

PRELIMINARY DESIGN AND MODEL TEST OF A WAVE-POWER CONVERTER: BUDAL'S 1978 DESIGN TYPE E

Budal's 1978 design of a point absorber with hydraulic machinery for control and power take-off

Annexes:

- A. Kraftbøye. System E. (Power buoy, System E)***
- B. Kraftbøye type E. Dimensjonering av kraftbøye i stål og glassfiberarmert plast. (Power buoy type E. Design of power buoy in steel and glass reinforced plastic)***
- C. Byggjekostnad og energiproduksjon for bøyekraftverk. (Construction cost and energy production for buoy power plant)***
- D. Rapport om forsøk med bølgekraftverksmodell E-1,1-1,4. (Report on experiment on model of wave power converter E-1.1-1.4)***
- E. Ymse korte notat (Miscellaneous short notes)***

**BUDAL'S 1978 DESIGN OF A POINT ABSORBER WITH
HYDRAULIC MACHINERY FOR CONTROL AND POWER TAKE-OFF**

J. Falnes



Institutt for fysikk, NTH
Universitetet i Trondheim

*

Division of Physics
Norwegian Institute of Technology
University of Trondheim
Trondheim, Norway

1993

Introduction

At the end of 1973 Kjell Budal (1933-1989) initiated a research on conversion of ocean-wave energy at NTH, "Institutt for eksperimentalfysikk" (from 1988 merged into "Institutt for fysikk"). Some methods for conversion were proposed, and optimal resonance absorption was studied.¹ Also the term "point absorber" was adopted.²

From 1975 we had a cooperation with the industrial company Kværner Brug, and various designs using hydraulic machinery (for power take-off and for phase control) were proposed and evaluated.^{3,4,5}

In March 1976 Budal conceived the idea of achieving approximate phase control by the principle of latching.⁶ As an inventive-minded person, he put forward a lot of design proposals to utilise this principle for optimum conversion of wave energy. When a snag was discovered with one design, he typically responded by proposing a new invention.

A serious snag with the first proposal with hydraulic machinery^{4,7} was the required short operation times of two relatively large operable valves. Several other improved designs were proposed and subsequently abandoned.³ A particular proposed design, named "type E", which is described in the following, was studied and assessed to some extent in 1978. A short report of this study is given in the present paper. It is based on the following unpublished notes and reports, written in Norwegian during 1978 and 1979.

- A. K. Budal and J. Falnes: Kraftbøye. System E (Power buoy, System E). April 1978.
- B. Kåre Syvertsen and Jonas Odland: Kraftbøye type E. Dimensjonering av kraftbøye i stål og glassfiberarmert plast. (Power buoy type E. Design of power buoy in steel and glass reinforced plastic). Institutt for marine konstruksjoner [NTH, December 1978].
- C. K. Budal and J. Falnes: Byggjekostnad og energiproduksjon for bøyekraftverk. (Construction cost and energy production for buoy power plant). January 1979.
- D. K. Budal and J. Falnes: Rapport om forsøk med bølgekraftverksmodell E-1,1-1,4. (Report on experiment on model of wave power converter E-1.1-1.4). [1979].

In the following those documents are referred to as "Report A" to "Report D".

Description of working principle

The power buoy is adapted to absorb wave energy by oscillating in a nearly optimal manner in the heave mode, using the principle of latching. The buoy is shaped as a vertical cylinder with a hemispherical base. (Fig. 1.) The weight of the buoy including

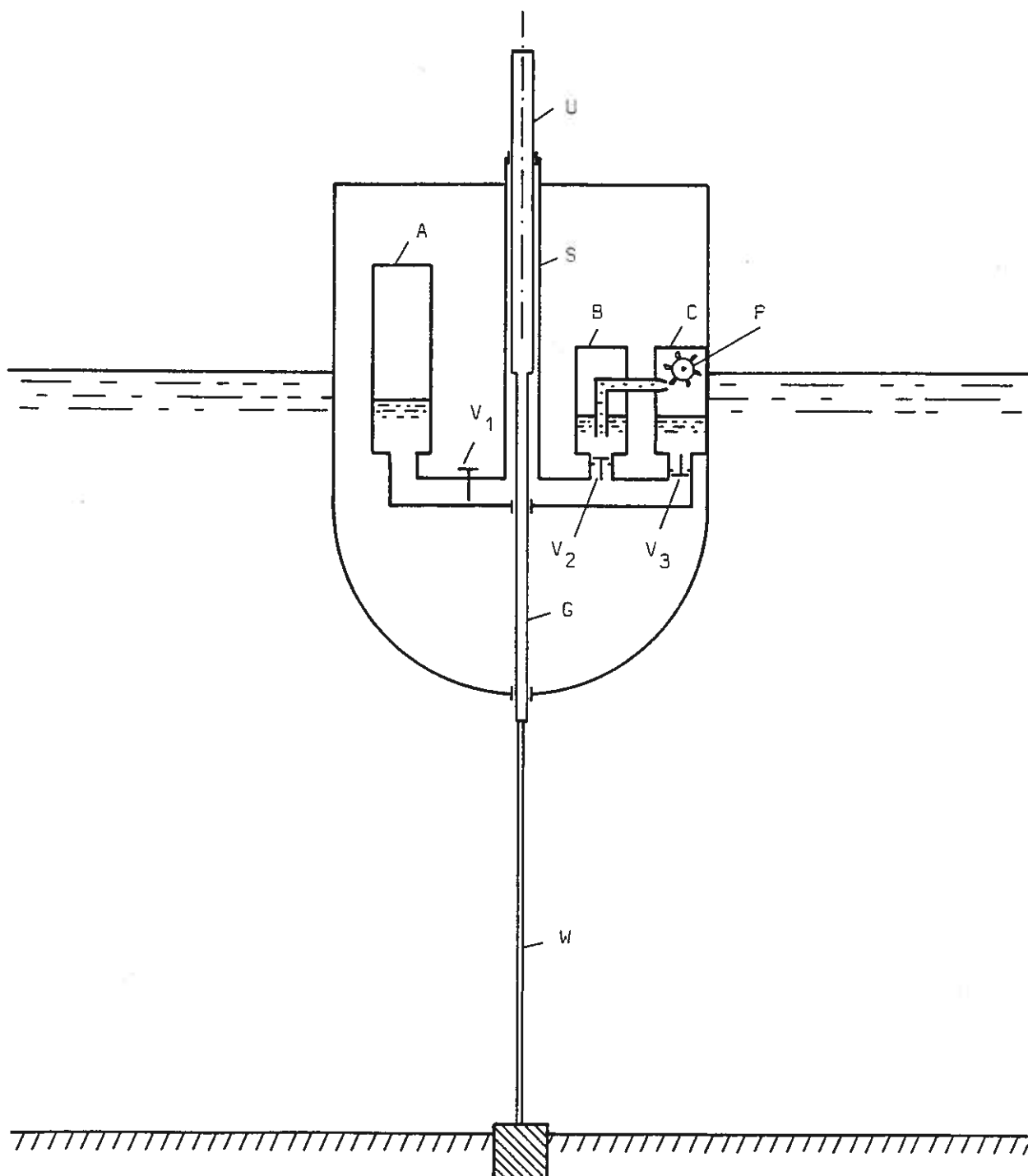


Figure 1. [From Report A] *Point absorber of "type E". The machinery consists of a hydraulic cylinder S, three gas accumulators (A,B,C) and three valves (V_1 , V_2 , V_3). The piston U, with piston rod G, is connected to a pretensioned mooring cable W. Phase control is obtained by operating valve V_1 . The check valves V_2 and V_3 serve amplitude control and power take-off. Hydraulic liquid is discharged from the high pressure gas accumulator B to the low pressure gas accumulator C, through a hydraulic motor (Pelton turbine P), in a relatively steady flow.*

internal machinery is so small that the buoy alone would float with its cylindrical part completely above the water surface. The buoy is equipped with a vertical hydraulic cylinder, where the piston is connected to the seabed, through a piston rod, a pretensioned cable and an anchor. Sufficient pressure is established in the hydraulic cylinder to force the buoy down to a (non-Archimedic) equilibrium position where the cylindrical part of the buoy is preferably just semi-submerged. (Figure 1.) Thus the maximum oscillation amplitude equals half of the cylinder height. With its connection to the sea bottom, the piston serves as a reference against which the vertical forces (including wave forces) on the body can react.

The hydraulic machinery is used for power take-off and for control of the buoy's vertical oscillation. The hydraulic cylinder is connected to three gas accumulators A, B, and C through three valves V_1 , V_2 , and V_3 (fig. 1). The operable valve V_1 is used for phase control, whereas the check valves V_2 and V_3 serve the amplitude control [Report A]. A heave motion as indicated in figure 2 is typical. (See also figure 3.) The motion is latched by closing valve V_1 at the instants t_2 and t_4 (fig. 2) and unlatching it by opening the valve at the instants t_1 and t_3 . When the buoy is latched in its lower position (from t_2 to t_3), the liquid trapped in the cylinder restrains it from moving upwards. Due to the large buoyancy force on the buoy the pressure in the cylinder will increase. The pressure in gas accumulator A is chosen so that near maximum amplitude check valve V_2 will open, and some hydraulic fluid will flow into gas accumulator B. When the buoy is latched in its upper position the pressure in the cylinder will decrease. The pressure in gas accumulator C is chosen so that near maximum oscillation amplitude check valve V_3 will open, and hydraulic fluid will flow out of gas accumulator C. Thereby some hydraulic fluid is transferred from the low pressure gas accumulator C to the high pressure gas accumulator B during each cycle. This represents work carried out and hence damping of the oscillation. A hydraulic motor, such as the Pelton turbine P indicated in figure 1, converts this work to useful energy.

Note that the check valves do not open until maximum oscillation amplitude is approached, due to our choice of pressure in gas accumulators A and B. For oscillations with smaller amplitude there is no load damping, and the amplitude will increase until it stabilises at its maximum value, and the damping mechanism starts working. See figure 3.

Since the cylinder S is connected to the accumulators B and C when the oscillation has maximum amplitude, the buoy will have slight motion even if valve V_1 is closed, as indicated by the fully drawn curve in figure 2 (b).

In a model test, to be described below, the gas accumulators B and C were placed outside the buoy. This was partly because it was practical during the experiments and partly because this might be the best solution for a full-scale power buoy too, where gas accumulators B and C could be common to a group of buoys.

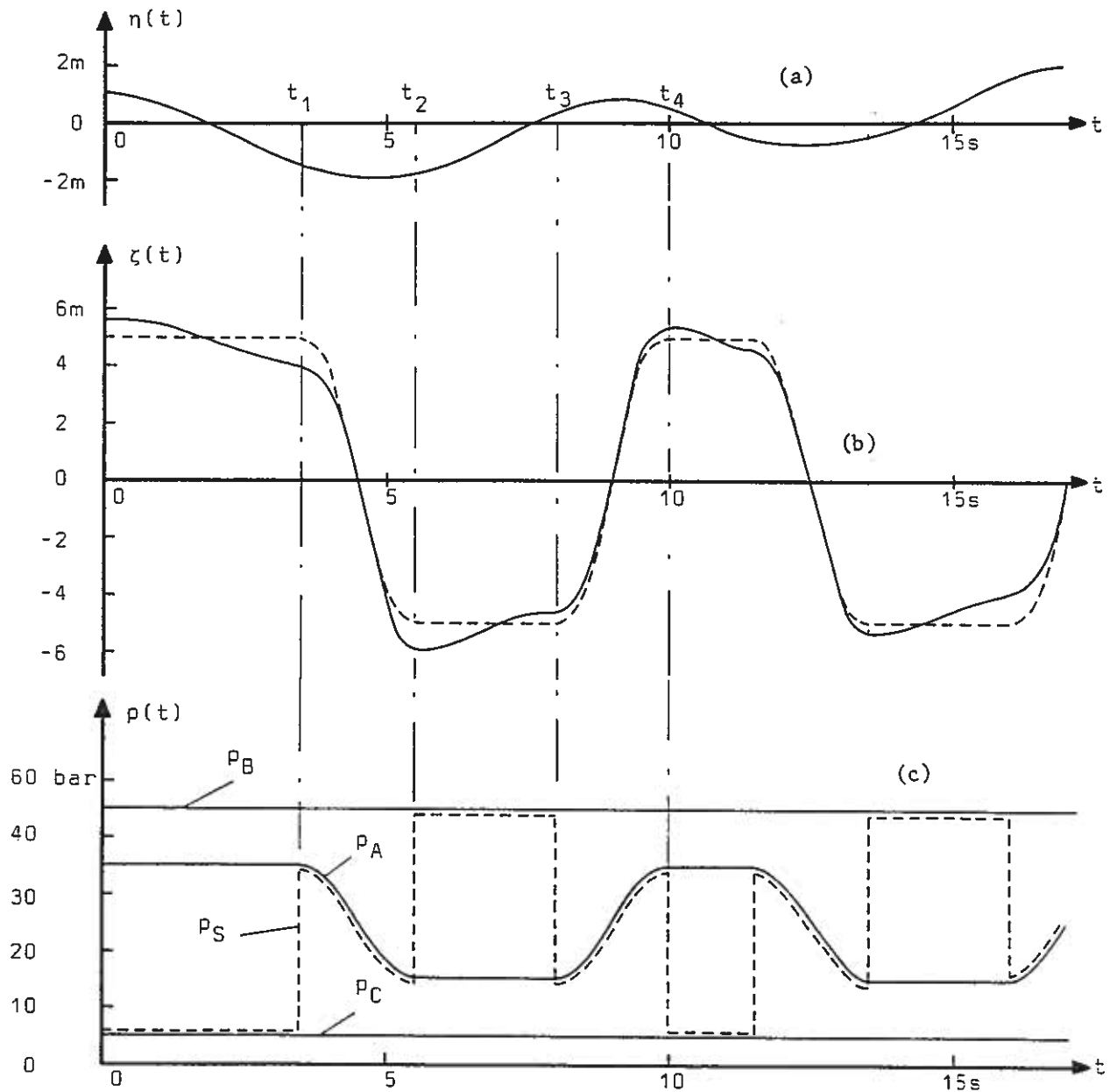


Figure 2. [From Report A]. Illustration of oscillation with point absorber of type E:

- (a). Incident wave elevation at the buoy.
- (b). Heave of buoy, without (dashed curve) or with (fully drawn curve) connection of the hydraulic cylinder to the gas accumulators B and C through appropriate opening of the check valves V_2 and V_3 (see fig. 1).
- (c). Pressure in the cylinder (p_s), and in the gas accumulators A, B, and C (p_A , p_B and p_C). For simplicity, it is assumed that the size of the gas accumulators B and C are sufficiently large to keep the pressures p_B and p_C constant.

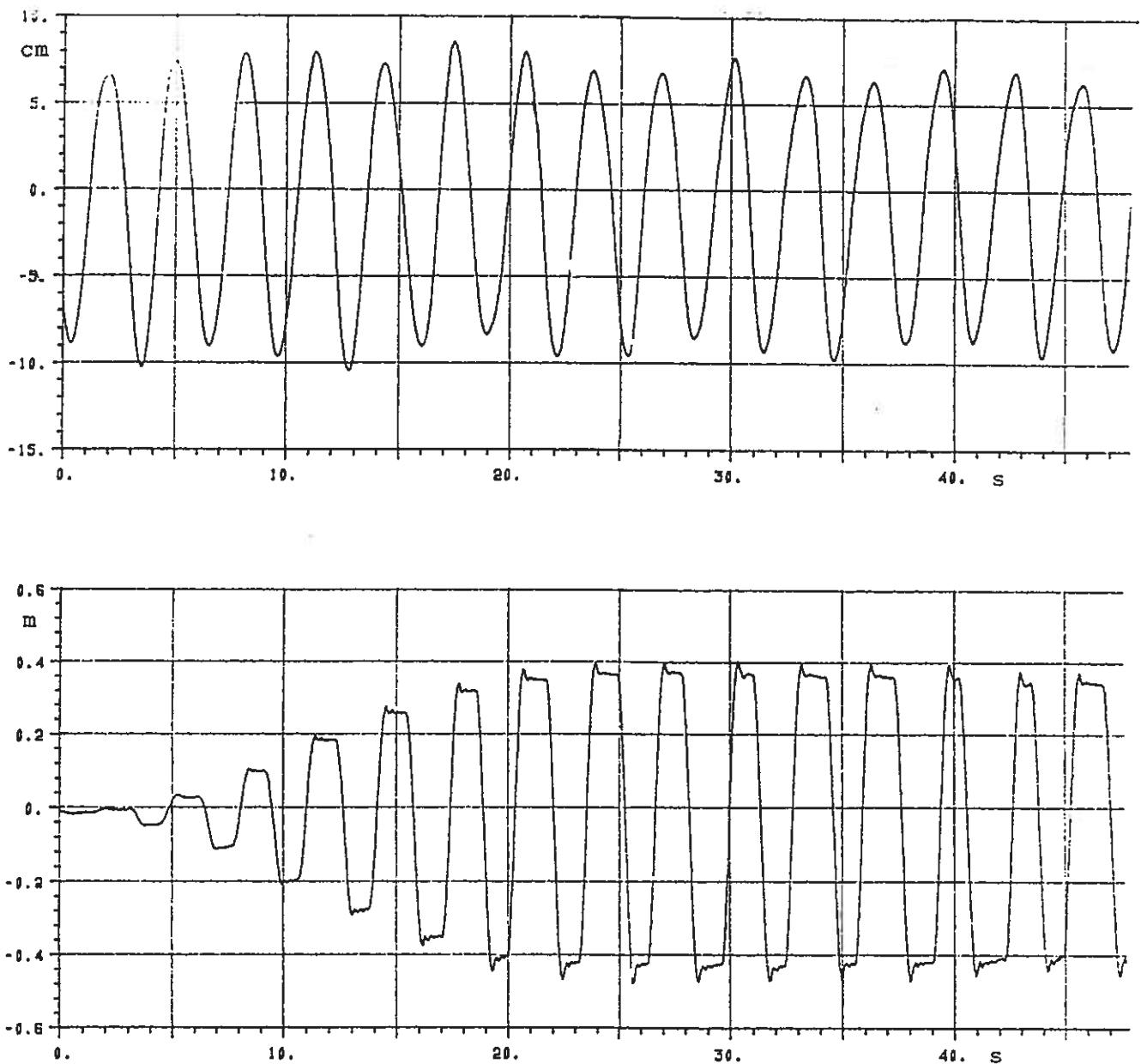


Figure 3. [From Report D] *Measured wave elevation (upper diagram) and heave position (lower diagram) versus time. The phase-controlled buoy model moves upwards in a wave crest and downwards in a wave trough.*

Preliminary design and assessment

When we had studied wave energy conversion during four years and had a cooperation with Kværner Brug during two and a half years, a substantial programme on developing wave energy converters, funded by the Norwegian Ministry of Petroleum and Energy, was started in 1978. With external funding from this programme we started in April 1978 on design and construction of a scaled-down model of a "type-E" unit. In the middle of 1978 we started a preliminary design and assessment of a full-scale wave-power plant.

In this work we cooperated with the company Kværner Brug AS, Oslo, where Nils Ambli designed the full-scale hydraulic machinery (September 1978). The full-scale hull (cf. figure 4) was designed by Kåre Syvertsen and Jonas Odland (Institutt for marine konstruksjoner, NTH) who delivered "Report B".

We proposed a full-scale wave-power plant to consist of groups where ten power buoys were located on a circle with a fixed platform in the centre containing a high-pressure accumulator, a low-pressure accumulator and a hydraulic motor (e.g. Pelton turbine) common to the group of ten buoys. Hydraulic hoses or flexible pipes would be required between each buoy and the platform. Technical specifications for each buoy were proposed as given in Table 1. In this preliminary design the hydraulic fluid was not specified, but water or oil was suggested.

The hull was designed in three different versions, (i) in welded steel, (ii) in welded steel with (2 bar) overpressure and (iii) in glass-reinforced plastic with (2 bar) overpressure. The necessary amount of steel, including the machinery was found to be 54 tonnes, 47 tonnes and 36 tonnes, respectively. In addition 4.3 tonnes of plastic would be

Hull:	
diameter	6.0 m
height of cylindrical part	7.5 m
Cylinder:	
stroke length	8.5 m
piston diameter	620 mm
piston rod diameter	310 mm
pressure variation	10-90 bar
Gas accumulator A:	
volume	10 m ³
equilibrium pressure	50 bar
pressure variation	40-60 bar
Operable valve V₁:	
maximum volume flow rate	1.5 m ³ /s
opening and closing times	< 1 s
maximum pressure drop	< 0.2 bar
Check valves V₂ and V₃:	
maximum volume flow rate	0.14 m ³ /s
opening and closing times	< 0.3 s
maximum pressure drop	< 0.5 bar

Table 1. *Technical specifications for a full-scale unit of a phase-controlled power buoy of "type E".*

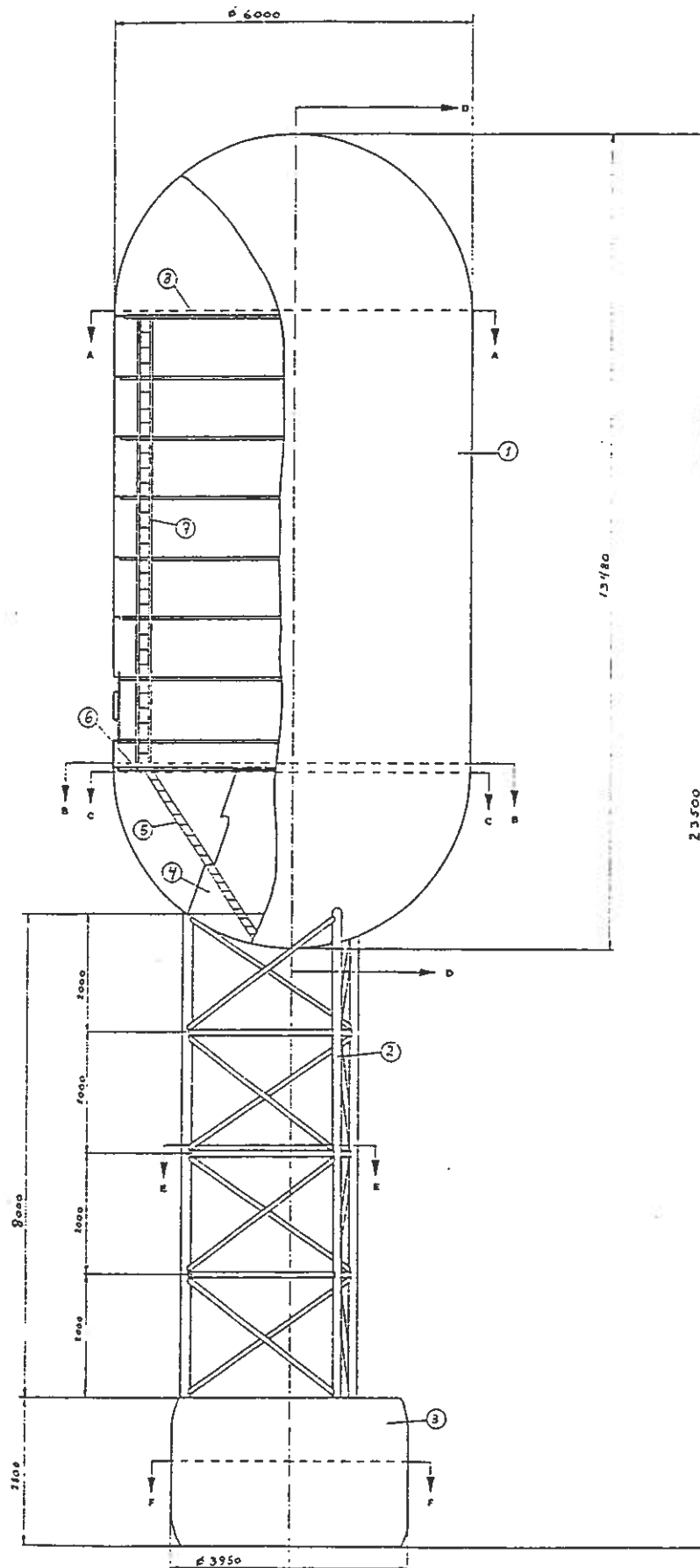


Figure 4. [From Report B] *Hull of a power buoy of 6 m diameter, 7.5 m cylinder height and 23.5 m total height. Construction in welded steel. The lowest part of the structure contains a ring-shaped ballast in concrete.*

required for the third version. Thus the total weight is less than the buoyancy force of 58 tonnes due to the lower hemispherical part of the buoy. This allows for some ballast. A sketch of the buoy (version 1) is shown in figure 4. Below the hull there is a framework containing three vertical rails for guiding a carriage to which the lower end of the piston rod is connected, thus preventing horizontal loading of the piston rod.

Several Norwegian companies were invited to give preliminary (non-binding) tenders for one unit, 30 units or 1000 units of the hull, of the machinery and of the anchor. Based on the lowest offers it was estimated (Report C) that the investment for a buoy power plant of 1000 units of "type-E" buoys would - in 1978 - be 1.2 GNOK (10^9 NOK). However, using the average instead of the lowest cost figures, we arrived at 1.8 GNOK. Some details of this cost estimate have been published previously.⁴ At that time we did not, however, disclose the technical details associated with the particular design of "type E".

A power capacity of $100 \times 3 \text{ MW} = 300 \text{ MW}$ was proposed for the plant and it was crudely estimated that the plant, if optimally run, could absorb a wave energy of 1.1 TWh per year. Due to friction losses, and losses in energy conversion machinery a net electricity production of 0.85 TWh per year was assumed.

Thus the ratio between investment and energy production was assessed to be in the range of 1.4 to 2.1 NOK/kWh/year. This was more than the corresponding investment figure for new hydroelectric plants in Norway in 1978. Moreover, it was assumed that the cost of operation and maintenance would be higher for a wave-power plant than for a hydroelectric plant. Hence, it was concluded that a wave-power plant, of type E, could not be competitive on the Norwegian energy market at that time.

Model test

In 1978 the hull of a buoy model, of diameter 1.1 m and height of 1.4 m for the cylindrical part, was constructed in glass-reinforced plastic. Compared to the assessed full-scale buoy (of diameter 6 m) the model scale was 1:5.5. For this model the internal diameter of the hydraulic cylinder was 50 mm, the piston diameter was 25 mm, and the stroke length was 1.5 m. The pressure variations and the equilibrium pressure in the accumulator A were as for the full-scale case; see table 1.

Arne Kjølle (Vannkraftlaboratoriet, NTH) proposed a design for the operable valve V_1 in the buoy model. This valve was then constructed by SINTEF's division "Maskinkonstruksjon" as part of the hydraulic system for the model. The used fluid was hydraulic oil (mixed with a deluting agent in order to reduce the viscosity).

In December 1978 the completed model was tested in a wave tank (Skipsmodell-tanken, NTH). See figure 5. The heave oscillation was successfully phase controlled and amplitude controlled, as demonstrated by the curves in figure 3, for a run with a regular wave of period $T = 3.1 \text{ s}$. The vertical force in the mooring cable, as well as the heave motion, was measured. From this the energy input to the buoy from the wave could be calculated. See the curve in figure 6.

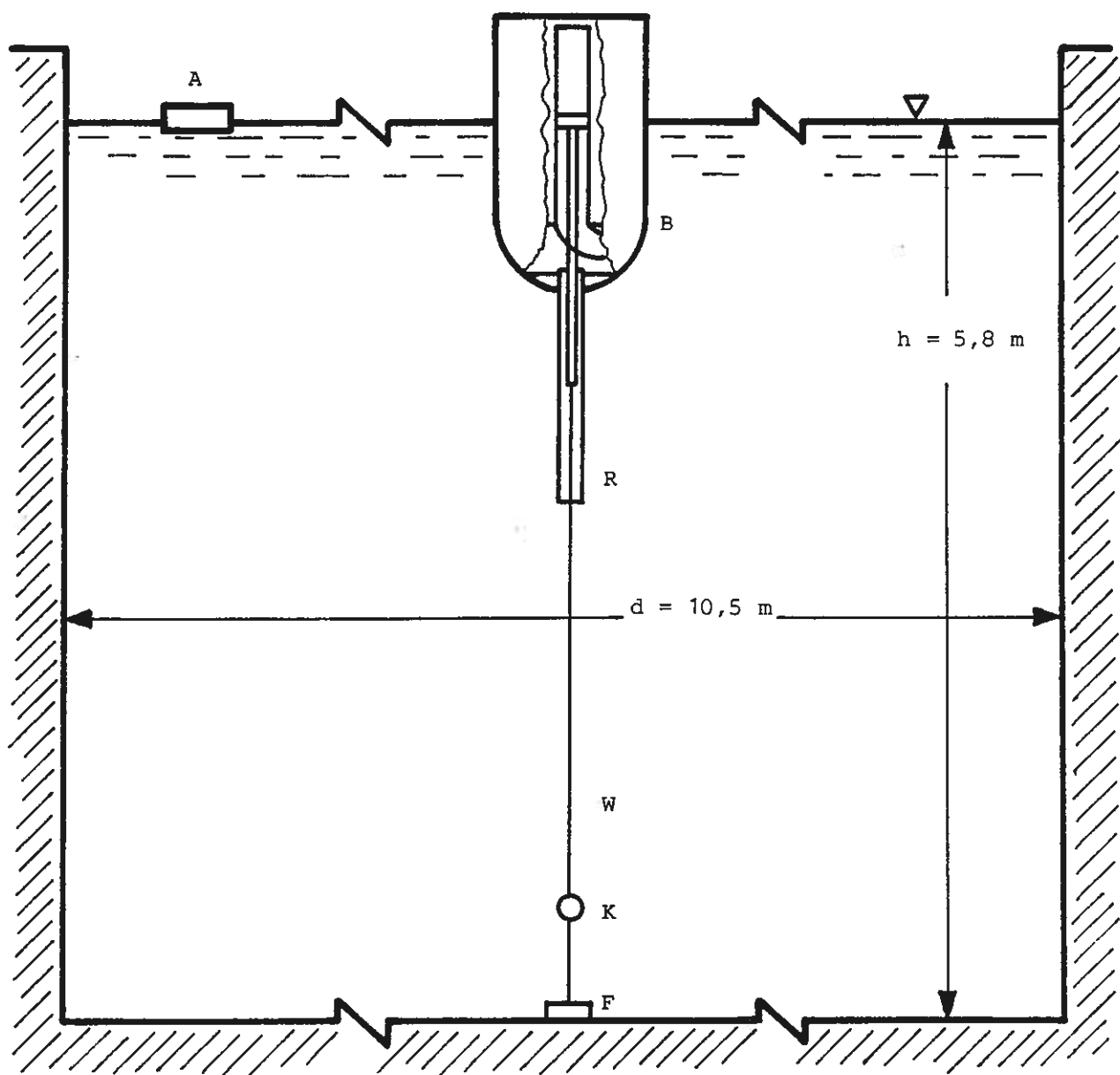


Figure 5. [From Report D] The power buoy model (B), of diameter 1.1 m, placed in a wave tank of width 10.5 m and depth 5.8. The piston rod is connected to an anchor (F) by means of a steel cable (W) which can slide through a bushing nethermost in a tube (R) which is fixed to the buoy (B). The tensile force in the cable is measured by means of a force sensor (K). An accelerometer in a light float (A) provides an input signal to an electronic system which controls the heave motion of the buoy relative to the incident wave, by operating valve V_1 (figs. 1 and 2) at proper instants.

