



ORKUSTOFNUN
Jarðhitadeild

Praktik rapport:

**Produktion og transport af
geotermisk damp**

Mai Riise mask.ing.stud. DTH

OS-92064/JHD-36 B

Desember 1992



ORKUSTOFNUN
Grensásvegi 9, 108 Reykjavík

Verknr. 561 000

Praktik rapport:
Produktion og transport af
geotermisk damp

Mai Riise mask.ing.stud. DTH

OS-92064/JHD-36 B

Desember 1992

INDHOLDSFORTEGNELSE

	Side
INDHOLDSFORTEGNELSE.....	1
1. INDLEDNING.....	2
2. GENERELT OM JORDVARME I ISLAND.....	3
3. FORESPØRGSLE EFTER INFORMATION OM KOMPRESSORER.....	4
4. KOMPRESSIONSANLÆG.....	6
5. RÖR-TRANSPORT AF GEOTERMISK DAMP.....	7
6. ISOLATIONSTYKKELSE RUNDT DAMP-RÖR.....	8
7. ARATUNGA OG BRJÁNSSTAÐIR.....	9
8. SVAR FRA VIRKSOMHEDERNE.....	11
9. OMKOSTNINGER VED REKOMPRESSION.....	12
10. DAMPPRISER.....	13
11. KONKLUSIONER.....	14
12. REFERENCER.....	16

BILAG

- 3.1. STANDARDBREV.
- 3.2. ADRESSELISTE.
- 4.1. REKOMPRESSIONSPROGRAM.
- 4.2. REKOMPRESSION EKSEMPEL.
- 5.1. BLOKDIAGRAM.
- 5.2. KONVEKTION OG STRÅLING.
- 5.3. BÖJ PROGRAM.
- 5.4. OMKOSTNINGER OG TRYKFALD VED RÖRTRANSPORT.
- 6.1. ISOLATION OMKOSTNINGER.
- 6.2. OPTIMAL ISOLATIONSTYKKELSE.
- 7.1. TO FASE STRÖMNING.
- 7.2. SEPARATOR.
- 7.3. VARMELEDNING FRA PUMPE.
- 7.4. FLOW I ARATUNGA.
- 8.1. SVAR FRA KOMPRESSORVIRKSOMHEDERNE.
- 8.2. PRISER PÅ KOMPRESSORENE.
- 9.1. OMKOSTNINGER VED REKOMPRESSION. GRAF.
- 9.2. OMKOSTNINGER VED REKOMPRESSION. PROGRAM.
- 10.1. DAMPPRISER I DANMARK.
- 10.2. DAMPPRISER.

1. INDLEDNING:

Dette er en dokumentationsrapport fra mit industripraktik-ophold på Orkustofnun (statens energiforsknings institut i Island) efteråret 1991.

Projekt titlen var produktion og transport af geotermisk damp, og hovedopgaven var at kigge på tekniske og økonomiske aspekter ved rekompresion af geotermisk damp for rørtransport over lange strækninger.

Der blev i første omgang skrevet forespørgsler efter information om mulighederne for at rekomprimere dampen til kompressorvirksomheder omkring i verden.

Videre blev der lavet et computerprogram, hvor man simulerede massestrømmene i et anlæg med borehul, separatorer, turbine, kondenser, og kompressor. Hoved-resultatet af denne simulation var at man i vores tilfælde måtte regne med at skulle lede ca 1/3 af dampen fra separatoren igennem turbinen, hvis den skulle drive kompressoren.

Der er videre i projektet kigget på en del aspekter ved rørtransport af damp som varmetab, bøj på rørledningen, ruhed af rørveggen, isolationstykkelse, og rørledningspris i forhold til trykfald.

Idet der gik lang tid inden der kom svar fra kompressorvirksomhederne, blev der arbejdet med nogle praktiske problemer med dimensionering af rørledninger til to fase flow, rørdimensionering i en separator, varmeledning fra en nedsunket pumpe i et borehul, og strømningsmålinger i Orkustofnun's strømningsmålekar.

En gammel rapport om omkostninger ved rekompresion af geotermisk damp, blev omregnet til dagens priser, og indebygget i et større beregning's-program for samlede omkostninger ved produktion og transport af geotermisk damp. Priserne på maskinerne blev forsøgt sammenlignet med nogle af svarene vi fik fra kompressorvirksomhederne.

Til sidst i rapporten er der kigget lidt generelt på priser for geotermisk damp.

Jeg vil gerne takke:

Prof. Valdimar K. Jónsson for hjælpen med at skaffe praktikplads, samt vejledning med opgaverne. Mine chefer, Sverrir Þórhallsson og Árni Ragnarsson for en meget gæstfri behandling, samt for alt de har lært mig. Prof. Benny Böhm, for at påtage sig vejlederopgaven fra DTH. J.T. Keiding, for hjælp med at søge praktikplads.

2. GENERELT OM JORDVARME I ISLAND.

Island er et af landene i verden med størst energiforbrug per indbygger, og ca 50 % af deres elektricitetsproduktion går til energikrevende industri. De største energikilder er geotermi og olie med hver 38.6 %. Vandkraft står for 19.3 % af energien, og 3.6 % kommer fra kul.(ref.5).

Geotermisk energi i Island er hovedsagelig brugt til hus-opvarmning, og ca 85 % af alle Islandske hus er opvarmet med varmt, geotermisk vand. Den installerede geotermiske kapacitet til direkte brug i Island er ca 800 MW_v, og 45 MW_e er elektricitet(ref.4).

Den længste geotermiske varmt vand-rørledning (i Verden) er i Island, og er 63 km lang.

Det geotermiske vand som er anvendt i fjernvarmesystemerne, kommer oftest fra reservoirer med vandtemperaturer på 60-130°C. Dette vand kan som regel bruges direkte (uden varmeveksling til ferskt vand), og man anvender oftest en pumpe, placeret på 100 til 250 meters dyb, til at pumpe vandet op. (ref.4)

I Island's høj-temperatur reservoirer, er reservoirtemperaturen (vand) 180-350°C. I disse tilfælde bliver høj entalpi fluidet (damp og vand) brugt til at opvarme ferskvand, som så bliver transporteret i isolerede rørledninger til forbrugerne, samt til at lede noget af dampen igennem en turbine til elektricitetsproduktion (ref.4).

Der er kun fire damp-rørledninger i funktion i Island (5-15 bars tryk), og den længste er ikke mere end ca 3 km lang. Dampen bliver brugt til el- og varme-produktion, men også i mindre grad til industrielle formål (diatomit (kiselgur), saltudvinding, fisketørring, uldvaskning, halmtørring, brødbagning, osv.).

3. FORESPÖRGSLEIR EFTER INFORMATION OM KOMPRESSORER.

För rörtransport af geotermisk damp, kan det være nödvendigt at komprimere dampen for at kompencere for det trykfald man får i rörledningen. Idet man var interreseret i at kigge på tekniske og ökonomiske aspekter ved rekompresion af geotermisk damp til rörtransport, kontaktede man nogle virksomheder der laver damp-kompressorer.

För der blev skrevet forespörgsler efter information om kompressorer rundt til virksomheder omkring i verden, blev der laget en forundersögelse angående hvilke tryk og temperaturer som var relevante at komprimere til, og hvilke mængder damp man skulde tale om. Central i dette studie var en rapport fra Verkfrædistofa Baldurs Líndal, om potentielle, og fungerende forbrugere af geotermisk damp(ref.6). Tabel 1, er hentet fra denne, og viser hvad de forskældige kunder har brug for af masseström og tryk. Resultatet blev at områderne blev indskrænket til masseströmme fra 10 til 50 kg/s, og kompressionstryk fra 10 til 20 bar.

Tabel 1. Masseström og tryk.

27/6'91

Vinnsluþáttur	Afköst t/ár	Gufunotkun		Þrýst bar	Raforkunotkun	
		tonn/t	t/h		kWh/t	MW
Efnavinnsla						
Askorbínsýra	10.000	110	150	4-6	3-4.000	4-6
Kalsíum sílikat	10.000	7	15	10	300	0.5
Magnesiumvinnsla	50.000	14	100	6-10	20.000	130
Natríumbikrómat	50.000	3	21	5-8	500	3.5
Natríumklórat	50.000	5	35	7-10	6.000	40
Súrál	1.000.000	3-4	400-500	7-8	300	35-40
Títanhvíta	25.000	16	55	5-8	590	2.0
Vetnisperoxíð	10.000	6	8	5-10	750	1.0
Landbúnaðarafurðavinnsla						
Bleiking notaðs pappírs	20.000	3	8	8-10	300	0.8
Etyl alkóhol	36.000	7	37	5-7	300	1.5
Sykurvinnsla	10.000	10-11	20-25	5	600	0.8-1.0
Þurrkun landbúnaðarafurða	4.000	8	14	5-8	200	0.35
Fiskafurðavinnsla						
Fiskimjölsvinnsla	17.000	5.5	20	8.10	700	2.5
Byggingavöruframleiðsla						
Þilpiötuframleiðsla	230-275.000	1.5	75	15-20	570	40-45

For at finde adresser, og telefax-nummer til de relevante kompressor-virksomheder, blev der igennem den tyske database, DEQUIP, søgt efter producenter af turbo kompressorer, rekompresion, gaskompresion, og centrifugal kompressorer. Dette blev, samholdt med en oversigt over Tyske og vesteuropiske virksomheder som producerer dampkompressorer, grundlaget for hvilke virksomheder der blev kontakttet. Brevet blev fosøgt telefakset til de respektive virksomheder, og sendt med posten til de som telefaksen ikke kunne nå. (Kopi af standard-brev/telefax, samt adresseliste i bilag 3.1. og 3.2.)

4. KOMPRESSIONSANLÆG.

Efter at brevene var sendt afsted, blev der kigget på hvordan et kompressions-anlæg kunne udformes. På (fig.1) er der tegnet hvordan der i de påfølgende beregninger er forudsat at anlægget er sat sammen.

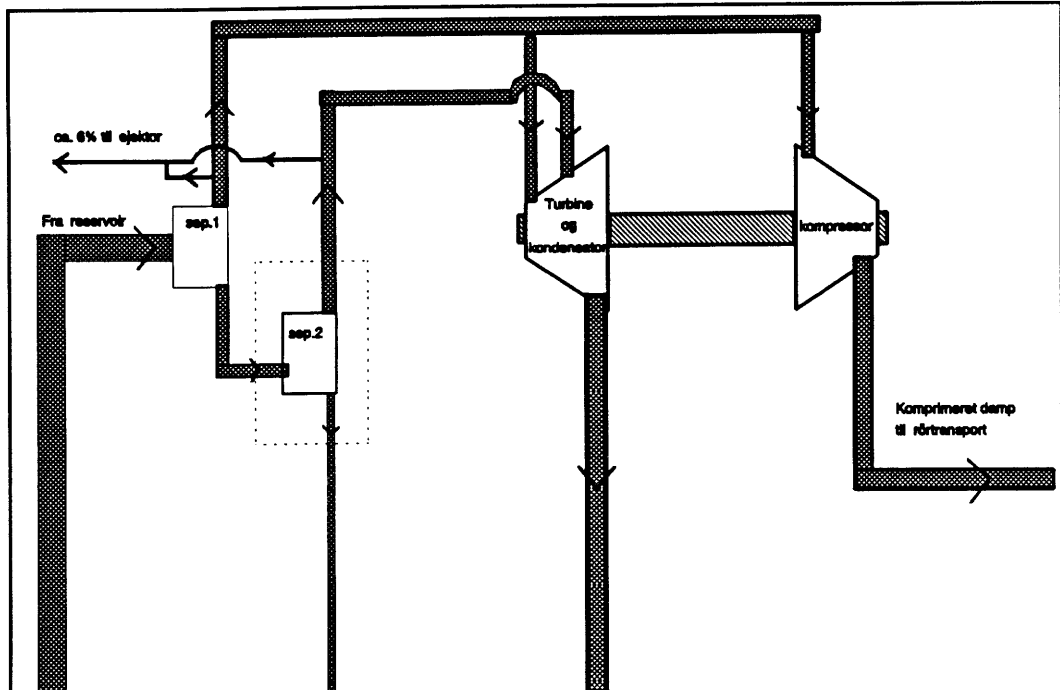


Fig.1 rekompresionsanlæg.

Der blev lavet en simulation af systemet, hvor man spurgte efter reservoir-temperatur, en eller to separatorer, separationstryk (1 eller 2), procentvis entapifald fra borehul til separator, trykfald fra separator til kompressor/turbine, antal trin i kompressoren (med mellemkølinger), virkningsgrader af h.h.v. turbine og kompressor, kondensertryk, samt ønsket masseflow og tryk i starten af rørledningen. Ud fra dette blev der regnet hvor meget massestrøm der skulde være de forskældige steder i systemet og fra borehullerne, effekt af kompressoren, samt hvilken temperatur man havde til starten af rørledningen. Forudsætninger i programmet var:

1. En fase (vand) i reservoiret hvor temperaturen er taget.
2. Nok kølevand til kondenseren.
3. 6% damptab til ejectorer.
4. Indsprøytning af 100°C varmt vand ned til mætningskurven som mellemkøling til kompressoren.

Der blev lavet kørsler under forskældige forhold, og der er vedlagt rapporten kopi af programmet (bilag 4.1), samt et eksempel (bilag 4.2.). Som resultat af denne simulation, blev at man i vores tilfælde må regne med at ca 1/3 af dampen fra seperatoren går til tubinen, for at den skal kunne drive kompressoren.

5. RÖR-TRANSPORT AF GEOTERMISK DAMP.

For at bestemme hvor meget det ville være relevant at komprimere, begynte man at kigge på selve rørtransporten af dampen.

Man havde et program som regnede på kostnader ved rørtransport (blokdiagram i bilag 5.1), og som havde beregningsrutine for trykfald i rør. Forudsætninger i denne rutine er:

1. Dampen er hele tiden mættet.
2. Kondenseret masse "forsvinder".(tabt masseström)
3. Lille modstand mod varmetransport på udsiden og indsiden af rørsystemet.

For at finde ud af om stråling og konvektion på udsiden i virkeligheden havde betydning for varmetabet, blev der lavet et eksempel hvor man udregnede forskælden. Udregningene er i (bilag.5.2.). Resultatet blev at stråling og konvektion i dette tilfælde kun udgjorde ca 4 % af temperaturforskælden fra damptemperaturen til udetemperaturen, mens ræsten lå i varmeledningen gennem rør, isolation og aluminiumskappe. Størrelsen af varmetransporten pga. strålingen var kun ca 4 % så stor som den pga. konvektion.

Programmet tog ikke hensyn til böj på rørledningen, og man ønsket undersøgt hvor meget dette kunne betyde for trykfaldet. Ud fra teori fra (ref.2) blev der tilføjet programmet en rutine som regner ekstra trykfald i böjene (kopi af beregnings-rutinen i bilag 5.3.), og resultatet af dette blev at man kan få et ekstra trykfald på 10 til 15 %.

Samme program forudsatte en absolut ruhed på 0.045 mm, da dette er den fra producenterne, opgivende ruhed for stål rørledninger. Det er imidlertid ifölge (ref.1), sådan at rørledningerne efter kort tids drift får en betragtelig større ruhed, og de anbefaler at man anvender en absolut ruhed på 0.1 til 0.2 mm. For at kigge på hvor meget dette kunne betyde for trykfaldet blev der lavet trykfalds-udregninger for h.h.v. absolut ruhed på 0.045 mm og 0.2 mm.

Resultatet er plottet i (fig.2), og det visede sig at kunne betyde et ekstra trykfald på ca. 20 %. Grafen er lavet for masseström 42 kg/s, markedstryk 10 bar, rördiameter 700 mm, og rörlængde 20 km. Efter dette blev den absolutte ruhed forandret til 0.1 mm.

Der blev lavet nogle körsler med programmet, hvor man kigget på trykfald og rørlednings-pris for forskældige størrelser rør, med fast masseström og transportlængde. Resultaterne er plottet i (bilag 5.4.).

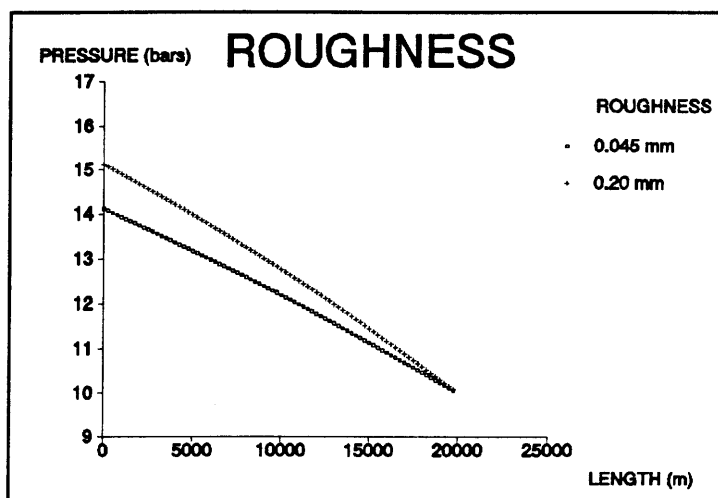


Fig.2 ruhed.

6. ISOLATIONSTYKKELSE RUNDT DAMP-RÖR

Almindeligvis når man lægger damp-ledninger i Island, isolerer man rörledningen med ca. 100 mm rockwool, og lægger udenpå denne en tynd, beskyttende aluminiumskappe. Man ønsket undersøgt nærmere om dette virkelig var den optimale isolations-tykkelse, og eventuelt hvilke parametere som indvirket stærkest på hvor meget isolation man skulde anvende.

Der blev, ud fra rutinen om trykfald i rör, simuleret hvor meget man taber i kodenseret damp, i forhold til hvor meget man kan sælge dampen for ved markedet.

For forskældige værdier af: rörlængde, rördiameter, trykfald, markeds masseström, salgspris for damp, og anlægs driftstid blev kostnadene plottet som funktion af isolationstykkelser. Eksempel på dette findes i (bilag 6.1.). Grafen er lavet for masseström 42 kg/s, rördiameter 700 mm, rörlængde 20 km, salgspris for dampen 2 \$/tonn, og markedstryk 10 bar.

