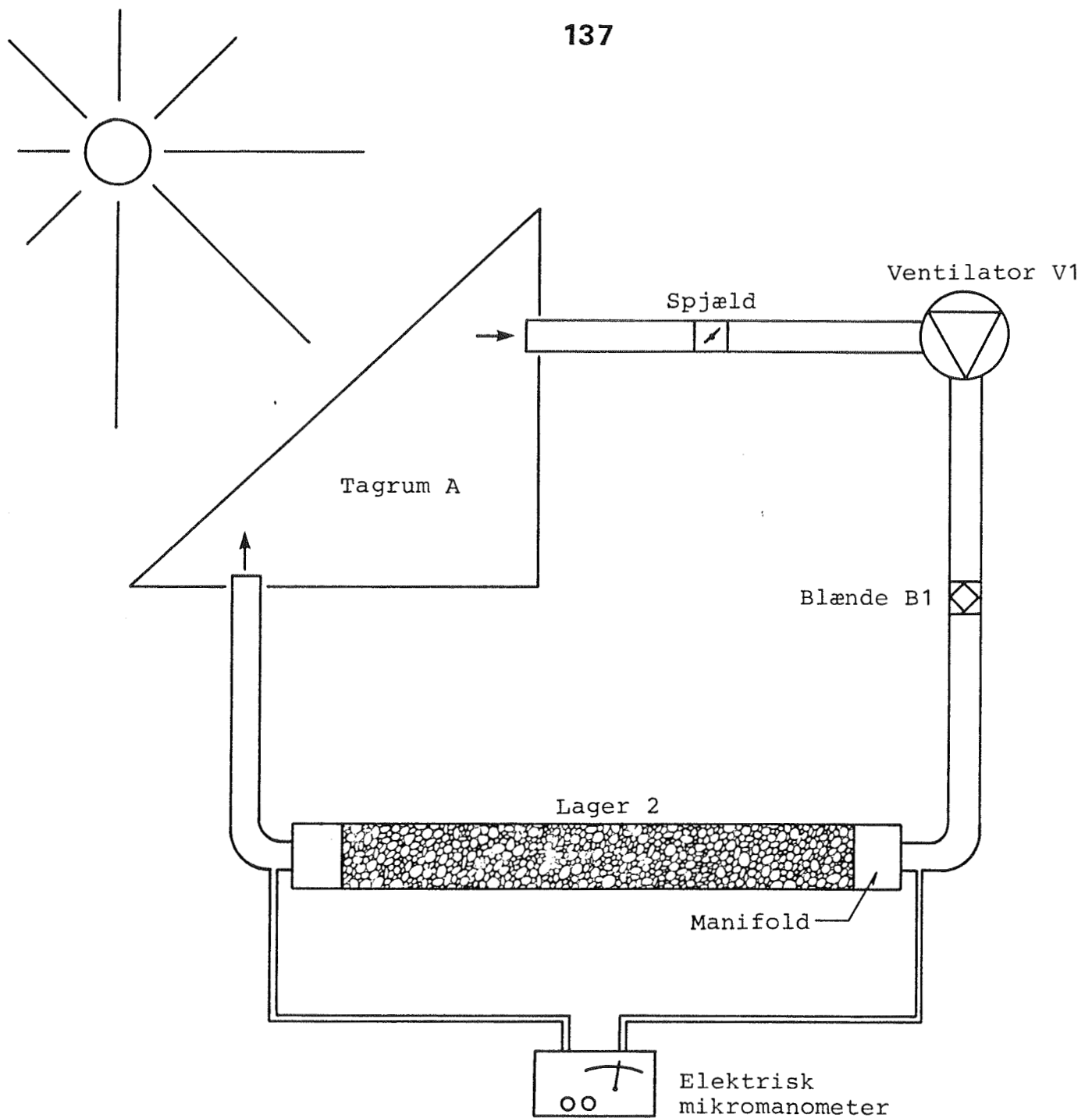
Porøsiteten ϵ er for de aktuelle sten bestemt ved vejemetoden til $\epsilon = 0.385$, hvilket stemmer godt overens med opgivelser i litteraturen.

10.4 Målte tryktab

Tegning nr. 1331 viser opstillingen i princip. Måleudtagene er placeret umiddelbart før indløbsmanifolderen henholdsvis efter udløbsmanifolderen, så det er summen af tryktab i stenmagasin, tryktab i manifolder samt ind- og udløbstab i disse, der måles. Det kan beregnes, at det nævnte tryktab i manifold m.v. udgør ca. 15% af det samlede tryktab for manifolder og stenmagasin. Tegning nr. 1332 viser måleresultater for forskellige flow, og desuden er det beregnede tryktab ud fra Erguns formel optegnet.

10.5 Diskussion

Som det ses på tegning nr. 1332 er de målte og de beregnede tryktab sammenfaldende, selv om de målte tryktab indeholder


LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

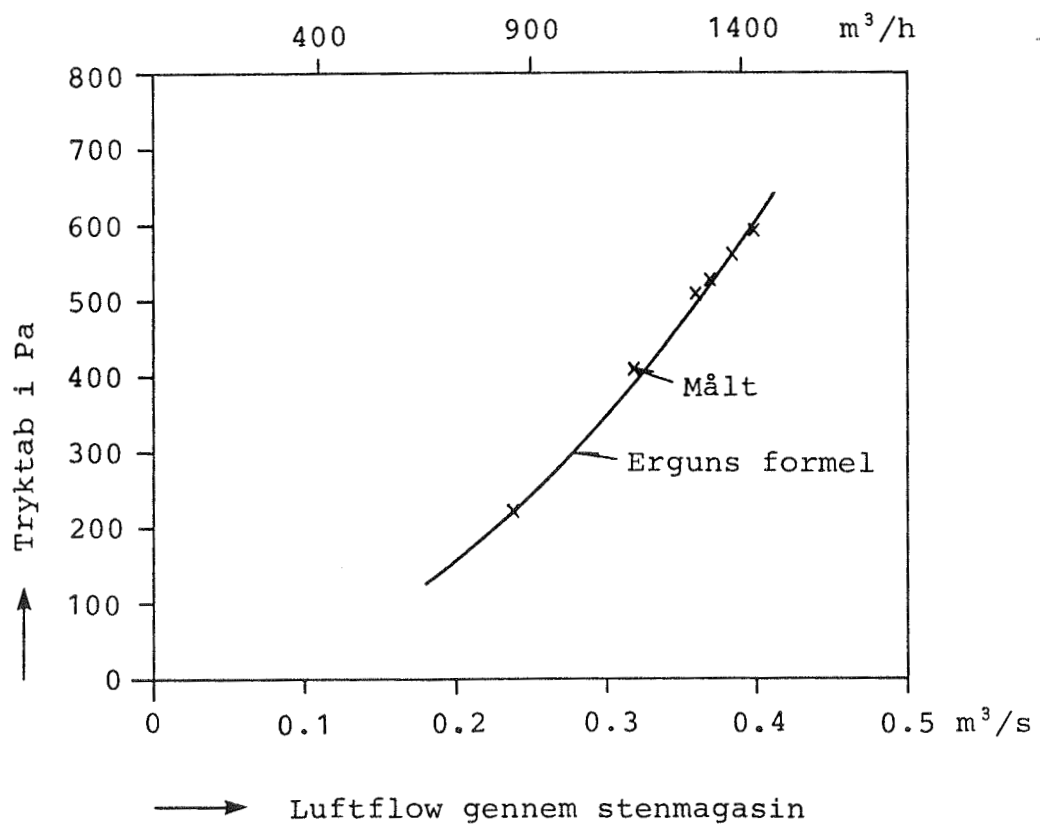
KKH/ks

81.07.03

Opstillingen i princip for tryktabsmåling.

-

1331


LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

KKH/ks

81.07.03

Trykktab som funktion af luftflow gennem stenmagasin

-

1332

tryktab for både stenmagasin og manifold m.v.; det målte tryktab for stenmagasinet alene er ca. 15% mindre end vist.

Samtidig ligger der usikkerhed ved beregningen af stenmagasinet's tryktab, forstået på den måde, at de indgående fysiske størrelser kan afvige fra de projekterede størrelser. F.eks. er sø-singels så store sten, så det er meget svært at udføre laget nøjagtigt 20 cm tykt, og blot 1 cm forskel herfra giver en afvigelse i det beregnede tryktab på ca. 5%. Det kan dog alt i alt konkluderes, at Erguns formel i dette tilfælde er anvendelig til beregning af tryktabet gennem stenmagasinet.