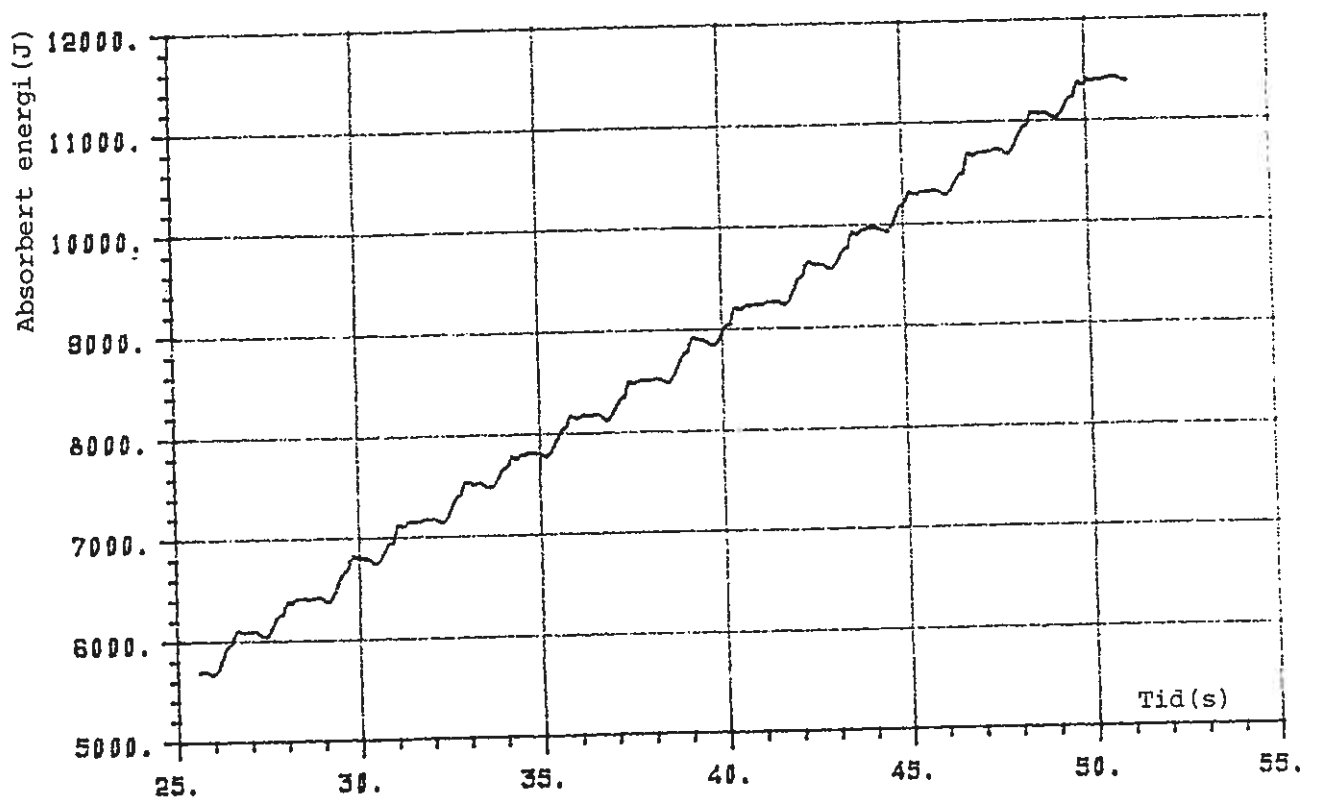
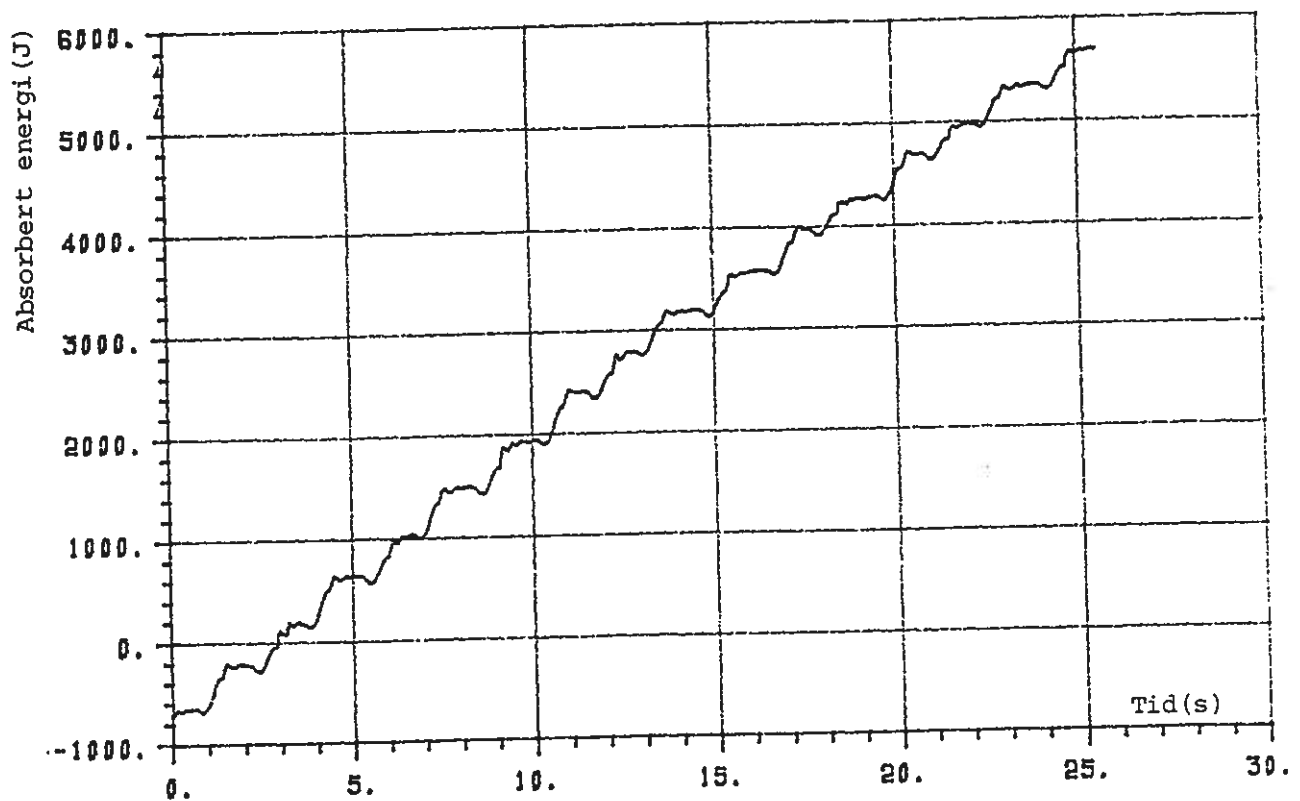


Figure 6. [From Report D] *Measured energy absorbed from the waves versus time. The mean slope of the curve represents the (average) absorbed power, which is 240 W in this run.*

With our control system in 1978 the "type-E" model could be phase controlled in regular waves only. Subsequently we used software to predict an irregular wave in order to apply latching for phase control in a more general case.^{4,8,9} In this case, however, the phase-controlled buoy did not contain a hydraulic power take-off.

Conclusion

One snag with the proposed power buoy of "type E" is the use of a steel cable as a pretensioned connection between the piston rod and anchor. In very deep wave troughs the cable might become slack with a subsequent risk of damage to the system. It would probably be better to use a stiff strut down to a universal joint on the anchor, a method which was used afterwards on power buoys with pneumatic power take-off.^{8,9}

The further development of the "type E" converter was shelved in 1979. This was partly due to our very ambitious goal to make wave energy competitive with hydroelectric energy. Budal continued to invent hopefully more economic designs.^{8,9} We then followed the wave-energy fashion in applying pneumatic (instead of hydraulic) power take-off.

We thus, in 1979, disrupted a research line of studying phase-controlled power buoys with hydraulic power take-off. This disruption is regrettable for various reasons. Firstly, the "type E" system has simple methods for both phase-control and amplitude control. Secondly there may be a market for developing wave energy for many special purposes even if the resulting energy cost is more than the cost of energy produced by conventional power plants, such as hydroelectric plants! It is of interest to note that high-pressure hydraulic machinery has a potential for high conversion efficiency, which is required for wave energy application. However, (as we also became aware of in the above-mentioned experiment) off-the-shelf hydraulic components usually do not have sufficiently high efficiency. Thus, there is a need to develop improved components.

References

- 1 Budal, K. and Falnes, J. (1974). *Proposals for conversion of the energy in ocean waves*. Technical report. Institutt for eksperimentalfysikk, NTH, Trondheim.
- 2 Budal, K. and Falnes, J. (1975). A resonant point absorber of ocean-wave power. *Nature*, Vol. 256, 478-479. (With corrigendum in Vol. 257, p. 626).
- 3 Eidsmoen, H. and Falnes, J. (1992). *Some early proposals for offshore wave-energy converters*. Technical report. Institutt for fysikk, NTH, Trondheim.
- 4 Budal, K. and Falnes, J. (1980). Interacting point absorbers with controlled motion. In: *Power from Sea Waves* (B. Count, ed.), pp. 381-399. Academic Press, London.
- 5 Ambli, N., Budal, K., Falnes, J. and Sørensen, A. (1977). Wave power conversion by a row of optimally operated buoys. *10th World Energy Conference. Division 4. Unconventional Energy Resources. Studies of Development*. Paper 4.5-2. Istanbul, Turkey.
- 6 Budal, K. and Falnes, J. (1981). Apparatus for utilising or absorbing wave energy. British Patent No. 1587344 (Date of patent 4 March 1978).
- 7 Falnes, and Budal, K. (1978). Wave-power conversion by point absorbers. *Norwegian Maritime Research*, Vol. 6, No. 4, pp. 2-11.
- 8 Budal, K., Falnes, J., Hals, T., Iversen, L.C., and Onshus, T. (1981). Model experiment with a phase-controlled point absorber. *Proceedings of Second International Symposium on Wave and Tidal Energy*, Cambridge, UK, 23-25 September 1981, pp. 191-206, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedford, UK.
- 9 Budal, K., Falnes, J., Iversen, L.C., Lillebekken, P.M., Oltedal, G., Hals, T., Onshus, T. and Høy, A.S. (1982). The Norwegian wave-power buoy project. *Proc. Second International Symposium on Wave Energy Utilization* (H. Berge, ed). pp. 324-344. Tapir, Trondheim, Norway.

Kraftbøye. System E

en

1. Innleiing

I tidlegare notat er det gjort greie for diverse utformingar av maskineriet i ein kraftbøye (system A, B, D). På basis av studium av desse ulike variantane og også med grunnlag i modell-eksperiment (system A), har vi nå kome fram til ein ny variant (system E) som vi trur er betre enn dei foregåande. Vi tar sikte på å byggja ein fullstendig modell i målestokk 1:7 av denne kraftbøyen for utprøving i bølgerenna. Dersom modelleksperimentet fell heldig ut ønskjer vi å byggja ein større modell for utprøving på ein lagleg stad på kysten.

I det følgjande gjer vi først greie for den prinsipielle verkemåten til kraftbøyen. Derneft skisserer vi korleis maskineriet skal utformast.

2. Verkemåten til kraftbøyen

Figur 1 viser ei prinsippskisse av kraftbøyen.

Sjølve bøyen er sylindrisk med halvkuleforma botn.

Maskineriet består av 1 hydraulisk sylinder (S), 3 gassakkumulatorar (A, B, C) og 3 ventilar (V_1 , V_2 , V_3). Stempelstonga (G) er festa til ein forankringswire (W). I gassakkumulatoren C er det plassert ein peltonturbin P som får tilført væske i ein jamn straum frå gassakkumulatoren B. Peltonturbinen kan eventuelt erstattast med ein hydraulisk motor.

Massen av bøyen og maskineriet er så liten at heile den sylindriske delen av skrovet ligg over vatnet når bøyen flyt fritt. Ved hjelp av gasstrykket i gassakkumulatoren A, blir bøyen pressa ned i sjøen. Gasstrykket etablerer eit væsketrykk i sylindren når ventilen V_1 er open, slik at det blir ei kraft på stempelet U. Sidan forankringswira W er fast forankra i botnen, blir bøyen tvinga ned i sjøen. Likevektstrykket i A er slik at bøyen blir pressa ned i sjøen til midt på den sylindriske delen av skrovet. Grunnen til dette er at wira W skal bli forspent. Ein kan då tappa svingningsenergi ut av bøyen både på den oppovergåande og den nedovergåande rørsle og omforma denne

energien til nytteenergi. Det same kunne ein ha oppnådd utan gassakkumulatoren A ved å nytta ei søyle (som både kan ta trykk og strekk) i staden for den forspente wiren. Men p.g.a. problem med store bøyemoment på søyla har vi gått bort frå denne metoden. (Vedrørende bøyemoment på stempelstonga skal vi koma attende til dette på annan stad i notatet).

La oss i første omgang gå ut frå at ventilen V_1 er open heile tida. Vidare skal vi gå ut frå at ventilane V_2 og V_3 berre i liten grad verkar inn på svingerørsla. Vi vil då finna at utsvinget til bøyen stort sett følgjer det lokale bølgjeutsvinget, d.v.s. bøyen har sitt maksimale/minimale utsving samstundes med bølgja. Vidare vil vi finna at storleiken på utsvinget til bøyen stort sett er litt mindre enn bølgjeutsvinget.

Vurdert som energiabsorbator er ein slik bøye svært lite effektiv. For det første bør ikkje bøyen og bølgja svinga i fase. Derimot bør forløpet til farten til bøyen vera i fase med bølgjeutsvinget. Dette betyr (i sinusforma bølgjer) at bøyeutsvinget er 90° ute av fase med bølgjeutsvinget. Dette er eit vilkår for at bøyen til eikvar tid skal absorbera energi frå bølgjene. Forklaringa er denne: Eksitasjonskrafta som bølgja øver på bøyen er stort sett i fase med bølgja. Når då eksitasjonskrafta er i fase med farten til bøyen, betyr det at bølgja alltid matar effekt (\propto kraft \times fart) inn i bøyen. Dersom kraft \times fart har negativt forteikn, vil det seia at energistraumen går motsett veg, altså frå bøyen til sjøen.

Eit anna moment som gjer ein bøye utan styrt rørsle ineffektiv, er at utsvinget til bøyen er så lite. Det går an å visa at det finst ein optimal svingningsamplitude på bøyen. Dersom bøyen har lite tverrmål, slik som det er tenkt her, skal bøyen faktisk svinga med maksimal amplitude (full slaglengd) i nær sagt alle bølgjetilstandar, med unnatak av svært roleg sjø.

Det vi altså må prøva å oppnå, er ein bøye som svingar med korrekt fase i forhold til bølgjeutsvinget rundt bøyen og med korrekt (maksimal) utsvingsamplitude.

I konstruksjonen som er vist i figur 1, blir fasestyringa utført ved hjelp av ventilen V_1 og amplitudestyringa ved hjelp av ventilane V_2 og V_3 .

La oss i første omgang sjå bort frå verknaden av ventilane V_2 og V_3 og berre studera funksjonen til ventilen V_1 . Denne

ventilen blir brukt til å låsa vertikalposisjonen til bøyen fast i kontrollerbare tidsintervall av kvar bølgesyklus. Dersom f.eks. V_1 blir lukka i den augneblinken bøyen er i sin nedre utsvingsposisjon (farten til bøyen og dermed også væskestraumen er då null), vil den innestengde væska i sylinderromet syta for at bøyen ikkje kan gå oppover. På grunn av dei store oppdriftskreftene på bøyen vil sjølvsagt trykket i sylinderen S auka. (Vi skal førebels rekna at trykket i gassakkumulatoren B er så stort at ventilen V_2 ikkje opnar). Dersom V_1 blir lukka, medan bøyen er i sin øvre utsvingsposisjon, vil bøyen også bli halden fast på grunn av oppdriftskreftene som verkar på bøyen (merk at bøyen ligg høgt i sjøen når han flyt fritt). I denne posisjonen er trykket i sylinderen relativt lite. (Vi skal førebels rekna at trykket i gassakkumulatoren C er så lite at ventilen V_3 ikkje opnar). Vi ser altså at vi kan låsa bøyen fast både i den øvre og i den nedre utsvingsposisjonen ved hjelp av ventilen V_1 .

Fasestyringa blir nå utført slik som illustrert i figur 2. Figur 2a viser bølgeutsvinget rundt bøyen, medan den prikkete lina i figur 2b viser bøyeutsvinget som funksjon av tida. Ved tida $t = 0$ er bøyen fastlåst i sin øvre posisjon. Bølgeutsvinget er då nær sin maksimalverdi. Ved tida $t = t_1$ blir ventilen V_1 opna, slik at bøyen blir sleppt fri. Han vil då forholdsvis raskt gå ned i sjøen og nå sin nedre utsvingsposisjon ved tida $t = t_2$. Ved dette tidspunktet, i det farten er null, blir ventilen V_1 lukka på nytt, med det resultat at bøyen blir fastlåst i denne posisjonen. Legg merke til at i tidsintervallet mellom t_1 og t_2 er bølgeutsvinget nær sin minimumsverdi. Krafta frå bølga på bøyen er då maksimal og er retta nedover, samstundes som bøyen sjølv går nedover. Her er med andre ord kraft og fart retta same vegen, og det betyr at energi er overført frå bølga til bøyen.

Bøyen blir nå halden fast inntil tidspunktet $t = t_3$. Då blir ventilen V_1 opna att, og bøyen svingar raskt over til sin øvre utsvingsposisjon der V_1 igjen blir lukka. Merk at rørsla til bøyen skjer medan bølgeutsvinget er tilnærma maksimalt. Krafta frå bølga er då også tilnærma maksimal og er retta oppover, d.v.s. har same retning som farten til bøyen. Resultatet er igjen at energi blir overført frå bølga til bøyen.

Poenget er altså at bøyen skal gå nedover i sjøen når han er i ein bølgedal og gå oppover i sjøen når han er i ein bølge-

topp. Som ein forstår kan ein få dette til ved å opna og lukka ventilen V_1 på dei rette tidspunkt.

Avdi bøyen heile tida mottar energi frå bølglene betyr det at svingningsamplituden vil auka. På den andre sida vil bøyen tapa energi i og med at han strålar ut ei ringforma bølge. Dersom bøyen ikkje blir dempa på anna vis, vil svingningsamplituden til slutt bli så stor at energiabsorpsjonen er lik energiutstrålinga. For dei bøyedimensjonar vi her tenkjer oss er i røynda denne amplituden oppnåeleg berre for sær låge bølger.

Rørsle til bøyen blir i hovudsak dempa ved at det for kvar svingesyklus blir pumpa væske frå lågtrykksbeholdaren C til høgtrykksbeholdaren B. Det arbeidet som dermed blir utført, representerer nytteenergien som systemet kan levera. Ein må passa på at dempinga ikkje blir større enn at bøyen heile tida svingar med praktisk tala maksimalt mogeleg utslag. Då blir ei maksimal mengd med bølgeenergi overført til nytteenergi.

I det skisserte systemet skjer amplitudestyringa ved hjelp av akkumulatorane B og C og tilbakeslagsventilane V_2 og V_3 . Figur 2c viser trykkforløpet i dei ulike delar av systemet. Merk at det skjer ein trykkauke i sylindern S (p_S) når V_1 blir lukka medan bøyen er i nedre utsvingsposisjon. Denne trykkauken er sjølvsgt avhengig av kor langt neddykka bøyen er, avdi trykket p_S er direkte proporsjonalt med oppdriftskreftene. Ein sørger nå for å leggja trykket p_B i gassakkumulatoren B slik at $p_S = p_B$ når bøyen er omlag maksimalt neddykka. Då vil ventilen V_2 opna straks nedre utsving overskrid dette nivået. Tilsvarende vil trykket p_S i sylindern vera minimum når bøyen blir halden fast i øvre utsvingsposisjon. Ein sørger nå for å leggja trykket p_C i gassakkumulatoren C på eit slikt nivå at $p_S = p_C$ når bøyen omlag flyt i sin høgast mogelege posisjon. Då vil ventilen V_3 opna straks øvre utsving overskrid dette nivået. På denne måten fastlegg vi både øvre og nedre utsvingsposisjon ved hjelp av trykka p_B og p_C . Merk at ventilane V_2 og V_3 ikkje trer i funksjon før desse utsvingsposisjonane er nådd. Rørsle er m.a.o. praktisk tala udempa for mindre utsving og amplituden vil difor auka inntil han stabiliserer seg på maksimalverdien der dempinga inntre.

Avdi sylindern S kommuniserer med akkumulatorane B og C når bøyen svingar med fullt utslag, vil bøyen ikkje vera heilt

fastlåst sjølv om ventilen V_1 er lukka. Utsvinget til bøyen i denne situasjonen er vist ved den fullt oppdregne kurva i figur 2b. Merk at medan V_1 er lukka er endringa i utsvinget til bøyen direkte proporsjonal med bølgjeutsvinget. I tida $t = t_2$ til $t = t_3$ blir væske ført inn i akkumulatoren B og mengda er større di meir vassyta har heva seg i løpet av dette tidsromet. Tilsvarande vil væske bli tappa frå C i tidsromet $t = 0$ til $t = t_1$ og mengda er igjen avhengig av endringa i vassnivået. Nettoresultatet av ein heil svingesyklus er at væske er overført frå C til B via sylindern S. Denne væska blir ført attende frå B til C i ein jamn straum over peltonturbinen P.

Den viktigaste fordelten med det skisserte systemet framfor dei som tidlegare er foreslått er automatikken i amplitudestyringa, slik som forklart ovafor.

— Det blir sjølvsagt ein viss trykkfluktusjon i akkumulatorane B og C når væske blir pumpa inn og ut av behaldarane. I figur 2c er desse variasjonane neglisjert. Væskemengda som går inn og ut av behaldaren A er derimot, relativt sett, mykje større og vi har difor indikert at p_A varierer med tida.

3. Konstruktiv utforming av system D

Det er ikkje noko i vegen for at ein eller fleire av gassakkumulatorane i figur 1 kan liggja utafør bøyen. I modellen skal B og C liggja utafør bøyen. Dels er dette praktisk med tanke på modelleksperimenta. Dessutan tenkjer vi oss at dette eventuelt kan bli den beste løysinga ved eit fullskala kraftverk. Her kan vi tenkja oss at B og C er felles for ei heil gruppe med bøyar ved hjelp av hydraulisk samankopling. Gassakkumulatorane B og C ligg i ein separat, fast bøye. Fordelen med dette er at den felles turbinen og generatoren då blir større og, relativt sett, billegare. Vidare vil generatoren kunna liggja i ro, slik at kraftoverføringa til land blir mindre problematisk.

Figur 3 viser korleis modellen er tenkt utforma. Bøyen inneheld sylindern S, ventilen V_1 og akkumulatoren A. Stempelstonga G er hol og kommuniserer med sylinderromet ved hjelp av opningar i øvre delen av stonga. Til stempelstonga er

festa ein fleksibel slange F som via eit koplingsstykke I fører over i slangen K. Forankringswiren er festa til I.

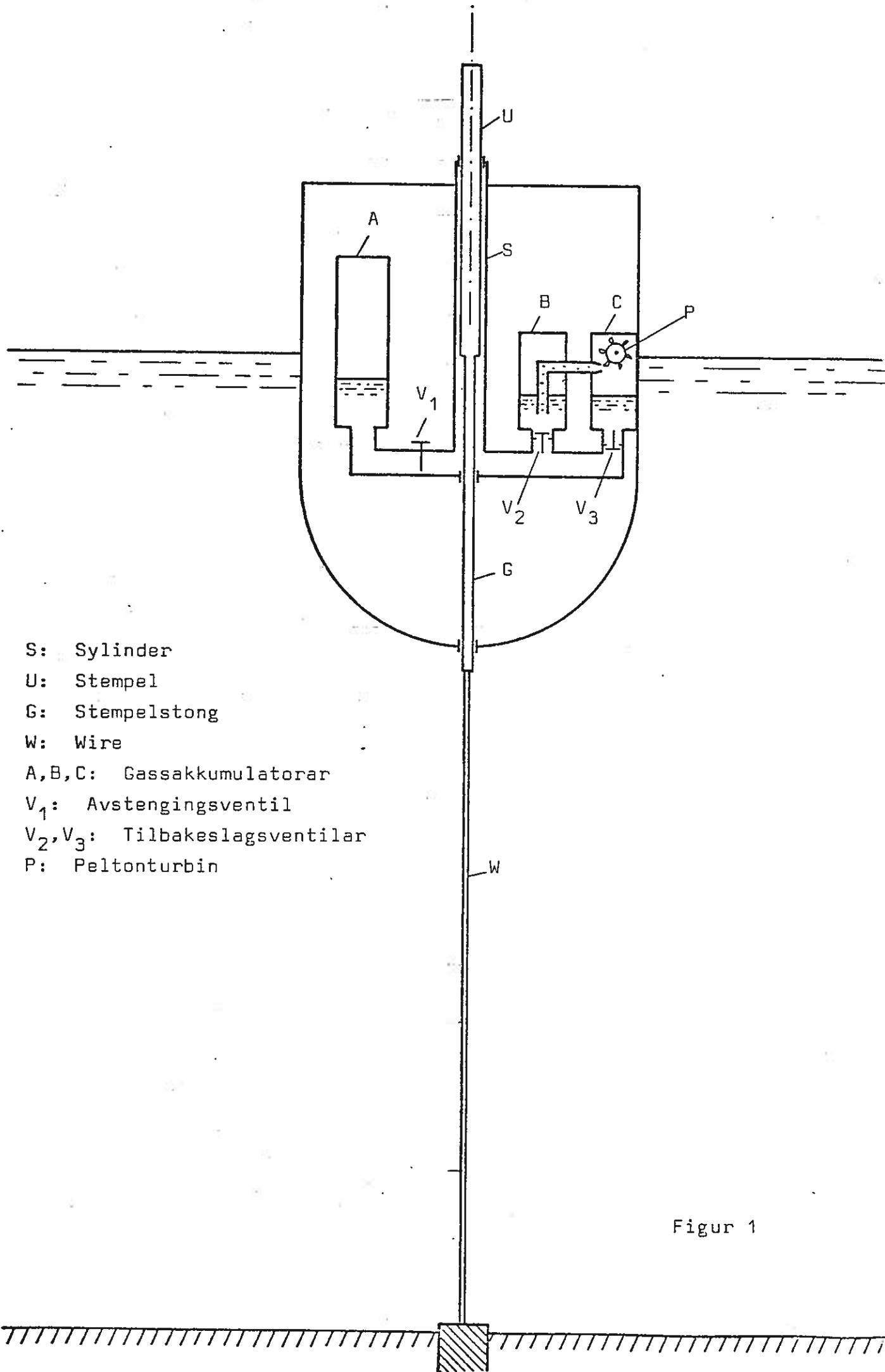
Heile det hydrauliske systemet er montert på ei plate M ved hjelp av flensar. Plata er festa til skrovet v.h.a. nokre skruar. Det er viktig at heile det hydrauliske systemet enkelt kan løftast ut av bøyen.

I skrovet er det innstøypt eit røyr D som har til føremål å ta opp bøyemoment som elles ville ha blitt overført til stempelstonga. I nedre enden av D er det plassert nokre rullar T som ligg mot slangen F. Merk at komponentane U, G, F, I og K står praktisk tala stille i sjøen. Det er bøyen som rører seg i forhold til desse komponentane. Det betyr at slangen K ikkje treng tola store bøyepåkjenningar.

Ventilen V_1 er vist på figur 4. Det er ein standard dobbeltverkande tilbakeslagsventil, men med spesielt straumlineforma utforming for å gi små trykktap. Dette er spesielt viktig avdi relativt store væskemengder skal fram og attende gjennom denne ventilen. Sjølv små trykkfall kan då gi vesentlege energitap.