For at kunne anvende resultaterne, blev nogle af parametrene elimineret ved at regne trykfald i promille, og at hver gang kun plote den optimale isolationstykkelser som funktion af rördiameteren. Der blev så lavet grafer for forskældige salgspriiser for dampen, trykgradienter, og markedstryk. Resultaterne findes i (bilag 6.2.). Hver graf er baseret på kun 4 punkter, så nøjagtigheden er ikke særlig stor. Hvad man kan aflæse af de (bilag 6.1.), men ikke af (bilag 6.2.), er hvor lidt det egentlig betyder for omkostningerne om man isolerer lidt mere eller mindre end det optimale.

Resultaterne af dette blev:

1. At man i store rör med stort trykfald har man så meget opdamning at det ikke kan betale sig at isolere særlig meget.
2. At salgspriisen for dampen, rörstörrelser, tryk, og trykgradient er parametere som indvirker stærkt på den optimale isolationstykkelser.
3. At man i de enkelte tilfælde kunne kigge på hvor meget det kan betale sig at isolere, og måske forandre isolationstykkelser undervejs hvis det er tale om lange strækninger.

7. ARATUNGA OG BRJÁNSSTAÐIR.

Man havde nogle geotermiske opgaver man ønsket kigget på.

Den første var et to-fase borehul i Aratunga, hvor man ønsket undersøget om det var muligt at lede dampen op en bakke uden at separere og pumpe. Der blev lavet nogle udregninger (bilag 7.1.), som viste at man var nødt til at sætte separatoren på niveau med borehullet, og heller ikke for langt vek.

Der blev for samme sted, gennemregnet en separator, hvor man ønsket fundet rør-størrelsene man burde have ind, og ud af separatoren. Kopi af dette findes i (bilag 7.2.). Man fandt også stagnationstrykket, samt trykket ved starten af skorstenen.

I Brjánsstaðir havde man et problem med en pumpe i et borehul der var varmere end hvad pumpespecifikationen anbefalede. Man ønskede udregnet hvor meget vand man skulde genindsprøjte, samt om vandet kunne lede varmen godt nok vek fra pumpen, eller om man var nødt til at lave kontraktioner rundt pumpen for at øge vandhastigheden, og dermed varmetransporten fra pumpen. Kopi af beregningerne er i (bilag 7.3.). Resultatet blev at man skulde genindsprøjte 40 % af vandet, og at kontraktioner var unødvændigt.

Der blev lavet en tur for at kigge på problemerne, og for at lave nogle tryk, temperatur, og strömnings-målinger i Aratunga. (se fig.3)



Fig.3 Aratunga.

Når man lukkede helt op for borehullet, opførte det sig som en geiser, hvor det kommer med udblesninger med ca 11-12 minutters mellemrum. Man ønskede plottet, og integreret fløvet op, så man kunne se at borehullet ikke gav særligt mindre gennemsnits volumenstrøm selvom tidsintervallet mellem udblesningerne var blevet længere. Resultatet findes i (bilag 7.4.1).(Stóra Fljót)

Man havde også nogle andre strømnings-målinger, som er plottet i (bilag 7.4..2).(Stóra Fljót) Disse er taget under konstant strømning (ingen udblesninger), idet man lavede modtryk ved toppen af borehullet.

Til strømningsmålingerne brugte man et "strømningskar", hvor man måler højden af overstrømningen, og regner herfra over til volumenstrøm. Man ønskede lavet et papir med tabel og graf over hvad de forskældige højder tilsvarede i l/s (bilag 7.4.3). Teorien er hentet fra (ref.3).

Noget senere fjernede man en sten som blokkerede nede i bore-hullet, og efter dette var strömningen stabil med masseström på 13 l/s, selv uden modtryk i toppen.

8. SVAR FRA KOMPRESSORVIRKSOMHEDERNE:

Ud af de ialt seksten opsøgede kompressor virksomheder, var der ved denne rapport's afslutning kommet svar fra otte, hvoraf to var høflige afslag. De seks var alle virksomheder som kom med direkte forslag til hvilke maskiner man kunne anvende, og hvad de kunne klare. Fire af de seks nævnte også priser for deres kompressorer, men forudsætningerne angående tryk, temperatur, og masseström var yderst forskældige, og de opererede ikke alle med samme antal trin i kompressoren. Hvilket udstyr prisen inkluderede var også meget forskældigt. Det var f.eks med/uden elmotor, damp turbine, internt rörsystem, kontrol-system, osv.

Idet forslagene fra virksomhederne var så forskældige, var de svære at sammenligne med hensyn til pris og virkningsgrader. I (bilag 8.1.) er svarene kort resumeret i et skema, mest for at danne overblik, og for at illustrere hvor forskældige de er. Svarene er samlet i en mappe på Orkustofnun.

For de fire virksomheder som opgav priser for deres kompressorer, blev der lavet et plot af prisen udfra effekten som skulde til at drive den (Bilag 8.2). Denne er meget unøjagtig, idet tilbudene inkluderer forskældige ting, men kan måske give indtryk af hvilken prisklasse det drejer sig om.

De fleste af svarene er på eksempel-form, og henviser til at man er hjertlig velkommen til at tage kontakt med det opgivne kontaktnavn for nærmere information om konkrete ting.

9. OMKOSTNINGER VED REKOMPRESSION.

Ud fra en Orkustofnun rapport fra 1983 (ref.7), bl.a. om kompression af geotermisk damp, var der kurver for omkostningerne ved at rekomprimere geotermisk damp ud fra hvor meget effekt der skal til at drive kompressoren (bilag 9.1.). Disse kurver blev estimeret, og omregnet til nudagens priser ved hjælp af nogle omregningsfaktorer som fulgte h.h.v. tyske stålpriser, og arbejdskraft i Island.

Omregningsfaktorene lå i forveien i det tidligere omtalte program om omkostninger ved transport af geotermisk damp (kap.5), og økonomien ved rekompresion blev så tilføjet dette program. Kopi af beregningsrutinen findes i (bilag 9.2.).

Prisene som kom som svar fra kompressorvirksomhederne er for yderst forskældige ting, men hvis man sammenligner med priserne fra Orkustofnun's rapport (omregnet til nudagens priser), kan man se at de opererer med noget højere priser for maskinerne end næsten alle de tilbud der er modtaget.

Hvis man vil have et eksempel, kan man f.eks. kigge på tilbudet fra Pignone Engineering Ltd., hvor man blev tilbudt en ca 15 MW stor kompressor med turbine til at drive den for ca 5 millioner DM. Samme tilbud skal ifølge rapporten for maskinerne (omregnet til nudagen's priser) ligge på ca 20 millioner DM. Tallene for maskinomkostningerne fra rapporten er taget fra beregningseksemplet side 28.

Vort relativt dyreste tilbud, er fra Alfa Laval, og er en 8.65 MW kompressor til 4.8 millioner DM. Vi har et eksempel på side 29 i rapporten, hvor en 7.4 MW stor kompressor koster ca 4.7 millioner DM (omregnet). Men Alfa Laval-priserne skilder sig ret meget ud, ved at være dyrere end de andre tilbud.

En anden ting som ikke helt passer overens mellem rapporten og svarene, er prisens afhængighed af effekten. Svarene tilsiger at det er lige vigtigt hvem som har lavet den (kvalitet?), og forholdet mellem trykforhold og masseström.

10. DAMPPRISER.

Der blev på et tidspunkt i undersøgelsen kontakttet København's belysningsvæsen, for at finde ud af hvor meget det ville koste at lave tilsvarende mængder damp på et kulfyret kraft/varme-værk. Svaret vi fik findes i (bilag 10.1).

Idet priserne der er opgivet for damp fra Danmark er væsentlig afgifter, er det ikke så relevant at sammenligne med produktionsomkostningerne for geotermisk damp i Island, idet afgifterne nok ikke ville være de samme her. Men hvis man alligevel vil kigge på hvad dampen ville have kostet at købe i Danmark, får man en damppris på ca 36 \$/m³, som tilsvare ca 10 \$/kWt.

For at danne et lidt mere realistisk billede blev der af Árni Ragnarsson lavet nogle grove beregninger på hvor store fremstillingsomkostningerne er for damp fremstillet fra hhv. olie, kul, elektricitet, og jordvarme. Udregningerne findes i (bilag.10.2.), og resultatet blev:

Elektricitet: 28.5 \$/ton

Olie : 13.1 \$/ton

Kul : 6.3 \$/ton

Jordvarme : 1.6 \$/ton

Disse priser inkluderer ikke rørtransport omkostninger.

11. KONKLUSIONER.

Af svarene man fik fra kompressor-virksomhederne var forslagene så forskældige, at de var svære at sammenligne med hensyn til præstationer og pris. De foreslår forskældige løsninger, og opgiver priser for yderst forskældige ting. Hvad man imidlertid kan se er at priserne for maskinerne er lavere end hvad rapporten fra Verkfræðistofa Guðmundar og Kristjáns (ref.7) tilsiger. Denne rapport foreslår at prisen er afhængig af antal MW, men det ser ud til at det betyder lige meget hvem som laver lavet kompressoren (kvalitet?), og samspillet mellem trykforhold, temperaturforhold og masseström.

Hvad man kunne gøre for at finde de totale omkostninger ved rekompresion, var at lave en gennemsnitspris for maskinerne i vores effektområde, og bruge værdierne for de andre ting fra rapporten (ref.6) for hus, fundament, og instrument-opsætning, som ligger i separate grafer. Samlet pris for maskinerne kunne man få ved at skrive til kontaktpersonerne fra virksomhederne, og spørge efter pris for nogle nærmere specificerede maskiner (kompressor, turbine og kondenseranlæg), hvor man yderligere påpeger hvor meget man ønsker at tilbudet skal indeholde af interne rørsystemer, kontrolsystemer, oliesystem, koblinger, værktøj osv.

Fra computerprogrammet der blev lavet om kompressionsanlæg (kap. 4), var konklusionen at man i vores tilfælde skulde lede ca 1/3 af dampen igennem turbinen for at den skulde kunne drive kompressoren.

For kapitlet om rørtransport af geotermisk damp (kap.5), var konklusionene:

- * At konvektion og stråling på udsiden af røret kun haver lille betydning for varmetransporten fra røret.
- * At böj på rørledningen kan betyde et ekstra trykfald på 10 - 15 %.
- * At den absolutte ruhed af damp-rørledninger efter kort tids drift bliver betragtelig større end de 0.045 mm som opgives fra fabrikanten, og at man bör undersöge hva den virkelig er i de dampsystemer der er i funktion i Island, så man bedre ved hvad man kan regne med.

I kapitlet om isolationstykkelse, var hovedresultatet at salgsprisen på dampen, rørstørrelse, tryk og trykgradient er de parametre som indvirker stærkest på de optimale isolationstykkelse, og at man i det enkelte tilfælde bör undersöge hvad som er den optimale isolationstykkelse, og evt. for lange strækninger forandre isolationstykkelsen undervejs.

Det bliver dyrt at rekomprimere damp for rørtransport, og man bör nok i det længste prøve at lægge store ledninger for at undgå trykfald, så man kan komprimere mindre, idet dette som regel vil være en billigere løsning, og idet man også taber mindst 1/3 af dampen hver gang man rekomprimerer. Vi kan f.eks. kigge på (bilag 5.4), og se at hvis man under disse forudsætninger skifter fra 300 mm rør til 600 mm rør, så forhindrer man et trykfald på ca 14 bar for en ekstra omkostning på ca 300 mill. Isl.kr. Hvis man skulde rekomprimere dette, vilde det ifölge (ref.7) totalt koste ca 1750 mill. Isl.kr. Hvis man kigger på de tilbud man har modtaget, så ser det ud til at man kan få kompressor og turbine for i overkant af 200 mill. Isl.kr.(PIGNONE), og ifölge (ref.7) skulde disse maskiner koste i noget i nærheden af 600 mill. Isl.kr.

Vi kan se at det under alle omstændigheder vil være billigere at lægge store rør, og at man i det enkelte tilfælde må veje op hvor meget det kan betale sig at komprimere, eller om der måske er nok tryk fra borehullet. Hvad der ikke er med i disse beregninger er jo også de tab man har ved at miste $1/3$ af dampen undervejs.

12. REFERANCER:

- (1) Derek H. Freeston. Lectures on geothermal energy developments in New Zealand. UNU, Orkustofnun 1982.
- (2) Fox & McDonald. Introduction to fluid mechanics. Wiley & Sons, Inc. 1985.
- (3) Howard S. Bean. Fluid meters. Asme 1971.
- (4) Ingvar B. Fridleifsson, Sverrir Thorhallsson, og Benedikt Steingrimsson. 'Geothermal development in Iceland and the united nations university geothermal training programme. Orkustofnun 1991.
- (5) Valdimar K. Jónsson. Háskola Islands. 1991.
- (6) Rapport fra Verkfræðistofa Baldurs Líndal 1991.
- (7) Verkfræðistofa Guðmundar og Kristjáns hf. Gufuþjöppun og vatnsdæling. Orkustofnun 1983.



ORKUSTOFNUN
NATIONAL ENERGY AUTHORITY

Standard brev

Bilag 3.1.

Our date
9. September, 1991
Your date

Our ref.
AR/mr
Your ref.

*Siemens Aktiengesellschaft,
Werner-von Siemens-Str. 50
Postfach: 3240
D-W-8520 Erlangen, Deutschland.*

Re: Steam - compressors, request for information

Orkustofnun (National Energy Authority), Geothermal Division, is preparing a feasibility study on pipeline transport of geothermal steam over long distances (5 - 30 km) to places it can be used for industrial purposes. At present there are three steam transmission systems in operation in Iceland (7-10 bar press) for industrial use and district heating, but the longest transmission pipeline to date is only 3 km long. Orkustofnun, which is a government agency engaged in geothermal and hydroelectric power investigations and development, is now promoting the use of geothermal steam for industrial applications.

One part in this study is considering the possibility of recompressing the steam before or/and under the transportation. Compression would be used to counteract the pipeline pressure losses and to boost the pressure/temperature to that required for the industrial process in question. The steam pressure after the steam/water separator at the well is about 7 bars, and it needs to be boosted to anywhere from 10 to 20 bars. The steam massflow being considered is from 10 to 50 kg/s, and from the wells it is saturated at 7 - 10 bars with a temperature of 165 - 185°C. It contains from 0.2 to 1.4 % non-condensable gas (by weight), depending on the geothermal area, of which more than 90 % is CO₂.

As your firm may be able to provide the required compressors, we would appreciate receiving technical information that would assist us in our work. You are most welcome to contact us for further information, and we hope to hear from you soon.

Sincerely yours,

Arni Ragnarsson, Mech. Eng.

Mailing address
ORKUSTOFNUN
Grensásvegur 9
IS - 108 REYKJAVÍK
ICELAND

Id number
500269-5379

Telephone
354 1 813600

Telex
2339 ORKUST IS

Telefax
354 1 688896
Email
ar@os.is

Bank
NATIONAL BANK OF ICELAND
Laugavegi 77, IS-101 REYKJAVÍK
ACCOUNT 4669

Adressliste:

Cooper Industries Inc., Turbocompr. Div.
3101 Broadway
Buffalo, N.Y. 14225,
USA.

Mannesmann Demag Verdichter
Zweigniederlassung der
Mannesmann Demag AG
Dept. 9 1 8 5
Atth. Mr. Ramdohr
Wolfgang-Reuter-Platz
D-4100 Duisburg 1
Deutschland.

Telefax: (02 03) 6 10 61
Telefon: (02 03) 605-1

Siemens Aktiengesellschaft,
Werner- von Siemens- Str. 50
Postfach: 32 40
D-8520 Erlangen
Deutschland.

RKR Verdichtertechnik GmbH,
Braastr. 16
Postfach: 14 50
D-3260 Rinteln 1,
Deutschland.

GEA Wiegand GmbH
Einsteinstr. 9-15
Postfach: 17 59
D-75 05 Ettlingen
Deutschland.
Attn. Mr. F. Hinrichs

Telefax: (0 72 43) 70 53 30
Telefon: (0 72 43) 70 50

Ingersoll-Rand GmbH
Harkortstr. 35
Postfach: 13 62
D-40 30 Ratingen 1
Deutschland.

Schiele GmbH Eschborn
Hauptstr. 81-85
Postfach: 59 60
D-62 36 Eschborn
Deutschland.

Telefax: (0 61 96) 76 00-11
Telefon: (0 61 96) 76 00-0

Deutsche Babcock-Borsig Aktiengesellschaft
Egellsstr. 21
D-1000 Berlin 27
Deutschland.

Telefax: (0 30) 43 01 22 36

Ansaldo Aerimpianti
Adólf Bjarnason
Umboðsverslun/Heildverslun

Telefax: 62 40 49
(Island)

MAN G.H.H. AG
Telefax: 208-692 2130
Attn. Mr. Mysliwietz
Telefon: 208-692 2212

Atlas Copco Energas GmbH
Postfach: 50 11 50
D-5000 Koeln 50
Deutschland.
Telefax: (0201) 21 69 17

Aerzener Maschinenfabrik GmbH/
Alfa Laval Industri AS
Process Technology
Attn. Jan Svendsen
P.boks 162 Skøyen
0212 Oslo 2
Norge.

Telefon: (02) 50 11 00
Telefax: (02) 50 78 75

Sulzer Escher Wyss GmbH
Thermal Turbomachinery Division
D-79 80 Ravensburg/F.R.G.
Deutschland.
Attn. Mr. Hartmut Opitz

Telefax: (07 51) 83 23 96
Telefon: (07 51) 83 28 95

Mitsubishi Heavy Industries LTD
Nagasaki shipyard & machinery works
1-1 Akunour A Machi, Nagasaki
Japan.
Attn. E. Ishii, Manager of Power Systems No. 1 Export Sec.
Telefon: 09 58-28-61 10
Telefax: 09 58-28-61 73 eller 61 74

FUJI
Bræðurnir Ormsson hf.
Telefax: 68 00 18
(Island).