11. Brugsvandsanlæg med varmeventilator i tagrum

I et forsøg på at lave et billigt solvarmeanlæg til forvarmning af brugsvand er der opstillet en varmeventilator i det ene tagrum. Denne varmeventilator skal virke omvendt, idet den skal overføre varmen fra luften i tagrummet til den koldere cirkulerende væske. Det er forsøgt at køle den opvarmede væske ved at sætte varmeventilatoren sammen med en 200 l Solarmatic varmelagertank.

11.1 Opstillingen i princip

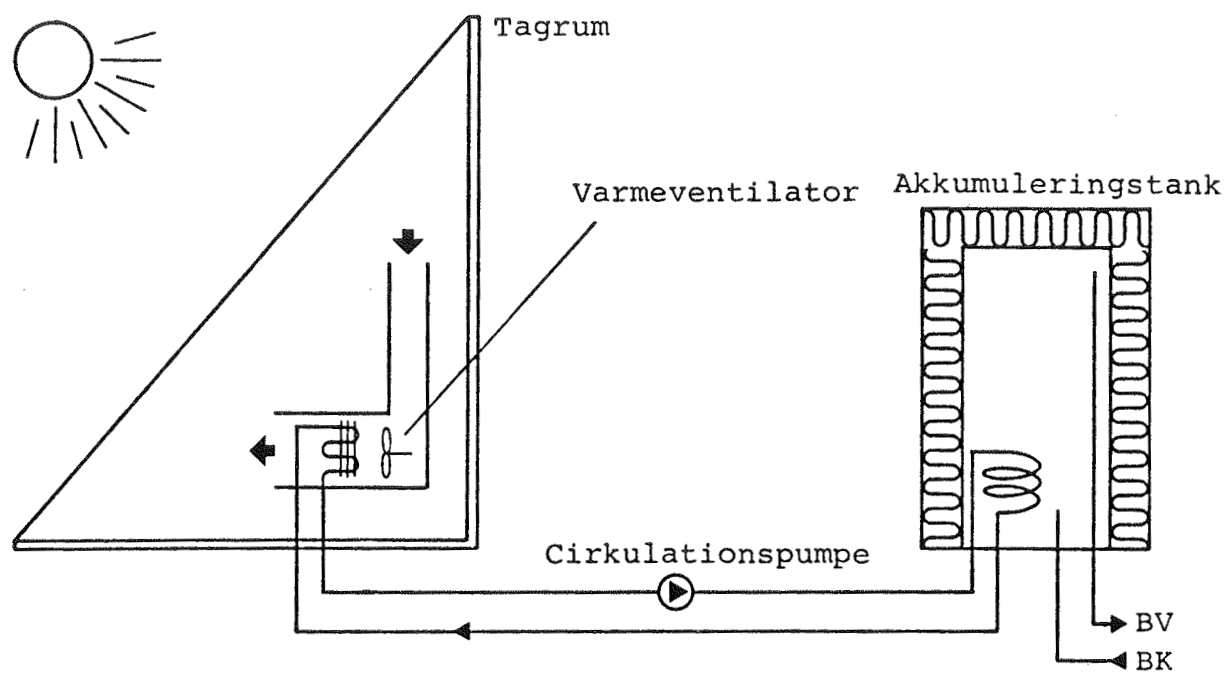
Princippet i opstillingen ses i tegning nr. 5601. Solfanger-væsken cirkulerer i en lukket kreds ved hjælp af en cirkulationspumpe. Den opvarmes af luften i tagrummet og afkøles i en spiralvarmeveksler i akkumuleringsstanken, der er placeret i målerummet. Et fuldstændigt diagram over opstillingen er gengivet i tegning nr. 5602.

I solfangerkredsen cirkulerer rent vand ved en volumenstrøm på ca. 7 l/min. Cirkulationspumpen styres af en differens-termostat (indbygget i varmelagerunit'en), der måler forskellen mellem lufttemperaturen i tagrummet og temperaturen i bunden af lagertanken. Varmeventilatoren kørte hele tiden i dagtimerne, da det ikke viste sig praktisk muligt i den aktuelle opstilling at lade denne drift styre af differens-termostaten også. På brugsvandssiden tilføres koldt vand ved vandværkstryk fra vandforsyningsnettet, mens det tappede varme vand ledes til kloakafløb.

11.2 Målingerne

Alle temperaturer måles med termoelementer. På diagrammet er målepunkterne afsat med bogstaver, der er nærmere beskrevet i [17].

I den udførte måleperiode aftappes dagligt 3 gange ca. 65 l varmt brugsvand af 45°C henholdsvis først, midt og sidst på



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

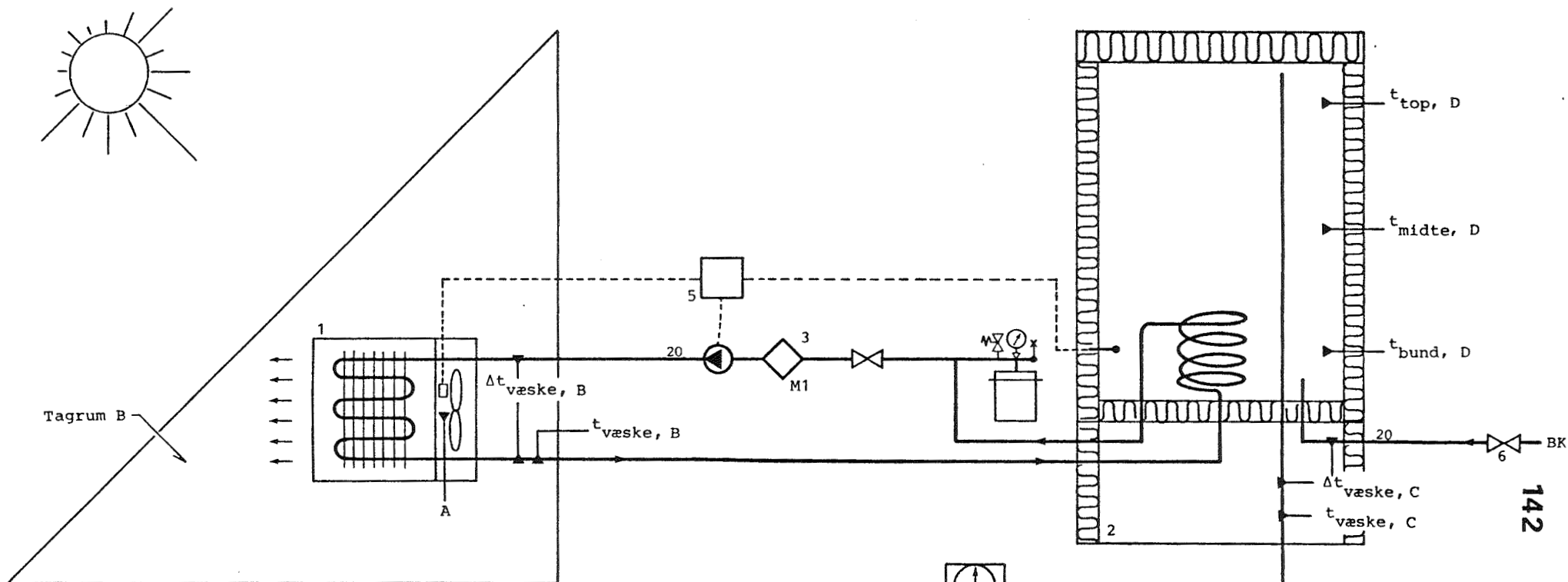
TAGRUMSSOLFANGER, DTH
Brugsvandsanlæg med varmeventilator.
Opstilling i princip.

KKH

82.02.25

-

5601



1. Varmeventilator VNA-54 fra Nordisk Ventilator Co. A/S, 900/1200/1400 o/min.
2. Solarmatic akkumuleringstank, 250 l.
3. Mængdemåler
4. Pumpe
5. Differenstermostat SED fra Danfoss
6. Afspærringsventil
7. Reguleringsventil
8. Magnetventil
9. Kontakt ur
10. Til kloak
- A-D Temperaturmålepunkter

Signaturer efter DS/R 106.5

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH Brugsvandssystem	KKH/ks	81.05.22
	-	5602

dagen. Hvis tappetemperaturen ikke når op på de forudsatte 45°C beregnes et elstilskud ud fra den aktuelt tappede temperatur, så tappetemperaturen beregningsmæssigt bliver 45°C . Tapningen styres af et kontaktur.