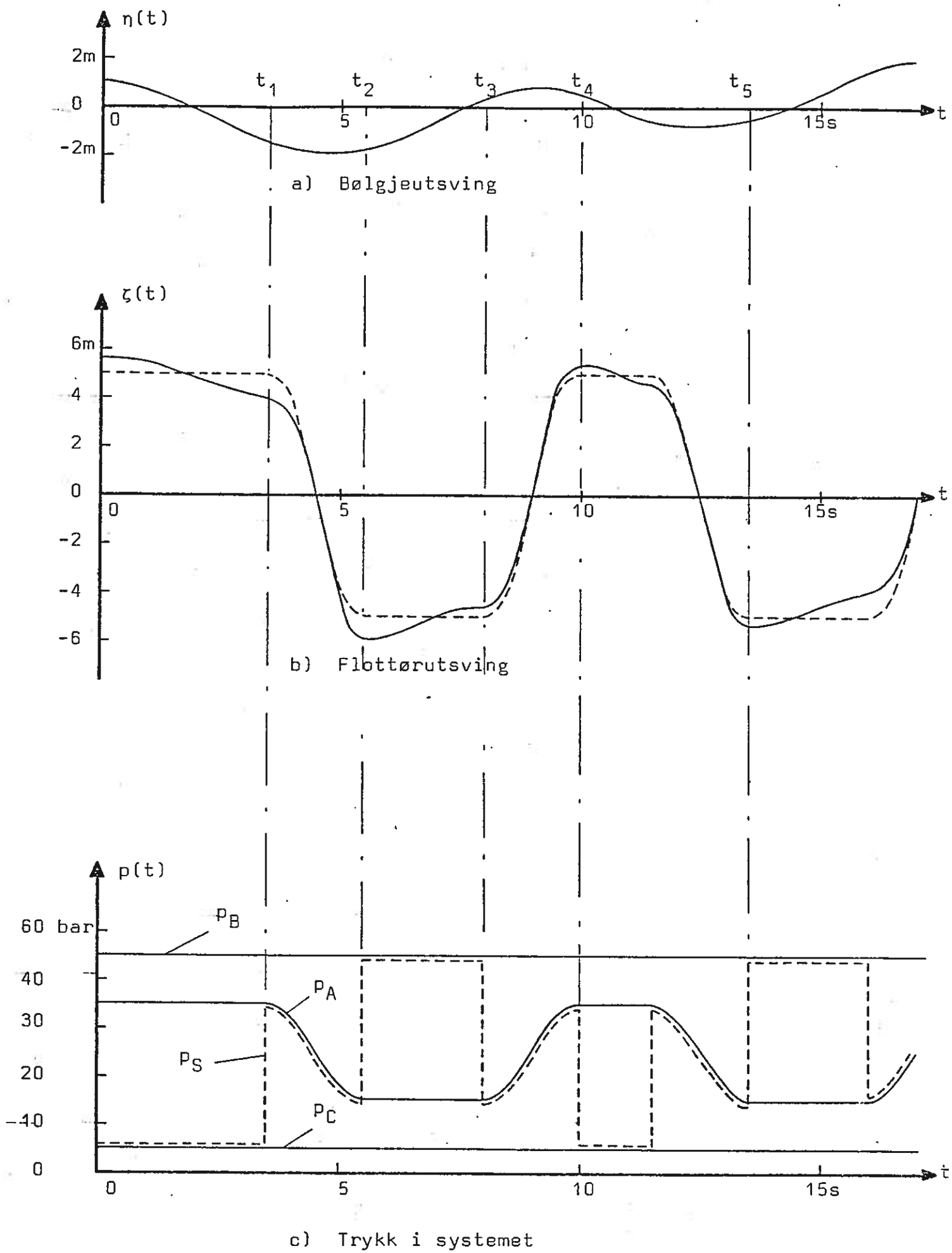
Trondheim, 17. april 1978

K. Budal Johannes Falnes

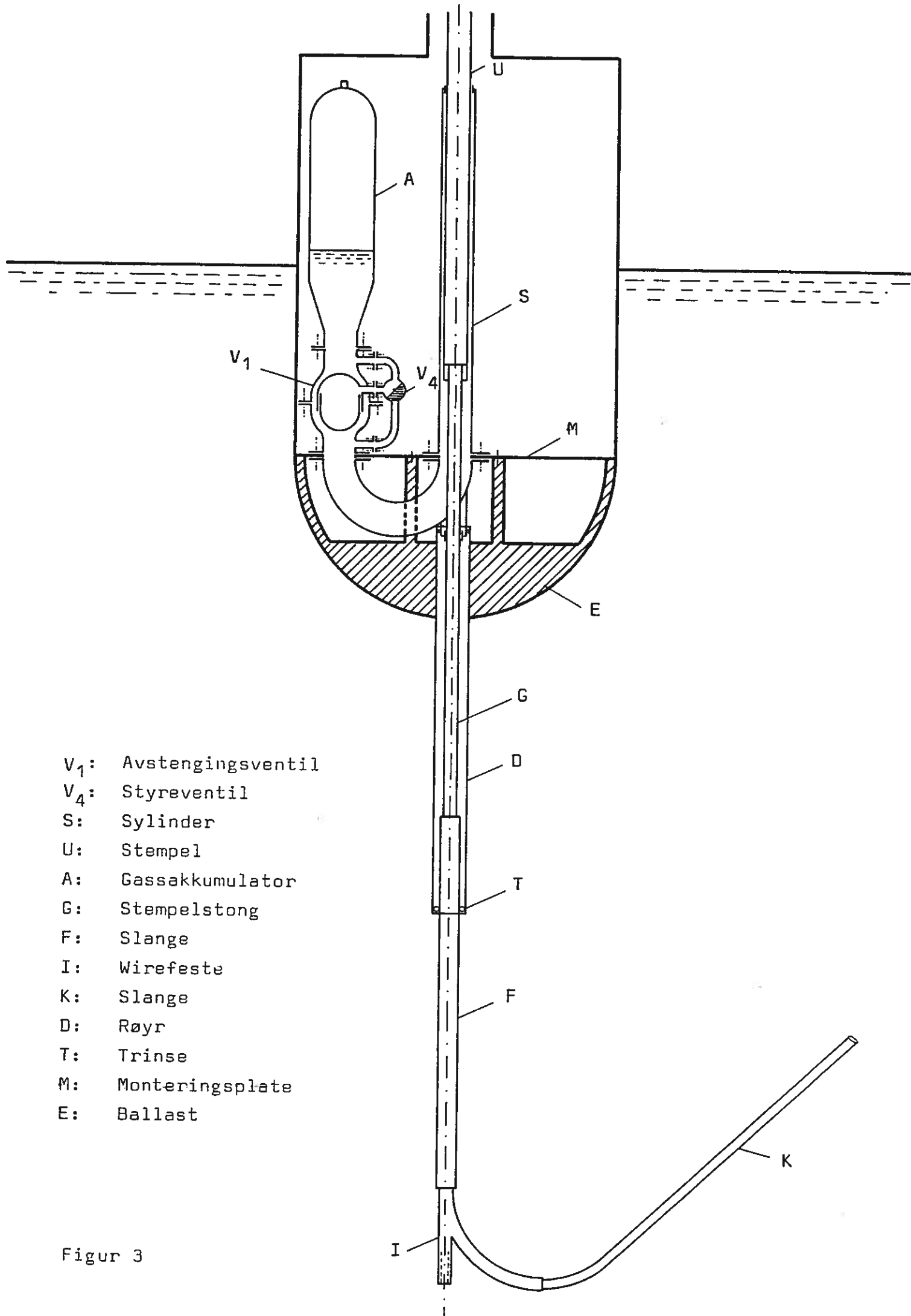


- S: Sylinder
- U: Stempel
- G: Stempelstong
- W: Wire
- A,B,C: Gassakkumulatorar
- V₁: Avstengingsventil
- V₂,V₃: Tilbakeslagsventilar
- P: Peltonturbin

Figur 1

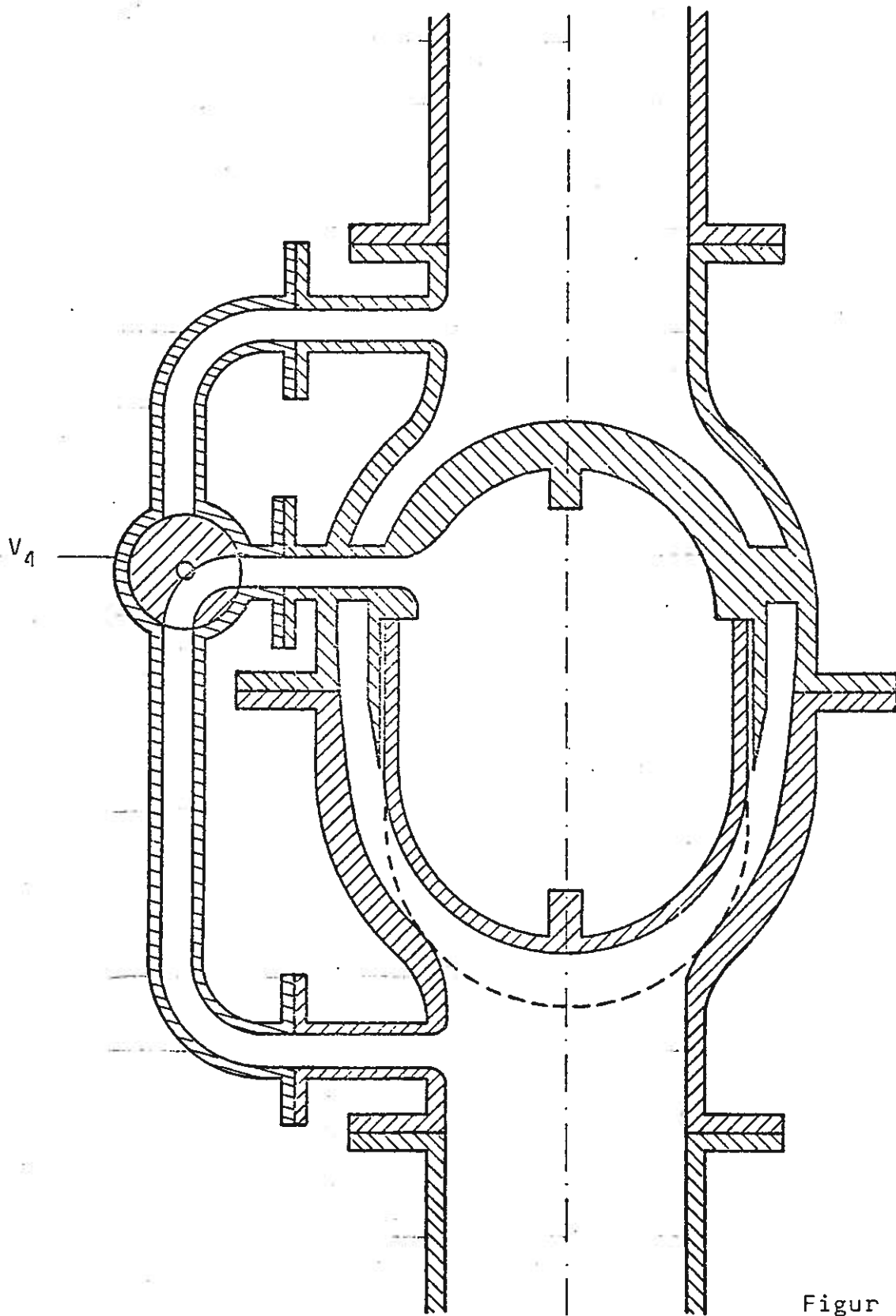


Figur 2



- V₁: Avstengingsventil
- V₄: Styreventil
- S: Sylinder
- U: Stempel
- A: Gassakkumulator
- G: Stempelstong
- F: Slange
- I: Wirefeste
- K: Slange
- D: Røyr
- T: Trinse
- M: Monteringsplate
- E: Ballast

Figur 3



Figur 4

K R A F T B Ø Y E T Y P E E

Dimensjonering av kraftbøye i stål og glassfiberarmert plast.

Kåre Syvertsen

Jonas Odland

Institutt for marine konstruksjoner

- Innhold:
1. Generell beskrivelse
 2. Belastninger
 3. Ulike utførelser
 4. Bøye i stål uten innv. trykk
 5. Bøye i stål med innv. trykk
 6. Bøye i glassfiberarmert plast med indre trykk
 7. Vedlikehold
 8. Avsluttende kommentarer

1. Generell beskrivelse

Kraftbøyen (type E) er utviklet av Budal og Falnes, Institutt for eksperimentalfysikk, NTH. Bøyen skal produsere elektrisk kraft ved å ta ut energi fra havbølger. Bøyen er bygd opp av et oppdriftslegeme med et fagverk i bunnen. Fagverket gir styring for stempelstanga i det indre pumpeanlegg. Nedre ende av stempelstanga er ved hjelp av en forspent wire forankret fast i bunnen.

Bøyen er "tvangsstyrt" og vil under normale bølgeforhold bevege seg slik at mest mulig av energien i bølgene opptas.

I dette notatet er det sett på tre mulige utførelser av bøyen. To i stål og en i stål/glassfiberarmert plast. Bøyene er dimensjonert for å tåle de maksimale krefter som vil opptre under drift. Bøyens oppdriftslegeme må motstå ytre (event. indre) trykk og fagverket må tåle tverrkrefter. Den første utførelsen (stål uten innv. trykk) er dimensjonert slik at den vil motstå det ytre vanntrykk den utsettes for når den er maksimalt neddykket. Sikkerhetsfaktoren mot buling som er valgt er noe mindre enn Det norske Veritas' krav til offshore konstruksjoner.

Oppdriftslegemet på de to sistnevnte utførelsene (med indre overtrykk) er dimensjonert ut fra produksjonskrav og stabilitet under transport. Det er ingen fare for knekning av sylindere og halvkuler. For å oppta krefter fra indre overtrykk vil de nødvendige godstykkelser bli mindre enn det som er mulig å produsere. En rimelig veggtykkelse er også valgt for at bøyen skal tåle lettere sammenstøt med skip og andre flytende gjenstander.

Fagverket under bøyen er dimensjonert for å tåle en tverrstart på 19t. Fagverket er bygd opp av rør og flattjern. I bunnen av fagverket er ballast støpt inn. Denne er formet som en tykkvegget sylindere. Stål/glassfiberutgavet har et stålrør med betongkakke under bøyen. Dette erstatter fagverket.

2. Belastninger på bøyen

a) Maksimal neddykking. Øvre del av sylinderen er 10m under vannflata. Denne lasttilstanden gir følgende krefter på bøyen:

Største trykk på sylinderdell	$P_s = 0.175 \text{ N/mm}^2$
Største trykk på nedre halvkule	$P_{hn} = 0.205 \text{ N/mm}^2$
Største trykk på øvre halvkule	$P_{h\phi} = 0.10 \text{ N/mm}^2$

Denne tilstand gir også maksimale strekkrefter i forankringswiren. Denne krafta er på 270 tonn.

b) Slagpåkjenning fra sjø. Sylindere og øvre halvkule må tåle bølgeslag. Maksimale krefter ventes å bli et trykk på 0.20 N/mm^2 over en flate på ca. $5-6 \text{ m}^2$. Dette trykk er beregnet under den forutsetning at bølgen treffer en plan vegg. Sylindere er enkeltkrum og halvkule dobbeltkrum. Det er derfor sannsynlig at den høye trykkintensiteten vil virke over et mindre areal. Varigheten til trykket anslås til 10-100ms.

For å finne dimensjonerende krefter på fagverket under bøyen tenkes følgende situasjon å være kritisk. Bøyen flyter i øvre stilling med et wirestrekk på 20 tonn. Den får en rullewinkel på 10° . Når vinkelen er 10° økes kraften hurtig til 110 tonn (ventil åpnes). Dette gir ei tverrkraft i fagverket på 19t. Denne krafta angriper i nedre del av fagverket (i ballastområdet). I beregningene er det ikke tatt hensyn til treghetskrefter i bøyen. Krafta 110 tonn antas også å bli påsatt momentant. I virkeligheten vil både treghetskrefter og en viss pålastingstid redusere tverrkraften. Wirekrafta 110 tonn er gitt fra trykk i luftsylindere. Vinkelen 10° er derimot svært usikker. Det må foreløpig sees på som et rent overslag. Modellforsøk (forsøk med prototyp) er nødvendig for å bestemme denne vinkelen bedre. Det er også mulig at andre lasttilstander vil gi større tverkkrefter på fagverket. Det er umulig å fastslå før modellforsøk er utført.

3. Ulike utførelser

Bøyen er dimensjonert for tre ulike utførelser. Det er to i stål og en i plast/stål. Første utkast i stål har innvendig atmosfæretrykk. Utkast 2 og 3 har et innvendig overtrykk på ca. 1.7-2.0 atm. Den første bøyen har en stålvekt på ca. 27 tonn. Bøye nr. 2 har en

stålvekt på ca. 20 tonn og utgaven i plast/stål har ca. 12 tonn stål pluss ca. 4.3 tonn glassfiberarmert plast. Fagverk, nedre halvkule og kon under maskineri er i stål mens sylindere og øvre halvkule er i plast. Plast og stål limes (støpes) sammen.

Tabell 1 viser vektfordelingen for de 3 utførelsene.

	Stål uten overtrykk	Stål med overtrykk	Plast med overtrykk
Øvre halvkule	3.1	2.7	1.2*
Sylinder m. stivere	14.0	7.2	3.1*
Nedre halvkule	4.4	4.4	4.4
Kon	1.7	1.7	1.7
Dekk, div.	1.5	1.5	1.0
Fagverk, sylindere (stålvekt)	2.0	2.0	4.6**
Samlet stålvekt	26.7	19.5	11.70
Samlet plastvekt	0	0	4.3
Maskineri	27	27	24.0
Ballast (betong)	13.3	20.5	24.0
Totalt	67	67	67

* Glassfiberarmert plast.

** Fagverk erstattet av stålsylindere med betongkappe.

Tabell 1. Vekt av ulike komponenter i bøyen (tonn).

4. Bøye i stål uten innvendig trykk

Kritiske belastninger er ytre overtrykk når bøyen er maksimalt neddykket. Det gir fare for knekning av sylindere og buleskall. Bøyen er dimensjonert i henhold til Det norske Veritas' regler for offshore konstruksjoner. De krav reglene setter til "sikkerhetsfaktorer" er ikke oppfylt for sylinderdelen av bøyen. Reglene krever her en "sikkerhetsfaktor" på ca. 1.7 mens den valgte utførelse har en faktor på ca. 1.4. Denne reduksjon er tillatt da det ikke er fare for menneskeliv og kostnadene vil også bli små om et sammenbrudd skulle

skje. Sylinderen er avstivet med ringstivere. Disse er dimensjonert for å motstå en ovalisering av hele sylinderen. Sylinderdelens styrke er dermed ikke avhengig av de tilstøtende halvkuler. Hvis det derimot blir satt inn noe større ringer ved hver av sylinderdelens ender er det mulig at størrelsen på alle de andre ringene kan reduseres en del.

Kuleskallene er dimensjonert noe mer konservativt. Den øvre halvkule har en veldefinert last og vil nok kunne reduseres noe i tykkelse såfremt det ikke medfører produksjonsproblemer. Den nedre halvkule skal i tillegg til å oppta ytre vanntrykk, overføre kreftene fra konen under maskineriet. Dette påfører kuleskallet ei konsentrert ringlast. Det er nødvendig med mer detaljerte analyser for å fastlegge spenningsforløpet i denne overgangen hvis dimensjonene på den nedre halvkula skal reduseres. Halvkula har nå en forholdsvis stor sikkerhet mot sammenbrudd hvis ringkreftene fra konen neglisjeres.

Konen under maskineriet må være i stand til å overføre 270t. Den er nå gitt en tykkelse på 10mm. Dette gir en noe liten sikkerhet mot knekning. Det er mulig at dimensjonen her bør økes litt.

Maskineriet i bøya festes direkte med en boltforbindelse på en ring sveist fast i øvre ende av konen. For å holde sylinderens vekt under krenning og transport er øvre del av sylinderen festet i dekkbjelkene i øvre dekk med boltforbindelse. Det øvre dekket er dimensjonert for å tåle vekten av maskineriet når bøyen ligger horisontalt. Det er bygd opp av radielle bjelker som er sveist direkte på den øvre ringstiveren. Indre del av dekket har strekkmetalldørk. Dørken må inngjerdes med et rekkverk (ikke vist på tegningen). Det nedre dekk er bygd opp på samme vis som det øvre. Dette dekket får ingen belastninger fra maskineriet. Det skal kun holde egen vekt + eventuelt utstyr. Dekket er sveist direkte i nedre ringstiver og i ringen som maskineriet boltes fast i.

Luka i bøyen er plasert i øvre halvkule. Det påsveises stige-trinn på utsida av bøyen. Innvendig lages en stige mellom øvre og nedre dekk. I tillegg kommer ei trapp fra nedre dekk og inn i konen.

I bunnen av nedre halvkule er det sveist inn en ring med festekull for den nedre tetningsboks.

Under bøyen er det et fagverk med ballast nederst.

Hovedfunksjonen til fagverket er å styre stempelstanga i maskineriet slik at den ikke får for store bøyepåkjenninger. Fagverket er bygd opp av 3 hovedrør med rørprofil som skråstag. Tverrstagene (horisontale) er kraftige flattjern. Skrå og tverrslag er valgt slik at de skal gi liten strømningsmotstand når bøyen beveger seg opp og ned.

Ballasten er formet som en tykkvegget sylinder av betong. Hovedrør i fagverket er innstøpt i betongen og er i bunnen sveist fast til en kraftig ring. Funksjonen til denne ringen er å hindre at forankringswiren skal komme bort i betongen samt å sikre en bedre innfesting av ballasten.

Dimensjoner på detaljer i bøyen finnes gitt på tegningene A1, A2, A3 og A4 i Bilag 1.

Hovedløsningen er gitt på fig. 1.

5. Bøye i stål med innvendig trykk.

Indre trykk ca. 1.7-2.0 atm.

Den kritiske belastning på bøyen er det innvendige overtrykk når mest mulig av bøyen er over vannflata. For å klare å motstå disse kreftene må veggtykkelsen være ca. 3-4mm. Det er valgt en tykkelse på 6mm både for øvre halvkule og sylinder. Nedre halvkule, kon og fagverk har samme dimensjoner som i 1. utkast (avsn. 4).

Veggtykkelsen i øvre halvkule og sylindere er valgt ut fra produksjonshensyn, for å sikre seg mot konsentrerte laster og for å ha en korrosjonstillegg. Den øvre halvkula er uavstivet, mens sylindere har fått noen lette ringstivere. Disse ringstiverne er lagt inn kun for å holde formen på bøyen under produksjon og transport.

Nedre halvkule er beholdt i samme tykkelse som i 1. utkast. Dette er gjort fordi den må være i stand til å oppta og overføre de 270 tonn som skal opptas fra konen. En mer detaljert analyse vil sannsynligvis medføre at dimensjonene kan reduseres noe.

Luka inn til bøyen er plasert ca. 1m over nedre sylinderkant. Den åpnes innover. Innvendig er bøyen utstyrt med et øvre og et nedre dekk som i utkast 1. Trapparrangementet er også som i utkast 1.

Fagverket under bøyen er utformet som tidligere men ballastringen er noe høyere.

Dimensjoner og detaljer finnes gitt på tegningene B1, B2, B3 og B4 i Bilag 1.

Hovedløsning er vist fig. 2.

6. Bøye i glassfiberarmert plast/stål med innvendig trykk.

Indre overtrykk ca. 1.7-2.0 atm.

Kritisk belastning blir som for utførelse 2. Bøyen bygges opp med nedre halvkule og kon i stål og med samme dimensjoner som utførelse 1 og 2. Sylindere og øvre halvkule støpes i glassfiberarmert plast med 15mm veggtykkelse. Veggtykkelsen som kreves for å motstå indre overtrykk er betydelig mindre. 15mm er valgt for at skallet skal være i stand til å motstå rimelige ytre lokale støt samt for å ha tilstrekkelig stabilitet under produksjon og transport. En nærmere vurdering av styrke for å motstå ytre støt, produksjon og transportproblemer kan muligens gjøre det forsvarlig å redusere tykkelsen.

Glassfiberdelen limes (støpes) sammen til stålkonstruksjonen med epoxy. For å sikre god sammenføyning er det to rader med bolter i overgangen. Disse skal ikke overføre krefter men kun sikre en god sammenpresning når de to deler limes sammen. Innvendig bygges det bare et nedre dekk. For å sikre maskineriet sideveis må det påsettes 4 skråstag på maskineriet. Hele plastskallet blir dermed fritt og er kun festet til nederste halvkule.

Luka inn i bøya er plasert i plastsylindere ca. 1m over stålhalvkula. Det er på tegningen ikke spesifisert noen kvalitetskrav på den glassfiberarmerte plasten. Kule og sylinderskall bør kunne produseres med ikke vevd armering (random) og med en forholdsvis lav glassprosent.

Fagverket under bøyen erstattes av en tynn stålsylinder med ei betongkappe utenpå. Strømningstverrsnittet mellom øvre kant av stål/betongsylinderen og nedre halvkule er like stort som indre areal av sylindertverrsnittet (ca. 9.5m^2). Stålsylinderen lages med en tykkelse på 5mm og betongkappen blir ca. 90mm tykk. Øvre del av cylinderen festes til nedre halvkule med 3(event. flere) "ører" (se fig. 4). Denne utforming som her er skissert er ikke nærmere analysert, men må sees på som et alternativ til fagverket. Enda en alternativ utforming (kanskje rimeligere) er å bygge hele den nedre cylinderen i armert betong. Støping bør enkelt kunne utføres med ut- og innvendig glideforskaling.

Dette alternativet til fagverk kan også være et reelt alternativ for utførelse 2.

7. Vedlikehold

Bøyen må gis effektivt korrosjonsvern. Mindre reparasjoner bør kunne utføres der bøyen er instalert. Større reparasjoner som krever at maskineriet må ut, krever mer omfattende tiltak. Det må skjæres hull i bøyen for å fjerne maskineriet. For stålutførelsen bør det utskårne stykket kunne sveises direkte inn etter reparasjon. Utkapp i plastbøyen tettes med et plastskall som er noe større enn hullet. Dette limes/boltes fast.

8. Avsluttende kommentarer

Bøyen er dimensjonert uten at det er utført noen detaljerte analyser. Noen punkter er nevnt der det vil være ønskelig med en mer detaljert analyse.

Krefter og påkjenninger på bøyen er svært usikre. Det er viktig å bedre bestemme disse før en detaljanalyse utføres. Dette gjelder spesielt tverrkrefter på fagverk/sylinder.

Dimensjoner (og dermed kostnader) kan reduseres ved å tillate mindre

sikkerhetsfaktorer på en del av konstruksjonsdelene. En risikoanalyse av bøyen vil være nødvendig for å kvantitativt fastlegge hvilke sikkerhetsfaktorer som er nødvendige for å få en økonomisk optimal konstruksjon. Det er i dag knyttet store usikkerheter til en slik analyse, men den kan i det minste gi en viss antydning av hvor langt ned kravene til sikkerhetsfaktorer kan tøyes.

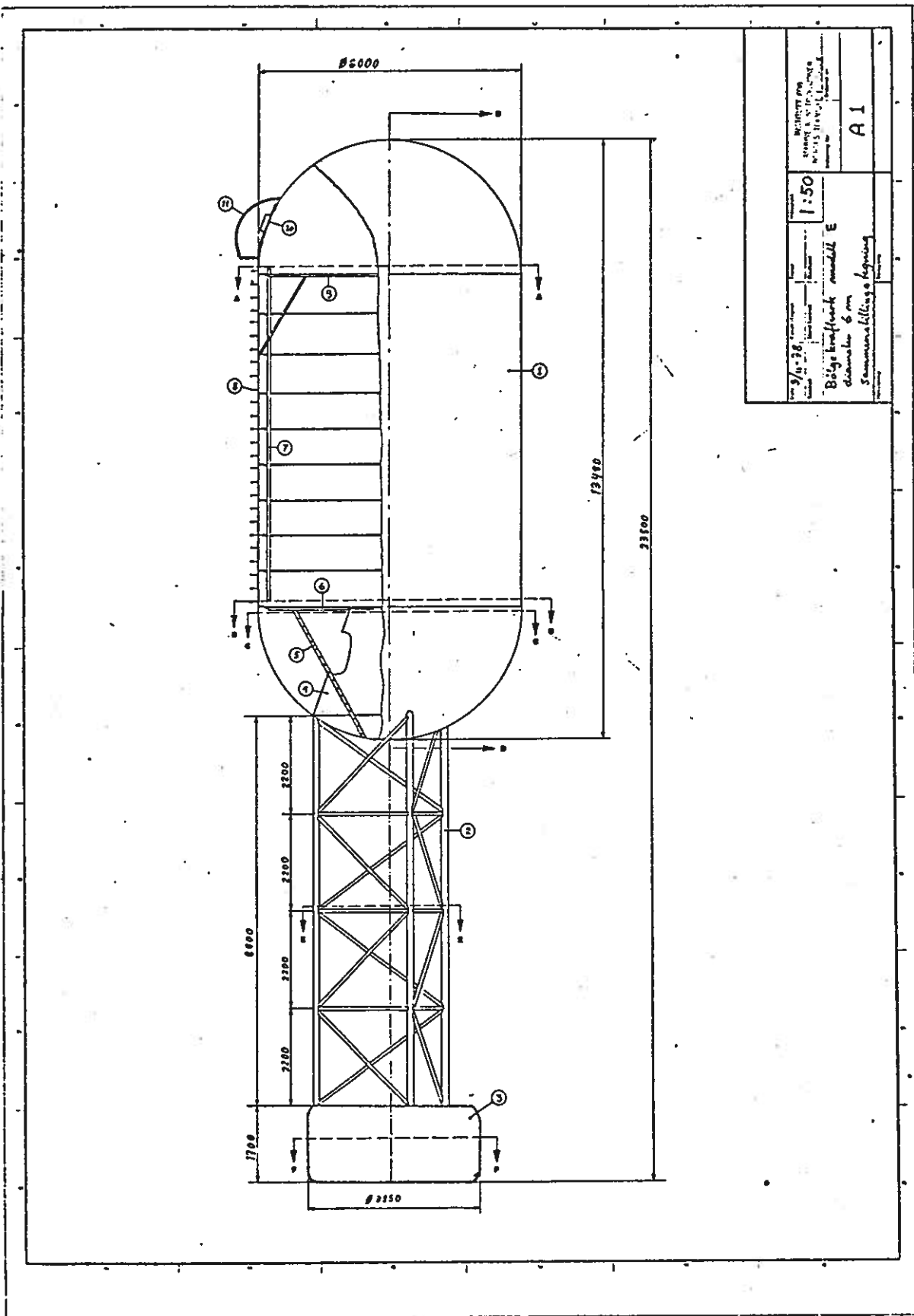
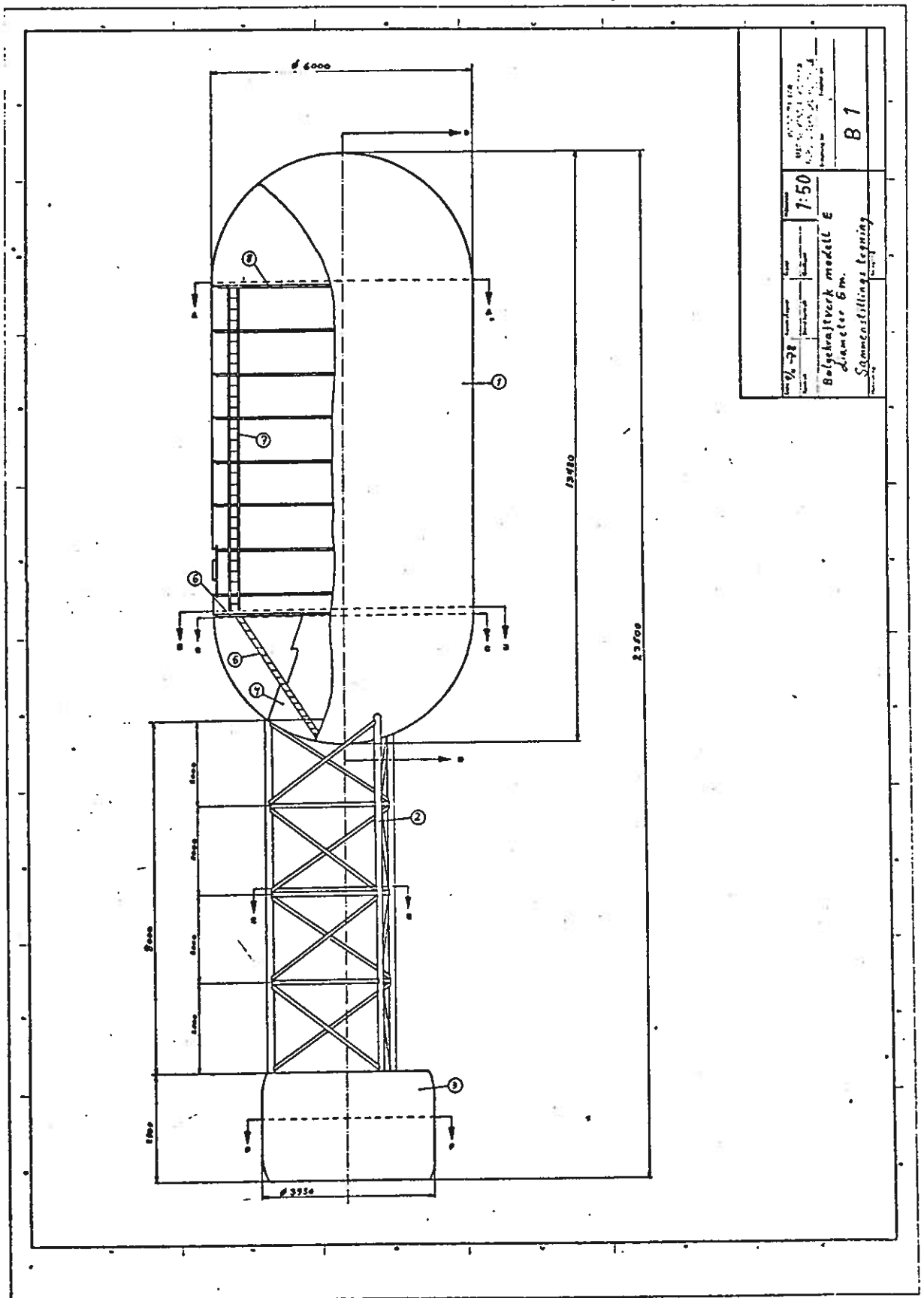


Fig. 1. Utførelse uten innvendig overtrykk.