Pignone Engineering Ltd.
25 Green Street,
Mayfair,
London W1Y 3FD.
England.
Attn. Mr. A. Parigi

Telefon: + 71-49 382 11
Telefax: + 71-62 956 84

Kompressions program

Bilag 4.1.1.

```
PROGRAM COMPRESS
*****

*****
* This program makes some calculations on compression of geothermal *
* steam. It is assumed that we have a steam-driven turbine to run the *
* compressor, and that they share the steam from the same well.      *
*                                                                      *
*****

C Declarations:
*****

PARAMETER      EJEKT = 0.06

REAL           DELTA_Q(50)      , W_COMPR(50)

CHARACTER      ANSW*10

C *****

C Read values of variables:
*****

PRINT*, 'WELL TEMPERATURE (C) ?'
READ*, t_well

PRINT*, 'PERCENT ENTHALPI-FALL FROM WELL TO SEPERATOR ?'
READ*, entloss

PRINT*, 'PRESSURELOSS FROM SEPERATOR TO TURB./COMPR. (BARS) ?'
READ*, ploss

PRINT*, 'IS THERE A SECOND SEPERATOR (Y/N)?'
READ*, ANSW
IF (ANSW .EQ. 'Y'.OR.answ .EQ. 'y') THEN
  PRINT*, 'SEPERATION PRESSURE 1.SEPERATOR (bars)?'
  READ*, p_sep1
  p_sep1 = p_sep1 - ploss
  PRINT*, 'SEPERATION PRESSURE 2.SEPERATOR (bars)?'
  READ*, p_sep2
  p_sep2 = p_sep2 - ploss
ELSE
  PRINT*, 'SEPERATION PRESSURE (bars) ?'
  READ*, p_sep1
  p_sep1 = p_sep1 - ploss
  p_sep2 = p_sep1
ENDIF

100 CONTINUE
PRINT*, 'CONDENSATION PRESSURE AFTER TURBINE (bars) ?'
READ*, p_cond
IF (p_cond .GT. p_sep2) THEN
  PRINT*, 'PRESSURE MUST BE LOWER THAN SEPERATION-PRESSURE !!!'
  GOTO 100
ELSE
  CONTINUE
ENDIF

PRINT*, 'EFFICIENCY OF THE TURBINE (%) ?'
```

```

READ*, eta_turb

PRINT*, 'HOW MANY STEPS DOES THE COMPRESSOR HAVE ?'
PRINT*, ' ( WITH INTERCOOLING )'
READ*, STEP

PRINT*, 'EFFICIENCY OF THE COMPRESSOR (%) ?'
READ*, eta_compr

PRINT*, 'WANTED STEAM-MASSFLOWRATE FOR PIPELINES (kg/s) ?'
READ*, q_pipe

200 CONTINUE
PRINT*, 'WANTED STEAM-PRESSURE FOR PIPE-LINES (bars) ?'
READ*, p_compr
IF (p_compr .LT. p_sep2) THEN
  PRINT*, 'PRESSURE MUST BE HIGHER THAN SEPERATION-PRESSURE !!!'
  PRINT*, 'IF NOT THERE IS NO USE OF THE COMPRESSOR.'
  GOTO 200
ELSE
  CONTINUE
ENDIF

C CALCULATIONS:
C *****

C temperatures in kelvin:
t_well = t_well + 273.15

C efficiencies:
eta_turb = eta_turb / 100.
eta_compr = eta_compr / 100.

C enthalpi of the well:
h_well = H_LIQ(t_well)
h_well = h_well - (h_well * entloss / 100)

C seperation temperature:
t_sep = T_SAT(p_sep1)

C steam enthalpi:
h_steam = H_VAP(t_sep)

C steam massshare from seperator:
x_steam = XS(p_sep1, h_well)

C steam entropi:
s_steam = S_VAP(t_sep)

C temperaturure after turbine:
t_turb = T_SAT(p_cond)

C enthalpi steam after turbine:
hs_turb = H_VAP(t_turb)

C enthalpi water after turbine:
hw_turb = H_LIQ(t_turb)

C steam share after turbine:
x_turb = XS_S(p_cond, s_steam)

```



```

C      isentropic enthalpi after turbine:
      h_turb = x_turb * hs_turb + (1 - x_turb) * hw_turb

C      work turbine:
      w_turb = (h_steam - h_turb) * eta_turb

C      in case of second seperator (same procedure as before):
      IF (answ .EQ. 'y'.OR. answ.EQ.'Y') THEN
        h_well2 = (h_well - x_steam * h_steam) / (1 - x_steam)
        t_sep2  = T_SAT(p_sep2)
        h_steam2 = H_VAP(t_sep2)
        x_steam2 = XS(p_sep2,h_well2)
        s_steam2 = S_VAP(t_sep2)
        x_turb2  = XS_S(p_cond,s_steam2)
        h_turb2 = x_turb2 * hs_turb + (1 - x_turb2) * hw_turb
        w_turb2 = (h_steam2 - h_turb2) * eta_turb
      ELSE
        CONTINUE
      ENDIF

C      isentropic enthalpi after compressor:
      y      = t_sep
      q_compr = q_pipe
      const  = (p_compr / p_sep1) ** (1 / step)
      p_compr = p_sep1

      DO 700 j = 1,step
        p_compr = p_compr * const
        x      = S(y,p_compr,0.9)
        sum2   = ABS(s_steam - x)

        DO 500 i = 1, 550
          y    = y + 1
          x    = S(y,p_compr,0.9)
          sum1 = ABS(s_steam - x)

          IF (sum2 .LT. sum1) THEN
            goto 600
          ELSE
            sum2 = sum1
          ENDIF
        ENDIF

500    CONTINUE

600    CONTINUE

      ts_compr = y - 1
      hs_compr = H(ts_compr,p_compr,0.9)

C      work on steam:
      w_compr(j) = hs_compr - h_steam

C      real enthalpy and temperature after compressor:
      h_compr = 1 / eta_compr * w_compr(j) + h_steam
      t_compr = T(p_compr,h_compr)

C      if last step in compressor:
      IF ( j.EQ.step ) THEN
        delta_q(j) = 0

```

```

        GOTO 700
    ELSE
        CONTINUE
    ENDIF

C      enthalpy/entropy on sat.-curve for same pressure:
    t_steam    = T_SAT(p_compr)
    h_steam    = H_VAP(t_steam)
    s_steam    = S_VAP(t_steam)

C      enthalpi difference for injected water:
    delta_h = h_steam - H_LIQ(373.15)

C      massflow of injected water:
    delta_q(j) = (h_compr - h_steam) * q_compr / delta_h

C      massflow through former step in compressor:
    q_compr = q_compr - delta_q(j)

700  CONTINUE

C      effect of compressor:
    sum      = q_compr
    eff_compr = 0
    q_inj    = 0

    DO 800 i    = 1, step
        sum      = sum + delta_q(i)
        eff_compr = sum * w_compr(i) + eff_compr
        q_inj    = q_inj + delta_q(i)

800  CONTINUE
    eff_compr = eff_compr / eta_compr

IF (answ .EQ. 'n'.OR.answ.EQ.'N') THEN
C      steam massflow from seperator:
    q_steam = q_compr + eff_compr / w_turb

C      massflow turbine:
    q_turb = q_steam - q_compr
    q_steam = q_steam * 1.06

C      total well massflow:
    q_tot = q_steam / x_steam

C      WRITE RESULTS:
C      *****

PRINT*, ' '
PRINT*, ' '
PRINT*, ' '
PRINT*, ' '
PRINT*, 'TOTAL MASSFLOW BEFORE SEPERATION = ', q_tot, ' kg/s'
PRINT*, 'STEAM-MASSFLOW FROM SEPERATOR   = ', q_steam, ' kg/s'
pros = q_steam / q_tot * 100
PRINT*, '                                     (', pros, ' % OF TOTAL)'
PRINT*, 'EFFECT OF COMPRESSOR              = ', eff_compr, ' kw'

```

```

PRINT*, 'MASS INJECTED AS COOLING TO COMPR.: ', q_inj, ' kg/s'
PRINT*, ' '
PRINT*, 'THE STEAM-MASSFLOW SHOULD BE SHARED LIKE THIS:'
PRINT*, '*****'
PRINT*, 'MASSFLOW TO TURBINE      = ', q_turb, ' kg/s'
pros = q_turb / q_steam * 100
PRINT*, '                          (', pros, ' % OF STEAM)'
PRINT*, 'MASSFLOW TO COMPRESSOR = ', q_compr, ' kg/s'
pros = q_compr / q_steam * 100
PRINT*, '                          (', pros, ' % OF STEAM)'
PRINT*, ' '
PRINT*, '                          (CA 6 % TO EJECTORS)'
PRINT*, ' '
PRINT*, 'THIS MEANS STARTING-CONDITIONS IN PIPELINE:'
PRINT*, '*****'
PRINT*, 'MASSFLOWRATE      = ', q_pipe, ' kg/s'
PRINT*, 'PRESSURE          = ', p_compr, ' bars'
PRINT*, 'TEMPERATURE       = ', t_compr - 273.15, ' c'
PRINT*, ' '
PRINT*, ' '

```

ELSE

```

fakt      = ((1 / x_steam) - 1) * x_steam2
q_turb1 = (eff_compr - (q_compr * fakt * w_turb2))
          / (w_turb + (fakt * w_turb2))
q_turb2 = fakt * (q_compr + q_turb1)
q_turb  = q_turb1 + q_turb2
q_steam = 1.06 * (q_compr + q_turb1)
q_well  = 1 / x_steam * q_steam
q_liq   = (1 - x_steam) * q_well
q_steam2 = x_steam2 * q_liq

```

C WRITE RESULTS:
C *****

```

PRINT*, ' '
PRINT*, ' '
PRINT*, 'TOTAL MASSFLOW BEFORE SEPERATION = ', q_well, ' kg/s'
PRINT*, 'STEAM-MASSFLOW FROM SEPERATOR 1 = ', q_steam, ' kg/s'
pros = q_steam / q_well * 100
PRINT*, '                          (', pros, ' % OF TOTAL)'
PRINT*, 'STEAM-MASSFLOW FROM SEPERATOR 2 = ', q_steam2, ' kg/s'
pros = q_steam2 / q_well * 100
PRINT*, '                          (', pros, ' % OF TOTAL)'
PRINT*, 'TOTAL MASSFLOW IN TURBINE      = ', q_turb, ' kg/s'
PRINT*, 'EFFECT OF COMPRESSOR           = ', eff_compr, ' kw'
PRINT*, ' '
PRINT*, 'STEAM FROM SEPERATOR 1 SHOULD TO BE SHARED LIKE THIS:'
PRINT*, '*****'
PRINT*, 'TO TURBINE                      : ', q_turb1, ' kg/s'
pros = q_turb1 / q_steam * 100
PRINT*, '                          (', pros, ' % OF STEAM FROM SEPERATOR 1)'
PRINT*, 'TO COMPRESSOR                   : ', q_compr, ' kg/s'
pros = q_compr / q_steam * 100
PRINT*, '                          (', pros, ' % OF STEAM FROM SEPERATOR 1)'
PRINT*, ' '
PRINT*, '                          (CA 6 % TO EJECTORS)'
PRINT*, ' '
PRINT*, 'THIS MEANS STARTING-CONDITIONS IN PIPELINE:'
PRINT*, '*****'

```

```
PRINT*, 'MASSFLOWRATE = ', q_pipe, ' kg/s'  
PRINT*, 'PRESSURE      = ', p_compr, ' bars'  
PRINT*, 'TEMPERATURE   = ', t_compr - 273.15, ' c'
```

```
ENDIF
```

```
END
```

Kompression eksempel

WELL TEMPERATURE (C) ? 280
 PERCENT ENTHALPI-FALL FROM WELL TO SEPERATOR ? 0.2
 PRESSURELOSS FROM SEPERATOR TO TURB./COMPR. (BARS) ? 0.1
 IS THERE A SECOND SEPERATOR (Y/N)? N
 SEPERATION PRESSURE (bars) ? 7
 CONDENSATION PRESSURE AFTER TURBINE (bars) ? 0.05
 EFFICIENCY OF THE TURBINE (%) ? 75
 HOW MANY STEPS DOES THE COMPRESSOR HAVE ? 2
 (WITH INTERCOOLING)
 EFFICIENCY OF THE COMPRESSOR (%) ? 75
 WANTED STEAM-MASSFLOWRATE FOR PIPELINES (kg/s) ? 50
 WANTED STEAM-PRESSURE FOR PIPE-LINES (bars) ? 18

TOTAL MASSFLOW BEFORE SEPERATION = 297.182 kg/s
 STEAM-MASSFLOW FROM SEPERATOR = 77.6199 kg/s
 (26.1186 % OF TOTAL)
 EFFECT OF COMPRESSOR = 12988.8 kw
 MASS INJECTED AS COOLING TO COMPR.: 2.3238 kg/s

THE STEAM-MASSFLOW SHOULD BE SHARED LIKE THIS:

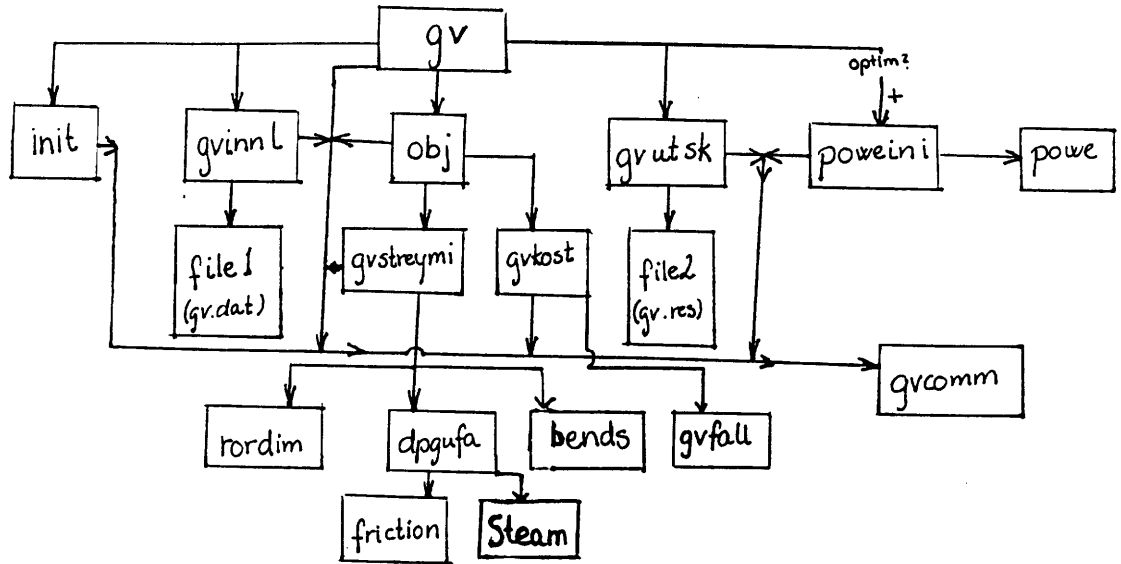
MASSFLOW TO TURBINE = 25.5502 kg/s
 (32.917 % OF STEAM)
 MASSFLOW TO COMPRESSOR = 47.6761 kg/s
 (61.4225 % OF STEAM)

(CA 6 % TO EJECTORS)

THIS MEANS STARTING-CONDITIONS IN PIPELINE:

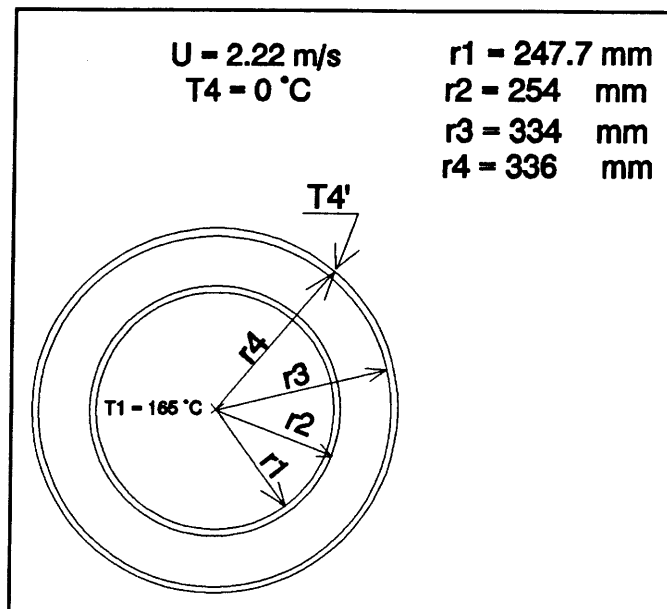
MASSFLOWRATE = 50.0 kg/s
 PRESSURE = 18.0 bars
 TEMPERATURE = 250.154 c

BLOKDIAGRAM



Hvor meget betyder stråling og konvektion på udsiden af røret?

Vi anvender som eksempel situationen som er illustreret på fig.1:



Figur 1

Ifølge (ref.1) har vi Reynold's tal i fristrømningen:

$$Re = \frac{U * d4}{\nu} = \frac{2.22 \text{ m/s} * 0.672 \text{ m}}{13.3 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 1.121 * 10^5$$

Værdierne for den kinematiske viskositet er taget fra (ref.1).

Vi har varmeledningen igennem rør, isolation og aluminiumskappe (ref.1), hvor varmeledningerne $K_{stål} = 54 \text{ W/Km}$, $K_{rockwo.} = 0.04 \text{ W/Km}$ og $K_{alum.} = 200 \text{ W/Km}$ (ref.1) :

$$\frac{Q_{varme}}{L} = \frac{2 * \pi * (T1 - T4')}{\frac{\ln(\frac{r2}{r1})}{K_{stål}} + \frac{\ln(\frac{r3}{r2})}{K_{rockwo.}} + \frac{\ln(\frac{r4}{r3})}{K_{alum.}}} = 0.918 * (T1 - T4')$$

Vi har fra (ref.1) strålingen:

$$\frac{Q_{stråling}}{L} = 2 * \pi * r4 * \sigma * \epsilon * (T4'^4 - T4^4) = 1.077 * 10^{-8} (T4'^4 - T4^4)$$

Hvor Boltzmann's konstant er $\sigma = 5.669 * 10^{-8}$, og $\epsilon = 0.09$ for aluminium (ref.1).