11.3 Måleresultater

Opstillingen har været i drift i uge 38 (14-20 september) i 1981, og i denne periode har dækningsgraden været 60% ved det valgte forbrug, idet temperaturen af det kolde vandværksvand har været ca. 15°C . Havde denne temperatur i stedet været 8°C , ville dækningsgraden for samme periode være blevet 68%, idet solvarmesystemet kunne klare denne ekstra opvarmning. Vejret i måleperioden bestod af 2 solskinsdage, 3 gråvejrsdage og 2 dage med vekslende skydække.

11.4 Diskussion

I forhold til et traditionelt opbygget solfangersystem vil det beskrevne system ikke få ret høje dækningsgrader i kolde perioder af året, da lufttemperaturen i tagrummet på grund af det store varmetab og den ubetydelige varmekapacitet vil afhænge meget mere af udelufttemperaturen end temperaturen i en plan væskesolfanger med selektiv belægning.

Af temperaturkurverne i [17] ses klart, at uden stratifikation i akkumuleringsstanken ville dækningsgraden blive meget mindre. Fuld opladning i tanken ville have betydet kortere tid med cirkulation i solfangerkredsen og lavere udløbstemperatur på brugsvandet.

12. Simulering af tagrumssolvarmesystem

Til simuleringen anvendes det i kap. 7 beskrevne program, der kan beregne temperaturen i forskellige dybder i lageret, når varmepåtrykning og varmeudtag fra lageret er kendt. I øvrigt er simuleringen nærmere omtalt i [18].

Varmen udtages fra lageret med en varmepumpe, og den anvendes til at varme målerummet op med. Målerummet, som har et dimensionerende varmetab på 2015 W, gennemregnes med BA4-programmet [19], der for hver dag udskriver forbruget i Wh. Varmepumpens effektfaktor sættes i beregningerne til $\epsilon_{VP} = 3$ (denne værdi er fundet ved forsøg (kap. 5)).

Overskudsvarmen, som føres fra tagrum til lager, beregnes med en specialversion af BA4-programmet gældende for skrå vinduer, idet programmet kan udregne døgnsummen af den køling, der kræves til opretholdelse af temperaturen $NB^{\circ}C$ i rummet. Ud over varmen fra tagrummet føres ventilatorens elforbrug beregningsmæssigt til lageret; i perioden 1/8-31/5 føres fra tagrummet ($22,1 \text{ m}^2$) 5302 kWh og fra ventilatoren 787 kWh til lageret. Det giver ialt 6089 kWh ført til lageret, og sammenholdt med målerummets varmetab i perioden på 4965 kWh føres ca. 22% mere ned end nødvendigt til at dække målerummets varmetab. Det skal bemærkes, at den cirkulerende luftmængde er $3200 \text{ m}^3/\text{h}$.

12.1 Beregningsresultater

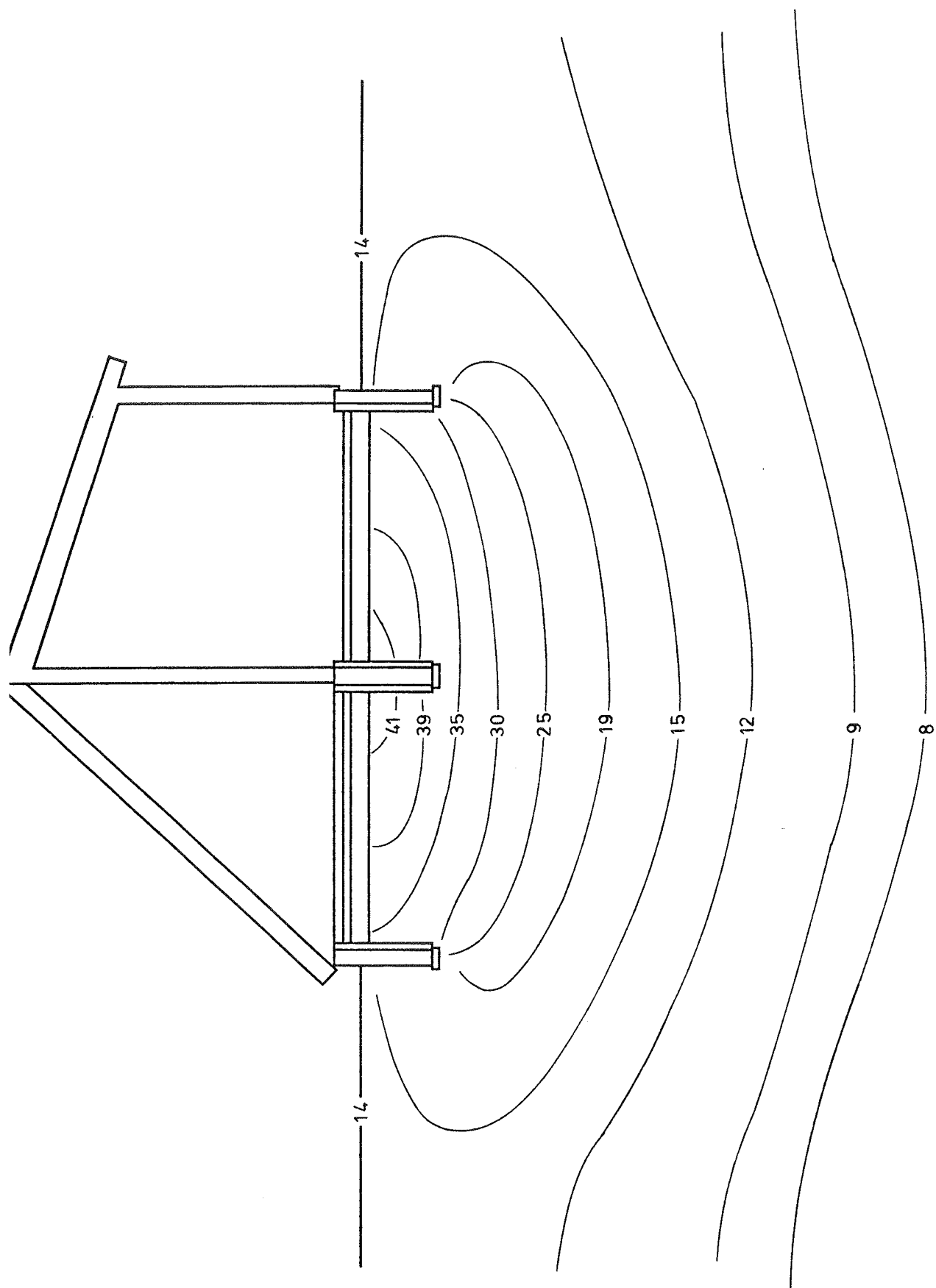
Programmet regner indirekte med det nye referenceårs vejrdata (Referenceår 80), idet dagsværdierne for målerummets opvarmningsbehov og tagrummets "køling" bliver udregnet i hver sin BA4-beregning. Med dagsværdierne som input gennemregnes en opvarmningsperiode (1/8-31/5) for målerummet, idet lageret den 31/8 er så varmt som det kan blive med dette input, (varmepåtrykningen i lageret med varm luft fra tagrummet startes allerede op den 1/4 (uden varmeudtag for

opvarmning af målerummet i perioden 1/4-31/7). Tegning nr. 5153 viser det tilsvarende temperaturprofil ned gennem lageret.

Dagsværdierne for varmepåtrykning i lageret samt for målerummets opvarmning er vist på tegning nr. 5030, der også viser, at frysning indtræder den 24/1. Desuden viser tegningen de dage, hvor hjælpevarme (f.eks. elovn) er nødvendig. Dagsværdierne er summeret til månedsværdier på tegning nr. 5020. Som et mål for lagertemperaturen er temperaturen i punktet (13,4,3) i lageret vist på tegning nr. 5030, og temperaturprofilet for tre karakteristiske dage er vist på tegningerne nr. 5282, 5330 og 5429.