Scale	1:50	B 1
Project Name	Beltekræfter medell E Liameter 6m.	
Author	Sammenslittings-tegning	

Fig. 2. Utførelse med indre overtrykk.

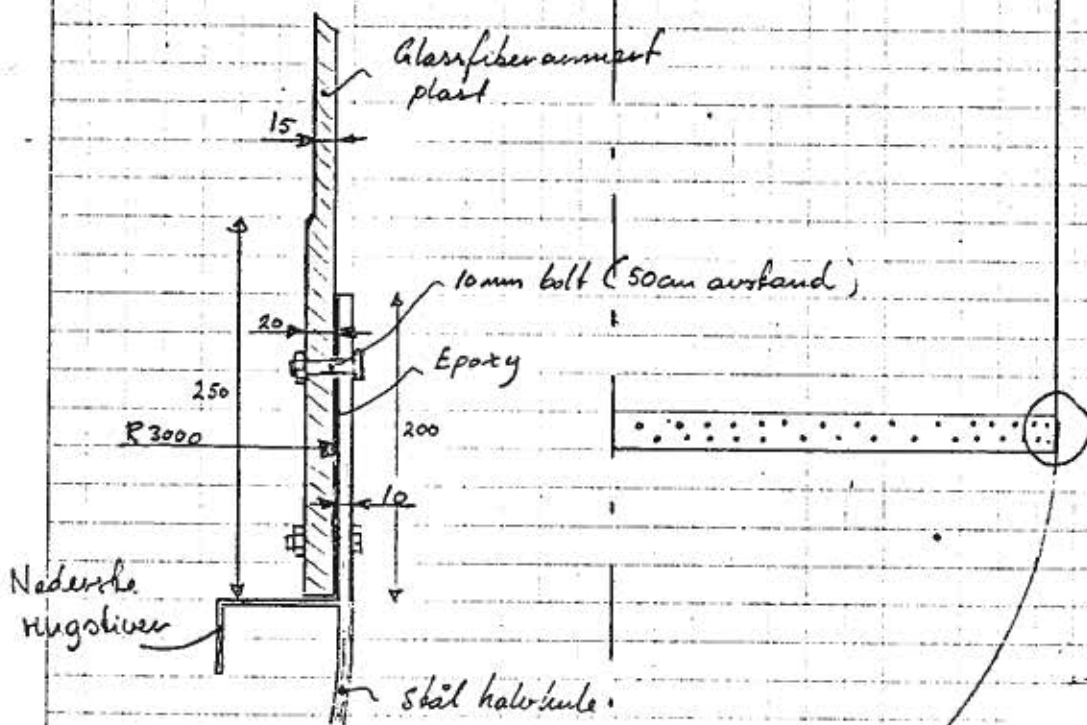


Fig. 3.
 Sammenføyning av stål og glass
 fiberdel.

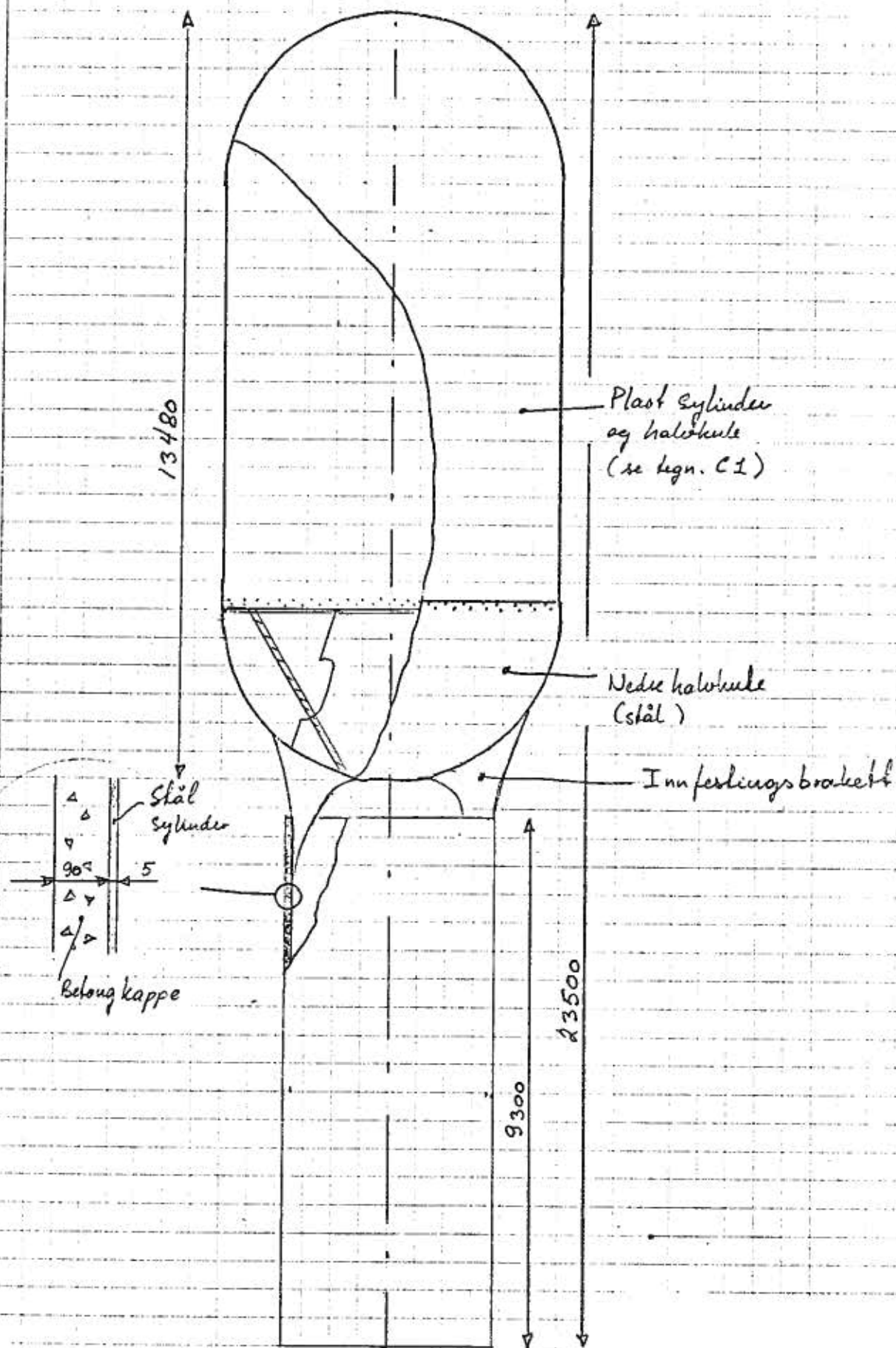


Fig. 4.
 Bølgekraftverk modell E.
 Diameter 6 m.
 Sylinder og øvre halvkule i
 glassfiberarmert plast.



UNIVERSITETET I TRONDHEIM
NOREGS TEKNISKE HØGSKOLE
INSTITUTT FOR EKSPERIMENTALFYSIKK

Januar 1979

BYGGJEKOSTNAD OG
ENERGIPRODUKSJON FOR
BØYEKRAFTVERK

J. Falnes og K. Budal

BYGGJEKOSTNAD OG ENERGIPRODUKSJON FOR BØYEKRAFTVERK

Innleiing

Hausten 1978 bad vi, på vegner av styringskomiteen for bølgekraftprosjektet (NTH/Kværner), kompetente norske bedrifter om å gi eit ikkje-bindande pristilbod på komponentar til eit bøyekraftverk. Føremålet med dette var å skaffa seg eit mest mulig realistisk bilde av byggjekostnadane av kraftverket som eit ledd i ei kostnadsvurdering av bølgeenergien.

Pristilbod

I samband med at vi vende oss til bedriftene, laga vi ei kort orientering om prosjektet. Denne orienteringa og teikning¹⁾ av bøyen er vedlagde (vedlegg 1 og 2).

Dei fleste bedriftene vi tok kontakt med, sende pristilbod. Desse er oppsummerte i tabell 1.

Kostnadsoverslag

På basis av lågaste pristilbod for 1000 stk. har vi sett opp eit kostnadsoverslag som vist i tabell 2.

Merk at posten: Sum hus, turbin etc. refererer til kostnad per bøye i det vi har rekna med 10 bøyar per generator og turbin etc. (sjå vedlegg 1). Etter tabell 2 blir kostnaden 1.2 Mkr per bøye.

Dersom vi legg det gjennomsnittlege pristilbodet frå bedriftene til grunn for overslaget, kjem vi til ein byggjekostnad per bøye på 1.8 Mkr.

Vurdering av kostnadsoverslaget

Pristilboda er ikkje-bindande. Det kan ha resultert i at prisane i nokre fall har blitt urealistisk låge, rett og slett for å skaffa bedriftene innpass på eit nytt felt.

På den andre sida er det neppe sannsynleg at bedriftene har lagt serleg arbeid i å vurdera muligheten for kostnadsreduksjon ved serieproduksjon. Til det verkar prisskilnaden mellom 1 og 1000 einingar for liten.

¹⁾ Henta frå rapporten "Kraftbøye type E" av K. Syvertsen og J. Odland, Institutt for marine konstruksjoner, NTH, desember 1978.

Såleis er stykkprisen for maskineri redusert med knapt 30 prosent når serien aukar frå 1 til 1000. For skrovet ligg den tilsvarande prisreduksjonen mellom berre 11 og 47 prosent. Når vi veit at prisen på stål i halvfabrikata frå valseverk ligg i området 2 - 5 kr/kg, og når den middels stykkprisen i tilbodet på 1000 einingar svarar til ca. 27 kr/kg for maskineriet og ca. 9 kr/kg for skrovet, burde her vera rom for prisreduksjon ved ein rasjonelt opplagt masseproduksjon av kraftbøyar.

Pristilboda frå bedriftene er difor truleg hefta med relativt stor usikkerhet. Dette gjeld då også kostnads-overslaget, der vi i tillegg har måtta tippa ein del beløp.

Vår konklusjon er at byggjekostnadene for eit stort kraftverk på 1000 bøyar ligg i området 1,2 - 1,8 Mkr per bøye. I dette overslaget er ikkje den tre-fasa vekselstraums-kabelen langs kraftverket og vidare frå kraftverket og inn til land, tatt med. Denne kostnaden vil vera sterkt avhengig av plasseringa av kraftverket.

Energiproduksjonen

Figur 1 og 2 viser teoretiske resultat for energiproduksjonen per bøye for parallelle rekker av bøyar. Vi tar her utgangspunkt i 5 parallelle rekker med bøyar (Vi har ikkje teoretiske resultat for den konfigurasjonen som er vist i vedlegg 1).

Figur 1 viser at ved normalt innfall er energiproduksjonen for 5 parallelle rekker ved optimale avstandar ca. 1.2 GWh per bøye og år. Som ein ser av figur 2 er energiproduksjonen lite retningsavhengig innafor eit retningsintervall på $\pm 40^\circ$, men han fell signifikant for større vinklar.

Retningsfordelinga for bølgiene gjennom året er ikkje kjend. Korreksjonen i energiproduksjonen p.g.a. ulike innfallsretningar blir difor gjetting. Vi går her ut frå at retningsfordelinga har eit markert maksimum og at kraftverket er orientert med lengderetninga normalt på den mest sannsynlege innfallsretninga. I så fall er retningskorreksjonen liten. Vi tippar ein brutto gjennomsnittsproduksjon på 1.1 GWh per bøye og år.

Den disponible energien er signifikant mindre enn bruttoenergien p.g.a. tap i systemet. Vi estimerer desse tapa som følger: 1) Viskøst tap mellom bøyekroppen og vatnet: 5%, 2) Friksjon og trykktap i hydraulisk maskineri (tippa): 5% 3) Tap i vass turbinen: 10% og 4) Tap i den elektriske generatoren : 5%. Dette gir ein totalverknadsgrad på 77% for systemet og ein netto energiproduksjon per bøye og år på 0.85 GWh. Overføringstapet til land gjennom den elektriske sjøkabelen er ikkje rekna med. Tap p.g.a. driftsstans er heller ikkje inkludert.

Konklusjon

Byggjekostnaden for det foreslåtte kraftverket vil i 1978-prisar liggja i området 1,4 - 2,1 kr. per produsert kWh per år. Konklusjonen er basert på norske byggjekostnader og på eit spesifisert bølgeklima (Halten).

Kjennskap til byggjekostnaden er ikkje nok til å estimera energiprisen. I tillegg må ein ha informasjon om avskrivningstid for kraftverket og dessutan om vedlikehaldskostnadene. Desse informasjonane krev eigne analysar og slike analysar er truleg hefta med stor usikkerhet. Den sikraste måten å finna ut av dette, er truleg å byggja ein fullskala bøyeprototyp.

Det ein likevel med stor sikkerhet kan hevda er at avskrivningstida for eit bølgekraftverk av den typen vi har vurdert her, er kortare og at vedlikehaldskostnadane er større enn for eit vasskraftverk med tilsvarande energiproduksjon. Dette vil truleg gjelda for alle slag bølgekraftverk.

Vårt resonnement er då som følger: Dersom bølgekraft skal kunna konkurrera prismessig med vasskraft (og truleg også med andre konvensjonelle energikjelder), må eit minstekrav vera at byggjekostnaden per produsert kWh og år er mindre for bølgekraft enn for vasskraft. Dette kravet er ikkje oppfylt med det foreslåtte bølgekraftverket (bygd i

Norge og plassert på kysten av Trøndelag).

Byggjekostnadane for eit bøyekraftverk er minst like store eller større, enn for eit tilsvarande vasskraftverk.

Det foreslåtte kraftverket kan i dag ikkje konkurrera prismessig med eit vasskraftverk.

Vi meiner difor at ein bøyeprototyp, med den nåverande utforminga ikkje bør byggjast, særleg fordi det er rom for vesentlege forbetringar av konstruksjonen. Det bør vera råd å utforma ein konstruksjon slik at byggjekostnaden per eining produsert energi og år blir noko lågare. Vi veit dessutan at den nåverande utforminga av bøyane ikkje er tilfredsstillande under ekstreme værforhold, slik at visse endringar er nødvendige i alle fall.

Vi tar sikte på å leggja fram eit konkret forslag til eit modifisert bøyekraftverk sommaren 1979. Konstruksjonsarbeidet med ein fullskala bøye kan då eventuelt starta hausten 1979.

Institutt for eksperimentalfysikk, NTH,
Trondheim, 18.januar 1979.

J. Falnes

K. Budal.

Tabell 1

PRISTILBOD FRÅ INDUSTRIEN

<u>Hydraulisk maskineri</u>	<u>1 stk.</u>	<u>30 stk.</u>	<u>1000 stk.</u>
Firma A	700 kkr	550 kkr	495 kkr
" B	945 "	850 "	709 "
" C			0,9-1,1 Mkr
" D	1000 "		
" E	886 "	754 "	

<u>Skrov, alternativ A</u>	<u>1 stk.</u>	<u>30 stk.</u>	<u>1000 stk.</u>
Firma F	420 kkr	248 kkr	224 kkr
" G	276 "	236 "	220 "
" H	189 ¹⁾ "	126 ¹⁾ "	107 ¹⁾ "
" I	488 ²⁾ "	407 ^{2,3)} "	342 ^{2,3)} "
" J	435 "	391 "	326 "
" K	357 "	335 "	315 "

<u>Skrov, alternativ B</u>	<u>1 stk.</u>	<u>30 stk.</u>	<u>1000 stk.</u>
Firma L	360 kkr	210 kkr	189 kkr
" M	270 "	231 "	214 "
" N	159 "	106 "	90 "
" O	345 "	310 "	259 "
" P	291 "	274 "	260 "

- 1) Eks. fagverk og ballast
 2) Inkl. overflatebehandling
 3) Pris i byrjinga av 1980

<u>Glasfiberskrov</u>	<u>1 stk.</u>	<u>30 stk.</u>	<u>1000 stk.</u>
Firma Q	315 ¹⁾ kkr	160 ¹⁾ kkr	120 ¹⁾ kkr

- 1) Sylinder og øvre halvkule.

<u>Ankerfeste</u>	<u>1 stk.</u>	<u>30 stk.</u>	<u>1000 stk.</u>
Firma R	600-700 ¹⁾ kkr	400-500 ¹⁾ kkr	
" S	1600 "	1150 "	700 "
" T	1300 ²⁾ "	330 ²⁾ "	200 ³⁾ "

- 1) Gravitasjonsanker utan wirefeste, dimensjonar ikkje spesifisert.
 2) Inkl. utviklingskostnad. Eks. wire og lastutjamnar.
 3) Eks. båtlege, wire, lastutjamnar o.a.

Tabell 2

Byggjekostnad for 1000 bøyar basert på lågaste pristilbod

Skrov, stål, alternativ B	90 kkr./bøye	
Fagverk og ballast (estimert)	35 "	
Overflatebehandling (tippa)	30 "	
Maskineri	495 "	
Ankerfeste	200 "	
Båtlege o.a. (tippa)	20	
<hr/>		
Sum kostnad for skrov, maskineri og ankerfeste	870 kkr/bøye	
Hus for turbin og generator (estimert)	10 kkr./bøye	
Turbin (3 MW)	50 "	
Generator (3 MW)	30 "	
Elektronikk (tippa)	10 "	
Diverse (tippa)	100 "	
<hr/>		
Sum hus, turbin etc.	200 kkr/bøye	
Montasje av utstyr (tippa)	30 "	
Utplassering av utstyr (tippa)	100 "	
<hr/>		
TOTAL KOSTNAD	1200 kkr./bøye	

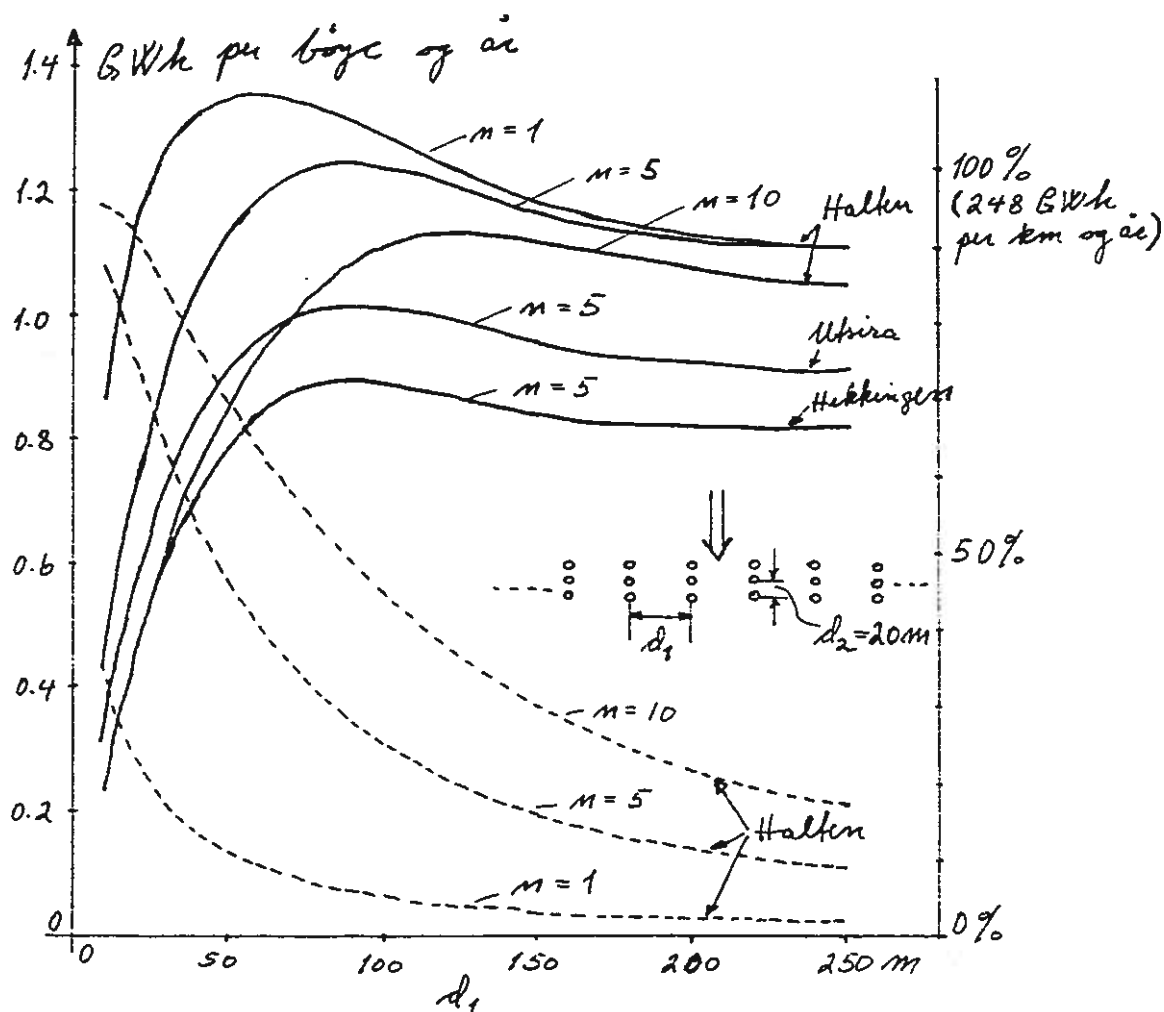


Fig.1. Teoretisk utrekna verdiar for årleg brutto energi-absorpsjon i bøyekraftverk. Dei fullt oppdregne kurvene (med skalaen til venstre) viser årleg brutto absorbert energimengd per bøye utrekna med grunnlag i målingar¹⁾ frå Halten (1972 - 77), Utsira (1970 - 77) og Hekkingen (1974 - 76). Energitransporten per m bølgefront er i tidsmiddel 28 kW, 21 kW og 15 kW, respektivt. Dei prikka kurvene (med skalaen til høgre) viser årleg brutto absorbert energimengd i prosent av den innfallande bølgeenergien ved Halten. Kraftverket er sett saman av n parallelle lange rekker i innbyrdes avstand $d_2 = 20$ m, medan avstanden mellom bøyane i kvar rekke er d_1 (som vist i den horisontale skalaen). Bøyane er sylinderforma med halvkuleforma botn. Sylinderen har diameter 6 m og høgd 8 m. I rekninga her er det gått ut frå at innfallsretninga for bølgiene er normalt på lengderetninga til kraftverket. Merk at bølgedataene er noko usikre på grunn av relativt kort registreringstid.

1) IKU, Bølgemålinger rundt Norskekysten. Resultater av analyserte bølgedata fra Utsira, Halten og Svendsgrunnen (februar 1978).

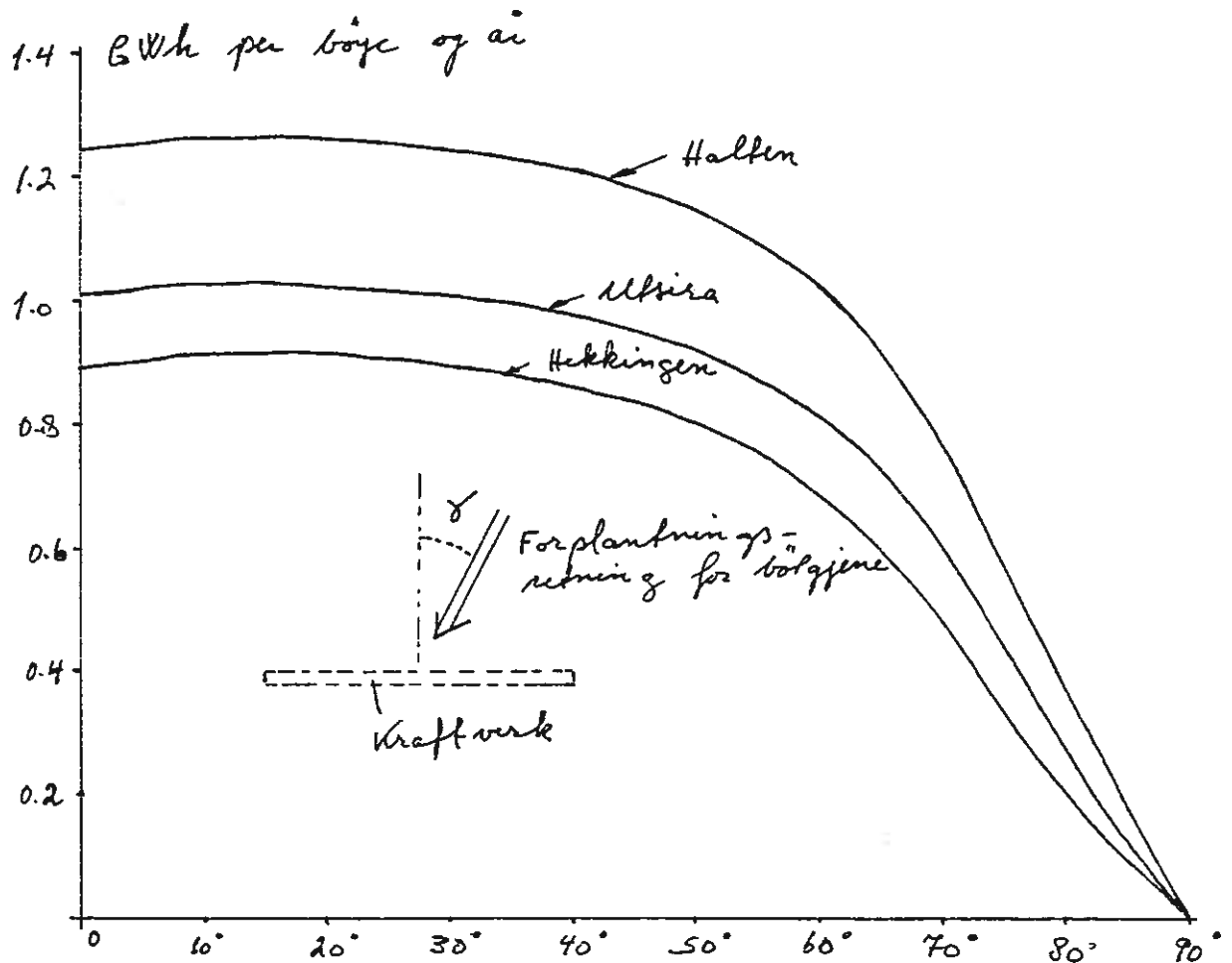


Fig. 2. Årleg brutto energiproduksjon per bøye som funksjon av innfallsretninga for bølgenes. Bølgjefronten lagar vinkelen γ med lengderetninga på bøyekraftverket, som er sett saman av $n = 5$ parallelle lange rekker i innbyrdes avstand $d_2 = 20$ m med innbyrdes avstand $d_1 = 80$ m mellom bøyanne i kvar rekke.

Orientering om bølgekraftverkprosjektet

Kværner Brug A/S og Institutt for eksperimentalfysikk, NTH samarbeider om eit bølgekraftprosjekt. Siktemålet med prosjektet er å utforska muligheten for økonomisk energiproduksjon frå havbølgjer.

Prosjektet, som har pågått sidan 1973, har i hovudsak vore konsentrert om utvikling av eit kraftverk sett saman av eit stort tal med optimalt styrte, identiske bøyar (bøyekraftverk). Hittil er det utført modellforsøk med slike bøyar i målestokk opp til 1:6.

Eit naturleg vidare steg i utviklingsarbeidet er å byggja ein modell i nær full målestokk og å prøva denne bøyen på kysten. I statsbudsjettet for 1979 er det foreslått nødvendige løyvingar til prosjektet. Utgiftene til bygging og utprøving av ein slik bøye vil bli ein storleiksorden større enn til tidlegare modellforsøk. Før det blir gjort vedtak om bygging av ein så stor modell er det difor nødvendig å foreta ein økonomisk analyse av denne typen bølgekraftverk.

Som utgangspunkt for ein slik analyse vil vi sjå på eit bøye-kraftverk som skissert i figur 1. Fleire like bøyar er grupperte kring ei felles plattform med turbin og generator. Kvar bøye verkar som ei styrt stempelpumpe der stempelet er forankra og sylindren går opp og ned med bøyen.

Eit kraftverk som skal plasserast utafor den norske vestkysten og produsera 1 TWh elektrisk energi i året (altså vel 1% av den norske energiproduksjonen i 1977) må innehalda storleiksorden 1000 bøyar eller grovt rekna 100 bøyegrupper som skisserte i figur 1. Med 100-150 meters avstand mellom kvar gruppe vil utstrekningen av heile bølgekraftverket vera ca. 10 - 15 km.

Dei største kostnadane i dette kraftverket er bøyeskrovet, det hydrauliske maskineriet i bøyen og ankerfestet. Andre, mindre og meir oversiktlege kostnadar er instrumentering, elektronikk, turbin, elektrisk generator og ilandføringskabel.

For å koma fram til ein realistisk investeringskostnad på skrovet, maskineriet og forankringa har styringskomiteen for prosjektet valt å be ei rekkje kompetente firma om ikkje-bindande pristilbod.

Det er alt i utgangspunktet klart at dersom eit bølgekraftverk av denne typen skal ha sjanse til å levera energi til ein konkurransedyktig pris, så må ein produksjonsmessig fullt ut gjera seg nytte av den vinsten som ligg i ei rasjonell framstilling av store seriar av identiske einingar.