For at finde konvektionen, må vi først finde konvektionskoefficienten, h:

$$h = K_f * C * Re^n * Pr^{1/3} / d4 = 9.903$$

Idet K_f og Prandtel's tal for luft ved 0°C er: $K_f = 0.00241$ og $Pr = 0.716$, og for Reynold's tal fra 40.000 til 400.000 har vi $C = 0.0266$, og $n = 0.805$ (ref.1).

Vi har da konvektionen:

$$\frac{Q_{konv.}}{L} = h * s * \pi * r4 * (T4' - T4) = 20.9 * (T4' - T4)$$

Videre sætter vi:

$$\frac{Q_{varme}}{L} = \frac{Q_{stråling} + Q_{konv.}}{L}$$

Dette giver:

$$0.918 * (T1 - T4') = 1.077 * 10^{-8} * (T4'^4 - T4^4) + 20.9 * (T4' - T4)$$

Vi sætter nu ind $T4 = 273^\circ\text{K}$, og $T1 = 438^\circ\text{K}$, og får:

$$1.077 * 10^{-8} (T4')^4 + 21.82 (T4') - 6168 = 0$$

Denne ligning har løsningen $T4' = 279.7^\circ\text{K}$, hvilket tilsvare 6.55°C.

Dette betyder at vi har temperaturfald udenfor røret ($T4' - T4$) på ca 4% af det totale temperaturfald ($T1 - T4$), og at strålingen er ca 4% så stor som konvektionen.

Refferrance:

1. Heat transfer / J.P.Holman / Kim Hup Lee Printing Co. 1989.

Bilag 5.3.

C*****

```
      SUBROUTINE BENDS( pipe_d, pipe_l, n_bend, angle,
.      number, percent )
```

```
C
C Finds the equivalent length, because of headloss in bends,
C as an percentage of the total pipelinelength.
C Calculates only for sharp bends, except for 90 where it calculates
C for an standard elbow.
```

```
C INPUT:
C   pipe_d      : inner pipe-diameter (m)
C   pipe_l      : pipelength (m)
C   n_bend      : number of different bending-angles
C   angle       : angle of the bend
C   number      : number of bends with this angle
```

```
C OUTPUT:
C   percent     : equivalent length as an percent of the total length
```

```
      INTEGER    n_bend
      REAL       angle(10), number(10)
      REAL       rel_l      , sum      , tot_l      , percent
.      , pipe_l      , pipe_d
```

```
      sum = 0
      tot_l = 0
```

```
      DO 100 i = 1, n_bend
.      rel_l = 7.901E-5 * angle(i)**3 - 3.259E-3 * angle(i)**2 +
.      0.320 * angle(i)
```

```
      IF (angle(i) .EQ. 90) then
.      rel_l = 30
      ELSE
      CONTINUE
      ENDIF
```

```
      sum = sum + rel_l * number(i)
100 CONTINUE
```

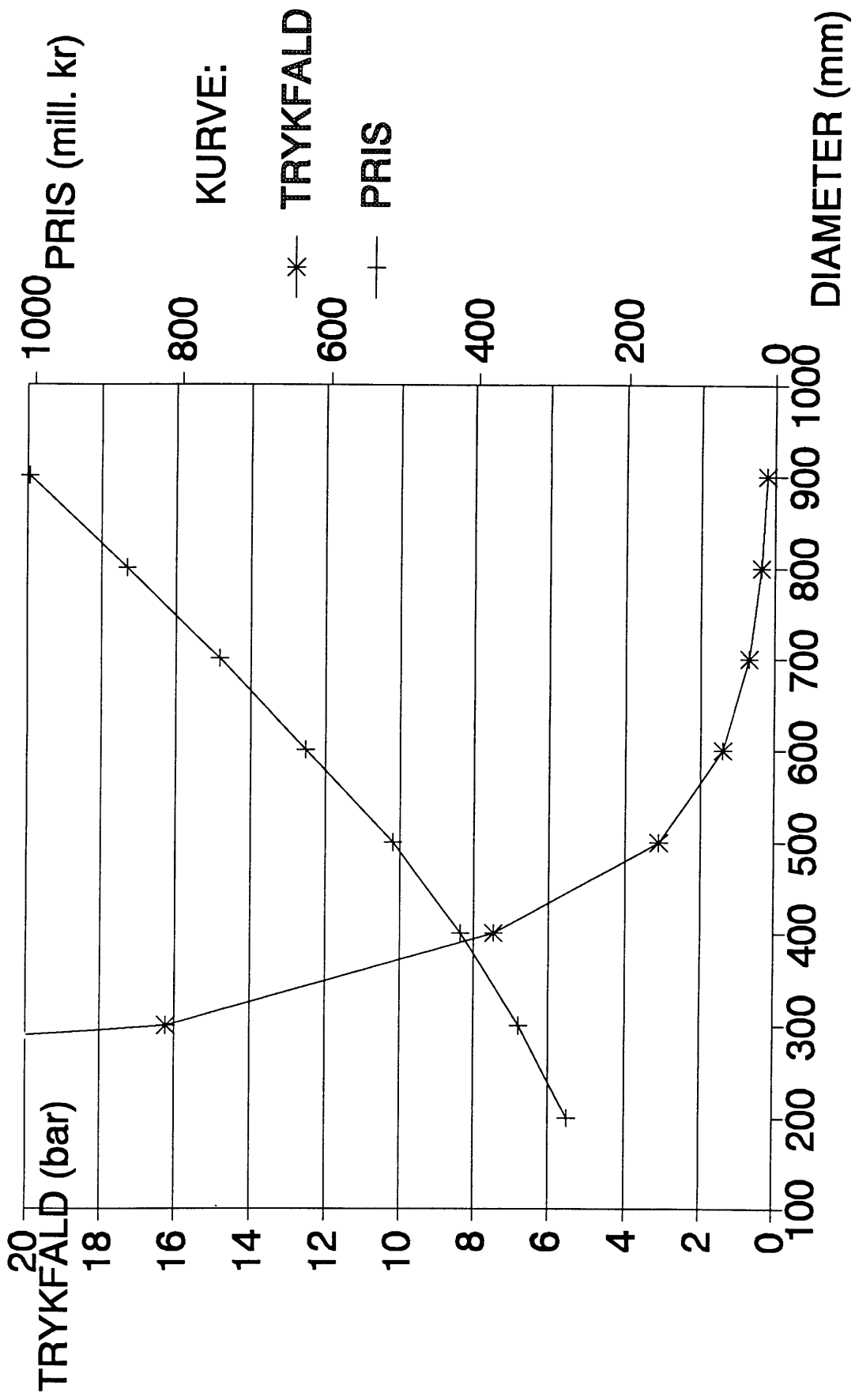
```
      tot_l = sum * pipe_d
      percent = tot_l / pipe_l * 100
```

```
      RETURN
      END
```

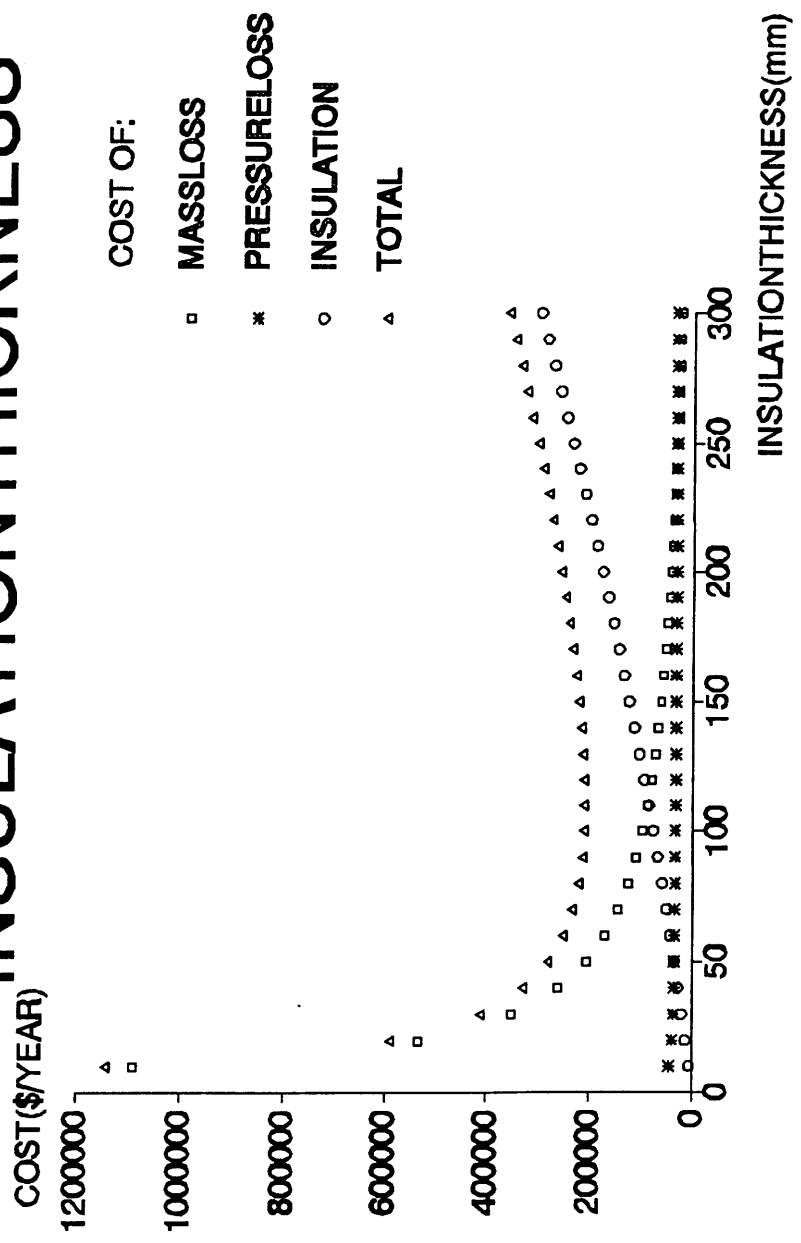
RÖRTRANSPORT

MASSESTRÖM : 50 kg/s, AFSTAND : 15 km

Bilag 5.4.

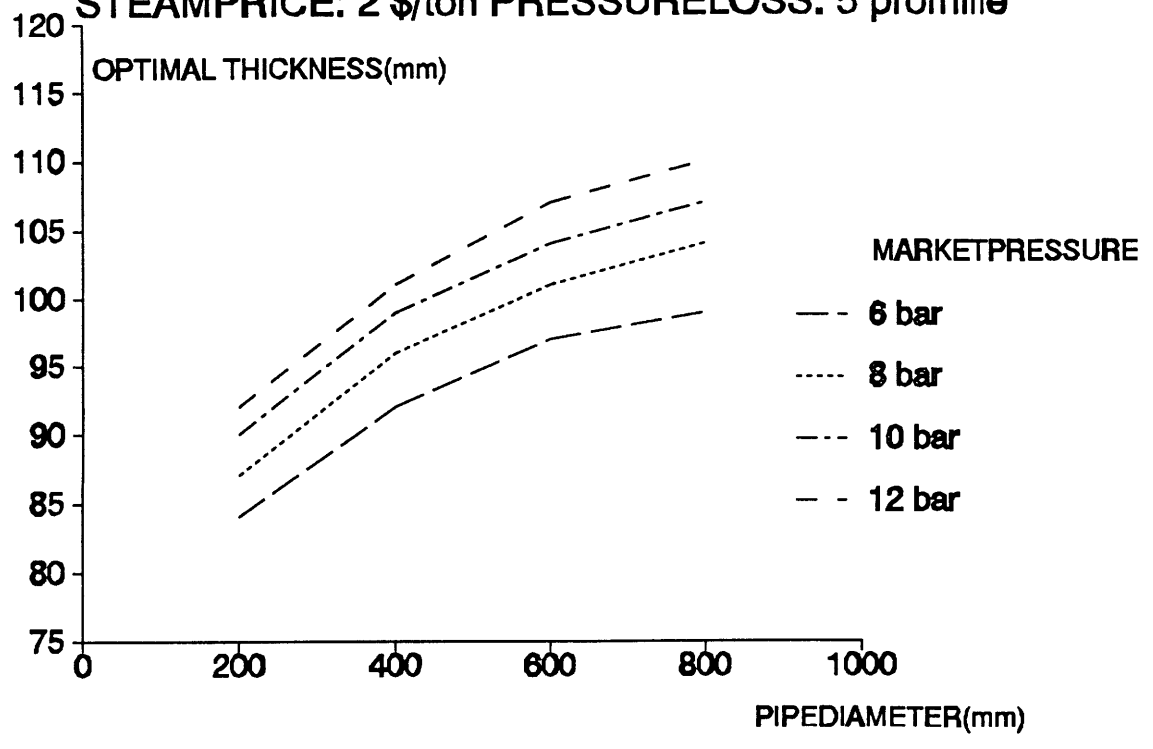


INSULATION THICKNESS



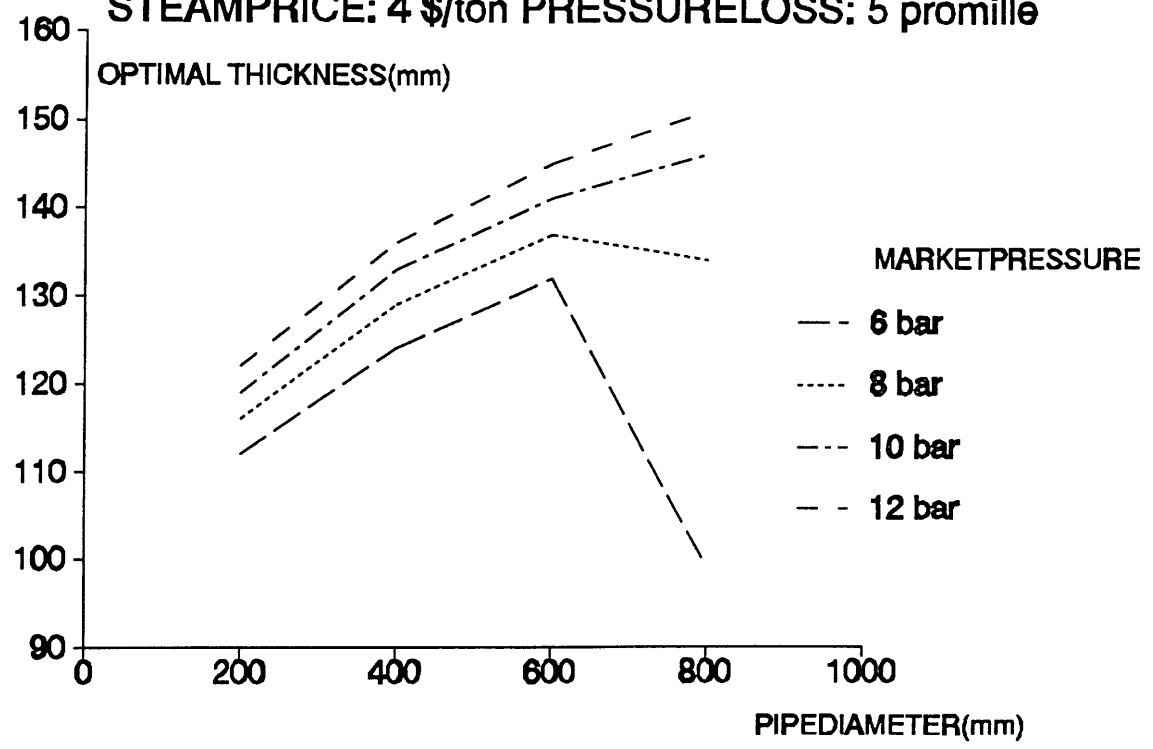
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 2 \$/ton PRESSURE LOSS: 5 promille



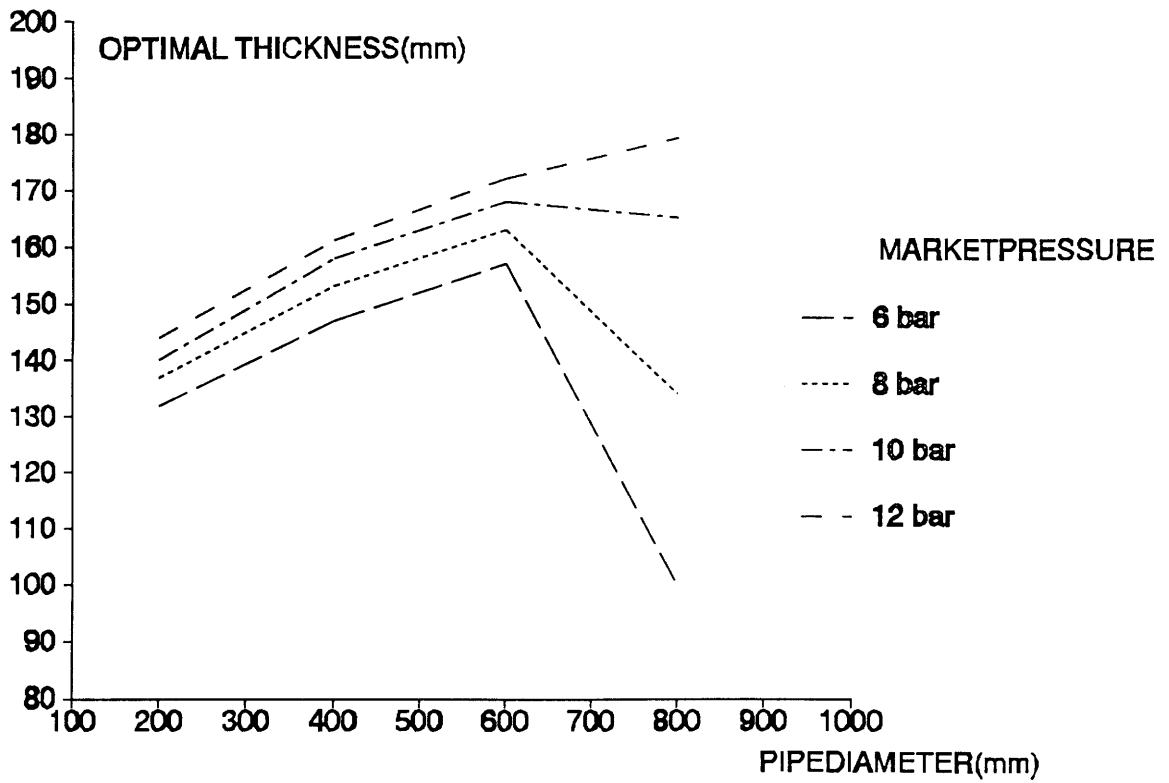
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 4 \$/ton PRESSURE LOSS: 5 promille