12.2 Diskussion

Sammenfattende kan der af beregningsresultatet udledes, at målerummets opvarmningsbehov i perioden 1/8-31/5 på 4965 kWh dækkes 4796 kWh (97%) med varmepumpen, mens tilskudsvarmen dækker 169 kWh (3%). El til varmepumpen udgør 1599 kWh, og medtages ventilatorens forbrug samt tilskudsvarme i perioden på 956 kWh bliver elforbruget 2555 kWh ud af målerummets forbrug på 4965 kWh. Systemets effektfaktor kan derfor udregnes til $\epsilon_{\text{sys}} = 4965/2555 = 1,94$. Hvis varmepumpens effektfaktor alt andet lige er 4 i stedet for 3 bliver $\epsilon_{\text{sys}} = 2,29$; det er ventilatorens store forbrug, der trækker tallet "ned".



146

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-883511		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH		KKH
Temperaturprofil i jord d. $\frac{3}{8}$		80.11.14
Lodret snit (J=2).		1:56
		5153

80 - Varmepåtrykning i jordlager.

Den fra tagrummet til jordlageret tilførte varmemængde (excl. ventilatorens forbrug).



70 -

60 -

50 -

40 -

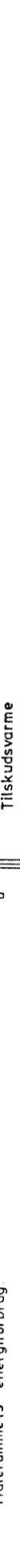
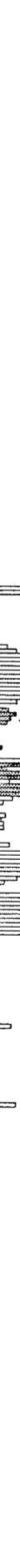
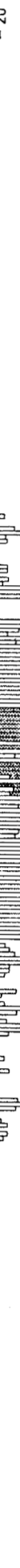
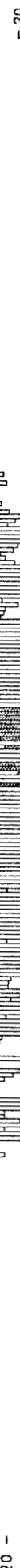
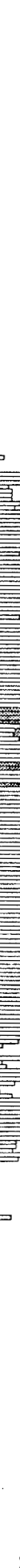
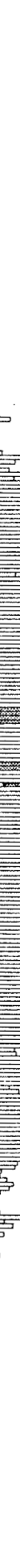
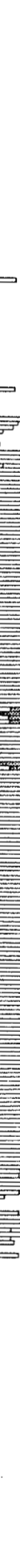
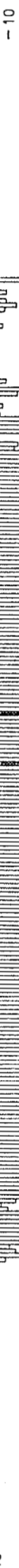
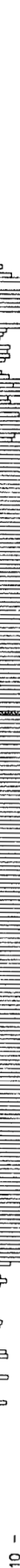
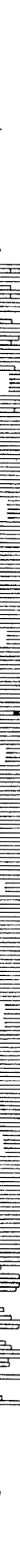
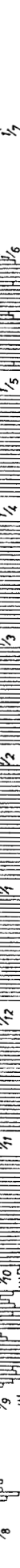
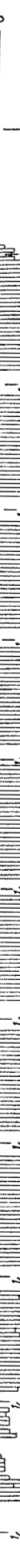
30 -

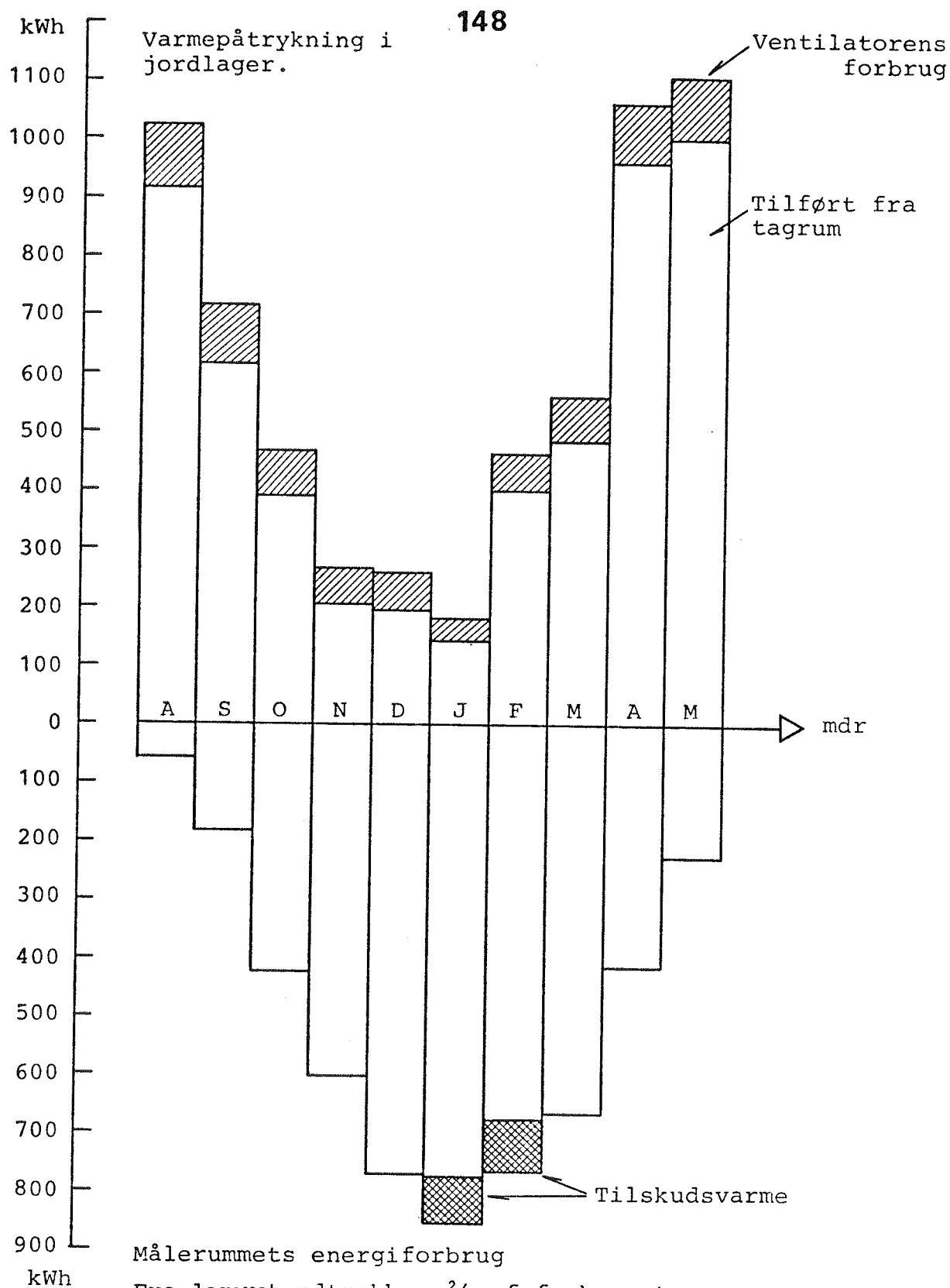
20 -

10 -

0

147





Fra lageret udtrækkes $\frac{2}{3}$ af forbruget mens varmepumpens kompressor leverer $\frac{1}{3}$ af forbruget.