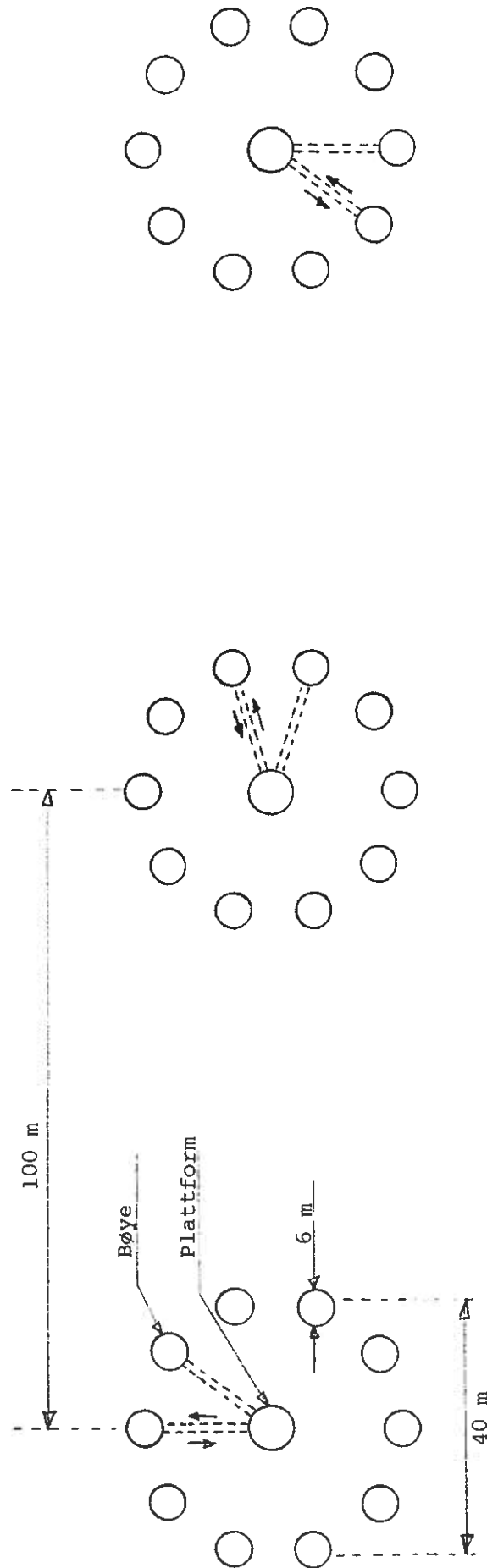
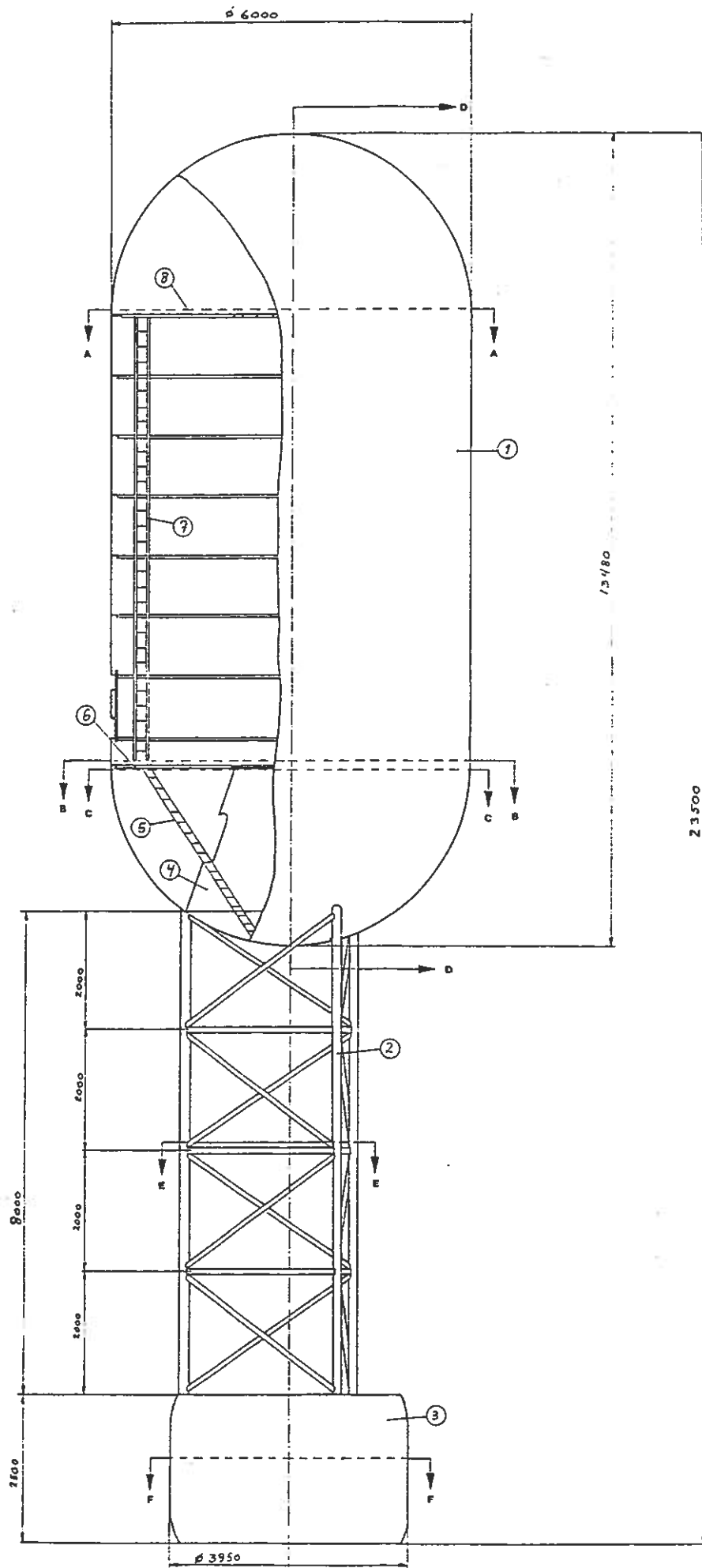


Fig. 1. Grupper av ti optimalt styrte kraftbøyar omkring ei foranka stillestående plattform. Kvar bøye inneheld eit hydraulisk maskineri som pumpar vatn eller ei anna hydraulisk væske gjennom ein stillestående slange til ein felles høgtrykkstank på plattform. Væska blir så ført i jamm straum gjennom ein turbin til ein lågtrykkstank og derifrå i slange tilbake til bøyan. Turbinen driv ein elektrisk generator med effekttyting ca 2 MW. Ein trefasa vekselstrømskabel fører energien i land og inn på samkøyringsnettet.





UNIVERSITETET I TRONDHEIM
NOREGS TEKNISKE HØGSKOLE
INSTITUTT FOR EKSPERIMENTALFYSIKK

RAPPORT OM FORSØK MED
BØLGJEKRAFTVERKSMODELL E-1,1-1,4.

K. BUDAL OG J. FALNES

1. Innleiing og samandrag

Denne rapporten gjeld modellforsøk med ei bølgeenergibøye gjennomført i desember 1978 ved Skipsmodelltanken i Trondheim. Til dette arbeidet vart det gjeve ei særskilt løyving (i samsvar med stortingsproposisjon nr. 9, 1978-79). I mai 1978 gav Statskraftverka - NVE til Institutt for eksperimentalfysikk eit forskot på løyvinga. Modellen vart bygd sommaren og hausten 1978. M.a. SINTEF, NSFI og A/S Cylinderservice hadde oppdrag med konstruering og bygging av modellen.

I bølgeenergiforskinga ved Institutt for eksperimentalfysikk har det serleg vore arbeidd med optimalt styrte bøyar, etter fasthaldingsprinsippet. Eitt konkret forslag til utforming av slike kraftbøyer gjer bruk av hydraulisk maskineri (type E). Det vart vedteke å byggja ein modell av denne bøyen. Føremålet med modellforsøket var:

1. Foreta funksjonstest av maskineriet.
2. Finna ut kor godt bøyen let seg styra i regulære bølger.
3. Måla den brutto absorberte energien og den disponible energien i regulære bølger.

Modellen vart bygd med eit skalert maskineri av den tenkte fullskala bøyen. Dette var turvande for å tilfredsstille pkt. 1. Ulempa er at friksjonskreftene i modellen blir relativt sett mykje meir dominerande enn i fullskala prototypen. Av denne grunn er det ynskjeleg å arbeide med så stor modell som råd. På den andre sida vil storleiken på bølgekanalen, disponible bølgehøgder og frekvensar avgrensa modellstorleiken. Som eit kompromiss valde vi målestokken 1:5,5. Med omsyn til friksjonskrefter relativt bølgekraftene er målestokken for liten, men med omsyn til bølgekanalen er målestokken for stor av di vi får for små bølger og simulerer for grunt vatn.

Eksperimentet vart i det store og heile vellukka. Maskineriet verka stort sett som det skulle. Vi oppnådde god fasestyring på bøyen i regulære bølger, men amplitudestyringa vart dominert av friksjonskrefter i systemet som viste seg å vera større enn venta. Den målte absorberte energien frå

bølgjene var større enn den teoretiske, noko vi trur kjem av vanskar med å måla den innkomande, uforstyrta bølgja.

I §2 gir vi ei utgreiing om verkemåten og maskineriet i den fullskala kraftbøyen E medan §§3 og 4 orienterer om utforminga av bøyemodellen. Vidare er sjølve eksperimentet omtalt i §§5 - 8. Endeleg gir §9 ein konklusjon for eksperimentet.

2. Verkemåten til kraftbøyen E

Figur 1 viser ei prinsippskisse av kraftbøyen.

Sjølve bøyen er sylindrisk med halvkuleforma botn.

Maskineriet består av 1 hydraulisk sylinder (S), 3 gassakkumulatorar (A, B, C) og 3 ventilar (V_1, V_2, V_3). Stempelstonga (G) er festa til ein forankringswire (W). I gassakkumulatoren C er det plassert ein peltonturbin P som får tilført væske i ein jamn straum frå gassakkumulatoren B.

Massen av bøyen og maskineriet er så liten at heile den sylindriske delen av skrovet ligg over vatnet når bøyen flyt fritt. Ved hjelp av gasstrykket i gassakkumulatoren A, blir bøyen pressa ned i sjøen. Gasstrykket etablerer eit væsketrykk i sylindren når ventilen V_1 er open, slik at det blir ei kraft på stempelet U. Sidan forankringswiren W er fast forankra i botnen, blir bøyen tvinga ned i sjøen. Likevektsstrykket i A er slik at bøyen blir pressa ned i sjøen til midt på den sylindriske delen av skrovet. Grunnen til dette er at wiren W skal bli forspent. Ein kan då tappa svingningsenergi ut av bøyen både på den oppovergåande og den nedovergåande rørsle og omforma denne energien til nytteenergi.

La oss i første omgang gå ut frå at ventilen V_1 er open heile tida. Vidare skal vi gå ut frå at ventilane V_2 og V_3 berre i liten grad verkar inn på svingerørsle. Vi vil då finna at utsvinget til bøyen stort sett følgjer det lokale bølgjeutsvinget, d.v.s. bøyen har sitt maksimale/minimale utsving samstundes med bølgja. Vidare vil vi finna at storleiken på utsvinget til bøyen stort sett er litt mindre enn bølgjeutsvinget.

Vurdert som energiabsorbator er ein slik bøye svært lite effektiv. For det første bør ikkje bøyen og bølga svinga i fase. Derimot bør forløpet til farten til bøyen vera i fase med bølgeutsvinget. Dette betyr (i sinusforma bølger) at bøyeutsvinget er 90° ute av fase med bølgeutsvinget. Dette er eit vilkår for at bøyen til ei kvar tid skal absorbera energi frå bølgjene. Forklaringa er denne: Eksitasjonskrafta som bølga øver på bøyen er stort sett i fase med bølga. Når då eksitasjonskrafta er i fase med farten til bøyen, betyr det at bølga alltid matar effekt (\propto kraft \times fart) inn i bøyen. Dersom kraft \times fart har negativt forteikn, vil det seia at energistraumen går motsett veg, altså frå bøyen til sjøen.

Eit anna moment som gjer ein bøye utan styrt rørsle ineffektiv, er at utsvinget til bøyen er så lite. Det går an å visa at det finst ein optimal svingningsamplitude på bøyen. Dersom bøyen har lite tverrmål, slik som det er tenkt her, skal bøyen faktisk svinga med maksimal amplitude (full slaglengd) i nær sagt alle bølgetilstandar, med unntak av svært roleg sjø.

Det vi altså må prøva å oppnå, er ein bøye som svingar med korrekt fase i forhold til bølgeutsvinget rundt bøyen og med korrekt (maksimal) utsvingsamplitude.

I konstruksjonen som er vist i figur 1, blir fasestyringa utført ved hjelp av ventilen V_1 og amplitudestyringa ved hjelp av ventilane V_2 og V_3 .

La oss til å byrja med sjå bort frå verknaden av ventilane V_2 og V_3 og berre studera funksjonen til ventilen V_1 . Denne ventilen blir brukt til å låsa vertikalposisjonen til bøyen fast i kontrollerbare tidsintervall av kvar bølgesyklus. Dersom f.eks. V_1 blir lukka i den augneblinken bøyen er i sin nedre utsvingsposisjon (farten til bøyen og dermed også væskestraumen er då null), vil den innestengde væska i sylinderromet syta for at bøyen ikkje kan gå oppover. På grunn av dei store oppdriftskreftene på bøyen vil sjølvstøtt trykket i sylindern S auka. (Vi skal førebels rekna at trykket i gassakkumulatoren B er så stort at ventilen V_2 ikkje opnar.) Dersom V_1 blir lukka, medan bøyen er i sin øvre utsvingsposisjon, vil bøyen også bli halden fast på grunn av oppdriftskreftene som verkar på bøyen (merk at bøyen ligg høgt i sjøen når han flyt fritt).

I denne posisjonen er trykket i sylindere relativt lite. (Vi skal førebels rekna at trykket i gassakkumulatoren C er så lite at ventilen V_3 ikkje opnar). Vi ser altså at vi kan låsa bøyen fast både i den øvre og i den nedre utsvingsposisjonen ved hjelp av ventilen V_1 .

Fasestyringa blir nå utført slik som illustrert i figur 2. Figur 2a viser bølgeutsvinget rundt bøyen, medan den prikkete lina i figur 2b viser bøyeutsvinget som funksjon av tida. Ved tida $t = 0$ er bøyen fastlåst i sin øvre posisjon. Bølgeutsvinget er då nær sin maksimalverdi. Ved tida $t = t_1$ blir ventilen V_1 opna, slik at bøyen blir sleppt fri. Han vil då forholdsvis raskt gå ned i sjøen og nå sin nedre utsvingsposisjon ved tida $t = t_2$. Ved dette tidspunktet, idet farten er null, blir ventilen V_1 lukka på nytt, med det resultat at bøyen blir fastlåst i denne posisjonen. Legg merke til at i tidsintervallet mellom t_1 og t_2 er bølgeutsvinget nær sin minimumsverdi. Krafta frå bølge på bøyen er då maksimal og er retta nedover, samstundes som bøyen sjølv går nedover. Her er med andre ord kraft og fart retta same vegen, og det betyr at energi er overført frå bølge til bøyen.

Bøyen blir nå halden fast inntil tidspunktet $t = t_3$. Då blir ventilen V_1 opna att, og bøyen svingar raskt over til sin øvre utsvingsposisjon der V_1 igjen blir lukka. Merk at rørsla til bøyen skjer medan bølgeutsvinget er tilnærma maksimalt. Krafta frå bølge er då også tilnærma maksimal og er retta oppover, d.v.s. har same retning som farten til bøyen. Resultatet er igjen at energi blir overført frå bølge til bøyen.

Poenget er altså at bøyen skal gå nedover i sjøen når han er i ein bølgedal og gå oppover i sjøen når han er i ein bølgetopp. Som ein forstår kan ein få dette til ved å opna og lukka ventilen V_1 på dei rette tidspunkt.

Av di bøyen heile tida mottar energi frå bølgene betyr det at svingningsamplituden vil auka. På den andre sida vil bøyen tapa energi i og med at han strålar ut ei ringforma bølge. Dersom bøyen ikkje blir dempa på anna vis, vil svingningsamplituden til slutt bli så stor at energiabsorpsjonen er

lik energiutstrålinga. For dei bøyedimensjonar vi her tenkjer oss er i røynda denne amplituden oppnåeleg berre for sær s låge bølgjer.

Rørsla til bøyen blir i hovudsak dempa ved at det for kvar svingesyklus blir pumpa væske frå lågtrykksbeholdaren C til høgtrykksbeholdaren B. Det arbeidet som dermed blir utført, representerer nytteenergien som systemet kan levera. Ein må passa på at dempinga ikkje blir større enn at bøyen heile tida svingar med praktisk tala maksimalt mogeleg utslag. Då blir ei maksimal mengd med bølgjeenergi overført til nytteenergi.

I det skisserte systemet skjer amplitudestyringa ved hjelp av akkumulatorane B og C og tilbakeslagsventilane V_2 og V_3 . Figur 2c viser trykkforløpet i dei ulike delar av systemet. Merk at det skjer ein trykkauke i sylindern S (p_S) når V_1 blir lukka medan bøyen er i nedre utsvingsposisjon. Denne trykkauken er sjølvstøtt avhengig av kor langt neddykka bøyen er, av di trykket p_S er direkte proporsjonalt med oppdriftskreftene. Ein sørger nå for å leggja trykket p_B i gassakkumulatoren B slik at $p_S = p_B$ når bøyen er omlag maksimalt neddykka. Då vil ventilen V_2 opna straks nedre utsving overskrid dette nivået. Tilsvarande vil trykket p_S i sylindern vera minimum når bøyen blir halden fast i øvre utsvingsposisjon. Ein sørger nå for å leggja trykket p_C i gassakkumulatoren C på eit slikt nivå at $p_S = p_C$ når bøyen omlag flyt i sin høgast mogelege posisjon. Då vil ventilen V_3 opna straks øvre utsving overskrid dette nivået. På denne måten fastlegg vi både øvre og nedre utsvingsposisjon ved hjelp av trykka p_B og p_C . Merk at ventilane V_2 og V_3 ikkje trer i funksjon før desse utsvingsposisjonane er nådd. Rørsla er m.a.o. praktisk tala udempa for mindre utsving og amplituden vil difor auka inntil han stabiliserer seg på maksimalverdien der dempinga inntrer.

Av di sylindern S kommuniserer med akkumulatorane B og C når bøyen svingar med fullt utslag, vil bøyen ikkje vera heilt fastlåst sjølv om ventilen V_1 er lukka. Utsvinget til bøyen i denne situasjonen er vist ved den fullt oppdregne kurva i figur 2b. Merk at medan V_1 er lukka er endringa i utsvinget til bøyen direkte proporsjonalt med bølgjeutsvinget. I tida $t = t_2$ til $t = t_3$ blir væske ført inn i akkumulatoren B og

mengda er større di meir vassyta har heva seg i løpet av dette tidsromet. Tilsvarande vil vêske bli tappa frå C i tidsromet $t = 0$ til $t = t_1$ og mengda er igjen avhengig av endringa i vassnivået. Nettoresultatet av ein heil svingesyklus er at vêske er overført frå C til B via sylindren S. Denne vêska blir ført attende frå B til C i ein jamn straum over peltonturbinen P.

Det blir sjølvsagt ein viss trykkfluktuasjon i akkumulatorane B og C når vêske blir pumpa inn og ut av beholdarane. I figur 2c er desse variasjonane neglisjert. Vêskemengda som går inn og ut av behaldaren A er derimot, relativt sett, mykje større og vi har difor indikert at p_A varierer med tida.

Det er ikkje noko i vegen for at ein eller fleire av gassakkumulatorane i figur 1 kan liggja utafor bøyen. I modellen er B og C lagt utafor bøyen. Dels var dette praktisk med tanke på modelleksperimenta. Dessutan tenkjer vi oss at dette eventuelt kan bli den beste løysinga ved eit fullskala kraftverk. Her kan vi tenkja oss at B og C er felles for ei heil gruppe med bøyar ved hjelp av hydraulisk samankopling. Gassakkumulatorane B og C ligg i ein separat, fast bøye. Fordelen med dette er at den felles turbinen og generatoren då blir større og, relativt sett, billegare. Vidare vil generatoren kunna liggja i ro, slik at kraftoverføring til land blir mindre problematisk.

3. Konstruktiv utforming av bøyemodellen

Utgangspunkt for modellen er ein fullskala bøye med diameter lik 6 m og sylindrehøgde lik 8 m. For modellen valde vi diameter og høgde lik 1,1 m og 1,40 m, respektivt. Dette svarar til modellskala ca. 5,5.

Figurane 3 - 5 viser samanstillingsteikningar for maskineriet i bøyen. Konstruksjonsarbeidet vart utført av SINTEF avd. 18 med laboratorieingeniør A. Kjølle som konsulent. Maskineriet vart bygd av SINTEF avd. 17, bortsett frå hovudsylindren som vart laga av Cylinderservice.

Ventilen V_1 i figur 1 som i detalj er vist i figur 5 er

ein tilbakeslagsventil, d.v.s. ventilen er open i ei retning og er lukka for væskestraum i motsett retning. Men ventilen er slik utforma at strøymingsretninga kan omkoplast ved hjelp av ein standard magnetisk styrt, hydraulisk ventil som kan tilkoplast V_1 . Denne ventilen er ikkje vist på figur 5. Nå er det ein eintydig samanheng mellom rørsleretninga til bøyen og strøymingsretninga gjennom ventilen V_1 . Det følgjer då at når bøyen kjem til sin maksimale eller minimale utsvingsposisjon og skal snu rørsleretning, vil ventilen V_1 lukka seg og bøyen blir halden fast. Ein har altså ein rein hydraulisk mekanisme som automatisk stoppar bøyen i ytterpunkta. Ved å kopla om den magnetiske ventilen vil bøyen bli sleppt laus att.

Figur 6 viser ei prinsippskisse av tappemekanismen for den disponible energien. Dette utstyret vart bygd av Cylinder-service. I staden for å la den disponible trykkenergien gå inn på ein turbin eller hydraulisk motor, lar vi denne energien i modellforsøket bli dissipert som varme i ein strupeventil.

4. Styringselektronikk

Figur 2 viser at bøyen skal sleppast laus like før bølgetopp og like før bølgedal. Sidan vi har valt å måla bølga i nærleiken av bøyen, betyr dette at vi må kunna rekna oss til når neste bølgetopp eller neste bølgedal vil nå bøyen.

I modelleksperimentet vart dette gjort på følgjande vis: Ein lett flåte med eit akselerometer ombord vart plassert i bølgerenna på same høgd som bøyen. Signalet frå akselerometeret vart nytta som inngangssignal til ein analogikrets som genererte ein signalpuls eit justerbart tidsintervall føre neste bølgetopp eller bølgedal. Signalpulsen styrte i sin tur ein elektronisk brytar som opna eller lukka straumtilførsel til den magnetisk styrte, hydrauliske ventilen. På denne måten kontrollerte vi kor lang tid føre bølgedal eller bølgetopp bøyen skulle sleppast fri.

Figurane 7 og 8 framstiller skjematisk verkemåten til analogikretsen.

5. Eksperimentell oppstilling

Bøyen er plassert midt i bølgerenna som er $d = 10,5$ m brei og $h = 5,8$ m djup. Sjå fig. 9. Skrovet, som er laga av glasfiberarmert plast, er forma som ein sylinder med halvkuleforma botn. Diameteren er 1,1 m. Sylinderhøgda er 1,4 m, slik at bøyeskrovet har ei totalhøgde ca. 2,05 m. Vekta av bøyen er ca. 350 kg når betongballast og maskineri er medrekna.

Inni bøyen er eit hydraulisk maskineri med ei stempelpumpe som har slaglengd 1,5 m. Stempelet er halde i fast vertikal posisjon gjennom ei stempelstong, eit ståltau og eit ankerfeste. Pumpa tener både til å styra svingerørsla av bøyen og til å tappa energi frå bøyen ved å pumpa hydraulisk væske (olje) inn i ein høgtrykk tank og ut frå ein lågtrykk tank. Desse to tankane, som er plasserte på land, står i samband med pumpa gjennom to trykkslangar.

Som det går fram av fig. 10, blir det frå den eine enden av bølgerenna sett opp ei bølge som forplantar seg mot bøyen og mot den absorberande stranda i andre enden av renna. Bølgja set bøyen i svingingar. For å få maksimalt energioptak skal bøyen gå med størst fart oppover når den innkomande bølgja har ein topp, og nedover når ho har ein dal. Denne optimale svingerørsla oppnår vi ved følgjande styremetode:

Eit akselerometer i ein lett flåte ved sida av bøyen (sjå fig. 9) gjev signal til eit elektronisk styresystem. Dette sender ein elektrisk puls som opnar ein ventil i det hydrauliske systemet, slik at bøyen får starta med å gå oppover eller nedover ei viss tid, ca. $T_0/4$, før det blir ein bølgetopp eller bølgedal, respektivt. Her er $T_0 = 1,5$ s eigenperioden til bøyen.

Det brukte elektroniske systemet er temmeleg enkelt. Det skal, med ein frist $T_0/4$, prediktera når vassflata har null vertikalfart, $\eta'(t) = 0$. Prediksjonen er her basert på å tilnærma fartfunksjonen $\eta'(t)$ med ei Taylor-rekkje med berre to ledd (sjå figurane 7 og 8). Dette prediksjonsprinsippet kan gje gode resultat berre når bølgeperioden T er stor jamført med eigenperioden T_0 .

6. Registreringar

Følgjande storleikar er målte og registrerte digitalt på magnetband:

- Hiv-, jag- og stampe-rørsler for bøyen er målt med eit optisk registreringsutstyr ("selspot").
- Vertikal kraft på bøyen er målt med ei kraftcelle (kraft-ring med strekkappar) som er plassert i forankrings-tauet. Fig. 9.
- Akselerasjonen er målt med eit akselerometer oppå bøyen.
- Bølgja er målt med ein resistiv totrådsonde som er plassert ca. 14 m framføre bøyen. Sjå fig. 10.
- Momentet i det lange røyret, som er montert til undersida av bøyen (fig. 9), er målt med strekkappar.
- Trykket i trykktankane er målt med piezoresistive trykkmålarar. (Kistler 4043 A.)
- Straumen av hydraulisk væske som går frå høgtrykktanken gjennom ein strupeventil til lågtrykktanken, er målt med ein væskestrømmålar (Webster LT 10).

Den største måle-uvissa i registreringane ligg i bølgjemålinga. Frå andre eksperiment veit vi at den uforstyrta, innfallande bølgja (som inngår i utrekningane) er vanskeleg å finna reint eksperimentelt. Dette kjem m.a. av refleksjonar frå stranda, tverrsvingningar i kanalen, generering av bølgjer frå den svingande bøyen o.a. Det krev nitide målingar i bølgjekanalen for å kartlegge desse forholda. Slike målingar hadde vi ikkje høve til å gjera innafor ei forsvarleg tidsmessig og økonomisk ramme.

Den registrerte bølgja representerer ikkje den innfallande bølgja i det denne er overlagra bølgjer som er generert av bøyen. Det nødvendige teoretiske apparatet ligg føre til at ein kan finna den uforstyrta innfallande bølgja. Men dette har som føresetnad at det er etablert stasjonære forhold i bølgjekanalen. Nå viste det seg at vi berre fekk 5 til 10 bølgjer som var tilnærma harmoniske. Dei etterfølgjande bølgjene hadde sterkt uregelmessig form. Dette forholdet gjer det ytterlegare vanskeleg å estimera den innfallande bølgja.

Vi estimerer at den innkomande bølga ikkje er bestemt betre enn $\pm 10 - 20\%$. Dette resultatet er delvis basert på tidlegare røynsler i mindre bølgerenner. I forhold til denne store uvissa er andre målefeil neglisjerbare.

7. Funksjonsprøving

I løpet av eksperimenta viste det seg at bøyekonstruksjonen var hefta med nokre feil.

For det første var pakningsfriksjonen mot stempelstong og sylinder større enn venta. Det var nytta teflonpakning for å redusera friksjonen. I følgje data for denne pakningen skulle friksjonen vera relativt liten (≈ 20 N pr pakning). I røynda vart pakningane aldri fullgode verken m.o.t. friksjon eller tetning, truleg av di toleransane for stempelet og sylindere ikkje heldt mål. I følgje målingar i laboratoriet før eksperimenta i bølgekanalen estimerte vi at den samla pakningsfriksjonen var omlag dobbelt så stor som spesifisert. Vidare vart det observert vesentleg oljelekkasje. Det vart likevel vedteke å kjøra eksperimentet i bølgekanalen som planlagt idet lekkasjen ikkje var større enn han kunne tolererast på den forholdsvis korte tida eksperimenta varte.

Etter at bøyen kom på vatnet, observerte vi ein auke i pakningsfriksjonen av di det etter kvart skulle større bølger for å få bøyen til å røra på seg. Grunnen kan vera at det har kome vatn inn på teflonpakninga på stempelstonga, slik at pakningen har trutna.

Ved utprøving på land fann vi at låseventilen V_1 ikkje låste tilfredsstillande med vanleg hydraulikkolje i systemet. Men ved å nytta tynn hydraulikkolje utblanda med "white spirit" fekk vi god låsing under laboratorieforhold (som dynamisk ikkje heilt svarte til driftsituasjonen i bølgekanalen).

Under modelleksperimenta viste det seg at bøyen hadde relativt store jagerørslar. Dette kjem av at eigenperioden for jaging p.g.a. det relativt grunne vatnet (ca. 30 m i full skala) kom for nær bølgeperioden. For å hindre bøyen å slå inn i instrumentvogna vart jagerørsla difor redusert v.h.a.

snorer mellom bøyen og kanalveggen.

I fig. 11 er det vist eit eksempel på registrering av bølga og av det vertikale utsvinget (hivrorsla) til bøyen med optimal fasestyring. Då avstanden mellom bøyen og bølgesonden er ca. 14 m, som i dette tilfellet ($T = 3,1$ s) er omlag ei bølglengd, har den innkomande bølga ved bøyen omlag same fasen som i den viste bølgerregistreringa i fig. 11. I utgangspunktet ligg bøyen i midtstilling, $\zeta \approx 0$. Når styring blir kopla til, syter ventilopning for at bøyen kan gå oppover når der er ein bølgetopp og nedover når der er ein bølgedal. Bølga matar då maksimalt med energi til bøyen, og utsvingsamplituden veks i kvar svingesyklus inntil amplituden når ein viss verdi der opptaket av innfallande bølgeenergi i bøyen er balansert av energileveranse (inkludert friksjonstap og utstråling).

Ein legg merke til at det er ein spiss på utsvingskurva for bøyen i samband med låseoperasjonen i øvre og i nedre posisjon. Dette kjem av at låsinga ikkje er heilt perfekt og dels også p.g.a. elastisiteten i forankringswiren.

Bortsett frå innvendinga som er nemnt ovafor, viser figur 11 at fasestyringa for systemet verkar heilt etter føresetnaden. Merk at bøyen har ein utsvingsamplitude som er ca. 5 gonger bølgeamplituden.

8. Eksperimentelle resultat

a) Bølgekrefter på stillestående bøye

Figur 12 viser bølgeutsvinget og eksitasjonskrafta frå bølga på den stillestående bøyen. Middelveien av bølgeamplituden i serien er $\eta_0 = 5,70$ cm, medan den middels kraftamplituden er $F_{e0} = 290$ N. Dette gir det eksperimentelle forholdstalet.

$$\kappa_{\text{eksp}} = \frac{F_{e0}}{\eta_0} = \frac{290}{0,0570} \frac{\text{N}}{\text{m}} = 5090 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Av figur 12 ser vi at bølgeperioden er $T = 3,15$ s. Ved

denne perioden er den teoretiske verdien for κ_0

$$\kappa_{\text{teor}} = 5500 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Den eksperimentelle κ -verdien avvik 8% frå den teoretiske og ligg altså innafor den estimerte eksperimentelle feilgrensa.