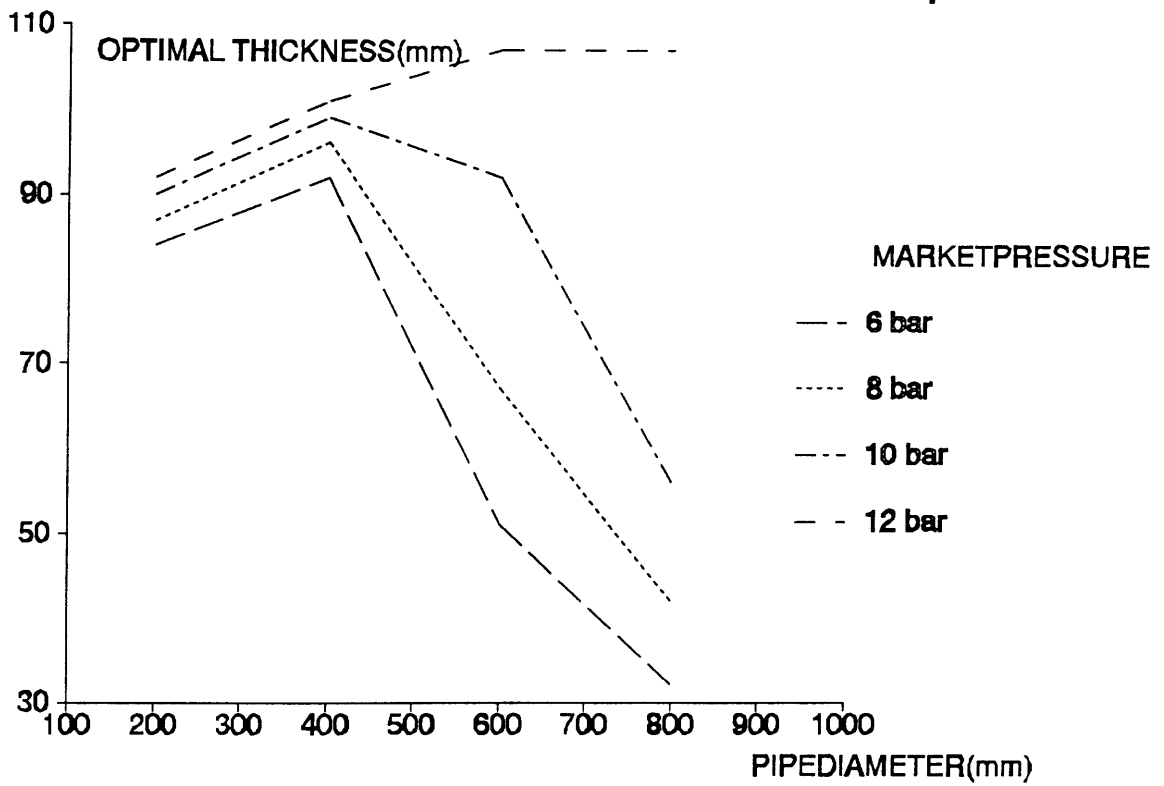
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 6 \$/ton PRESSURE LOSS: 5 promille



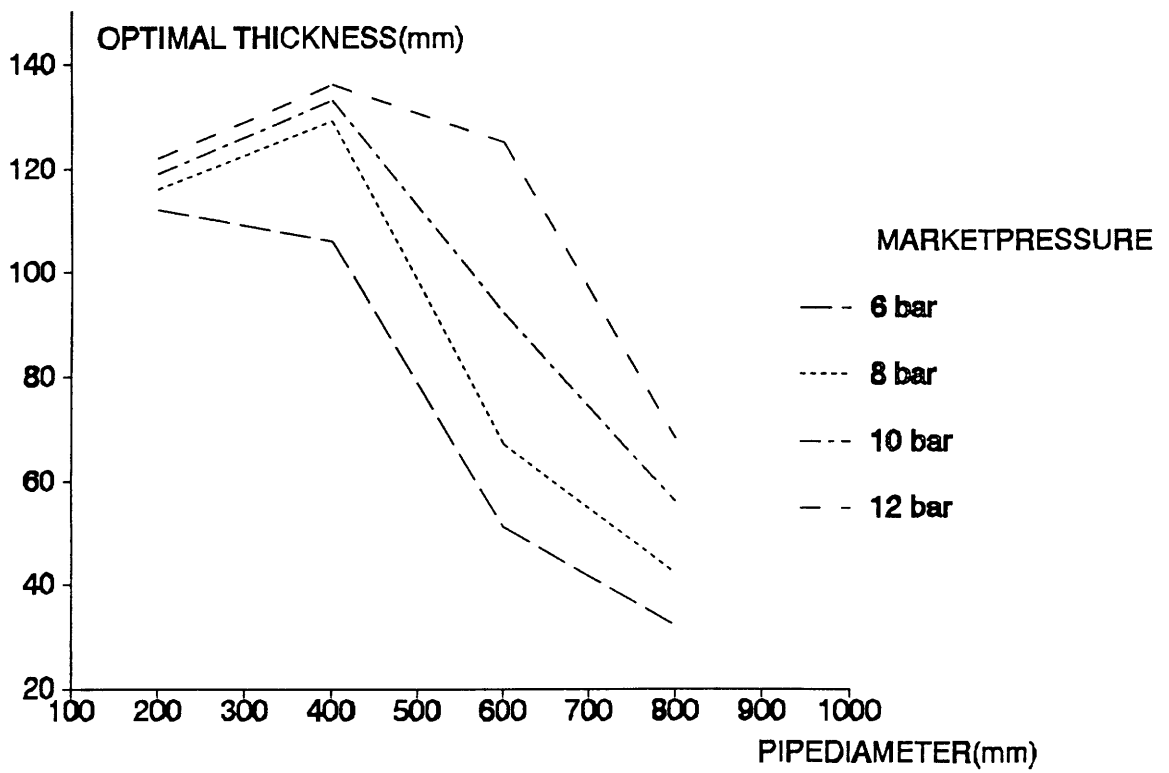
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 2 \$/ton PRESSURE LOSS: 10 promille



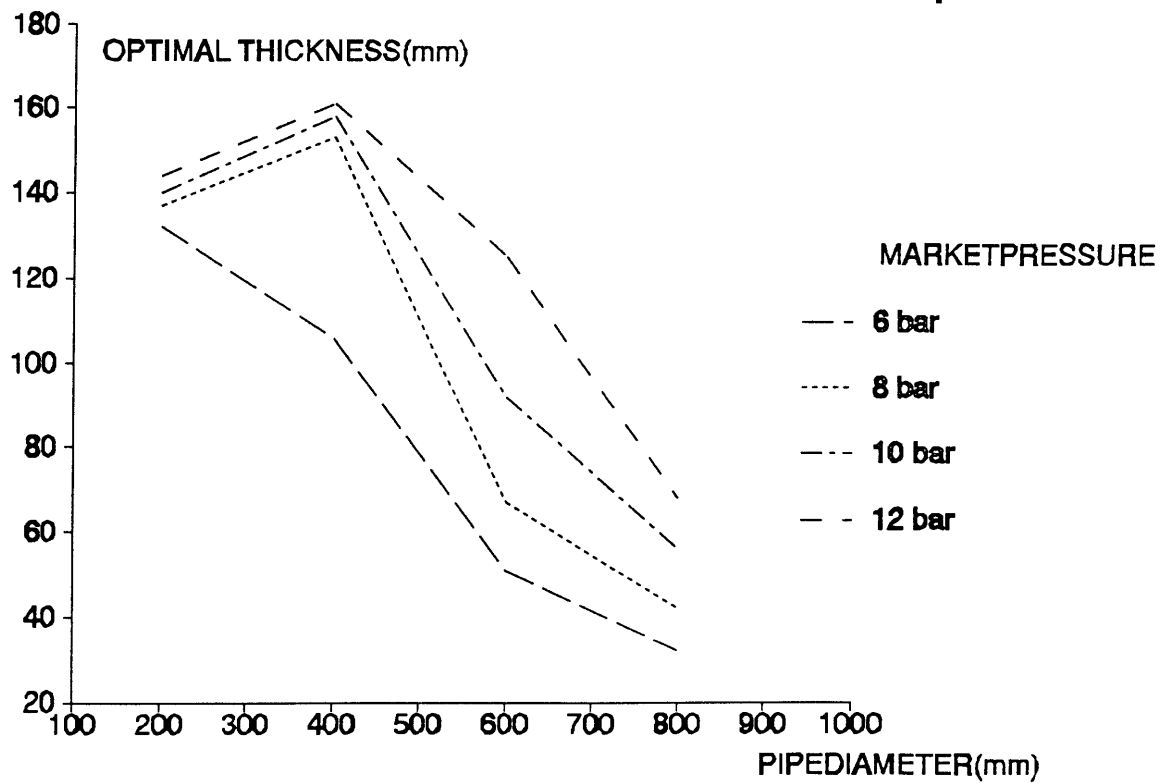
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 4 \$/ton PRESSURE LOSS: 10 promille



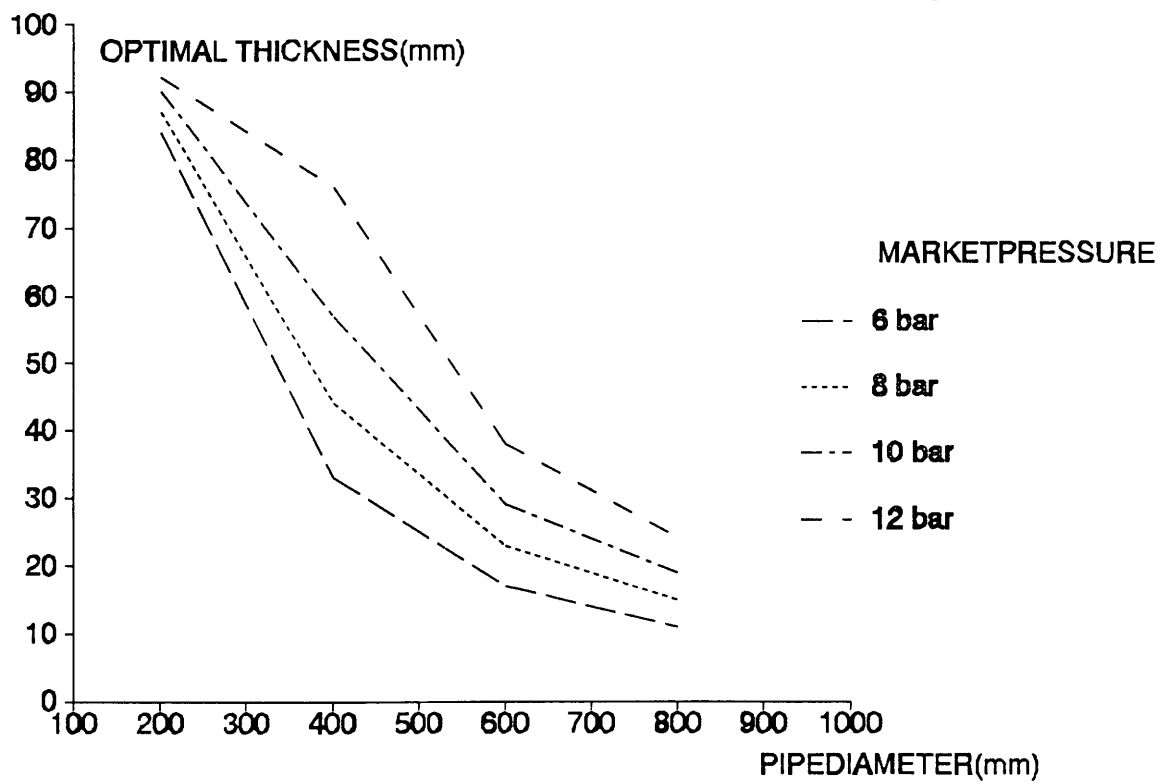
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 6 \$/ton PRESSURE LOSS: 10 promille



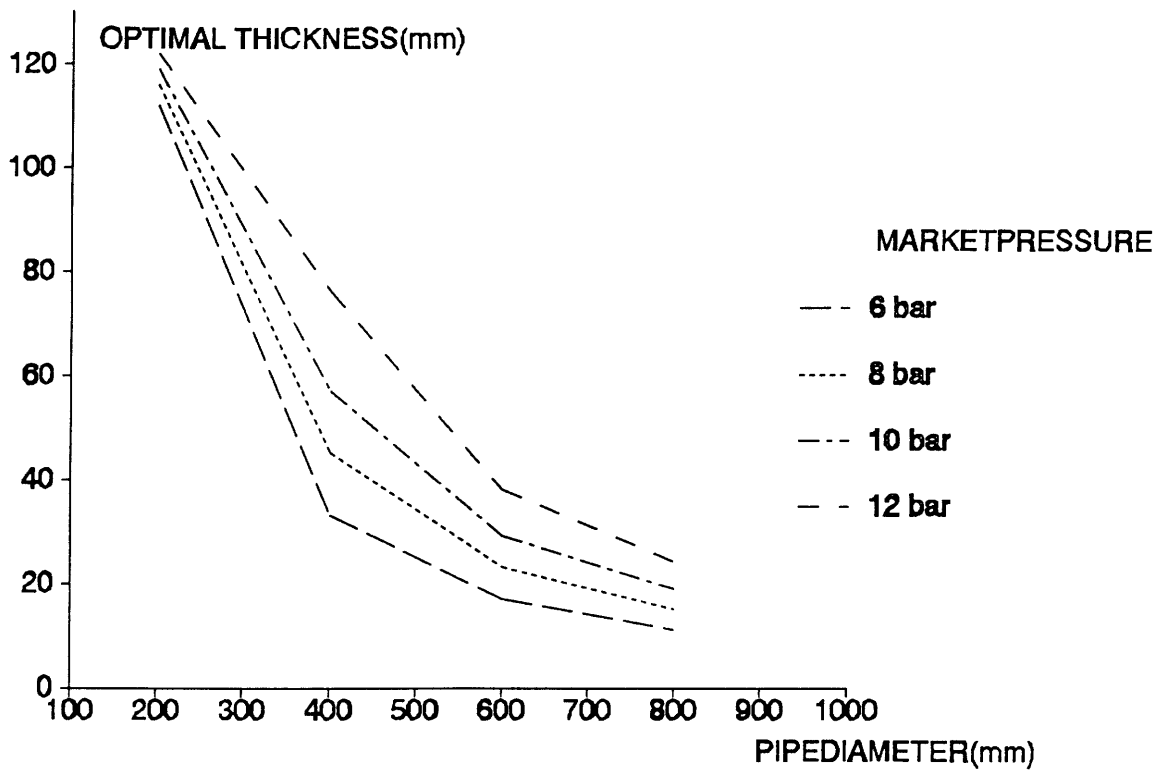
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 2 \$/ton PRESSURE LOSS: 20 promille



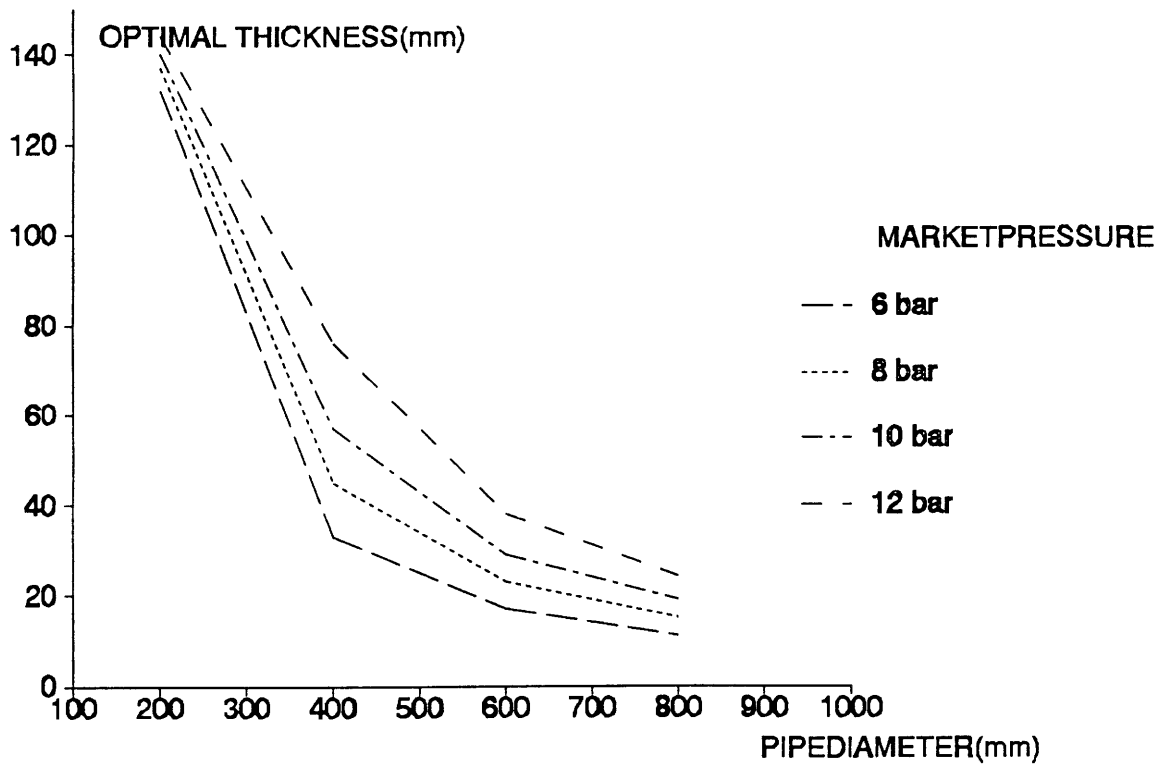
OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 4 \$/ton PRESSURE LOSS: 20 promille



OPTIMAL INSULATION THICKNESS

STEAM PRICE: 6 \$/ton PRESSURE LOSS: 20 promille

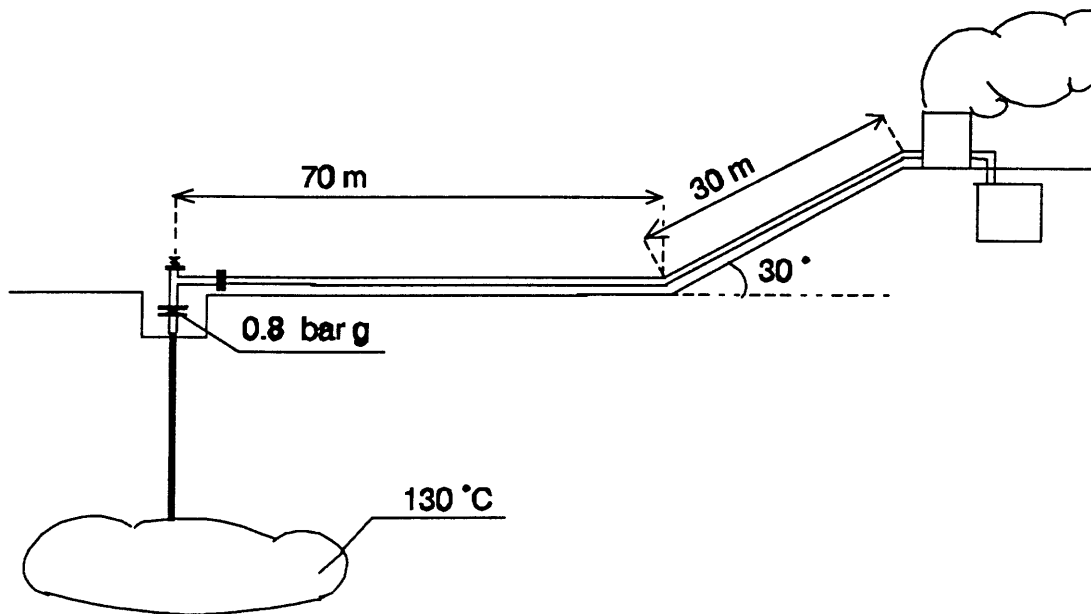




19. November, 1991

 Pipelines for two-phase-flow in Aratunga.