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11

TAGRUMSSOLFANGER, DTH

KKH/ks

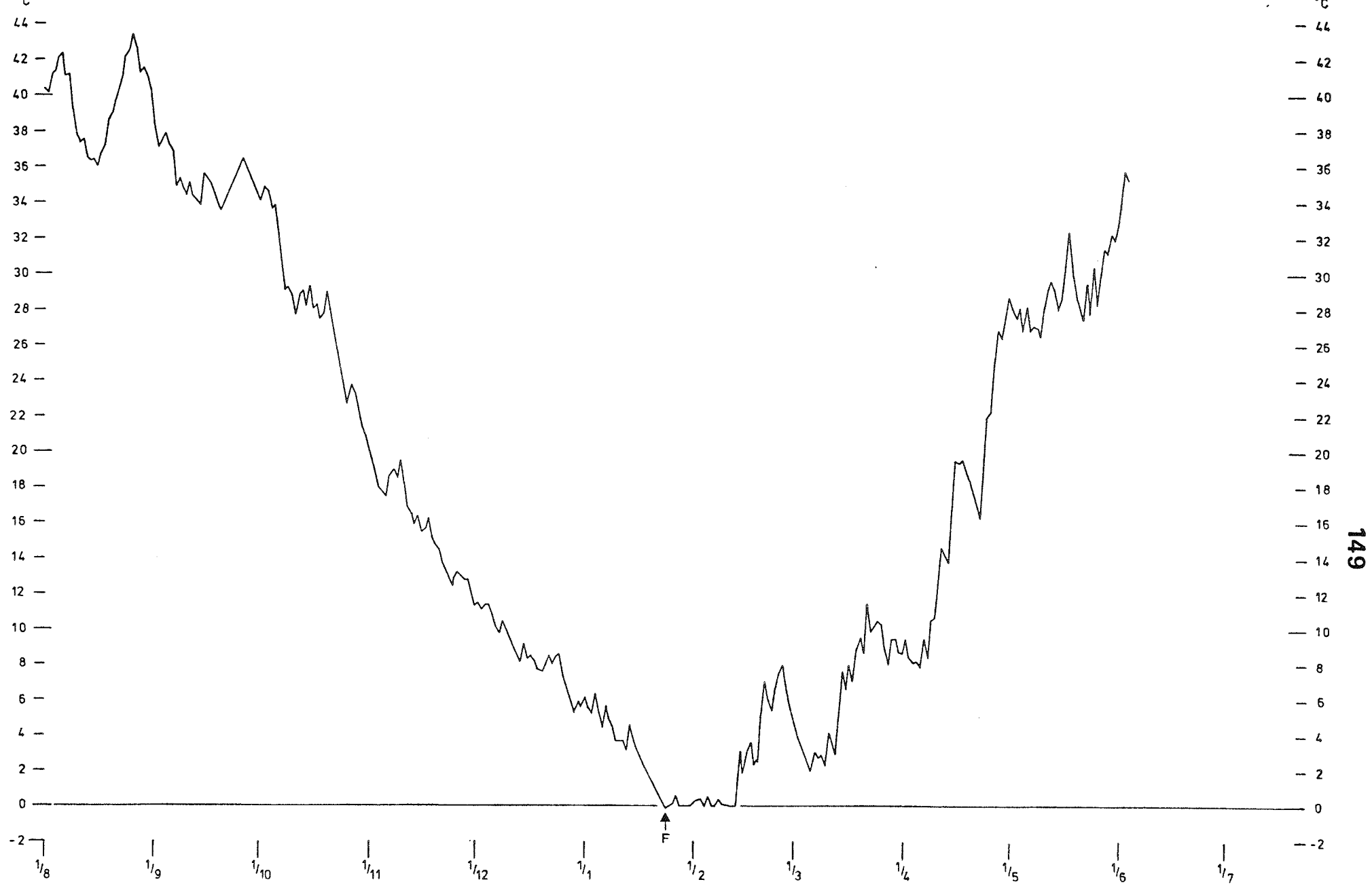
81.02.04

Varmepåtrykning i jordlager. Målerummet's energiforbrug.

—

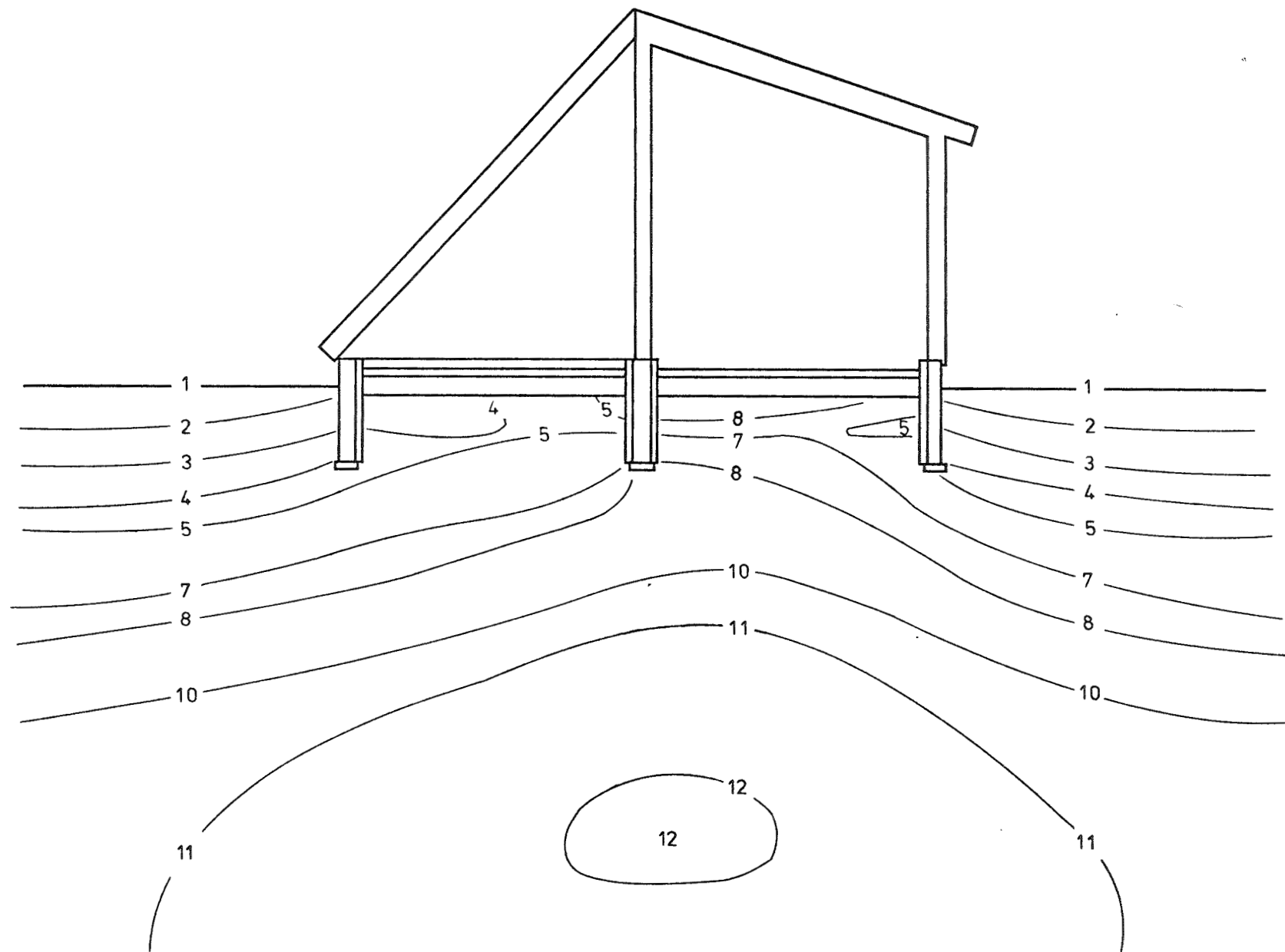
5020

Månedsværdier.