Ein tilsvarande måling ved peroden $T = 3,10$ s gav som resultat $\kappa_{\text{eksp}} = 5200 \frac{\text{N}}{\text{m}}$. I dette tilfellet er den teoretiske verdien $\kappa_{\text{teor}} = 5400 \frac{\text{N}}{\text{m}}$.

Målingane av eksitasjonskrafta frå bølgljene med denne modellen (målestokk 1:5,5) er såleis godt i samsvar med tidlegare målingar på mindre modellar (målestokk 1:100 og 1:40).

b) Energiabsorpsjon frå bølgljene

Krafta $F(t)$ i wiren blei målt v.h.a. ei kraftcelle (sjå figur 13). Vidare blei bøyetsvinget $\zeta(t)$ målt (sjå figur 11) ved hjelp av Selspot-instrumentet til Skipsmodelltanken (standard utstyr). Det viste seg at Selspot-instrumentet var upålitande idet kalibreringsfaktoren varierte vesentleg i løpet av eksperimentet. Kalibreringsfaktoren for instrumentet blei difor korrigert på basis av eit akselerometer plassert på bøyen.

Følgjande rekneoperasjon blei så utført ("on line")

$$E(t) = \int_0^t F(t) \cdot d\zeta$$

$E(t)$ representerer den akkumulerte energien som bøyen har absorbert frå bølgljene. Fig. 14 viser eit døme på eit slikt rekneresultat. Vinkelkoeffisienten til denne kurva gir sjølv- sagt den absorberte effekten. Merk at kurva er forholdsvis glatt trass i at krafta $F(t)$ har kraftige tidsvariasjonar som vist i figur 13. Dette kjem av at bøyen står stort sett i ro ($\Delta\zeta \approx 0$) medan krafta er størst og flukturerer mest.

Den teoretiske absorberte middeleffekten i harmoniske bølgljer finn vi på følgjande vis

$$P_{\text{teor}} = \frac{1}{2} F_{e0} \omega \zeta_0 - \frac{1}{2} R(\omega \zeta_0)^2$$

Her er F_{e0} amplituden til eksitasjonskrafta og ω vinkel-
frekvensen til bølga, ζ_0 er amplituden til den 1. harmoniske
komponenten til bøyetsvinget og $R = R(\omega)$ er strålingsresi-
stansen til bøyen når denne oscillerer harmonisk med vinkel-
frekvens ω . I røynda er uttrykket ovafor berre tilnærma korrekt
idet vi har neglisjert energitapet representert ved utstråling
av overharmoniske komponentar. Men analysen viser at dette
energitapet er neglisjerbart ved dette eksperimentet.

I figur 15 er vist samanhengen mellom teoretisk og eks-
perimentell absorbert energi for ulike måleserier med optimal
fasestyring. Det går fram av figuren at dei eksperimentelle
verdiane ligg ca. 30% over dei teoretiske. I tidlegare eksperi-
ment har vi fått bra samsvar mellom teori og eksperiment. Vi
reknar difor med at avviket i dette tilfellet i hovudsak kjem av
problem med å måla den innfallande bølgeamplituden korrekt (sjå
merknad om dette på s. 9 og 10).

c) Disponibel energi

Dempemekanismen for systemet var utforma som vist skje-
matisk i figur 6. Her blir det pumpa olje frå ein høgtrykkstank
til ein lågtrykkstank via ein strupeventil. Olja blir pumpa
frå sylindern og inn i høgtrykkstanken medan bøyen er fastlåst
i nedre posisjon.

Figurane 16 og 17 viser oljetrykket i høgtrykkstanken
(p_B) og lågtrykkstanken (p_C), respektivt, medan figur 18
viser oljestrømen Q mellom tankane. Endeleg viser figur 19
produktet $(p_B - p_C)Q$, som representerer den effekten som
prinsipielt er disponibel i systemet. Som ein ser er denne
effekten, etter at stabile forhold har etablert seg ca. 50 W.
Den målte absorberte effekten frå bølgaene i det same eksperi-
mentet er til samanlikning 240 W. Det følgjer at det meste av
energien går tapt som friksjonstap og viskøse tap andre stader
i systemet. Dette er i høg grad ein modelleffekt som vi var
merksam på då modellen vart bygd, sjølv om dei indre tapa vart
større enn vi hadde rekna med (sjå §7).

Opphavet til desse tapa er som følgjer:

α) Pakningsfriksjon mot stempelstong og sylinder

I følgje dynamiske målingar i laboratoriet før eksperimenta i bølgekkanalen estimerer vi at denne friksjonen åleine vil gi eit effekttap på ca. 50 W med bøyeutsving på ca. ±50 cm og bølgeperiode $T = 3$ s. I tillegg observerte vi ei gradvis forverring i friksjonsforholda etter at bøyen var komen på vatnet.

β) Tap i låseventilen

Etter sin verkemåte er det eit visst trykkfall over ventilen V_1 medan bøyen er i rørsle. I tillegg blir det tap p.g.a. upresis låsing av ventilen (ventilen låser ikkje nøyaktig idet bøyefarten er null).

γ) Tap p.g.a. fjøring i wiren

Wiren er fleksibel. Når bøyen er låst i nedre posisjon er det lagra potensiell energi i wiren av di han er elastisk. Denne energien går stort sett tapt når bøyen blir sleppt fri. Fjøringstapet er lite i forhold til andre tap.

ζ) Hydrauliske tap i røyrsystem

Av figurane 16 og 17 ser ein at olja blei pumpa inn i høgtrykkstanken og sugd frå lågtrykkstanken støyttvis (rask trykkendring idet bøyen blir låst). Dette kjem dels av upresis låsing av ventilen V_1 og dels av fjøringa i forankringswiren. Den støyttvise oljestraumen gir sjølvstøtt vesentleg større strøymingstap enn ved jamn oljestraum. Storleiken på tapet er vanskeleg å estimera.

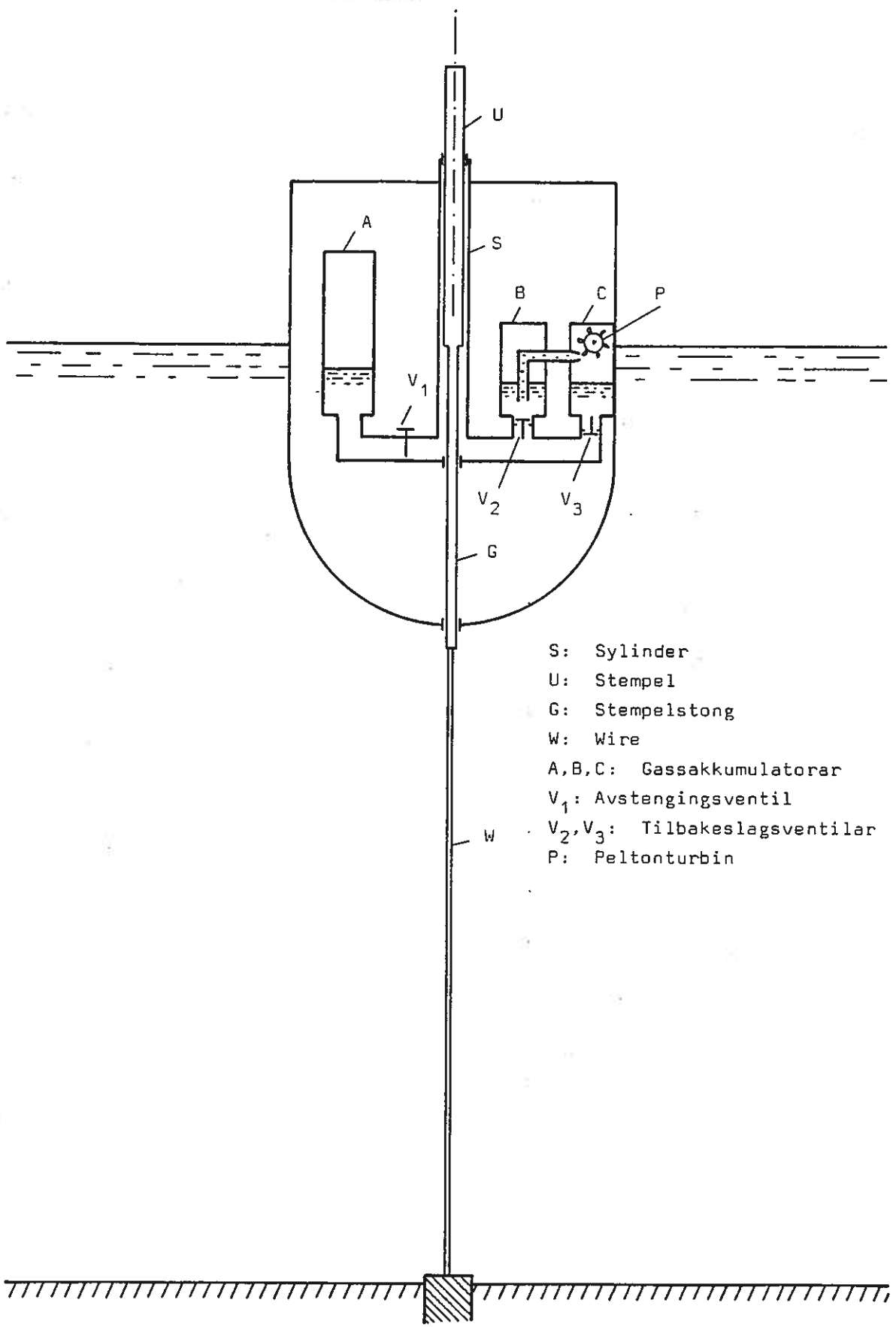
ε) Viskøse tap mot bøyekroppen

Av di bøyen går opp og ned i vatnet oppstår det viskøse tap. Desse tap kan estimerast å utgjera ca. 25 W med bøyeutsving på ca. ±50 cm.

9. Konklusjon

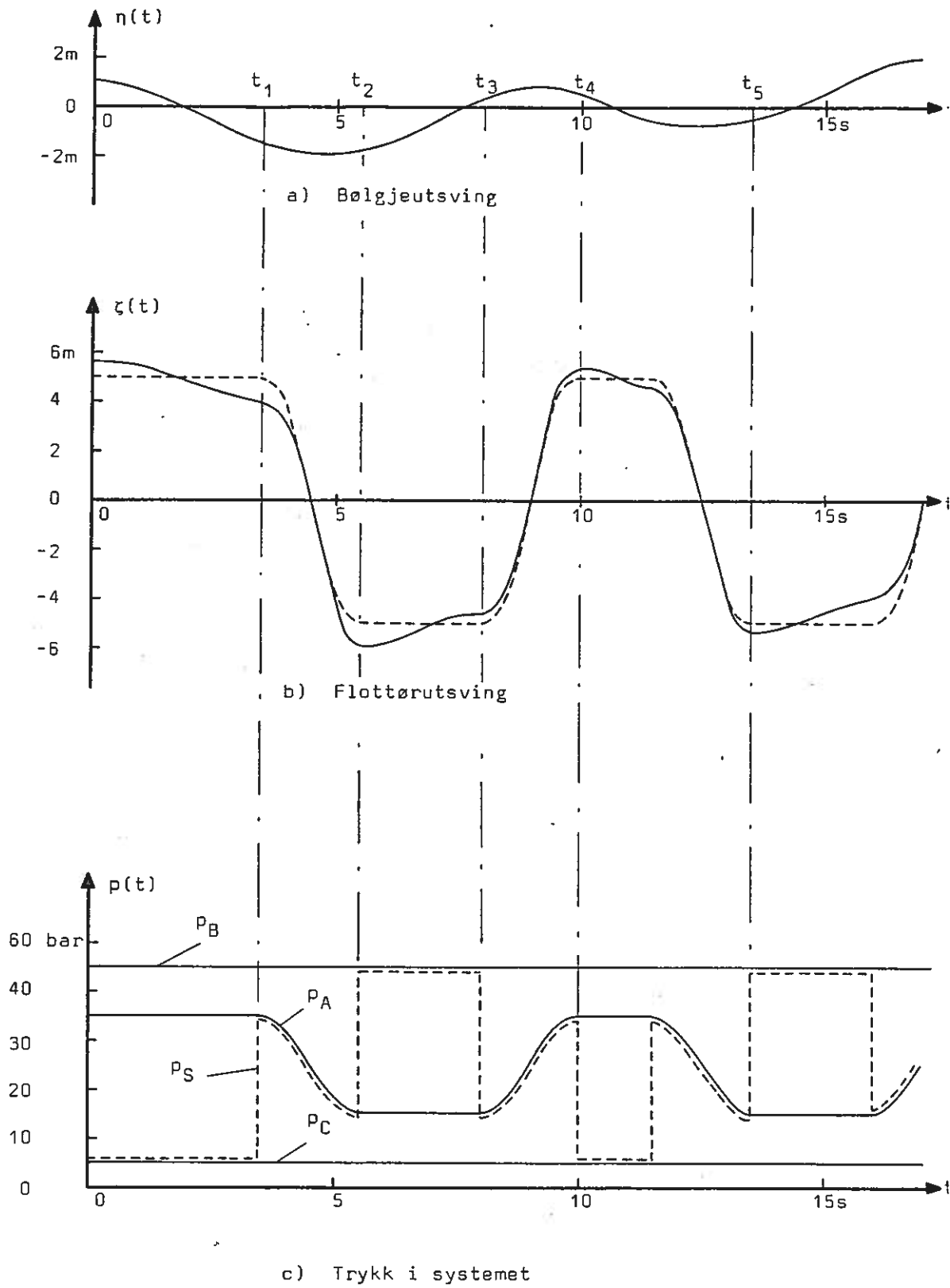
Bøyekonstruksjonen funksjonerte reint mekanisk etter føresetnadene bortsett frå at den mekaniske friksjonen var større enn venta. Det er all mogeleg grunn til å tru at ein fullskala bøye med tilsvarande maskineri kan realiserast. For denne vil mekanisk friksjon vera neglisjerbar.

Fasestyringa til bøyen i regulære bølger verka fullt ut tilfredsstillande og den absorberte energien frå bølgjene var, innafor eksperimentelle feilgrenser, i samsvar med den utvikla teorien. Dette viser at vi har tilgjengeleg det teoretiske apparatet til å fastleggja kor mykje energi ein gitt konstruksjon i gitte bølger vil absorbera.

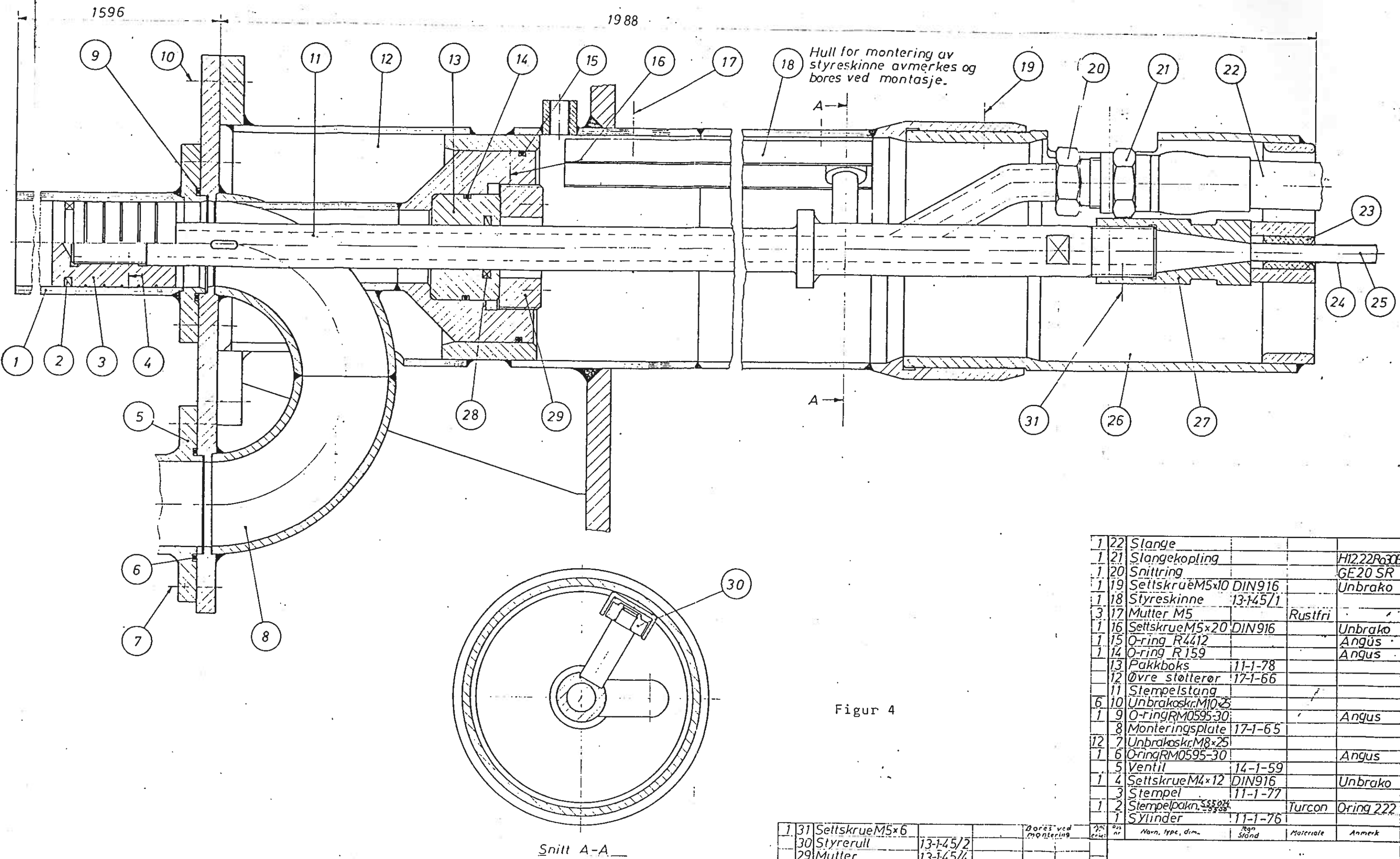


- S: Syllinder
- U: Stempel
- G: Stempelstong
- W: Wire
- A, B, C: Gassakkumulatorar
- V₁: Avstengingsventil
- V₂, V₃: Tilbakeslagsventilar
- P: Peltonturbin

Figur 1. Prinsippskisse av kraftbøyen E.



Figur 2. Fasestyring av kraftbøyen.

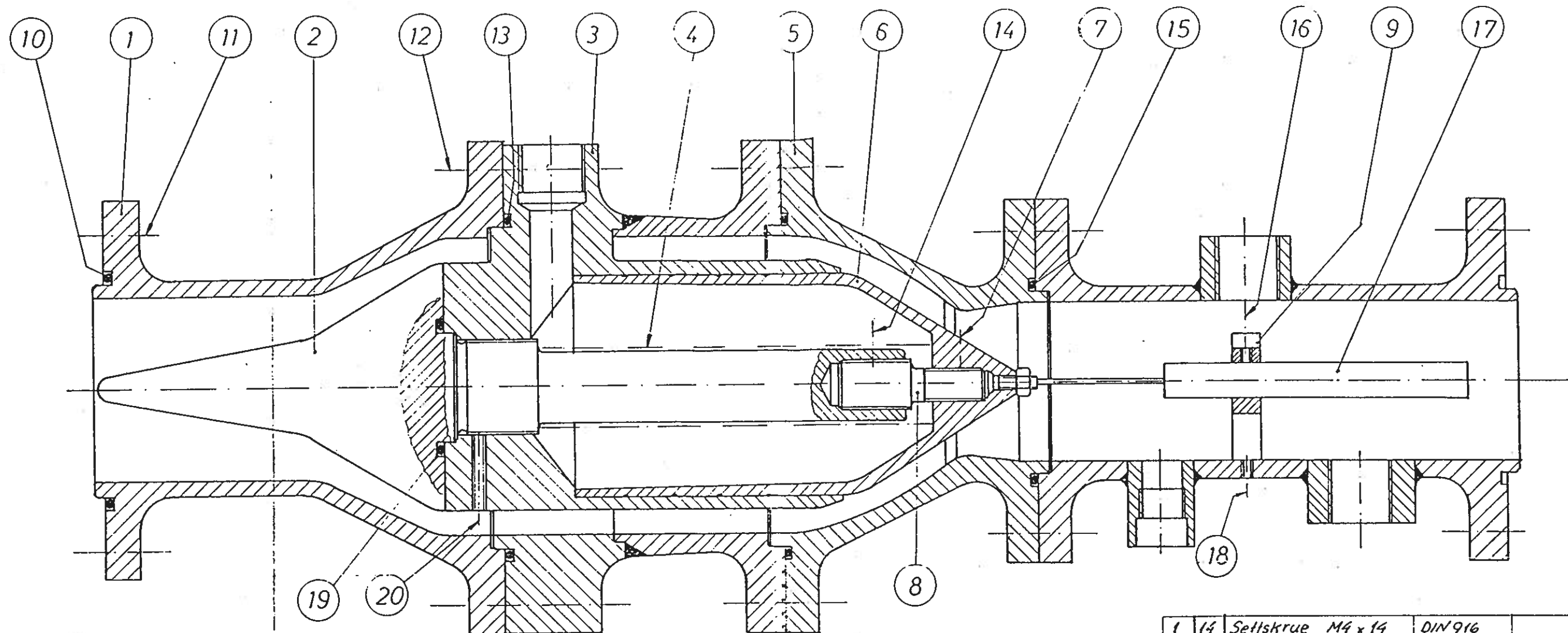


Figur 4

Antall	Navn	Type	dim.	Materiale	Anmerk.
1	31	Settskrue	M5x6		
	30	Styrerull	13-145/2		
	29	Mutter	13-145/4	Turcon	
	28	Pakn.f. stempelstang			
	27	Støpekan	13-145/3		
	26	Nedre støtterør	17-165		
1	25	Stålwire	Ø10		
1	24	Plaststange	Ø11/10		
1	23	Foring	13-145/5		

1	22	Slange			
1	21	Slangekopting			H12,22Pø308
1	20	Snittring			GE20 SR
1	19	Settskrue	M5x10 DIN916		Unbrako
1	18	Styreskinne	13-145/1		
3	17	Mutter	M5	Rustfri	
1	16	Settskrue	M5x20 DIN916		Unbrako
1	15	O-ring	R4412		Angus
1	14	O-ring	R159		Angus
	13	Pakkboks	11-1-78		
	12	Øvre støtterør	17-1-66		
	11	Stempelstang			
6	10	Unbrakoskr.	M10x25		
1	9	O-ring	RM0595-30		Angus
	8	Monteringsplate	17-1-65		
12	7	Unbrakoskr.	M8x25		
1	6	O-ring	RM0595-30		Angus
	5	Ventil	14-1-59		
1	4	Settskrue	M4x12 DIN916		Unbrako
3	3	Stempel	11-1-77		
1	2	Stempelpakn.	SS304		Turcon
1	1	Sylinder	11-1-76		

Date	Antall/teg	Tegnel	Måsst.	Maskinkonstruksjon
23.06.66	97	175	1:1	NTH-SINTEP
BØLGEKRAFTVERK Snittegning gjennom maskiner i dupp				17-1-67
Tegn nr 17-1-68				Prosj.nr. 180481

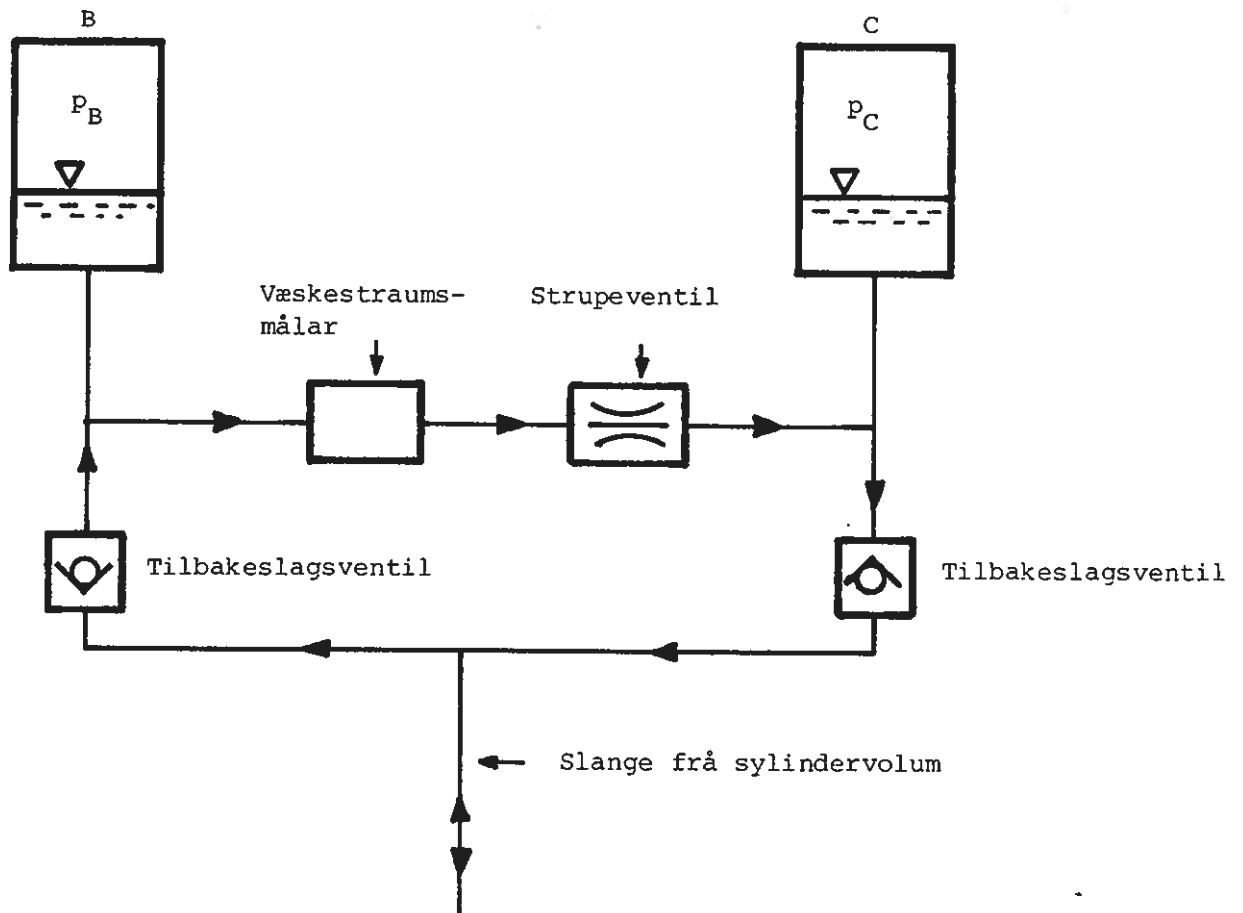


Figur 5

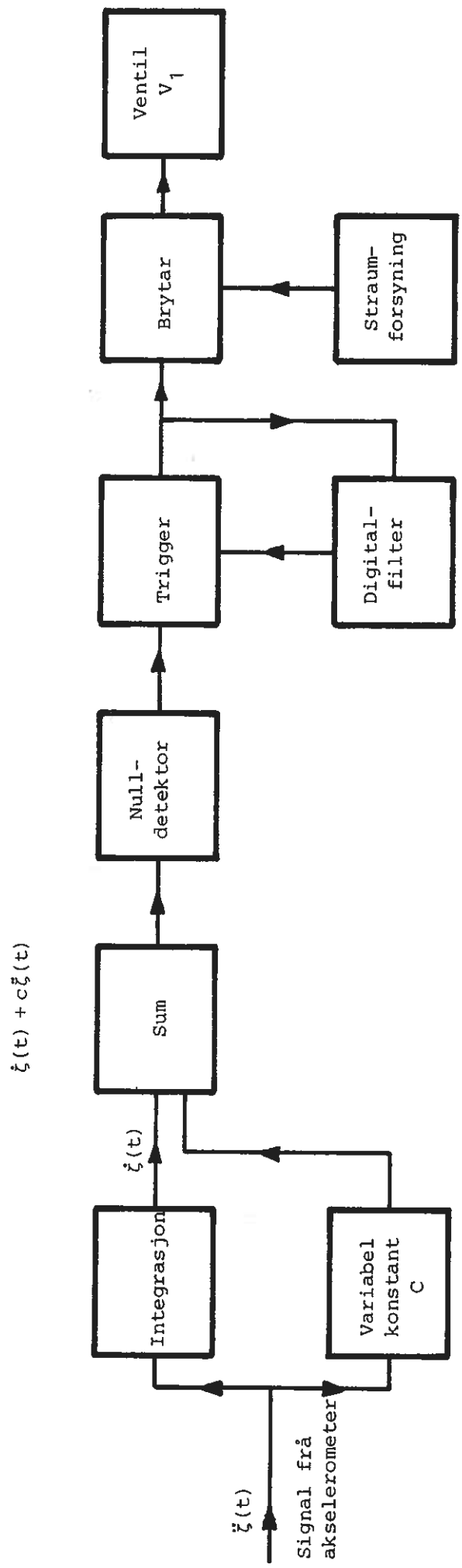
Ant. pr. Pos. nr	Pos. nr	Navn, type, dim.	Tegning stand.	Materiale	Anmerk.
1	20	Settskrue M4x25	DIN 916	Unbrako	
1	19	O-Ring RM0375-310		Angus	
3	18	Settskrue M4x6	DIN 910	Unbrako	
1	17	Veilind. kappe W10		HBM, GD 25001	
1	16	Settskrue M4x5		Unbrako	
2	15	O-Ring RM0595-310		Angus	

Ant. pr. Pos. nr	Pos. nr	Navn, type, dim.	Tegning stand.	Materiale	Anmerk.
1	14	Settskrue M4x14	DIN 916	Unbrako	
2	13	O-Ring RM1048-30		Angus	
6	12	Unbrakoskrue M8x25	DIN 912		
18	11	Unbrakoskrue M8x22	DIN 912		
1	10	O-Ring RM0695-30		Angus	
	9	Sete	11-1-75/2		
	8	Skrue	13-1-48/3		
1	7	Settskrue M4x8	DIN 916	Unbrako	
6		Ventilskål	11-1-81		
5		Ventilsete	13-1-42		
4		Fjor	13-1-48/2		
3		Mellomstykke	14-1-63		
2		Ventiltopp	13-1-48/1		
1		Øvre ventilhus	13-1-41/1		

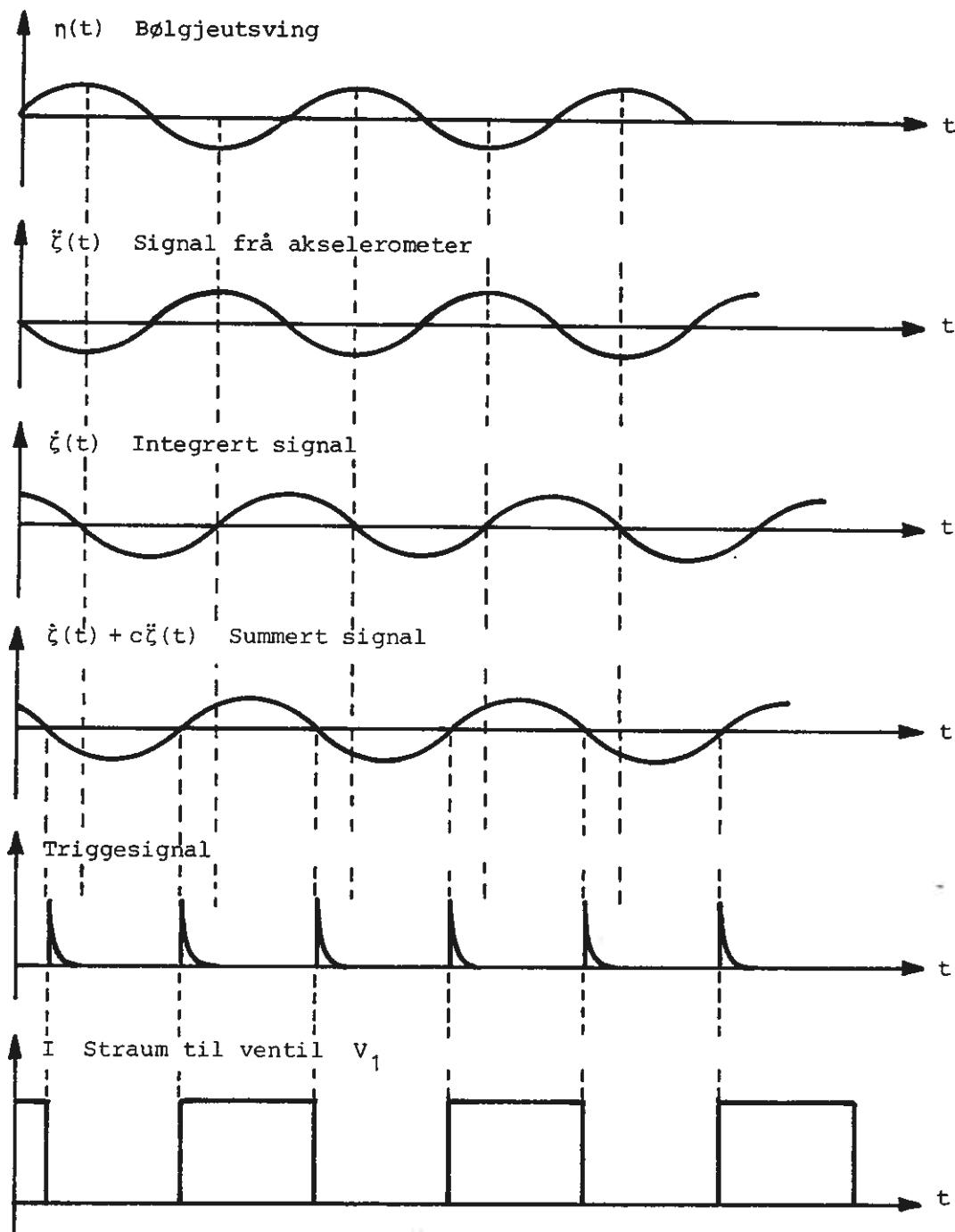
Dato: 28-09-12	Konstr./Teg. ✓/✓	Tracet: ✓/✓	Målest. 1:1	Maskinkonstruksjor NTH-SINTEF
BØLGEKRAFTVERK				Erstatning for: 14-1-59
Ventil nykonst.				Erstattet: 11-1-82
				14-1-64
				Prosj. nr 180481.