What is given about the system is the length of the pipeline, the well-temperature, the wellhead-pressure, and the height-difference. (fig.1)



(fig.1)

For a well-temperature of 130°C, you have a enthalpy of 546.31 kJ/kg, and for the pressure of 1.8 bar a, you have saturated steam enthalpy of 2701.5 kJ/kg, and saturated water enthalpy of 490.70 kJ/kg (ref.1). From this you can calculate the dryness-factor, X as:

$$X = \frac{h_{well} - h_{liq}}{h_{steam} - h_{liq}} = \frac{546.31 - 490.70}{2701.5 - 490.70} = 0.02515 \quad (1)$$

At the same pressure, (1.8 bar a), we can from (ref 1) see that we have specific volumes, v, of 0.0010579 m³/kg for liquid, and 0.9772 m³/kg for steam. From this it is possible to find the volume flow-rates of steam and liquid as:

$$Q_{liq} = (1-X) * M_{tot} * v_{liq} = (1 - 0.0252) * 8 \text{ kg/s} * 0.00106 \text{ m}^3/\text{kg} = 8.250 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (2)$$

$$Q_{steam} = X * M_{tot} * v_{steam} = 0.0252 * 8 \text{ kg/s} * 0.9772 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.197 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3)$$

For making sure that the flow is annular, the first estimation of the pipe-diameter, is based on the assumption of a flow velocity. Because the flow has to go 30° upwards, we can see in (ref.2), that the speed of the steam must be about 30 m/s in this section, and in the horizontal section about 15 m/s. From the volume flow-rates we can see that the water only fills out about 4 % of the volume (96 % void fraction (α) at no slip). For first estimation of a pipe diameter we therefore have:

$$\frac{Q_{liq} + Q_{steam}}{A_{pipe}} = 15 \text{ m/s} \rightarrow A_{pipe} = 1.3683 * 10^{-2} \text{ m}^2 \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 * A_{pipe}}{\pi}} = 0.132 \text{ m} \quad (4)$$

If a \varnothing 130 mm pipe is selected, we therefore can assume that we have annular flow in the horizontal section.

For calculation of the two-phase pressureloss, the Lochart-Martinelli model is used. Here we must first find the parameter, X_{tt} , which for smooth pipes can be calculated as (ref 3, eq. 3.31):

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_{liq}}{\mu_{steam}} \right)^{0.1} * \left(\frac{\rho_{steam}}{\rho_{liq}} \right)^{0.5} * \left(\frac{1 - X}{X} \right)^{0.9} \quad (5)$$

For the pressure 1.8 bar a, we have the temperature of 116.93°C (ref.1), which gives us the dynamic viscosities, μ , for steam of 12.9E-6 kg/sm, and for water of 242E-6 kg/sm.

We first assume that we in the end of the horizontal section have about 1.4 bar.a. We can of the steamtables (ref. 1) see that we at this pressure have $h_{liq} = 458.42 \text{ kJ/kg}$, $h_{steam} = 2690.3 \text{ kJ/kg}$, $v_{liq} = 0.0010513 \text{ m}^3/\text{kg}$, and $v_{steam} = 1.236 \text{ m}^3/\text{kg}$. If we use (1), (2), (3), and (4), we get $X = 3.938 * 10^{-2}$, $Q_{liq} = 8.079 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$, $Q_{steam} = 0.3894 \text{ m}^3/\text{kg}$, and $U = 29.9 \text{ m/s}$.

This means that we for the first 70 meters have the average values: $v_{liq} = 0.0010546 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{steam} = 1.107 \text{ m}^3/\text{kg}$, and $X = 0.0323$. Since $\rho = 1/v$, and the temperature is nearly constant, we have:

$$X_{tt} = \left(\frac{242 * 10^{-6}}{12.9 * 10^{-6}} \right)^{0.1} * \left(\frac{0.903}{948.2} \right)^{0.5} * \left(\frac{1 - 0.0323}{0.0323} \right)^{0.9} = 0.88 \quad (6)$$

We can now see (ref. 3, fig.3.3) that we have the two-phase multipliers: $\phi_{steam} = 4$, and $\phi_{liq} = 4.5$.

To find the frictional two-phase pressureloss in the horizontal section, we first have to find the pressureloss of a single-phase system, and multiply the result by the two-phase multiplier squared. First we find the Reynold's number for steam:

$$Re = \frac{\rho_{steam} * U_{steam} * d}{\mu_{steam}} = \frac{4 * m * X}{\pi * d * \mu_{steam}} = \frac{4 * 8 \text{ kg/s} * 0.0323}{\pi * 0.13 \text{ m} * 12.9 * 10^{-6} \text{ kg/sm}} = 1.96 * 10^5 \quad (7)$$

If we assume an absolute roughness in the pipe-line, e , of 0.1 mm, we have an relative roughness, e/d of 0.0008. From the Moody-diagram (fig. 8.14, ref. 4) , we find a friction-factor, f , of 0.021. Now it is possible to determine the pressureloss of the single-phase system (ref.4, eq.8.32):

$$\Delta P_{steam} = \frac{\rho_{steam} * f * L_{pipe} * U^2}{2 * d} = \frac{8 * f * L_{pipe} * (m * X)^2}{\pi^2 * d^5 * \rho_{steam}}$$

$$= \frac{8 * 0.021 * 70 \text{ m} * (8 \text{ kg/s} * 0.0323)^2}{\pi^2 * (0.13 \text{ m})^5 * 0.903 \text{ kg/m}^3} = 2.37 * 10^3 \text{ Pa} = 0.024 \text{ bars} \quad (8)$$

With the two-phase multiplier for steam, we then have:

$$\Delta P_{frik.} = (\varphi_{steam})^2 * \Delta P_{steam} = 4^2 * 0.024 \text{ bars} = 0.38 \text{ bars} \quad (9)$$

This frictional pressureloss is only for the first 70 m horizontal, and it is already much to big for thinking about two-phase flow upwards.

To find the pressureloss because of acceleration in the horizontal section, we again assume that we in the end have about 1.4 bar a.

We have the middle-density (ref.3):

$$\rho_h = \frac{1}{X * v_{steam} + (1 - X) v_{liq}} \quad (11)$$

This gives $\rho_{start} = 38.98 \text{ kg/m}^3$, and $\rho_{end} = 20.13 \text{ kg/m}^3$.

The start velocity, we can find of (4) as 15.46 m/s.

Now it is possible to determine the pressureloss because of acceleration over the first 70 m:

$$\Delta P_{acc.} = 1/2 (\rho_2 * U_2^2 - \rho_1 * U_1^2)$$

$$= 1/2 (20.13 \text{ kg/m}^3 * (29.9 \text{ m/s})^2 - 38.98 \text{ kg/m}^3 * (15.46 \text{ m/s})^2) = 8735 \text{ Pa} = 0.087 \text{ bars} \quad (12)$$

Now we can determine the total pressureloss with this pipe in the horizontal section:

$$\Delta P_{horiz.} = \Delta P_{frict.} + \Delta P_{height} + \Delta P_{acc.} = 0.38 \text{ bars} + 0 \text{ bars} + 0.09 \text{ bars} = \underline{0.47 \text{ bars}}$$

This pressureloss is quite big, and at least too big to carry the steam upwards. Therefore we could consider to change pipeline after about 40 meters.

If we assume the pressure here about 1.5 bars, we can the same way as before find the enthalpies, specific volumes, the massfraction, the volume flowrates, and the velocity in this point: $X_{40m} = 0.0355$, $Q_{liq} = 8.125 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_{steam} = 0.329 \text{ m}^3/\text{s}$, and $U = 25.4 \text{ m/s}$.

This would give us average values for the first 40 m: $X = 0.0304$, $v_{liq} = 0.001055 \text{ m}^3/\text{kg}$, and $v_{steam} = 1.068 \text{ m}^3/\text{kg}$. We then get $X_{tt} = 0.95$, $\phi_{steam} = 4.2$, $\phi_{liq} = 4.3$, and $Re = 1.85 * 10^5$.

The steam's frictional pressureloss for the first 40 meters, $\Delta P_{steam} = 0.012 \text{ bar}$. This gives us the two phase frictional pressureloss for the first 40 meters, $\Delta P_{0-40 \text{ m}} = 0.204 \text{ bar}$.

We can, as in (eq.4), estimate a pipediameter for a velocity, and find that an pipeline with the size of 160 mm, would in the point of 40 m give a velocity of 16.77 m/s.

If we assume that the pressure in the end of the horizontal section is about 1.5 bar a, we can the same way as in (eq.6), find X_{tt} to 0.794, and therefore the two phase multipliers to $\phi_{steam} = 4$, and $\phi_{liq} = 5$.

Further we find the Reynold's number as in (eq.7) to $1.778 * 10^5$, $e/d = 0.00063$, $f = 0.02$, and as in (eq.8) $\Delta P_{steam} = 0.00434 \text{ bar}$.

$$\text{This gives us } \Delta P_{frict.40m - 70 \text{ m}} = 0.069 \text{ bar}$$

Now we can from 40 m to 70 m, as in (eq.11 and eq.12), find $\rho_h = 23.72 \text{ kg/m}^3$, and $\Delta P_{acc.} = -0.013 \text{ bar}$, and determine the total horizontal pressureloss to:

$$\Delta P_{horiz.} = 0.204 \text{ bar} + 0.069 \text{ bar} - 0.013 \text{ bar} = \underline{0.26 \text{ bar}}$$

To get a high enough velocity in the upward's section we would have to change to a \varnothing 120 mm pipe, and that would give a much to big pressureloss to lead the flow. Therefore the separator has to be placed on level with the well.

References:

- (1) Springer-Verlag 1979. Properties of water and steam in SI-Units.
- (2) Spedding, P.L., Chen, J.J.J. Frictional pressureloss in two-phase liquid flow. Proc. N.Z.Geothermal Workshop (1980).
- (3) G.F.Hewitt and N.S.Hall-taylor. Annular two-phase flow. Neill and co. (1970).
- (4) R.W.Fox and A.T.McDonald. Introduction to fluid mechanics. John Wiley & son, inc.(1985).
- (5) D.H.Freeston. Lectures on geothermal energy developments in New Zealand. UNU Geothermal trainingprogramme,Iceland Report 1982-12.



13. December, 1991

Separatorproblem

The problem was that we had a separator with known massflow from the well, known well temperature, known separation pressure, and we knew what speed we would like in the pipeline from the well, and in the chimney. From this, we wanted to determine the size of the pipes, and find the pressure different places in the separator. The problem is illustrated in figure 1.

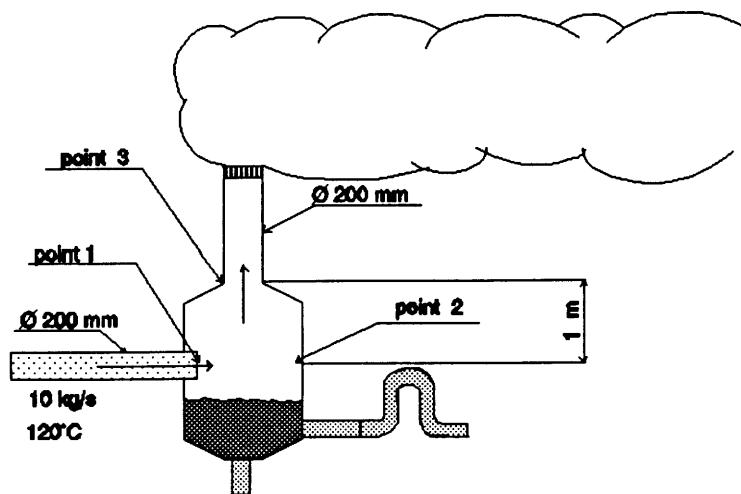


fig.2

We can of the steamtables (ref.1) see that the enthalpy in the well: $h_{\text{well}}(120^\circ\text{C}) = 503.72$ kJ/kg, in the liquid in the separator: $h_{\text{liq.}}(1 \text{ bar}) = 417.51$ kJ/kg, in the steam in the separator: $h_{\text{steam}}(1 \text{ bar}) = 2675.4$ kJ/kg. Of the same reference, we can also find the specific volumes to: $v_{\text{liq.}}(1 \text{ bar}) = 0.0010434$ m³/kg, and $v_{\text{steam}}(1 \text{ bar}) = 1,694$ m³/kg. From the enthalpies it is possible to determine the drynessfactor, X, as:

$$X = \frac{h_{\text{well}} - h_{\text{liq.}}}{h_{\text{steam}} - h_{\text{liq.}}} = \frac{503.72 \text{ kJ/kg} - 417.51 \text{ kJ/kg}}{2675.4 \text{ kJ/kg} - 417.51 \text{ kJ/kg}} = 0.0382$$

From this we can find the volumeflowrates:

$$Q_{\text{liq.}} = (1 - X) * M_{\text{tot.}} * v_{\text{liq.}} = (1 - 0.0382) * 10 \text{ kg/s} * 0.0010434 \text{ m}^3/\text{kg} = 1.004 * 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{steam}} = X * M_{\text{tot.}} * v_{\text{steam}} = 0.0382 * 10 \text{ kg/s} * 1.694 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.6468 \text{ m}^3/\text{s}$$

To find the pipeline-size into the separator, we now say that we would like a speed into the separator on about 20 m/s. Then we have:

$$\frac{Q_{liq.} + Q_{steam}}{U} \approx 20 \text{ m/s} \rightarrow A \approx \frac{1.004 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} + 0.6468 \text{ m}^3/\text{s}}{20 \text{ m/s}} = 3.284 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

From this we have the diameter:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.234 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2}{\pi}} = \underline{0.204 \text{ m}}$$

This means that we into the separator can use a pipeline of Ø200 mm.

Out of the chimney of the separator it is only the steam, and if we also here assume a speed of 20 m/s, we can find the area and the diameter as:

$$A = \frac{Q_{steam}}{U_{steam}} = \frac{0.6468 \text{ m}^3/\text{s}}{20 \text{ m/s}} = 3.234 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.234 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2}{\pi}} = \underline{0.203 \text{ m}}$$

We can therefore also here use a pipeline-size of Ø200 mm.

We now want find the stagnationpressure in point 2 (fig.1). First we must find the specific volume of the mixture:

$$\begin{aligned} v_{mix.} &= X \cdot v_{steam} + (1 - X) \cdot v_{liq.} \\ &= 0.0382 \cdot 1.694 \text{ m}^3/\text{kg} + (1 - 0.0382) \cdot 0.0010434 \text{ m}^3/\text{kg} = 6.568 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

We can now use the Bernoulli-equation along a streamline (ref.2 p.126), assuming that we have steady flow, no friction, and incompressible flow.

$$P \cdot v + \frac{U^2}{2} + g z = \text{constant}$$

$$M_{mix} \left(P_{mix} \cdot v_{mix} + \frac{U_{mix}^2}{2} \right) = M_{liq.} \cdot P_2 \cdot v_{liq.} + M_{steam} \cdot P_2 \cdot v_{steam}$$

$$1 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 6.568 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{kg} + \frac{(20 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$= (1 - 0.0382) \cdot 0.0010434 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot P_2 + 0.0382 \cdot 1.694 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot P_2$$

$$P_2 = 1.0299 \cdot 10^5 \text{ Pa} = \underline{1.0299 \text{ bars}}$$

Last we want to find the pressure at the bottom of the chimney. For this we use the Bernoulli-equation along the steam-streamline from point 2 to point 3 (fig.1):

$$P_2 \cdot v_{\text{steam}} = P_3 \cdot v_{\text{steam}} + \frac{(U_3)^2}{2} + g \cdot \Delta h$$

$$P_3 = 1.0299 \cdot 10^5 \text{ Pa} - \frac{1}{1.694 \text{ m}^3/\text{kg}} \left(\frac{(20 \text{ m/s})^2}{2} + 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 1 \text{ m} \right)$$

$$= 1.0286 \cdot 10^5 \text{ Pa} = \underline{1.0286 \text{ bars}}$$

References:

- (1) Springer Verlag 1979. Properties of water and steam in SI-units.
- (2) R.W.Fox and A.T.McDonald. Introduction to fluid mechanics. John Wiley & son, inc.(1985).