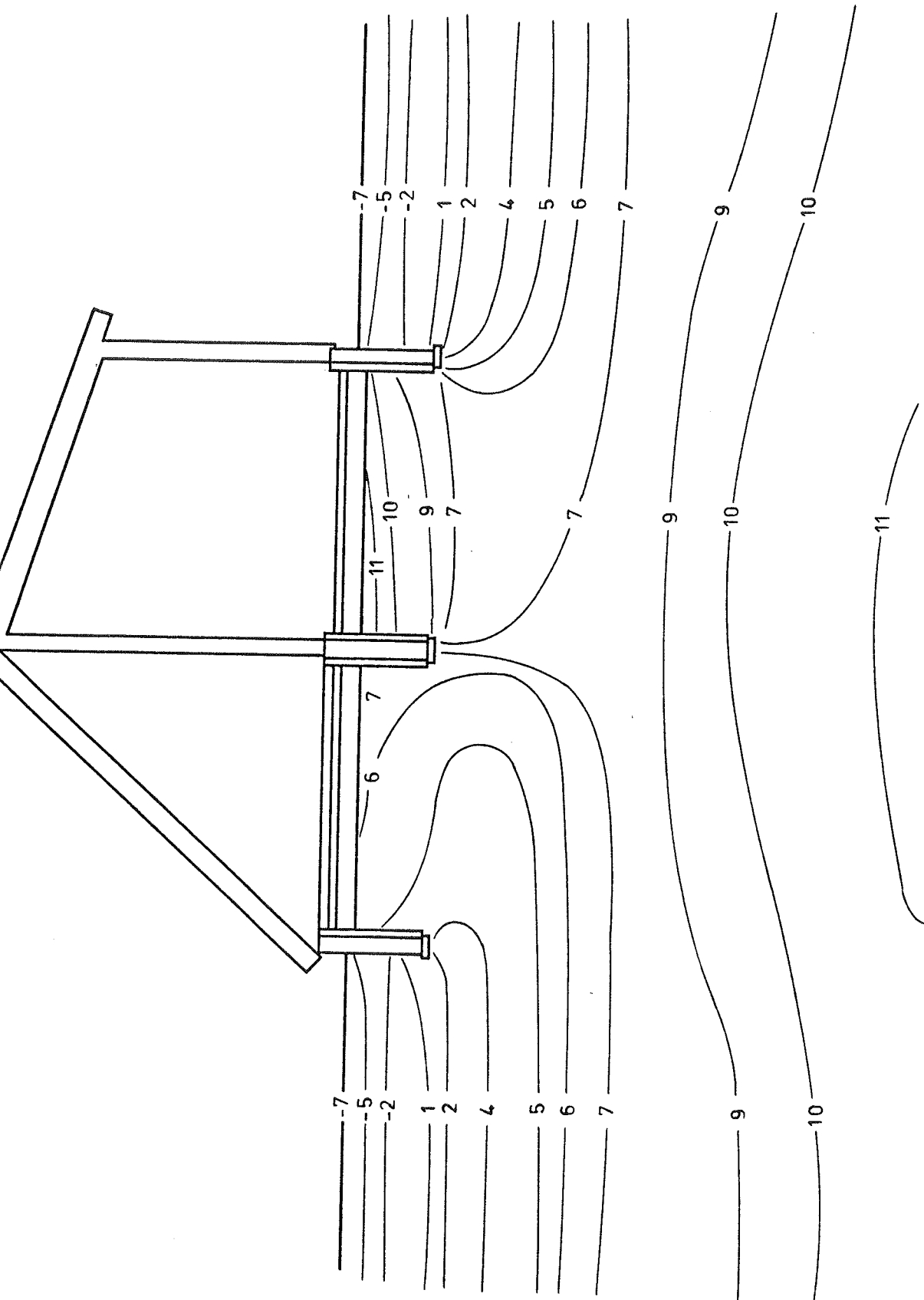


NOTE: F er frysningsgang

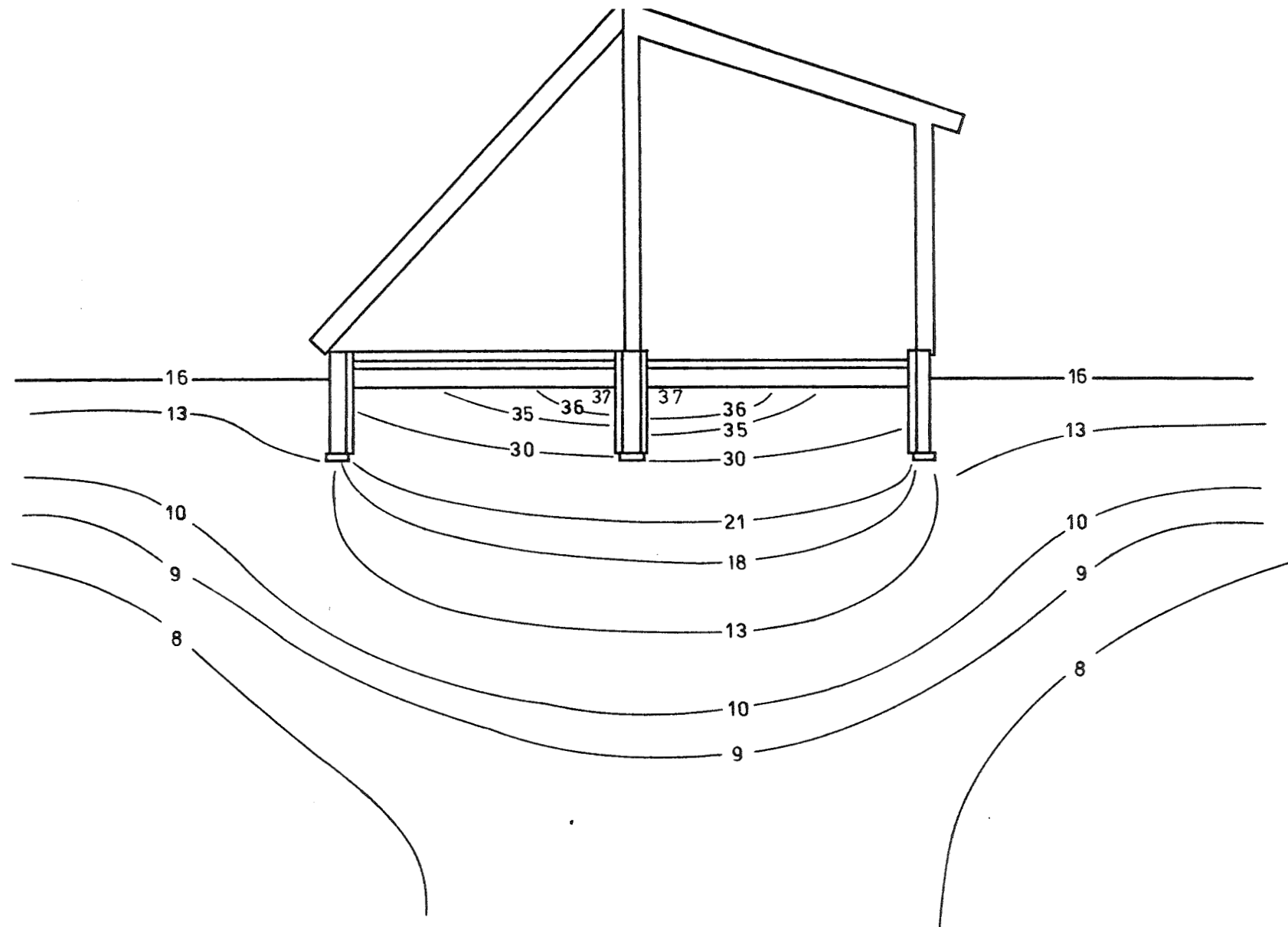
LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-883511		
TAGRUMSSOLFANGER, DTH Temperatur i punkt (13,4,3) i jordlageret	KKH/ks	81.02.04
	-	5030



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11			
TAGRUMSSOLFANGER, DTH		KKH	80.11.14
Temperaturprofil i jord d. 6/1	Lodret snit (J= 2).	1:56	5282



LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11		
TAGRUMSSOL FANGER, DTH		
Temperaturprofil i jord d. 23½	Lodret snit (J = 2).	
	KKH	80.11.14
	1 : 56	5330



152

LABORATORIET FOR VARMEISOLERING, BYGN. 118, 2800 LYNGBY, 02-88 35 11			
TAGRUMSSOLFANGER, DTH Temperaturprofil i jord d. $\frac{3}{6}$	KKH	80.11.14	
	Lodret snit (J= 2).	1:56	5429

13. Konklusion for afsnit om tagrumssolfangerprojektet

Der er i projektet blevet arbejdet med at undersøge, om et ellers uudnyttet tagrum på et enfamiliehus kan anvendes som en billig luftsolfanger, og desuden er det undersøgt, om jordvoluminet under husets gulvkonstruktion kan anvendes som varmelager kombineret med en varmepumpe.

Udbyttet fra tagrumssolfangeren (22 m^2) er med BA4-programmet blevet beregnet til 240 kWh/m^2 for perioden 1/8-31/5, og dette store udbytte skyldes, at lagertemperaturen er under 40°C i perioden. Den varme luft fra tagrummet føres via ventilatoren direkte ned i jordlageret under gulvkonstruktionen. Beregningerne viser, at tagrumssolvarmesystemet, der udtager varmen igen fra lageret med en varmepumpe (jordslangearealet er ca. 60 m^2), i ovennævnte periode kan dække varmetabet for et 30 m^2 stort rum (varmetab i overensstemmelse med Bygningsreglementet 1977). Varmepumpen får i dette system en højere effektfaktor end den ville få i et almindeligt jordslangesystem, men da op til 15% af den til lageret tilførte varme er el-energi til ventilatoren, reduceres hele systemets effektfaktor til under 2. Ved en mere hensigtsmæssig udformning af kanalsystemet kan dette elforbrug dog reduceres betragteligt.