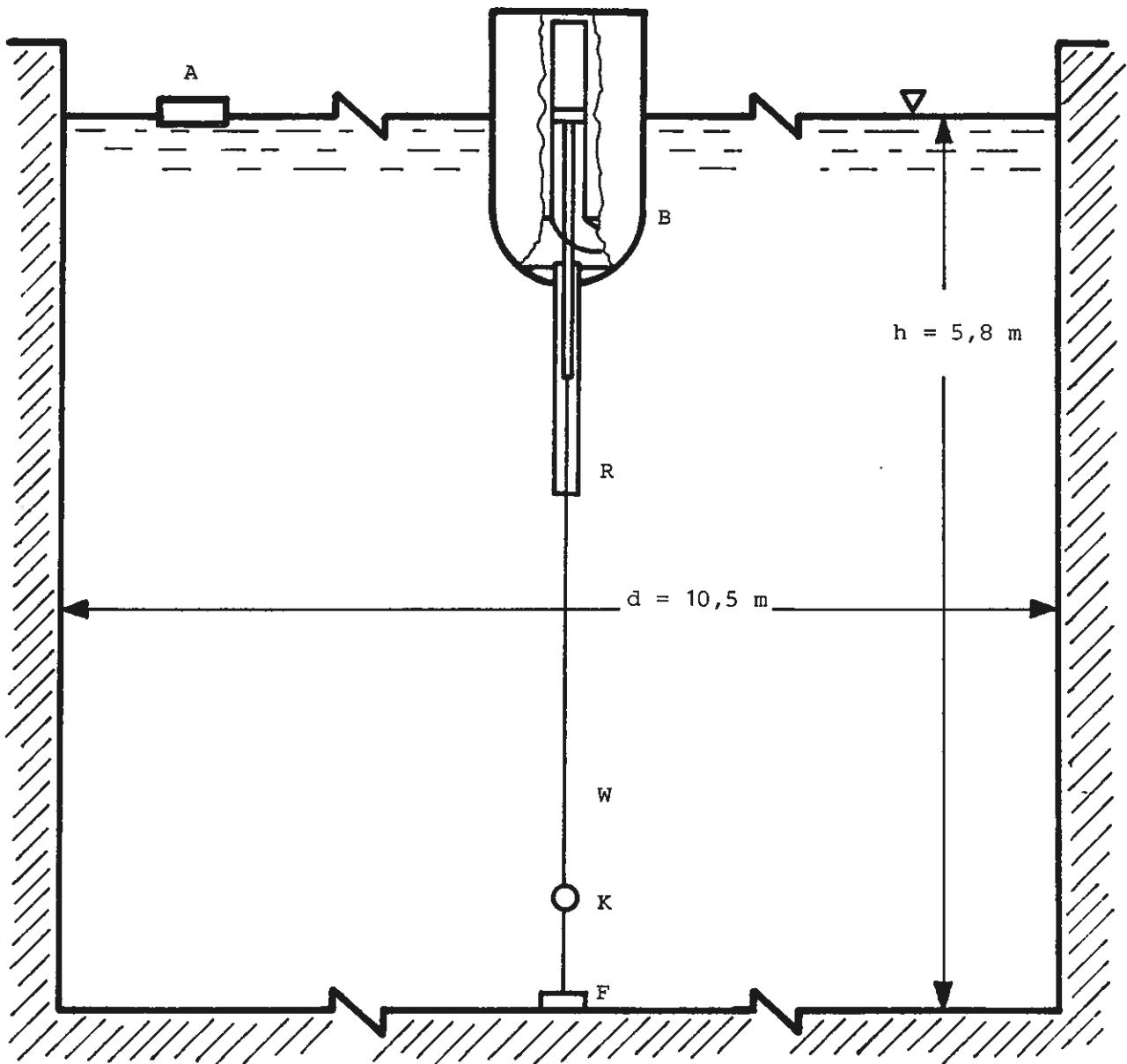
Figur 6. Prinsippskisse av tappemekanismen for energien. Olje blir pumpa inn i høgtrykkstanken B medan bøyen er fastlåst i nedre posisjon og sugd frå lågtrykkstanken C medan bøyen er fastlåst i øvre posisjon. Mellom tankane B og C er det plassert ein strupeventil som opnar på ein trykkskilnad som kan innstillast for hand.



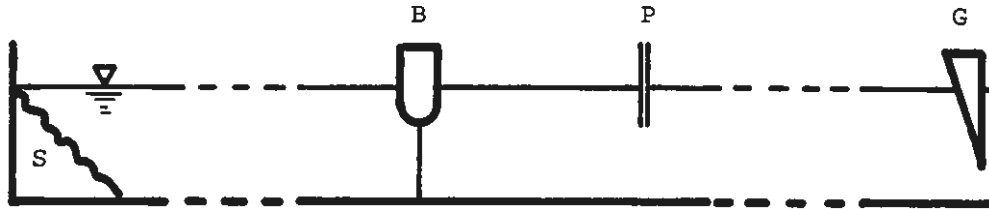
Figur 7. Analogikrins for fasestyringseining. Krinsen genererer eit triggesignal i eit regulerbart tidsintervall før neste bølgetopp eller bølgedal. Digitalfilteret blokkerer triggeren eit visst tidsrom etter kvar triggering.



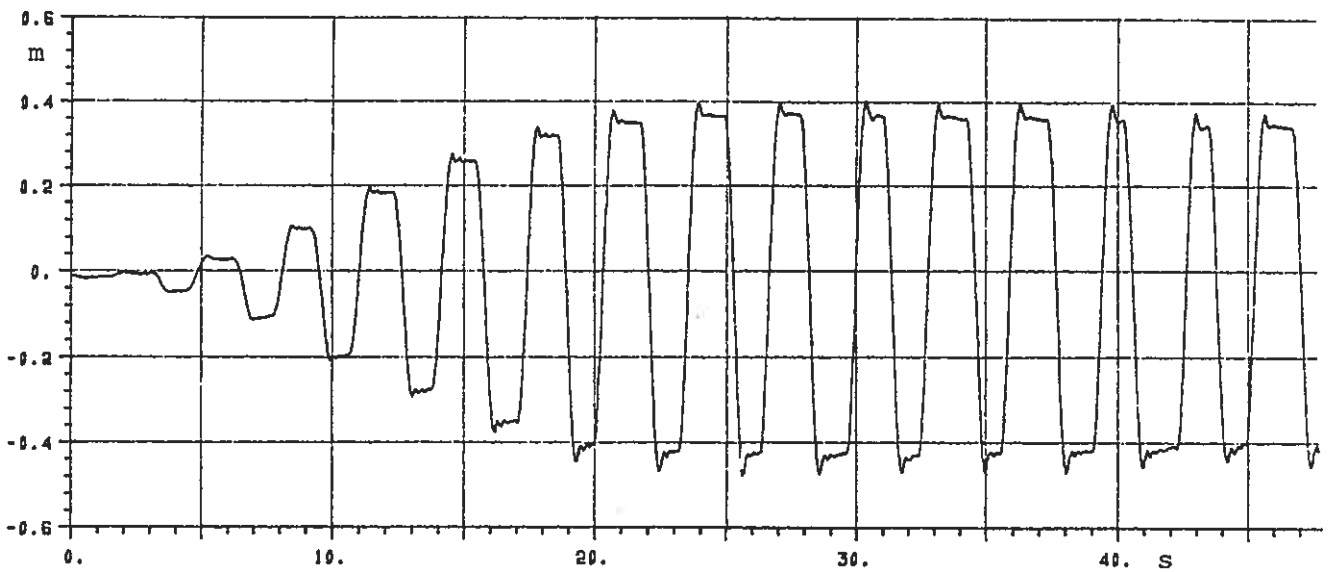
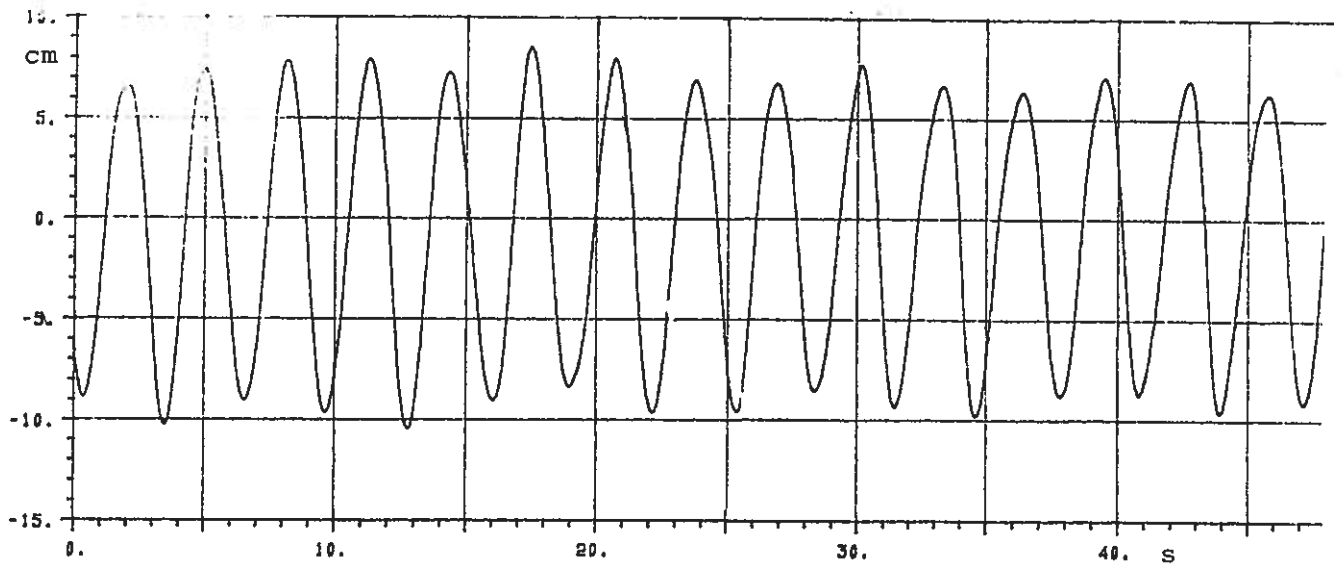
Figur 8. Kurvene illustrerer verkemåten til analogikrinsen som er vist i figur 8. Merk at straumsignalet til magnetventilen blir til- eller fråkopla eit lite tidsintervall før bølgjetopp eller bølgjedal. Storleiken på tidsintervallet kan vi velja ved å variera konstanten C (potensiometer).



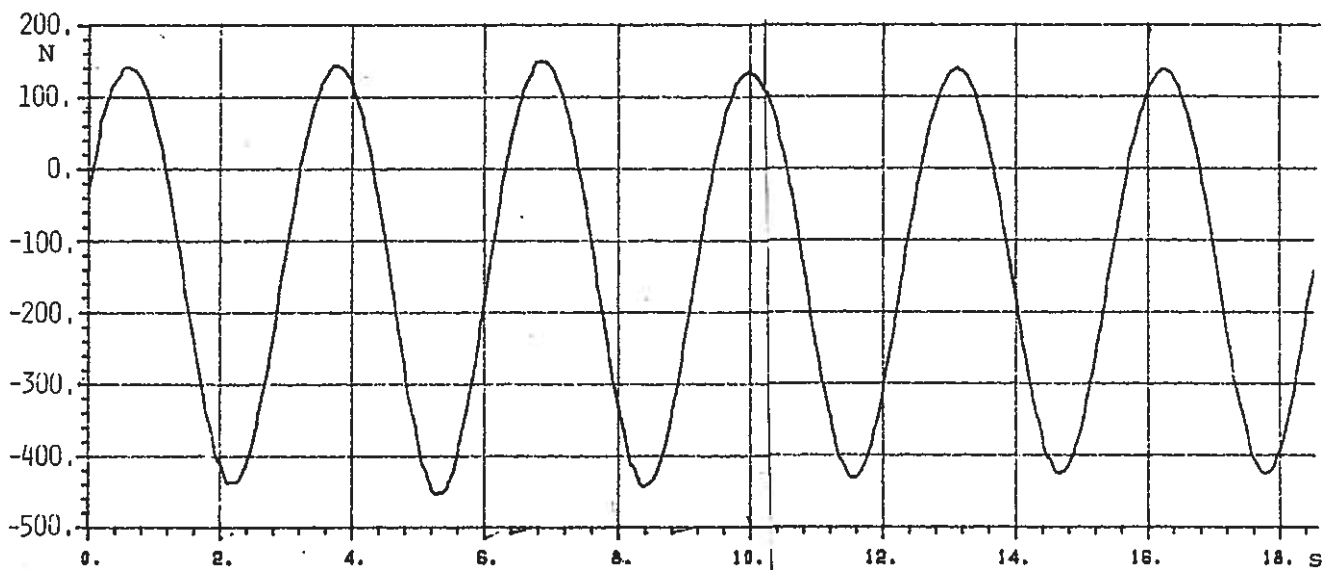
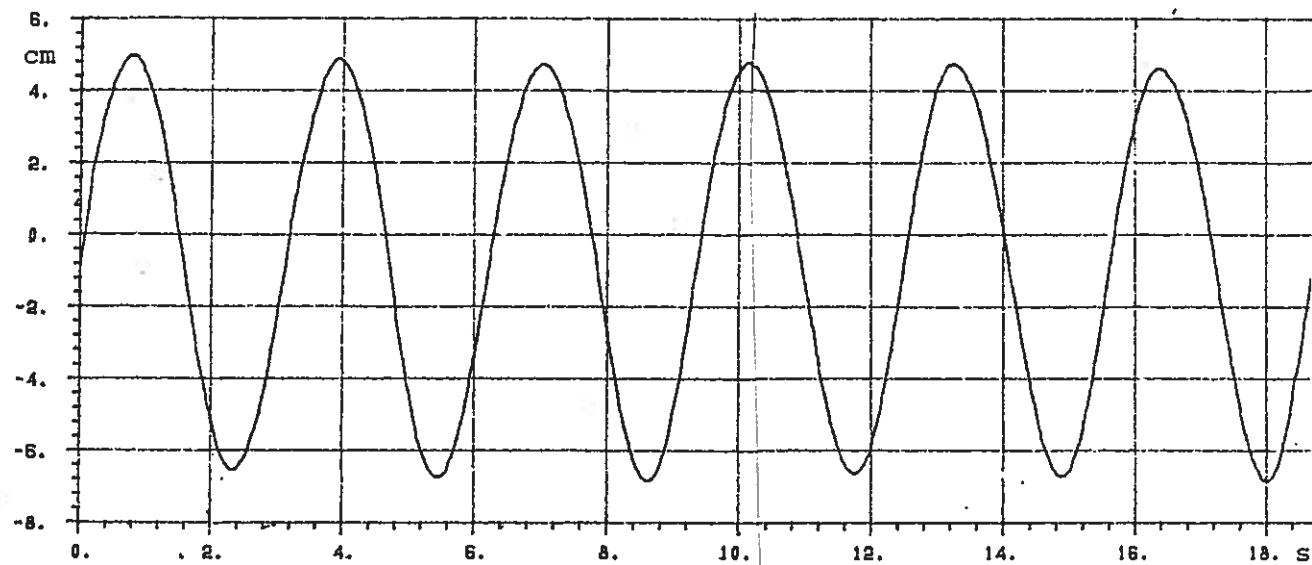
Figur 9. Kraftbøyemodell i Skipsmodelltanken, sett på tvers. Stempelstonga i bøyen (B) er bunden til ankeret (F) med hjelp av eit ståltau (W) som kan gli gjennom ei foring nedst i røyret (R), som er fast montert til bøyen. Strekkrafta i forankringa kan målast med ei kraft-celle (K). Eit akselerometer i ein lett flåte (A) gjev signal til eit elektronisk system som styrer svingerørsla til bøyen i forhold til den innkomande bølga.



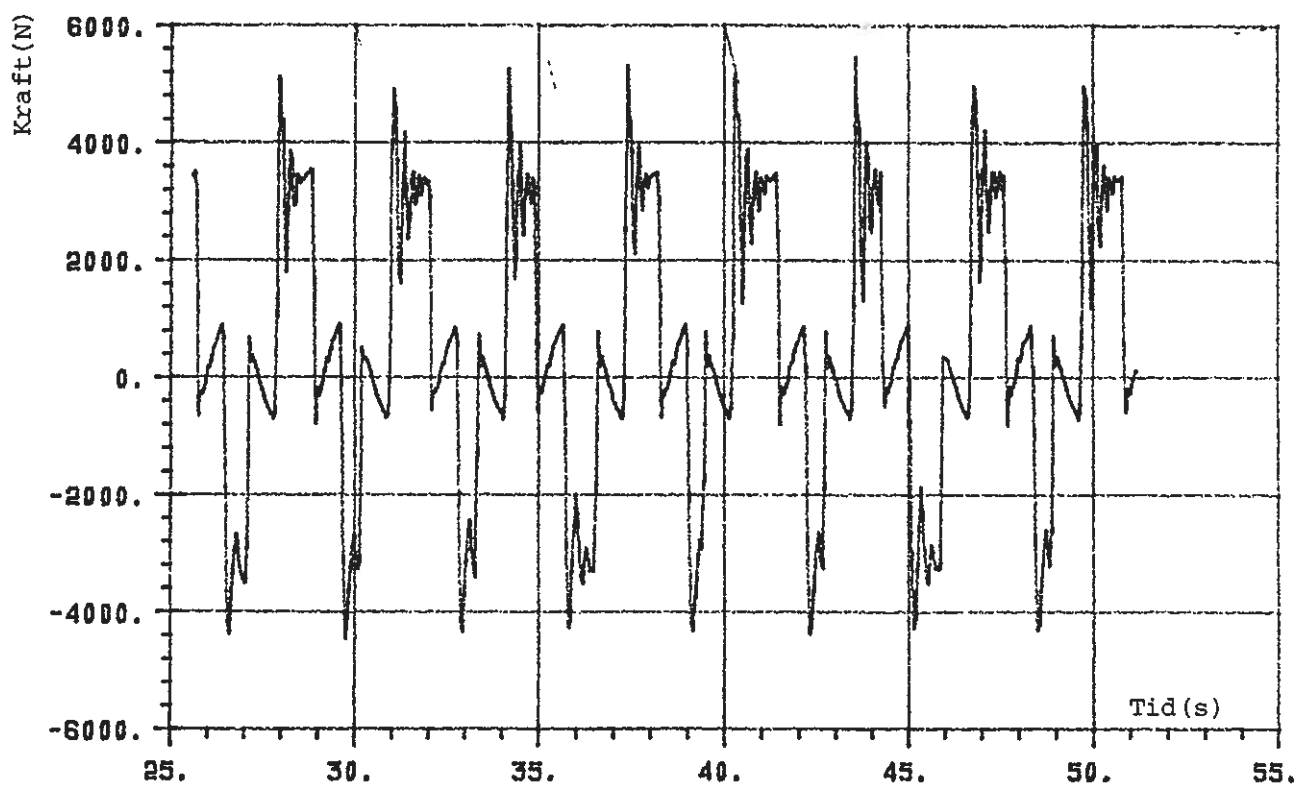
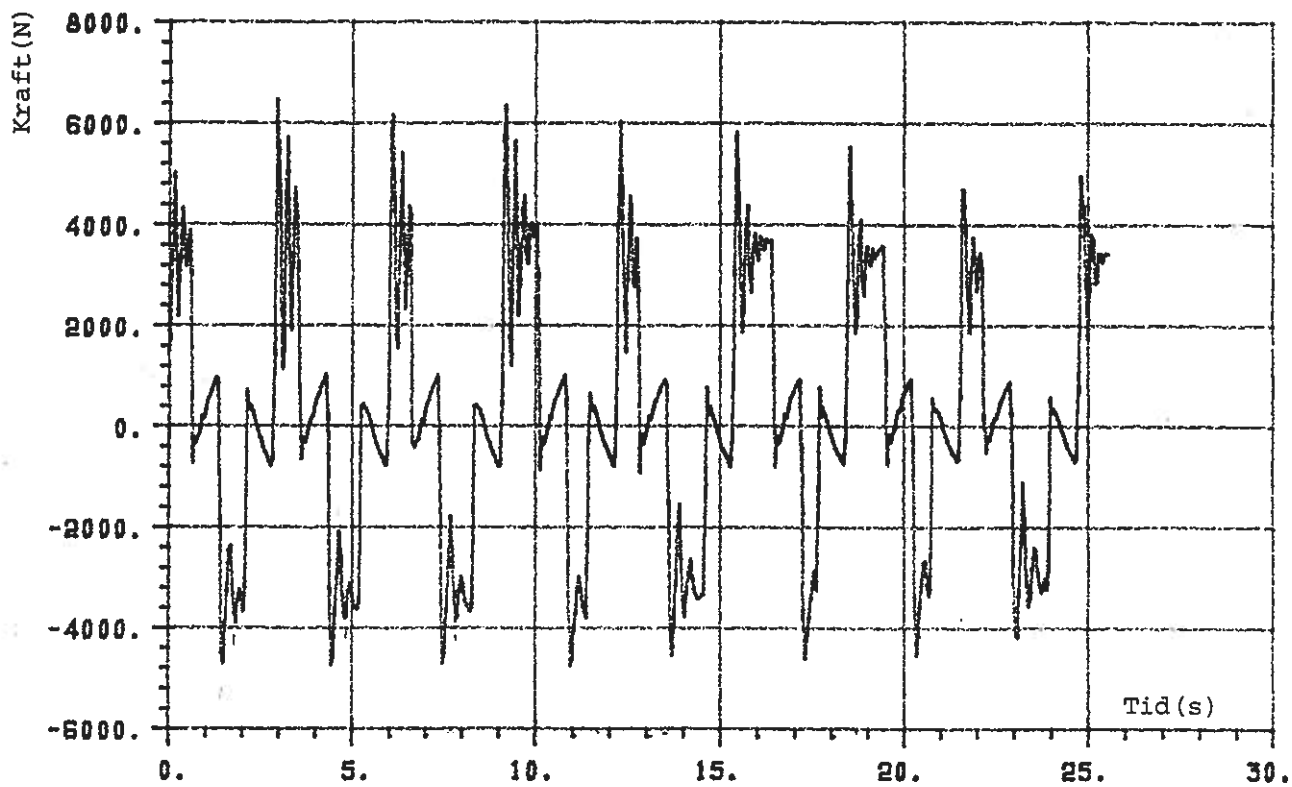
Figur 10. Kraftbøyemodell i Skipsmodelltanken, sett på langs. Bølger sett opp av bølgegeneratoren (G) passer bølgesonden (P) og bøyen (B) og vidare til den absorberande stranda (S).



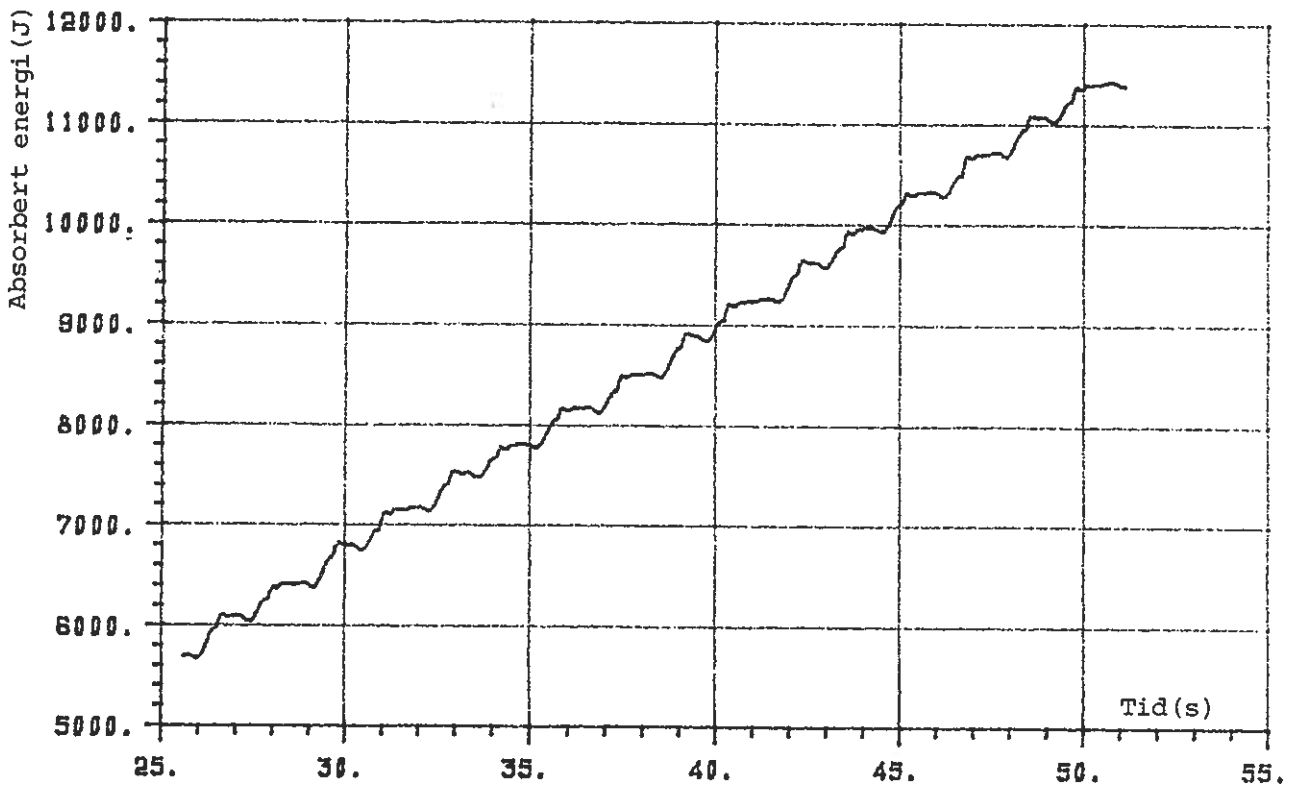
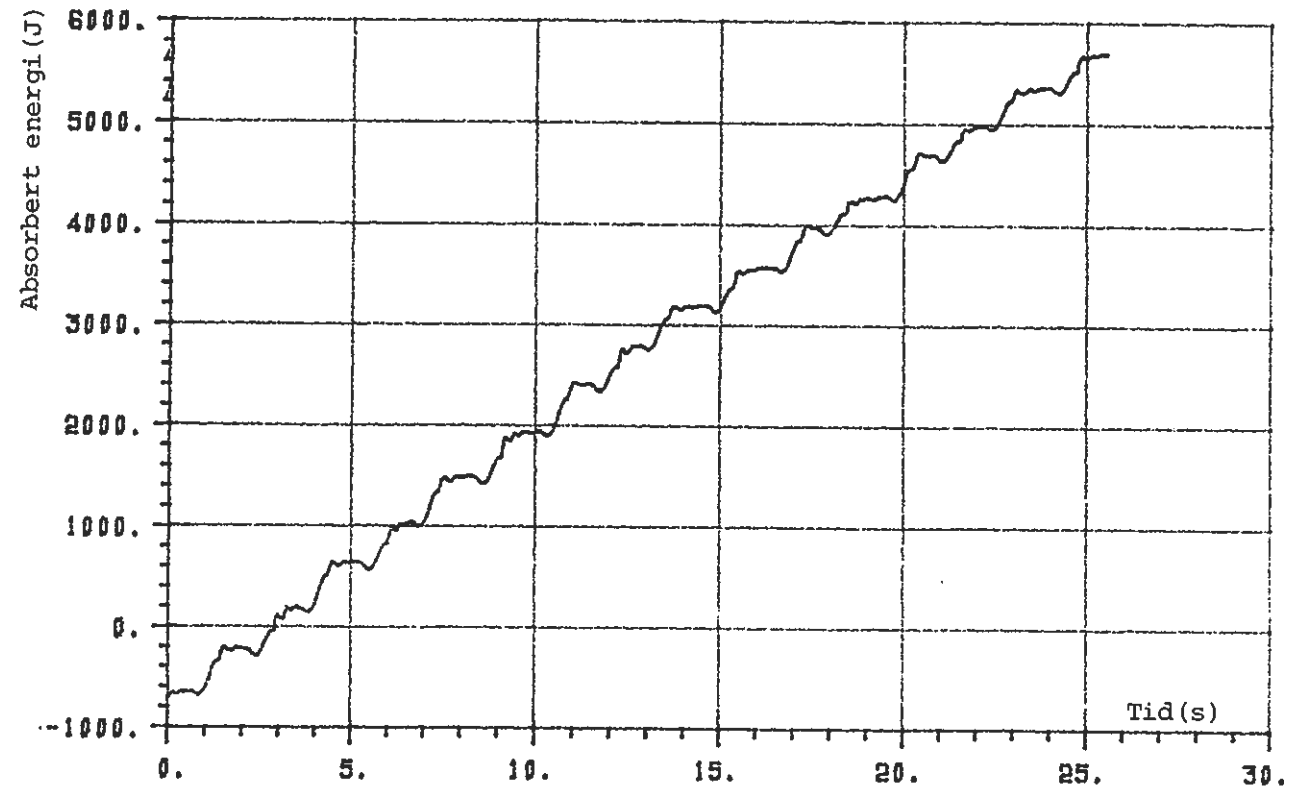
Figur 11. Bølgjeutsving og bøyeutsving som funksjon av tida. Bøyen er optimalt fasestyrt. Merk at bøyen går oppover i ein bølgetopp og nedover i ein bølgedal.