19. November, 1991

Pump-problem in Brjánsstaðir.

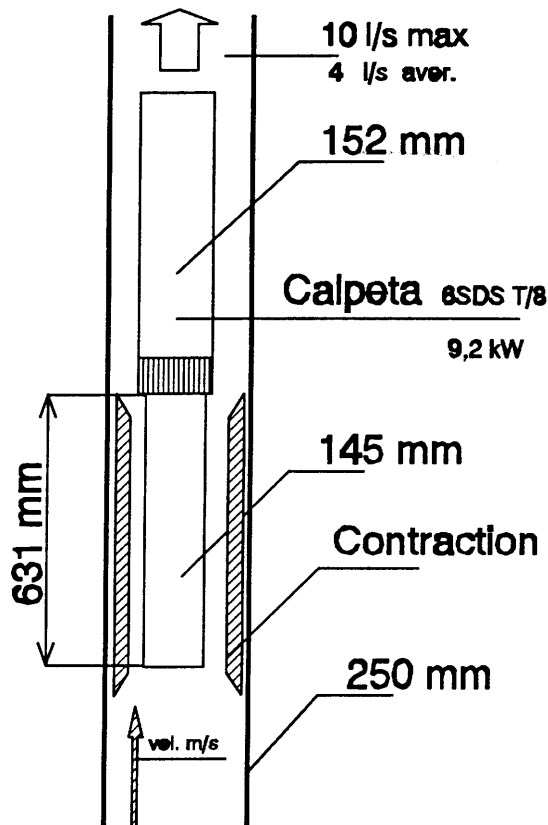


Fig. 1

The problem is a pump in a borehole in Brjánsstaðir, as illustrated in (fig.1). The pump can only function at temperatures up to about 70° C, and the well-water is 90° C. First we want calculated how much reinjected water at 40° C we need to lower the well-water temperature to 70° C. Since the density of water at 40° C and 90° C is nearly the same (992 kg/m³ and 965 kg/m³ (ref.1)), and if we say that we have a mass-share of (X * 100) % of 40° C reinjected water compared to the total borehole massflow, we have:

$$X * 40^{\circ}c + (1 - X) * 90^{\circ}c = 70^{\circ}c$$

$$X = 0.4 \rightarrow 40\% \text{ reinjection of } 40^{\circ}c \text{ water}$$

To make the Heat transfer more efficient, it is in the following considered the heat transfer both

with, and without extra contraction around the pump, to get a higher velocity, and therefore a higher heat transfer.

From (ref.2), we can find the inner diameters of the pipelines. In the first case we have a \varnothing 250 mm pipeline, and that has a inner diameter of 252.7 mm. In the second case we have a contraction with a pipe of 7 5/8 inches, and the inner diameter of that is 177 mm. From this we can determine the area between the pump and the pipe as:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d^2)$$

This gives us in case 1:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} ((0.253 \text{ m})^2 - (0.145 \text{ m})^2) = 3.376 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

And in case 2:

$$A_2 = \frac{\pi}{4} ((0.177 \text{ m})^2 - (0.145 \text{ m})^2) = 8.093 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Since we know the volume-flowrate, we can now find the average velocities past the pump:

$$\bar{U}_1 = \frac{\dot{V}}{A_1} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{3.376 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2} = 0.118 \text{ m/s}$$

and

$$\bar{U}_2 = \frac{\dot{V}}{A_2} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{8.093 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 0.494 \text{ m/s}$$

If the heat transfer is assumed only from the pump to the water, and not from the water to the surroundings, we have the hydraulic diameter to $D_i - d$. This gives us for the two cases:

$$D_{h1} = D_{i1} - d = 0.253 \text{ m} - 0.145 \text{ m} = 0.108 \text{ m}$$

and

$$D_{h2} = D_{i2} - d = 0.177 \text{ m} - 0.145 \text{ m} = 0.032 \text{ m}$$

We define our Reynold's number as:

$$Re = \frac{\rho * \bar{U} * D_h}{\mu}$$

From (ref.1), we have for 70° C warm water, the density to 977.8 kg/m³, and the dynamic viscosity to 403.3*10⁻⁶ kg/sm. Now we can determine the Reynold numbers:

$$Re_1 = \frac{977.8 \text{ kg/m}^3 * 0.118 \text{ m/s} * 0.108 \text{ m}}{403.3 * 10^{-6} \text{ kg/sm}} = 30898$$

and

$$Re_2 = \frac{977.8 \text{ kg/m}^3 * 0.494 \text{ m/s} * 0.032 \text{ m}}{403.3 * 10^{-6} \text{ kg/sm}} = 38326$$

We assume that the motor has a heatloss of about 5 % of it's total power. This gives us:

$$Q_{heat} = 0.05 * 9.2 \text{ kW} = 460 \text{ W}$$

From (ref.3), we can find an expression for the Nusselt's number for turbulent flow, as:

$$Nu = \frac{h * D_h}{k} = 0.037 * \left(1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right) * (Re^{0.75} - 180) * Pr^{0.42} * \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Since Reynold's number in both cases is much over 2320, we know that we have turbulent flow (ref.3). From (ref.1) we can find the Prandtl number for 70° C to 2.561, and the dynamic viscosity for steam to 11.28*10⁻⁶ kg/sm. Now we have all the informations to determine the Nusselt's number:

$$Nu_1 = 0.037 \left(1 + \left(\frac{0.108 \text{ m}}{0.631 \text{ m}} \right)^{2/3} \right) * (30898^{0.75} - 180) * 2.561^{0.42} * \left(\frac{403.3 * 10^{-6} \text{ kg/sm}}{11.28 * 10^{-6} \text{ kg/sm}} \right)^{0.14} = 255$$

and

$$Nu_2 = 0.037 \left(1 + \left(\frac{0.032 \text{ m}}{0.631 \text{ m}} \right)^{2/3} \right) * (38326^{0.75} - 180) * 2.561^{0.42} * \left(\frac{403.3 * 10^{-6} \text{ kg/sm}}{11.28 * 10^{-6} \text{ kg/sm}} \right)^{0.14} = 264$$

The length of the heating surface is 0.631 m, and this gives us a heating area of:

$$Area = \pi * d * L = \pi * 0.145 \text{ m} * 0.631 \text{ m} = 0.2874 \text{ m}^2$$

From the definition of Nusselt's number, we have:

$$h = \frac{Nu * k}{D_h}$$

Where k is the thermal conductivity of the fluid, which we in (ref.1) can find for 70° C warm water, to 660 mW/Km. This means that we have:

$$h_1 = \frac{0.660 \text{ W/Km} * 255}{0.108 \text{ m}} = 1558 \text{ W/Km}^2$$

and

$$h_2 = \frac{0.660 \text{ W/Km} * 264}{0.032 \text{ m}} = 5445 \text{ W/Km}^2$$

We know that:

$$Q = h * Area * \Delta T$$

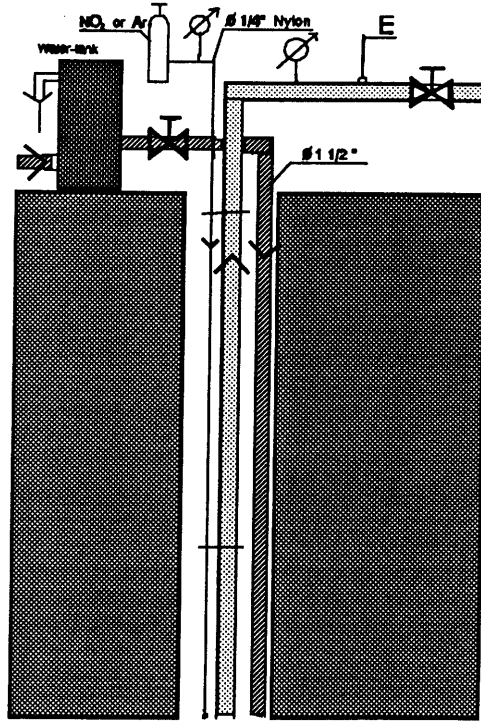
And this gives us the temperature differences as:

$$\Delta T_1 = \frac{460 \text{ W}}{1558 \text{ W/Km}^2 * 0.2874 \text{ m}^2} = 1.03^\circ$$

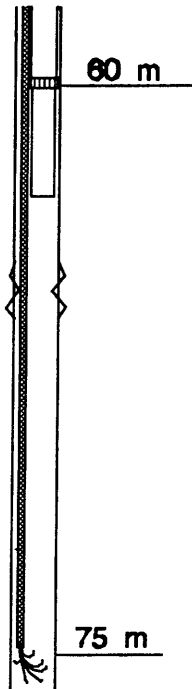
and

$$\Delta T_2 = \frac{460 \text{ W}}{5445 \text{ W/Km}^2 * 0.2874 \text{ m}^2} = 0.29^\circ$$

This means that we do not need the contractions to lead the heat away from the pump. The well could be as illustrated on fig.2 and fig.3.



(fig.2)

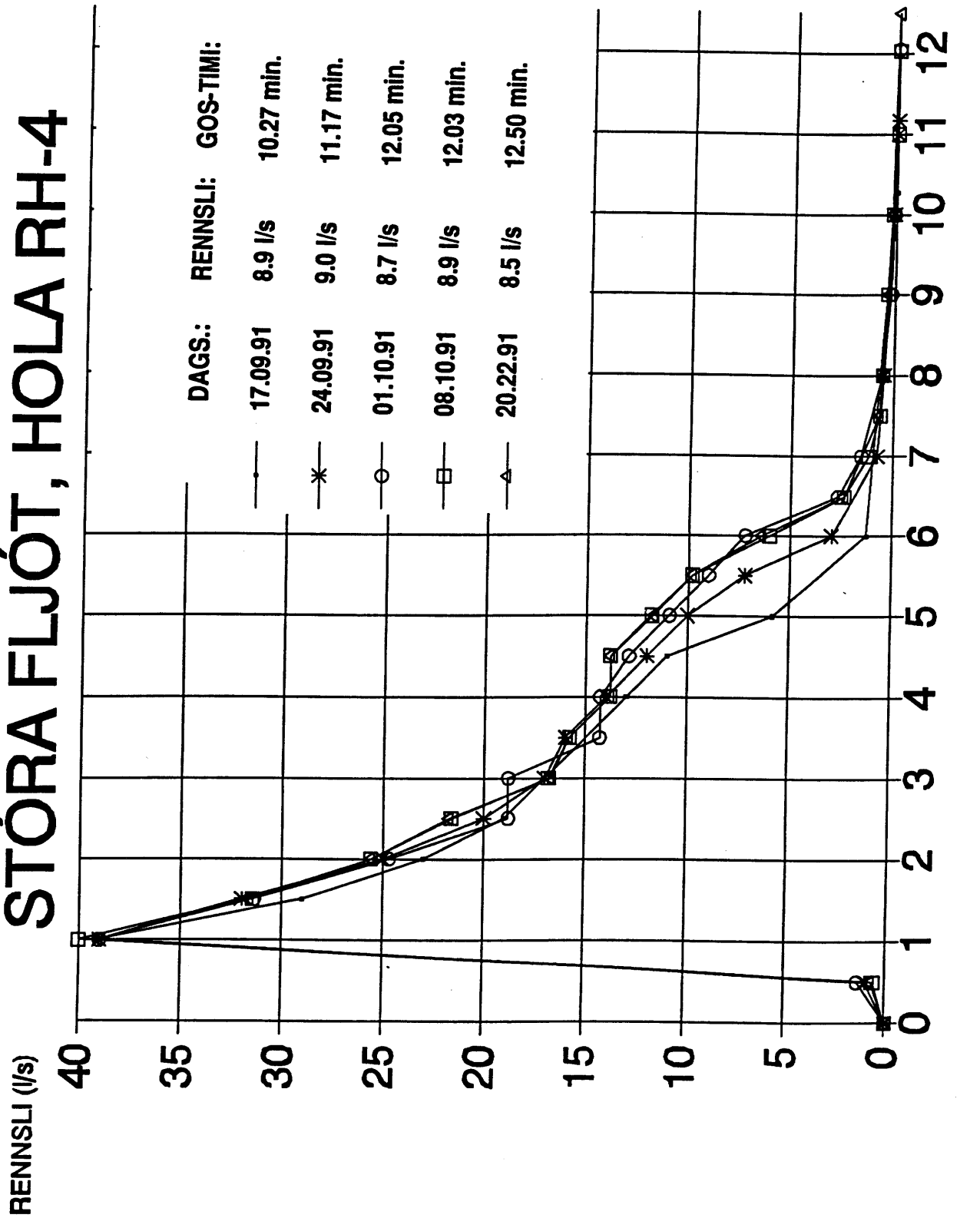


(fig.3)

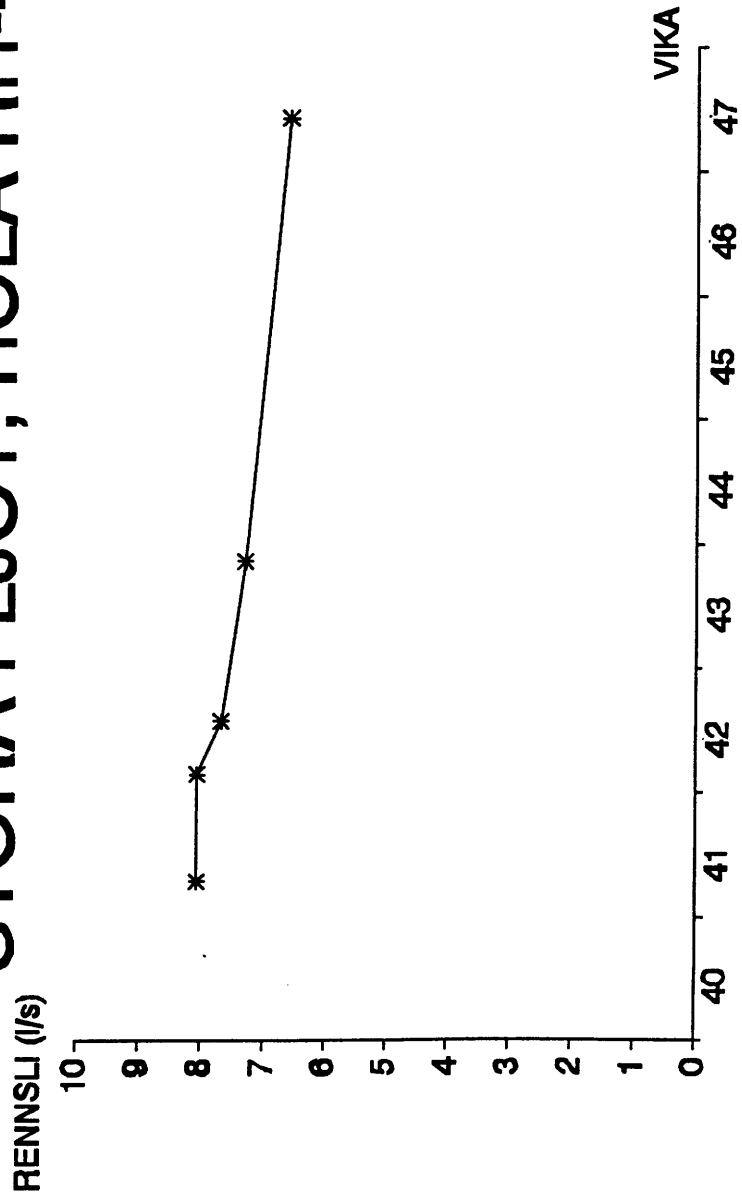
References:

- (1) Properties of water and steam in SI-units./ Springer-Verlag, 1979.
- (2) Drilling data handbook / Imprimerie Chirat, 1978.
- (3) VDI Wärme-atlas / VDI-verlag GmbH 1963.