Dette viser, at i et anlæg, hvor der indgår en luftsolfanger (herunder en tagrumssolfanger), bør den varme luft anvendes med det samme ved direkte indblæsning når der er et varmebehov; men da dette normalt kun kan ske i mindre end 800 timer i en normal fyringssæson, bliver udbyttet ringe. Dette udbytte kan dog hæves, hvis der indkobles et varmelager i form af et stenmagasin, der billigt laves i gulvkonstruktionen, som det f.eks. er udført i tagrumssolfangerprøvestanden. I den foreliggende udformning er luftens gennemstrømningslængde ca. 6 m, hvilket er alt for

langt, idet målingerne viser, at kun det halve lager bliver opvarmet i løbet af dagen. Målingerne viser også, at den oplagrede varme ret hurtigt forsvinder som varmetab; middeltemperaturen i det opvarmede halve lager falder således fra 44°C til 32°C på 24 timer.

En sammenligning af de målte udbytter på en klar solskinsdag for luftsolfangeren (jfr. kap. 2) og for tagrumssolfangeren viser, at med den samme cirkulerende luftmængde og den samme indløbstemperatur er udbyttet ca. 400 W/m^2 for luftsolfangeren og ca. 300 W/m^2 for tagrumssolfangeren. Da fremstillingsprisen pr. m^2 for tagrumssolfangeren (uden jordlager) sandsynligvis er lavere end for luftsolfangeren, er den lidt lavere effektivitet så rigeligt opvejet heraf.

Jordvoluminet under gulvkonstruktionen er for lille til at sæsonlagre varmen. Modelberegninger udført ved Lunds Universitet, og som er kontrolleret ved målinger på prøvestanden, viser, at først når lageret (i det cylindriske tilfælde) har diameteren $D = 20 \text{ m}$ og højden $H = 20 \text{ m}$, forbliver mere end 50% af det oprindelige varmeindhold tilbage efter 6 måneder.

I den opstillede model for jordlageret i prøvestanden er jordmaterialets varme- og temperaturledningstal bestemt inddirekte ud fra de målte temperaturer og varmetilførsler gennem et halvt år. Med resultaterne fra en boreprøve i nærheden findes der via litteraturen en god overensstemmelse med ovennævnte resultater. Denne overensstemmelse skyldes sandsynligvis, at jordlageret er meget konservativt, idet de tilførte varmemængder kun giver langsomme temperaturændringer. Desuden spiller det muligvis ind, at de foretagne temperaturmålinger har strakt sig over et langt tidsrum, så den opstillede matematiske model rimeligt godt er tilnærmet virkeligheden.

En undersøgelse vedrørende overføring af entalpi fra tagrum til drænlag med fugtig luft viste, at varmeoverføringen på denne måde teoretisk ved befugtervirkningsgrader på $\eta \approx 1$ er op til 6 gange bedre end varmeoverføring med tør luft. I det undersøgte tilfælde er der opnået befugtervirkningsgrader på op til $\eta \approx 0,7$, hvorved de målte værdier bliver op til 4,3 gange bedre end med tør luft. Systemet er dog langt fra udviklet tilstrækkeligt til brug i praksis. Hertil kræves yderligere undersøgelser bl.a. med henblik på kondensproblemer og for høje stagnationstemperaturer.

Forsøget med opstilling af en varmeventilator i det ene tagrum - tilsluttet en 200 liter varmelagertank - til fremstilling af varmt brugsvand forløb godt. Opstillingens dækningsgrad blev i perioden 14/9 - 20/9 1981 målt til 60% med en koldtvandstemperatur på 15°C . Havde det kolde vand kun været 8°C antages dækningsgraden at være blevet 68% (resten af forbruget er el-energi). Da vejret i perioden bestod af to solskinsdage, tre gråvejrsdage og to dage med vekslende skydække, kan det antages, at systemet i sommerperioden vil give en rimelig høj dækningsgrad. Varmeventilatoren er relativ billig, og systemet vil derfor muligvis med fordel kunne udvikles som et alternativ til de normale solvarmebrugsvandsanlæg.

Summary

The report covers two topics. The first part describes formulas for calculation of the performance for different types of air based solar collectors under stationary conditions when the weather data and the entry temperature are known. The formulas are including the collector efficiency factor and formulas are given for the calculation of this factor in five typical cases. The five types of solar collectors are compared under standard conditions. The comparison shows type IV, having fins in the circulating airstream flowing under the absorber plate, to give the highest performance.

A mathematical model for this type of solar collector has been described making it possible to calculate the performance under stationary conditions when the weather data and entry temperature are known. The calculated performance is compared to the actually measured performance of a solar collector of 14,8 m², facing south and situated at the DTH test area . The calculated and the measured performance are found to give good agreement.

The second part of the report describes the construction of a test stand for attic solar collectors, also situated at the DTH test area. This project has been established in order to evaluate the feasibility of creating a low cost solar collector from an otherwise unused attic in a single family house. Furthermore, to test the possibility of using the ground volume under the house as a low temperature heat storage combined with a heat pump.

Several measurements and investigations have been performed in the attic as well as in the soil storage under the house. The heat pump has cooled the soil storage before it was charged by hot air from the attic. The charging was made

on sunny days during the spring and summer of 1980. The constants of α and λ for the soil are then determined from the established mathematical model for the storage. The calculations are based on the temperature measurements in the storage during the cooling phase as well as during the heating phase and on the heat transferred to the storage as well as the variations in the external air temperature. The constants for the soil are then applied to the mathematical model, and the attic solar collector system (described above) is simulated with the weather data from the reference year. As the heat is extracted from the storage by the aid of the heat pump the system, based on a 22 m² transparent roof, can heat the control room situated to the rear of the attic, throughout the heating season.

A test drilling near to the test area shows that under the surface layer of 0,9 m lies fine diluvial sand. Existing literature gives diagrams for determining the coefficient of thermal conductivity of soil based on the composition of minerals of the soil, the density of pores and the water and air content of the pores. Good agreement is found when comparing the thus established values of α and λ with the values indirectly determined as described above.

The measured mean temperature of the soil storage for a 25 day period is also compared with theoretical calculations performed at the University of Lund, concerning the heat loss from a soil storage under the house. The measured data show good agreement with the theoretical calculations.

Tests have been performed to increase the heat transfer from the attic to the pebble bed in the slab on grade construction by letting the circulating airstream move across a glass-covered water surface in the attic. Finally tests

have been made for transferring heat from the air in the attic to water by using a standard heat exchanger. By coupling a 200 liter hot water tank to the circulation system it has been possible to extract in excess of 200 liter domestic hot water at 45°C from the system.

Symbolliste

Symbol	Beskrivelse	Enhed
A	areal	m^2
az	solazimuth	grader
a	faktor	
BK	koldt brugsvand	
BV	varmt brugsvand	
b	brydningsvinkel	grader
c	varmefylde	$J/kg/^{\circ}C$
C	volumetrisk varmefylde	$J/m^3/^{\circ}C$
d_h	hydraulisk diameter	m
D_p	partiklernes middeldiameter	m
E	dæklagstykkelse	m
F'	absorbereffektivitet	
F''	flowfaktor	
F_R	solfangerens effektivitetsfaktor	
G	massestrøm pr. arealenhed	$kg/s/m^2$
h	solhøjde	grader
h_k	varmeoverføringskoefficient, ledning og konvektion	$W/m^2/^{\circ}C$
h_r	varmeoverføringskoefficient, stråling	$W/m^2/^{\circ}C$
h_v	varmeoverføringskoefficient, vind	$W/m^2/^{\circ}C$
h	varmeoverføringskoefficient	$W/m^2/^{\circ}C$
I_D	direkte stråling	W/m^2
I_d	diffus stråling	W/m^2
I	total stråling	W/m^2

i	indfaldsvinkel	grader
Δi	tilvæksten i entalpi-indholdet	kJ/kg
K	ekstinktionskoefficient	m^{-1}
L	lagertykkelse, længde	m
M	isolans	$^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$
m	massestrøm	kg/s
n	brydningsindeks	
Q	varmemængde	kWh
Q_u	solfangerudbytte	W
q_u	solfangerudbytte pr. arealenhed	W/m^2
S	absorberet stråling pr. arealenhed	W/m^2
T_a	udelufttemperatur	K, $^{\circ}\text{C}$
T_f	den cirkulerende lufts temperatur	K, $^{\circ}\text{C}$
T_g	dæklagets temperatur	K, $^{\circ}\text{C}$
T_s	himmelstrålingstemperatur	K, $^{\circ}\text{C}$
T	temperatur på tidsniveauet $t=t_1$ (kendt temperatur)	K, $^{\circ}\text{C}$
TN	temperatur på tidsniveauet $t=t_1+\Delta t$ (TN er den ukendte temperatur, som ønskes bestemt)	K, $^{\circ}\text{C}$
T_i	indløbstemperatur	K, $^{\circ}\text{C}$
T_p	absorbertemperatur	K, $^{\circ}\text{C}$
ΔT	temperaturstigning, temperaturfald	K, $^{\circ}\text{C}$
t	fladehældning med vandret	grader
t	tid	s, år
Δt	tidsskridt	s, år
U_b	bagside- og kanttab	$\text{W/m}^2/^{\circ}\text{C}$
U_L	solfangerens varmetabskoefficient	$\text{W/m}^2/^{\circ}\text{C}$