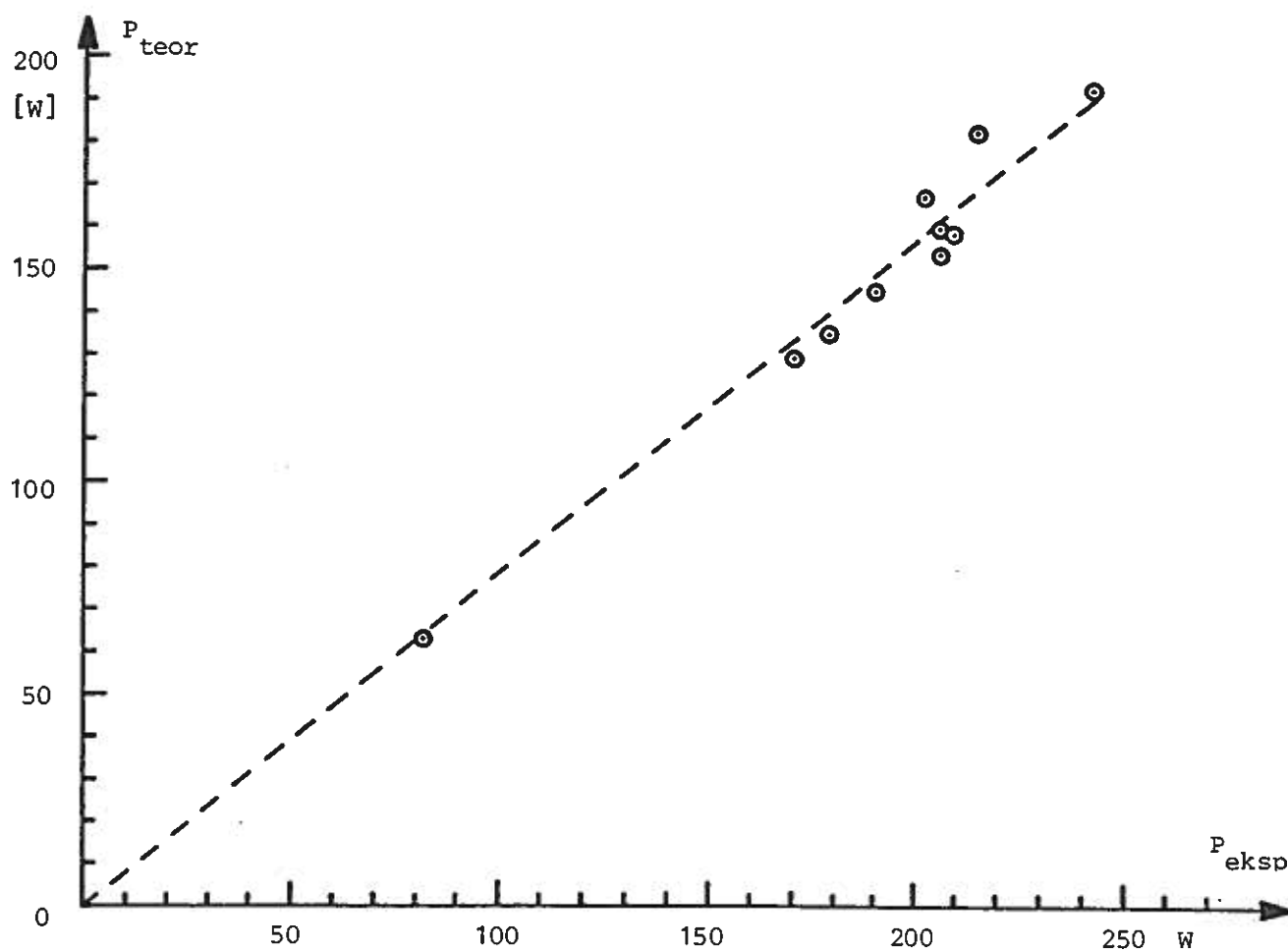
Figur 12. Bølgjeutsvinget og eksitasjonskrafta på den stillestående bøyen som funksjon av tida.



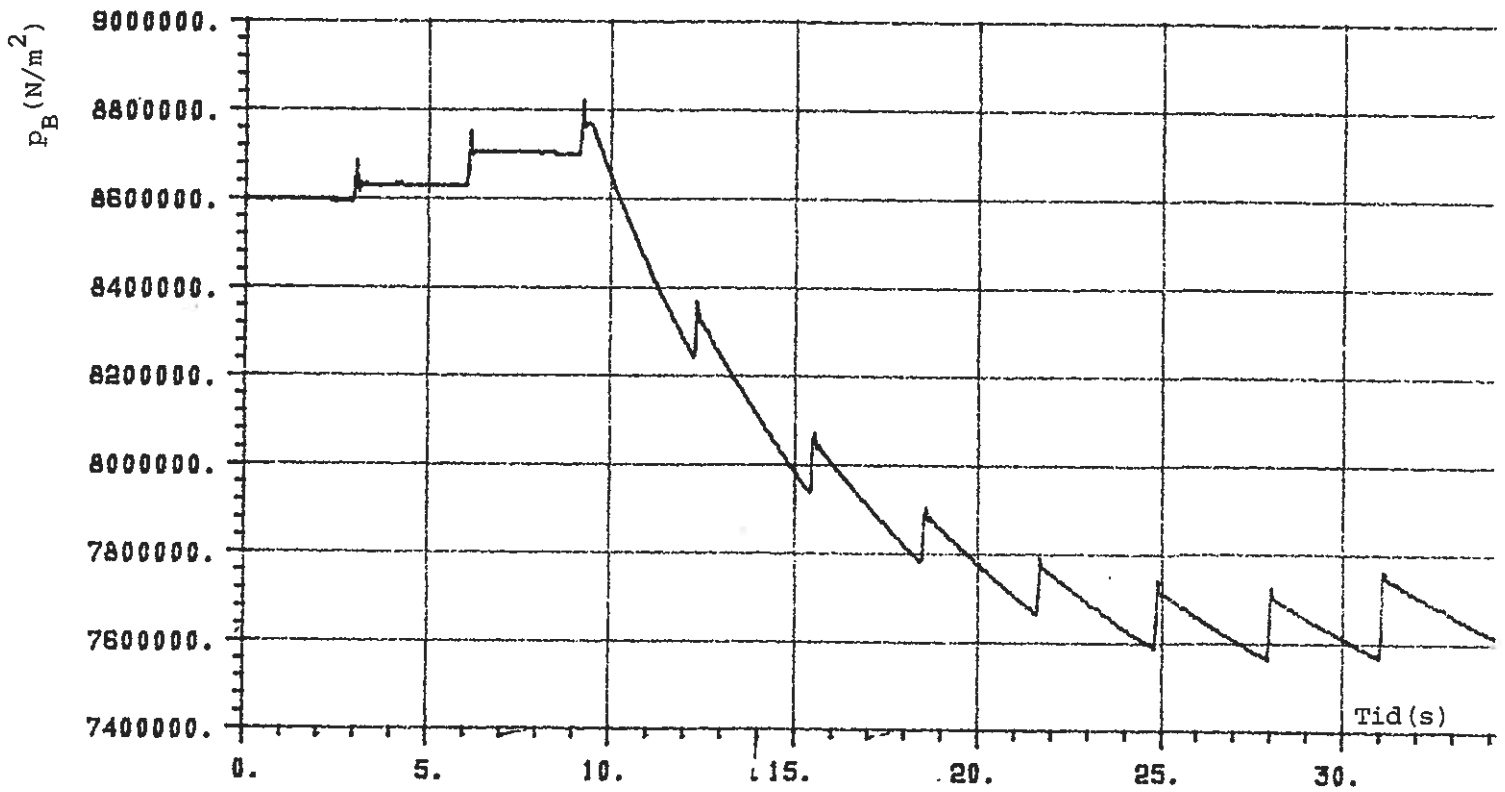
Figur 13. Krafta i forankringswiren som funksjon av tida.



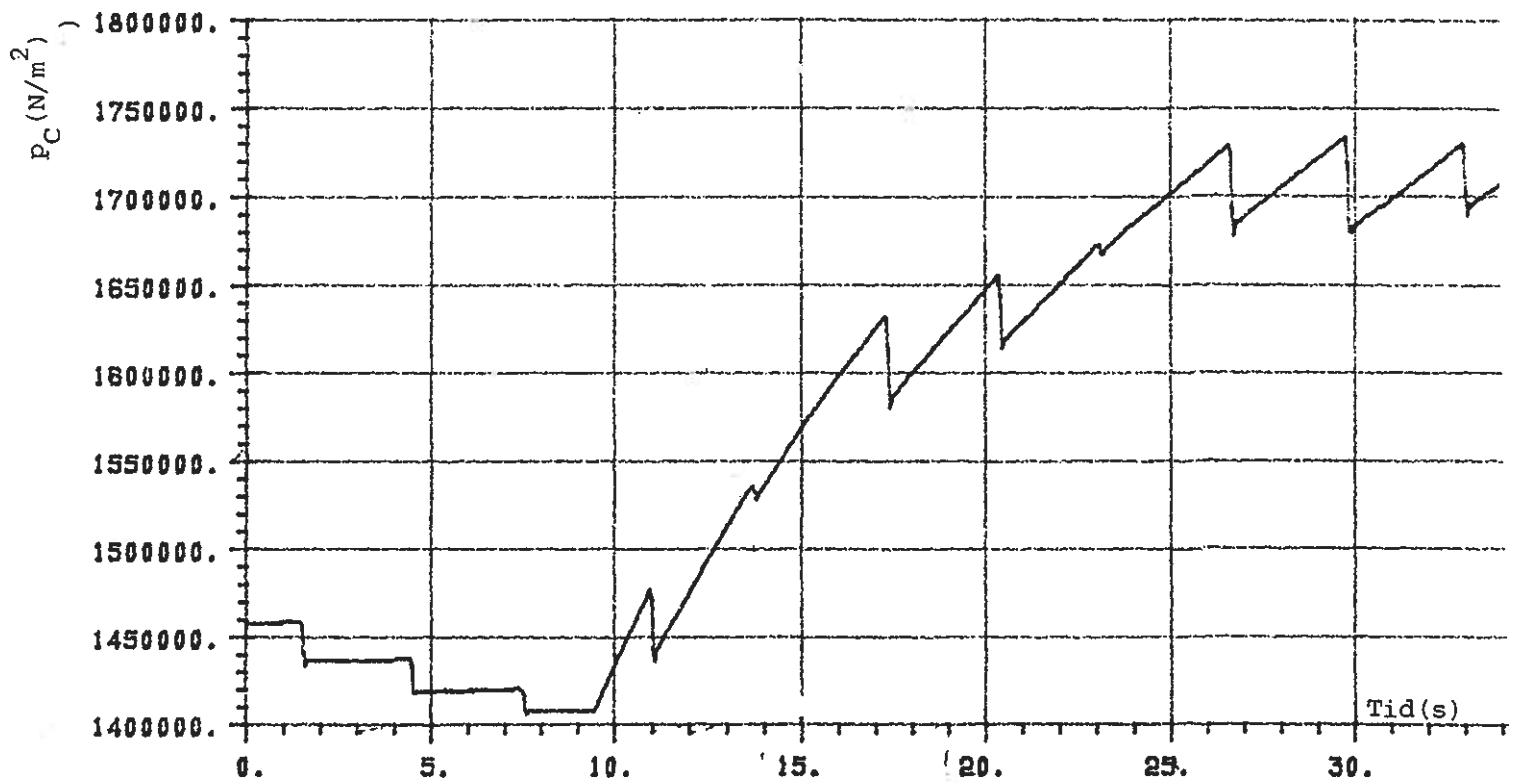
Figur 14. Energimengda som bøyen absorberer frå bølgiene som funksjon av tida. Vinkelkoeffisienten til denne kurva representerer den absorberte bølgeeffekten.



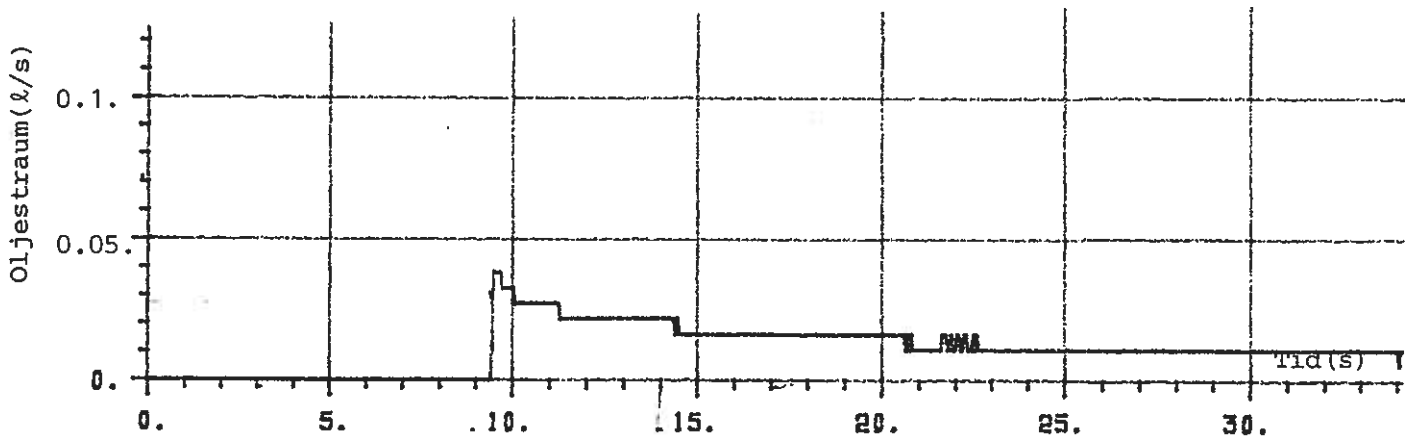
Figur 15. Samanhengen mellom eksperimentell og teoretisk absorbert energi når fasestyringa er optimal.



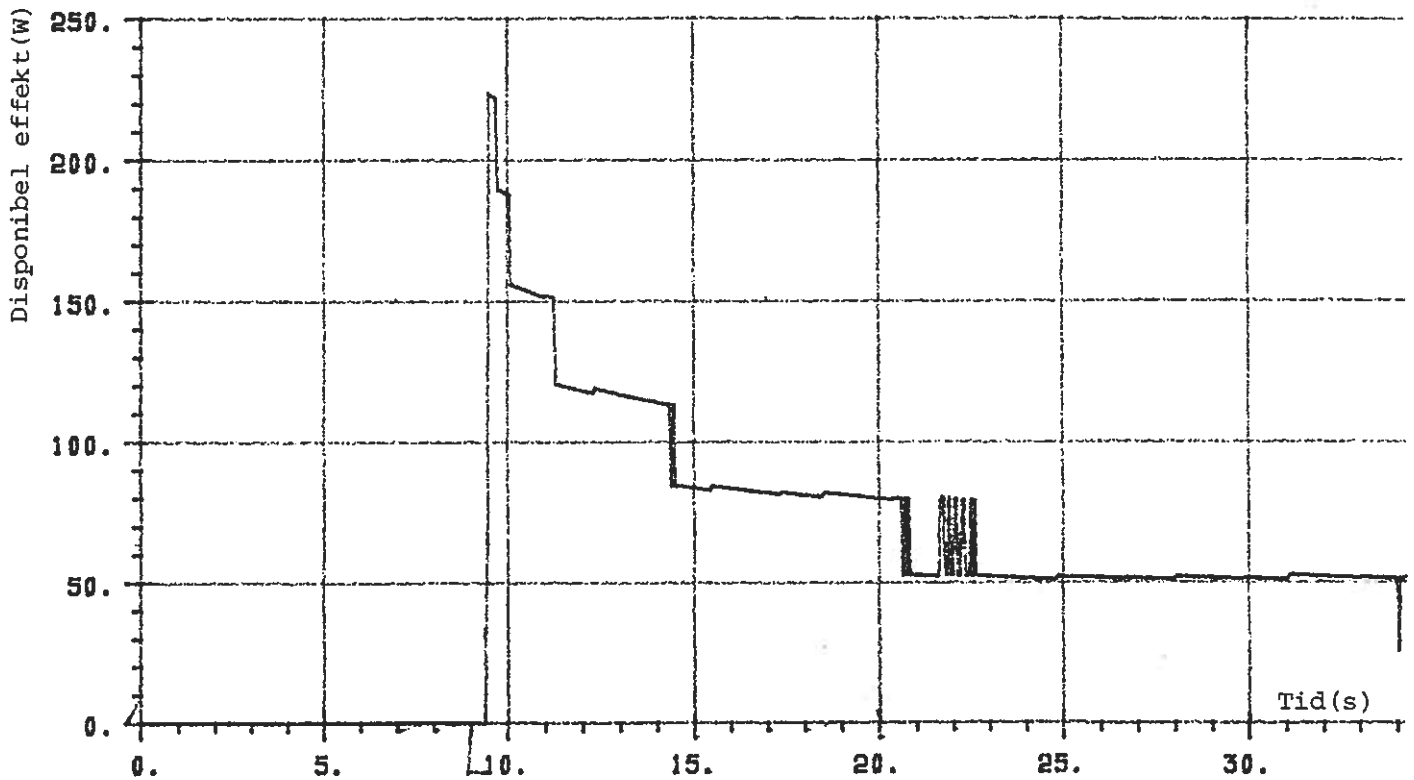
Figur 16. Trykket p_B i tanken B som funksjon av tida.



Figur 17. Trykket p_C i tanken C som funksjon av tida.



Figur 18. Oljestrømmen mellom tankene B og C som funksjon av tida.



Figur 19. Den disponible effekten som bøyen leverer teikna som funksjon av tida.

Spesifikasjoner for modell E-1,1-1,4

Skrov:

diameter	1,10 m
høgd på sylindrisk del	1,40 m
total masse (innkl. maskineri)	350 kg
eigenperiode	1,5 s

Sylinder:

slaglengd	1500 mm
stempeldiameter	48 mm
ytre stempelstongdiameter	24 mm
indre stempelstongdiameter	16 mm
trykkveksling	10-90 bar

Gassakkumulatoren A:

volum	10 l
likevektstrykk	50 bar
trykkveksling	40-60 bar

Ventilen V_1 :

maksimal volumstrøm	250 l/min.
opningstid og lukketid	< 0,35 s
maksimalt trykkfall	< 0,2 bar

Ventilane V_2 og V_3 :

maksimal volumstrøm	25 l/min.
opningstid og lukketid	< 0,1 s
maksimalt trykkfall	< 0,5 bar

Maksimale trykkfall i røyr:

mellom S og A	< 0,1 bar
mellom S og B,C	< 0,5 bar

17. april 1978
M R J I

Spesifikasjoner for modell E - 6,0 - 8,0

Skrov:

diameter	6,0 m
høgd på sylindrisk del	8,0 m
total masse (inkl. maskineri)	50 tonn

Sylinder:

slaglengd	9,0 m
stempeldiameter	620 mm
ytre stempelstongdiameter	310 mm
indre stempelstongdiameter	200 mm
trykkveksling	10-90 bar

Gassakkumulatoren A:

volum	10 m ³
likevektstrykk	50 bar
trykkveksling	40-60 bar

Ventilen V₁:

maksimal volumstraum	1,5 m ³ /s
opningstid og lukketid	< 1s
maksimalt trykkfall	< 0,2 bar

Ventilane V₂ og V₃:

maksimal volumstraum	0,14 m ³ /s
opningstid og lukketid	< 0,3 s
maksimalt trykkfall	< 0,5 bar

Maksimale trykkfall i røyr:

mellom S og A	< 0,1 bar
mellom S og B, C	< 0,5 bar

(Småforandringar kan gjerast om det passar med standarddimensjonar.)

Kjell Budal

Johannes Falnes

14. juni 1978.



UNIVERSITETET I TRONDHEIM
NORGES TEKNISKE HØGSKOLE
INSTITUTT FOR EKSPERIMENTALFYSIKK

7034 TRONDHEIM NTH
TELEFON 35 560 - 30 100
TELEX . . 55196 nchhb n

DERES REF.

VÅR REF.

DATO

16.10.78

Spesifikasjonar for kraftbøye E - 6,0 - 7,5

Skrovet er sylinderforma med halvkuleforma botn og topp. For å spara masse og kostnad skal det vera overtrykk inne i skrovet. Det må vurderast om det er føremålstenleg å nytta sluse eller å redusera trykket for å koma inn i bøyen. Det hydrauliske maskineriet er plassert på eit fagverk inne i skrovet. Dette fagverket er sveist eller skrudd fast til eit fagverk på undersida av skrovet med tre (eller fleire) parallelle, vertikale skjenar. Nederst på dette siste fagverket er det ein betongring som tener som ballast. Ei vogn med hjul går på skjenane. Stempelstonga er festa til oversida av vogna v.h.a. ei fleksibel kopling og forankringsviren er festa til undersida v.h.a. ein svivel. På grunn av strøymingsforhold rundt botnen av skrovet må det ikkje plasserast tverrbjelkar i fagverket kloss under skrovet. Alle tverrbjelkar i fagverket må dessutan vera utforma slik at dei gir liten støymingsmotstand når bøyen svingar vertikalt i sjøen. Maksimalt indusert rullemoment på konstruksjonen og nødvendig styrke på fagverket må vurderast. Skrov og fagverk må konstruerast med tanke på lang levetid (> 10 år).

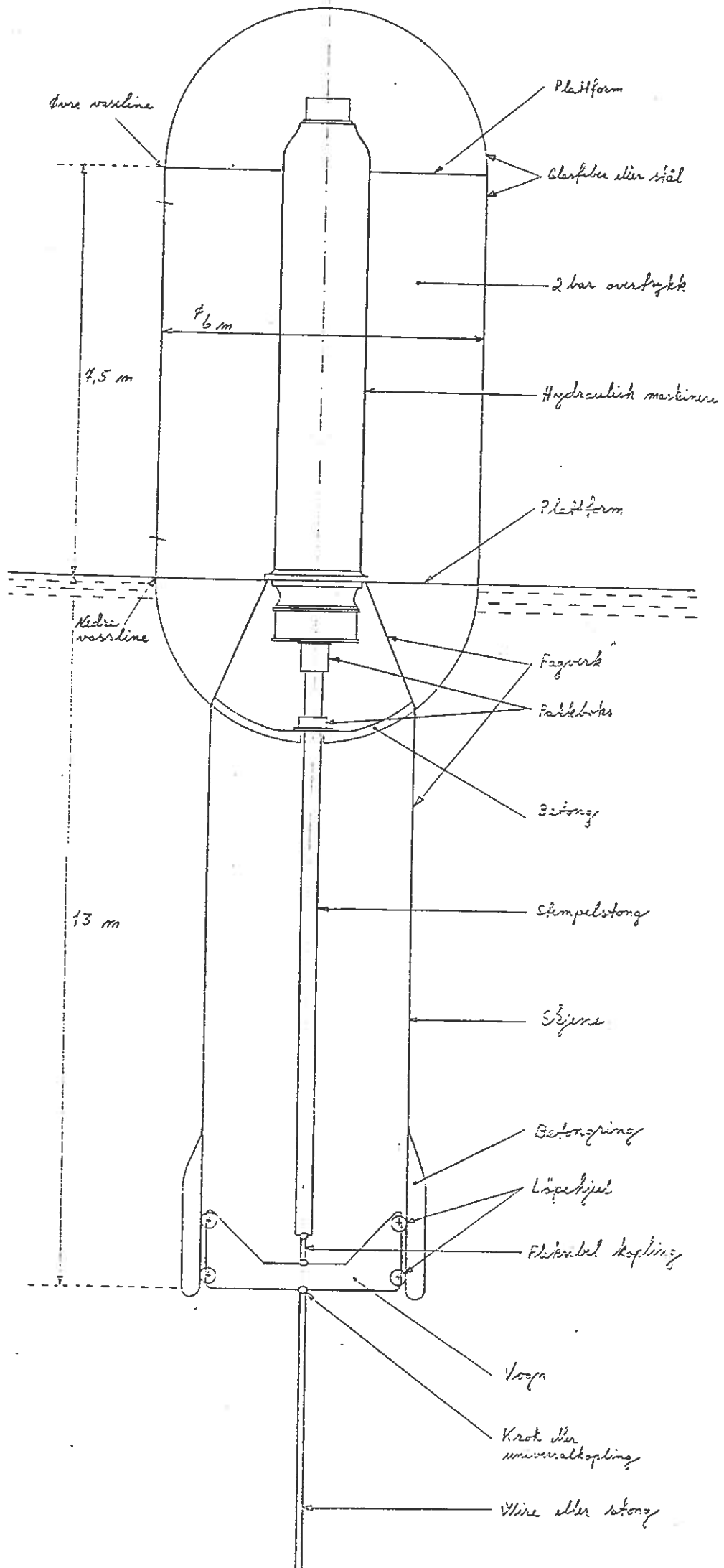
Skrov: Materal: a) Glasfiber, b) Stål

Sylinderdiameter	6,0 m
Sylinderhøgd	7,5 m
Innvendig overtrykk	2,0 bar
Maksimal neddykking under bølgetopp av øvre kant av sylinder	10,0 m
Maksimal sjokkpåkjenning frå brotsjø (fiksert, stiv flate)	20 tonn/m ²
Areal av sjokkpåkjent flate	5 - 6 m ²
Varighet av maksimal sjokkpåkjenning	10-100 ms

Hydraulisk maskineri: Sjå teikning

Total masse for konstruksjonen, inkludert maskineri og ballast 67 tonn

Wirekraft: Utan væsketrykk på stampelet, flo sjø og stampelet i nederste posisjon (vist på figuren)	0 tonn
Minste kraft under normal drift (bøyen er fastholdt i nedre posisjon)	20 tonn
Største kraft under normal drift (bøyen er fastholdt i øvre posisjon)	200 tonn
Kraft medan bøyen er i rørsle oppover eller nedover	110 tonn
Maksimal kraft under ekstreme forhold (bølgjene skyller over bøyen)	270 tonn



ORIENTERING OM BØLGJEENERGIPROSJEKTET VED INSTITUTT FOR
EKSPERIMENTALFYSIKK, NTH. NOVEMBER 1979.

1. Innleiing.

Ved Institutt for eksperimentalfysikk (IEF) har det frå hausten 1973 vore drive forskning på bølgekraftverk. I 1975 vart det inngått eit samarbeid med Kværner Brug A/S (KB).

IEF og KB søker kvar for seg om midlar til forskings- og utviklingsarbeidet, men prosjekta har felles styringskomite.

2. Målsetjing.

Målsetjinga for arbeidet ved IEF er å utvikla eit bølgekraftverk som kan levera energi som er prismessig konkurransedyktig med konvensjonelle energikjelder (vasskraft, olje, kol, gass, kjernekraft).

Dette har som konsekvens at forslag til tekniske løysingar, som sannsynlegvis kjem i strid med målsetjinga, blir forkasta.

Det er enno eit ope spørsmål om målsetjinga i det heile tatt let seg realisera. Om og når dette blir klarlagt, vil det noverande prosjektet bli avslutta.

Resultata som er oppnådde hittil gir grunnlag for å halda fram med arbeidet på eit høgt aktivitetsnivå.

3. Organisering av arbeidet ved IEF.

Forskingsarbeidet på bølgeenergi ved IEF blir organisert på følgjande vis:

- a) Forsking utført av fast tilsette ved IEF (Falnes/Budal). Dette gjeld teoretisk arbeid (hydrodynamikk), rettleiingsarbeid, arbeid med idear til utforming av kraftverk og prosjektleiing.
- b) Forsking utført av studentar og dr.ing.-studerande. Per i dag arbeider 2 dr.ing.-studerande, 2 hovudoppgåvestudentar og 2 forskingslab.-studentar med oppgåver innan bølgeenergi. Arbeidet gjeld eksperimentell og teoretisk hydrodynamikk.
- c) Oppdrag til institusjonar utafor IEF. Arbeidet gjeld tidsmessig og budsjettmessig avgrensa delprosjekt.

4. Arbeidet framover.

Det forslaget til bølgekraft som til no er granska (system E), kan truleg ikkje innfri målsetjinga.

Etter ein ny idefase er det foreslått ein konstruksjon som ser meir lovande ut enn system E. Det vidare utviklingsarbeidet ved IEF vil i hovudsak bli konsentrert om dette nye systemet etter følgjande plan:

- a) Bygging og utprøving av modell i målestokk 1:6 (ev. 1:10). Maskineriet i modellen skal så langt råd vera identisk med det i forsøksmodellen i full skala.
- b) Planlegging og konstruksjon av ein forsøksmodell i full skala. Foregår parallellt med pkt. 1.
- c) Vurdering av eit bølgekraftverk basert på system M i forhold til målsetjinga. Foregår i tid etter at pkt. 1 og 2 er avslutta.
- d) Bygging og utprøving av ein forsøksmodell i full skala. Er berre aktuelt dersom pkt. c) har ein positiv konklusjon.

5. Tidsskjema.

Pkt. a) og b) bør vera fullførte før sommaren 1980. Pkt. d) bør vera fullført i løpet av 1981.

6. Økonomi.

Midlane til bølgeenergiforskinga ved IEF blir for tida løyvt over Olje- og energidepartementet.

For resten av 1979 står til disposisjon ca. 1.5. M.kr. Pengane er overførbare til 1980. For 1980 er det søkt om ei løyving på 3.5 M.kr. Desse pengane kan ikkje overførast til 1981.

Trondheim, 7.11.1979

Kjell Budal Johannes Falnes