STÓRA FLJÓT, HOLA RH-4



STÓRA FLJÓT, HOLA RH-4





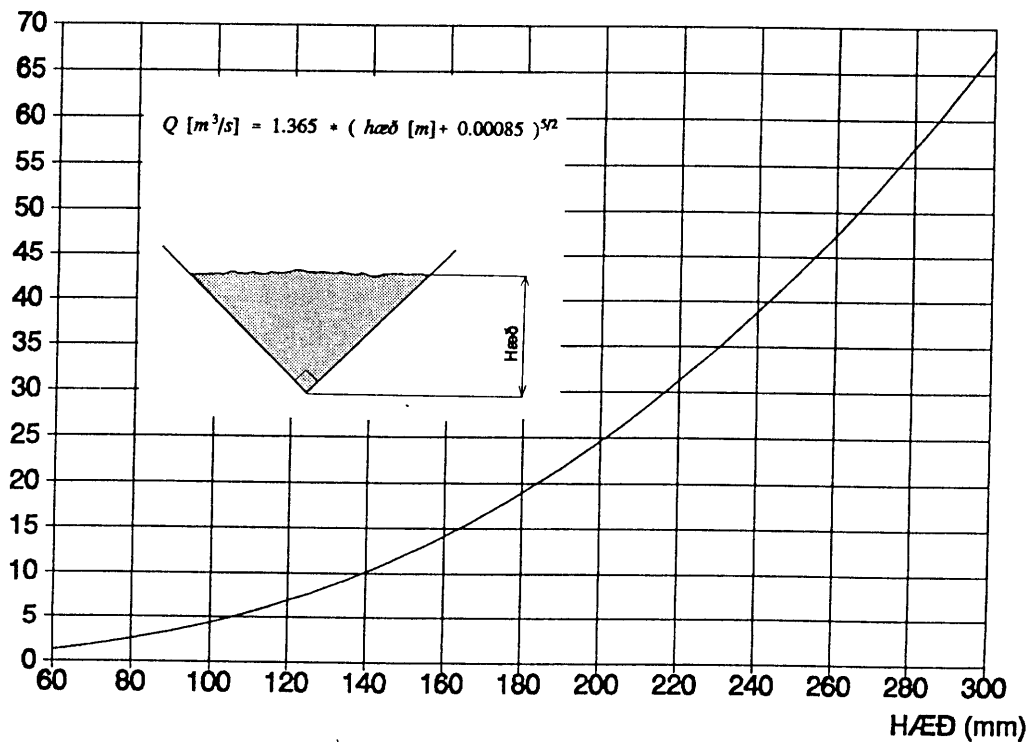
21. nóvember, 1991

RENNSLISKAR ORKUSTOFNUNNAR

HÆÐ (mm)	RENNSLI (l/s)	HÆÐ (mm)	RENNSLI (l/s)	HÆÐ (mm)	RENNSLI (l/s)	HÆÐ (mm)	RENNSLI (l/s)
60	1.24	125	7.67	185	20.33	245	40.91
70	1.82	130	8.45	190	21.72	250	43.02
75	2.16	135	9.28	195	23.17	255	45.20
80	2.54	140	10.16	200	24.68	260	47.44
85	2.95	145	11.09	205	26.24	265	49.74
90	3.40	150	12.06	210	27.87	270	52.11
95	3.88	155	13.08	215	29.55	275	54.55
100	4.41	160	14.16	220	31.29	280	57.06
105	4.98	165	15.29	225	33.09	285	59.63
110	5.58	170	16.47	230	34.95	290	62.27
115	6.24	175	17.70	235	36.87	295	64.98
120	6.93	180	18.99	240	38.86	300	67.77

RENNSLI (l/s)

RENNSLI

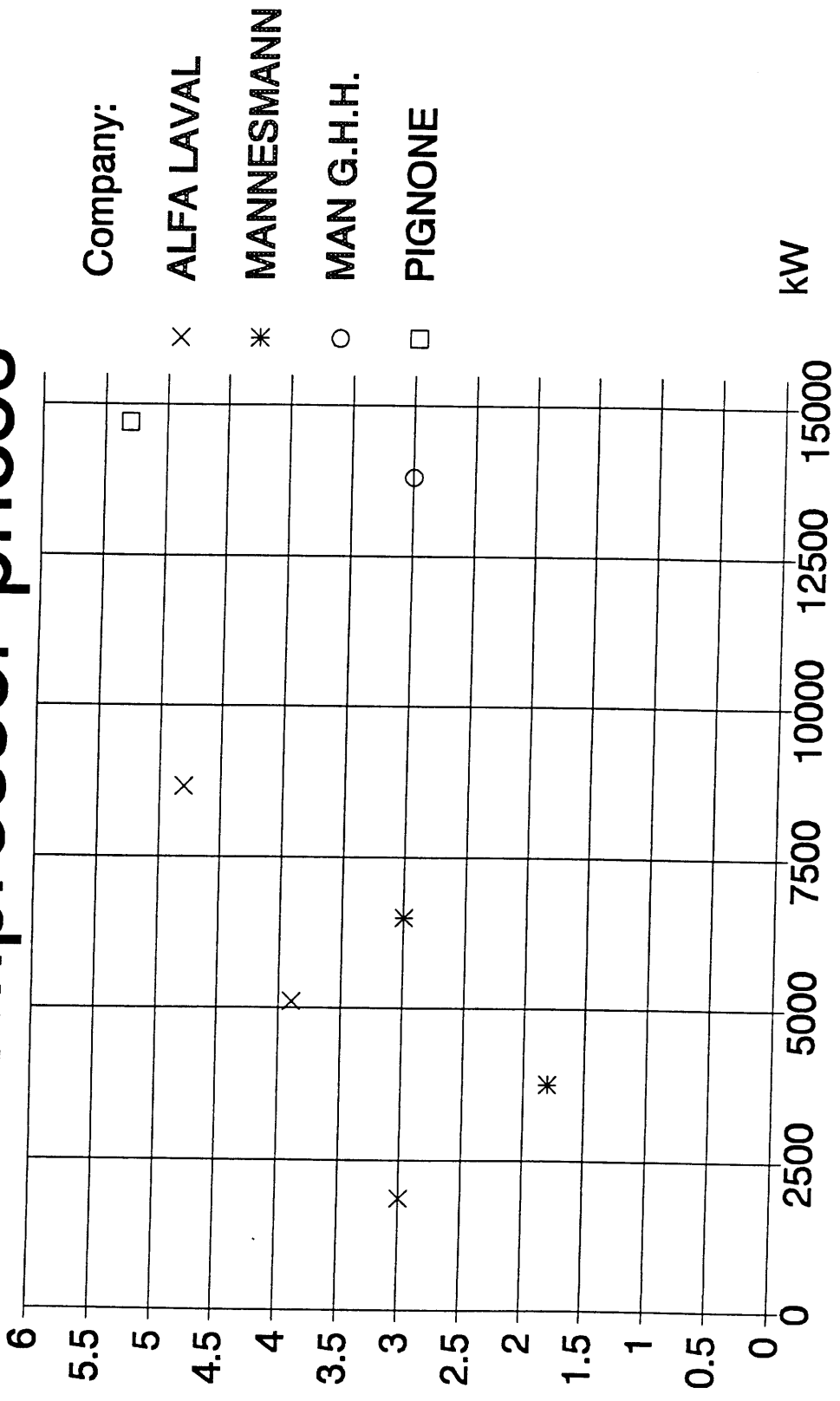


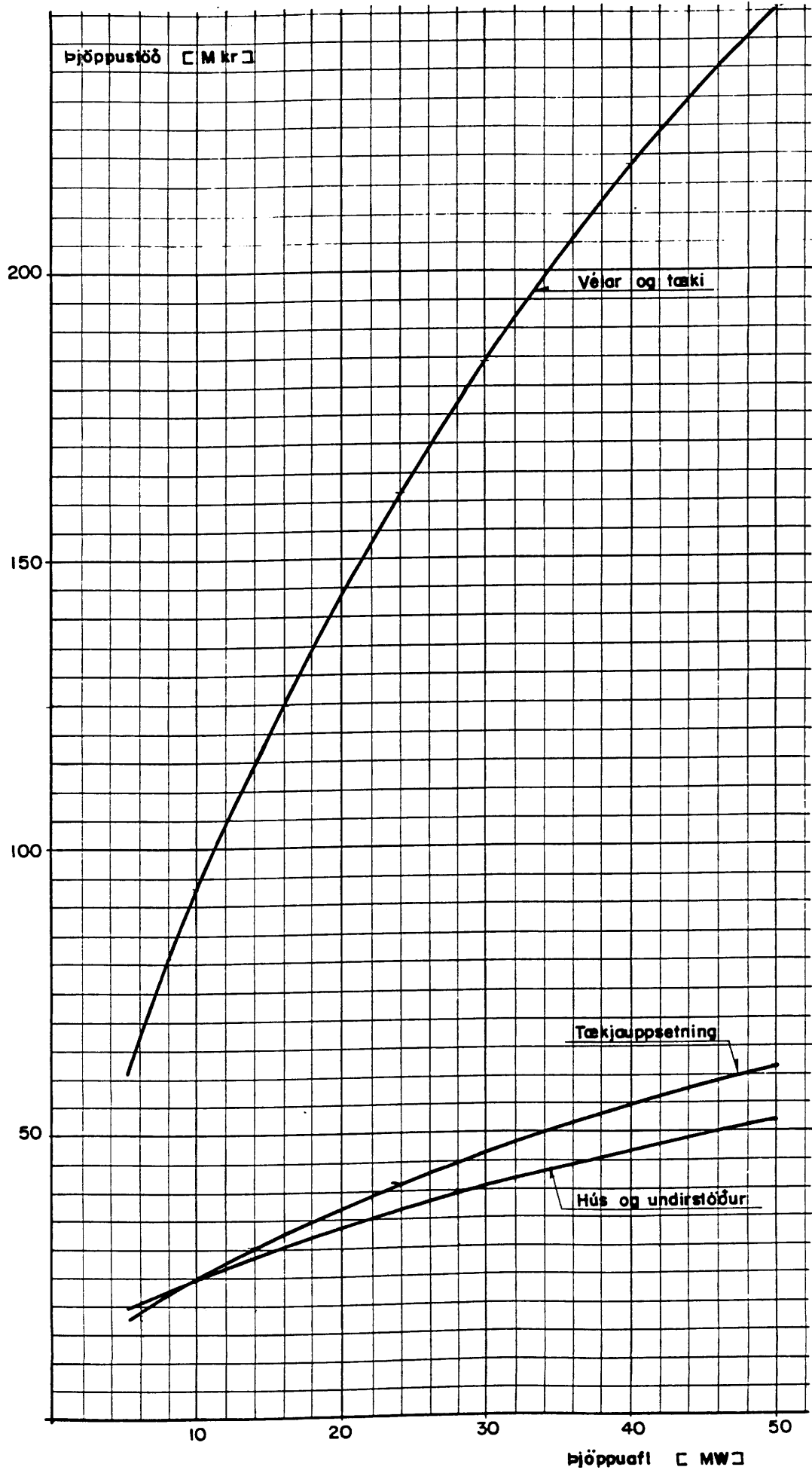
discharge **Steam-compressors** * estimated

Company	Compr. Name	mass flow (kg/s)	pressure (bar)	temperature (°C)	enthalpy raise (kJ/kg)	Power consumption (kW)	Steps	enth. raise * mass flow / power-consumption (efficiency)	~ Dimensions (m³)	Price (DK)
Mannesmann Demag	Hvk 32-2	31,8	15	274	220,2	6.500	2	1,078	~330	3.0 mill. <small>WITH ELECTRIC</small>
"	Sez 200	31,8	11,2	230	130,5	3.750	1	1,107	?	1.8 mill. <small>WITH ELECTRIC</small>
Alfa-laval (AEGENER P.)	VR0 736-S	10+?	14	200	39,4 <small>clearing H₂O</small>	1.870	1	?	~350	3.0 mill.
"	VR0 836-L	30+?	14	200		5.104	1	?	~500	3.9 mill.
"	VR0 936-L	50+?	14	200		8.650	1	?	~770	4.8 mill.
MAN G.H.H.	R6D 050/103	52,8	20	247	130,5	13.800	3	0,497	?	3.0 mill.
MITSUBISHI	?	25	27	352	366	9.700	20 <small>NO INTERVAL</small>	0,943	~350	?
SULZER	RT 28	10	12	238	145	1.500	1	0,967	?	?
"	RT 71	50	12	236	141	7.000	1	1,007	?	?
PIGNONE	PCL 1000	50	20	262	166,1	14.900	2	0,565	~900	5.3 mill. <small>WITH STEAM-TURBINE</small>

Compressor-prices

Mill. DM.





```

function recomp_e( eff )
c   Price of recompression machines/houses
c   eff   : effect of the compressor
c   price : price of the machines/houses
REAL c1(2), c2(2), c3(2), c4(2)
data c1 / 28.324055, 14.235740 /
data c2 / 7.2118058, 1.1709570 /
data c3 / -8.0321737E-2, -1.2200593E-2 /
data c4 / 4.6327204E-4, 7.8105229E-5 /
price = .0
DO i = 1, 2
    price = price + ( c4(i) * eff**3 ) + ( c3(i) * eff**2 )
    .       + ( c2(i) * eff ) + c1(i)
ENDDO
recomp_e = price * 1E6
RETURN
END

```

```

function recomp_v( eff )
c   Price of recompression work
c   eff   : effect of the compressor
c   price : price of the work
REAL c1, c2, c3, c4
data c1 / 8.0767231 /
data c2 / 1.9225171 /
data c3 / -2.7438188E-2 /
data c4 / 2.1124586E-4 /
price = ( c4 * eff**3 ) + ( c3 * eff**2 ) + ( c2 * eff ) + c1
recomp_v = price * 1E6

RETURN
END

```

Dampdata:
11-13 bar
ca. 240°C

Takster og bestemmelser

for
levering af fjernvarme fra Københavns Belysningsvæsen

Fra 1. januar 1991 er priserne for fjernvarmeafbrug i Københavns Belysningsvæsens forsyningsområde:

(Beløbene i parentes er inkl. 22% moms)

VAND:

Effektafgift - Tarif 534: 112,95 (137,80) kr./År pr. kW tilslutningseffekt.

Forbrugsafgift - for leverede MWh - Tarif 527-528:

a. Almindelig forbrugsafgift: 180,80 (220,58) kr./MWh.

b. Brændselstillæg: Belysningsvæsenets månedlige udgift, opgjort i kr. pr. leveret MWh, til det ved varmeproduktionen anvendte brændsel (inkl. statsafgift af kul og olie) og til indkøbt energi.

Hvor afregningen sker kvartalsvis eller årsvis, beregnes brændselsudgiften som et vejret gennemsnit af de 3 henholdsvis 12 næst fastlagte månedlige udgifter.

Korrektion for afkøling - Tarif 545:

Årligt tillæg ved en for lille afkøling eller fradrag ved en god afkøling af vandet. Tillægget/fradraget er beregnet til 2,55 (3,11) kr./MWh pr. °C, som afkølingen afviger fra den af Belysningsvæsenet årligt fastsatte normale afkøling. Ved en afvigelse på mindre end ±5°C i forhold til den normale afkøling foretages ingen korrektion.

DAMP:

Effektafgift - Tarif 534: 112,95 (137,80) kr./År pr. kW tilslutningseffekt.

Forbrugsafgift - for leverede m³ - Tarif 529-530:

a. Almindelig forbrugsafgift: 126,56 (154,40) kr./m³.

b. Brændselstillæg: Belysningsvæsenets månedlige udgift, opgjort i kr. pr. leveret m³, til det ved varmeproduktionen anvendte brændsel (inkl. statsafgift af kul og olie) og til indkøbt energi.

Hvor afregningen sker kvartalsvis eller årsvis, beregnes brændselsudgiften som et vejret gennemsnit af de 3 henholdsvis 12 næst fastlagte månedlige udgifter.

Kondensatafgift - Tarif 579:

Ikke tilbageført kondensat: 19,75 (24,10) kr./m³.

Brændselstillægget
bestod i juli 1991
af:

Skatteafgifter 49,00 kr/m³

udg. til brænds. 53,90 "

I alt 102,90 kr/m³

Tillægget har varieret
fra ca. 101 kr/m³ til
102,90 kr/m³ i 1991.

M.V.H.

Morten Kabel

KB/ELV

Generelle bemærkninger.

Effektafgiften vil for måneds- og kvartalsafleste forbrugere blive opkrævet med 1/12 henholdsvis 1/4 af den beregnede årsafgift ved hver regningsudskrivning.

Ved påbegyndelse eller afslutning af forbrug beregnes effektafgiften pro rata med hensyn til tidspunktet for etablering eller ophør.

Foranstående takster træder i stedet for de den 17. november 1989 bekendtgjorte takster.

Københavns Magistrat, den 16. november 1990

Charlotte Amundsen

Poul Erik Nielsen

ORKUSTOFNUN

13.09.91 / ÁR

KOSTNAÐUR VIÐ FRAMLEIÐSLU Á GUFU

Gufuframleiðsla með svartolíuFastur kostnaður:

Gufuframleiðsla	18 tonn/klst
Nýtingartímar	8000 klst/ári
Verð á katli	12240000 kr
Afskriftatími	20 ár
Reiknivextir	8 %

Gufuframleiðsla	144000 tonn/ári
Fastur kostnaður	1246671 kr/ári
Fastur kostnaður	8.66 kr/tonn
Fastur kostnaður	<u>0.142 \$/tonn</u>

Breytilegur kostnaður:

Svartolíuverð	13191 kr/tonn
Brennslugildi	9870 kcal/kg
Nýtni ketils	85 %
Uppgufunarvarmi gufu við 5 bar	2108.5 kJ/kg

Nýtt orka úr olíu	35127 kJ/kg
Nýtt orka úr olíu	9.757 kWh/kg
Orkuverð	1.352 kr/kWh
Eldsneytiskostnaður	114018357 kr/ári
Eldsneytiskostnaður	791.8 kr/tonn
Eldsneytiskostnaður	<u>13.0 \$/tonn</u>

Framleiðslukostnaður gufu

800.5 kr/tonn
13.1 \$/tonn

Gufuframleiðsla með kolumFastur kostnaður:

Gufuframleiðsla	18 tonn/klst
Nýtingartímar	8000 klst/ári
Verð á katli	12240000 kr
Afskriftatími	20 ár
Reiknivextir	8 %

Gufuframleiðsla	144000 tonn/ári
Fastur kostnaður	1246671 kr/ári
Fastur kostnaður	8.66 kr/tonn
Fastur kostnaður	<u>0.142 \$/tonn</u>

Breytilegur kostnaður:

Verð á kolum	4500 kr/tonn
Brennslugildi	7050 kcal/kg
Nýtni ketils	85 %
Uppgufunarvarmi gufu við 5 bar	2108.5 kJ/kg

Nýtt orka úr kolum	25091 kJ/kg
Nýtt orka úr kolum	6.970 kWh/kg
Orkuverð	0.646 kr/kWh
Eldsneytiskostnaður	54454981 kr/ári
Eldsneytiskostnaður	378.2 kr/tonn
Eldsneytiskostnaður	<u>6.2 \$/tonn</u>

Framleiðslukostnaður gufu

386.8 kr/tonn
6.3 \$/tonn

Gufuframleiðsla með rafmagni

Fastur kostnaður:	89898
Gufuframleiðsla	18 tonn/klst
Nýtingartímar	8000 klst/ári
Verð á katli	12240000 kr
Afskriftatími	20 ár
Reiknivextir	8 %

Gufuframleiðsla	144000 tonn/ári
Fastur kostnaður	1246671 kr/ári
Fastur kostnaður	8.66 kr/tonn
Fastur kostnaður	<u>0.142 \$/tonn</u>

Breytilegur kostnaður:

Raforkuverð	2.81 kr/kWh
Nýtni ketils	95 %
Uppgufunarvarmi gufu við 5 bar	2108.5 kJ/kg

Orkuverð	2.958 kr/kWh
Raforkukostnaður	249468842 kr/ári
Raforkukostnaður	1732.4 kr/tonn
Raforkukostnaður	<u>28.4 \$/tonn</u>

Framleiðslukostnaður gufu

1741.1 kr/tonn
<u>28.5 \$/tonn</u>

Gufuframleiðsla með jarðgufu

Framleiðslukostnaður gufu	100.0	kr/tonn
Framleiðslukostnaður gufu	1.6	\$/tonn

	kr/tonn	\$/tonn
Rafmagn	1741.08	28.5
Olía	800.4516	13.1
Kol	386.817	6.3
Jarðgufa	100	1.6