U_t	dæklagets varmetabskoefficient	$W/m^2/^{\circ}C$
V	volumenstrøm	m^3/s
V	volumen	m^3
v	vindhastighed	m/s
W	fordampet vandmængde	kg
x	kartesisk stedparameter	m
Δx	netpunktsafstand i i-aksens retning	m
Δx	tilvæksten i fugtighedsindholdet	kg/kg
y	kartesisk stedparameter	m
Δy	netpunktsafstand i j-aksens retning	m
z	kartesisk stedparameter	m
Δz	netpunktsafstand i k-aksens retning	m
α	temperaturledningstal	$m^2/\text{år}$
α	absorptionskoefficient	
ϵ	emissionskoefficient	
ϵ	effektfaktor	
ϵ	porøsiteten	
η	effektivitet	
λ_a	absorbermaterialets varmelednings- evne	$W/m/^{\circ}C$
λ	varmeledningsevne	$W/m/^{\circ}C$
$\Delta\lambda$	bølgelængde	år
ν	frekvens	år^{-1}
ν	kinematisk viskositet	m^2/s
ρ	reflektionskoefficient	
ρ	massefylde	kg/m^3
ρ_d	reflektionskoefficient, diffus stråling	

σ	Stefan-Boltzmann's konstant ($5,67 \cdot 10^{-8}$)	$\text{W/m}^2/\text{K}^4$
τ	dimensionsløs tid	
τ	$\tau_a \cdot \tau_r$	
τ_a	transmissionskoefficient m.h.t. absorption	
τ_r	transmissionskoefficient m.h.t. reflektion	
$(\tau\alpha)$	transmissionsabsorptionsprodukt	
$(\tau\alpha)_e$	effektivt transmissions- absorptionsprodukt	
$(\tau\alpha)_{e,D}$	$(\tau\alpha)_e$ for direkte stråling	
$(\tau\alpha)_{e,d}$	$(\tau\alpha)_e$ for diffus stråling	
Φ	varmestrøm	W
φ	faseforskydning	
ω	perioden	år^{-1}

Referencer

- [1] Duffie, J.A. & Beckman, W.A.: Solar Energy Thermal Processes. New York 1974.
- [2] Jordan, R.C. (ed.): Low temperature engineering application of solar energy. ASHRAE 1967.
- [3] Lund, Hans: Solin. Program til beregning af solindfald på facader, på tage og gennem vinduer. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. Meddelelse nr. 69, 1977.
- [4] Petersen, Erwin: Solindfald og solafskærmning af vinduer. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. Forelæsningsnotat.
- [5] Krægpøth, K.: Design og teoretisk udbytte af enkelte luftsolfangere. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. 1977.
- [6] Lawaetz, H. & Svendsen, S.: Termisk effektivitet af en solfanger - beregnet og målt. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. Meddelelse nr. 57, 1977.
- [7] Parker, B.F.: Deviation of efficiency and loss factors for solar air heaters. Solar Energy. Vol. 26, page 27-32, 1981.
- [8] Hansen, Kurt Kielsgaard: Opbygning og måling på en luftsolfanger. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole. 1978.

- [9] Hansen, Kurt Kielsgaard: TAGRUMSSOLFANGER.
Projektering og udførelse af tagrum, målerum og
gulvkonstruktion i prøvestanden. Laboratoriet for
Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole.
Rapport nr. 79-16, 1979.

- [10] Hansen, Preben Nordgaard & Hansen, Kurt Kielsgaard:
TAGRUMSSOLFANGER. Temperaturforløb i jordlager -
beregnet og målt. Laboratoriet for Varmeisolering.
Danmarks Tekniske Højskole. Rapport nr. 81-4, 1981.

- [11] Hansen, Preben Nordgaard: Varmetab fra store varme-
lagre. Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks
Tekniske Højskole. Undervisningsnotat. 1979.

- [12] Hansen, Preben Nordgaard: Termiske beregningsmetoder.
Laboratoriet for Varmeisolering. Danmarks Tekniske
Højskole. Undervisningsnotat. 1978.

- [13] Claesson, Johan et al.: Temperature decline of a
heated region in the ground. Department of Mathe-
matical Physics. Lund University. 1980

- [14] Carslaw, Jaeger: Conduction of Heat in Solids.
Oxford. 1959

- [15] Søltoft, P. & Hansen, L.A.: Kemiske Enhedsoperationer.
København. 1971.

- [16] Bird, R.B. et al.: Transport Phenomena. New York. 1960.

- [17] Hansen, Kurt Kielsgaard & Førby, Jens: TAGRUMSSOLFANGER.
Brugsvandssystem med varmeoverføring fra luft til vand
i varmeventilator. Laboratoriet for Varmeisolering.
Danmarks Tekniske Højskole. Rapport nr. 81-6. 1981.

- [18] Hansen, Kurt Kielsgaard: TAGRUMSSOLFANGER.
En simulering af et tagrumssolvarmesystem igennem
en opvarmningsperiode. Laboratoriet for Varmeiso-
lering. Danmarks Tekniske Højskole.
Rapport nr. 81-5. 1981.

- [19] Lund, Hans: Program BA4 til beregning af rum-
temperaturer og varme- og kølebehov. Laboratoriet
for Varmeisolering. Danmarks Tekniske Højskole.
Meddelelse nr. 46. 1976.

- [20] Hansen, Kurt Kielsgaard: TAGRUMSSOLFANGER.
Overføring af entalpi fra tagrum til drænlag med
fugtig luft. Laboratoriet for Varmeisolering.
Danmarks Tekniske Højskole. Rapport nr. 80-29. 1980.

- [21] Norges Teknisk-Naturvidenskabelige Forskningsråd:
Frost i jord, nr. 1-17. Oslo 1970-1976.

- [22] Balstrup, T.: Varmepumpeanlæg - Varmeovergangs-
forhold i jord. Teknologisk Instituts Forlag.
København 1977.

Licentiatafhandlinger fra Laboratoriet for Varmeisolering

Rubinstein, Axel:

Metoder til bestemmelse af varmeledningstal, med særlig vægt på teorien for de instationære metoder samt nogle målinger med en termosonde af egen konstruktion. 1963.

Petersen, Erwin:

Solindfald gennem vinduer. 1966.

Lund-Hansen, Per:

Fugttransport i Byggematerialer. 1967.

Nicolajsen, Asta:

Fugttransportkoefficienter fra gasbeton. 1973.

Nielsen, A.F.:

Fugtfordelinger i gasbeton under varme- og fugttransport. 1974.

Nielsen, Peter V.:

Strømningsforhold i luftkonditionerede lokaler. 1974.

Ravn-Jensen, Lars:

Vinduer og energi. 1977.

Lawaetz, Henrik:

Solindfald og solvarmeanlæg. Beregnet og målt. 1980.

Svendsen, S.:

Solfangeres effektivitet. Målt og beregnet. 1981.

Denne rapport markerer afslutningen af mit licentiatstudium, der blev påbegyndt i foråret 1977 ved Laboratoriet for Varmeisolering, Danmarks Tekniske Højskole, med professor Vagn Korsgaard som faglærer og lektor Preben Nordgaard Hansen som medfaglærer.

Lyngby, 8. marts, 1982

Kurt Nilsgaard Hansen

