



(19) DANMARK



(12) FREMLÆGGELSESSKRIFT (11) 147055 B

DIREKTORATET FOR
PATENT- OG VAREMÆRKEVÆSENET

(21) Patentansøgning nr.: 1240/79

(51) Int.Cl.³: F 04 D 29/18

(22) Indleveringsdag: 27 mar 1979

(41) Alm. tilgængelig: 28 sep 1980

(44) Fremlagt: 26 mar 1984

(86) International ansøgning nr.: -

(30) Prioritet: -

(71) Ansøger: LEONID FEDOROVICH *KALASHNIKOV; Kaliningrad, SU, VLADIMIR NIKOLAEVICH *KUDEYA-ROV; Khimki, SU, GEORGY MONASIEVICH *KUSHNIR; Moskva, SU, ANATOLY SEMENOVICH *SHAPIRO; Moskva, SU, RJURY IVANOVICH *KONSTANTINOV; Kaliningrad, SU, VADIM VITALIEVICH *NIKOLAEV; Kiyazma, SU, VLADIMIR KUPRIYANOVICH *KUNETS; Moskva, SU.

(72) Opfinder: Samme.

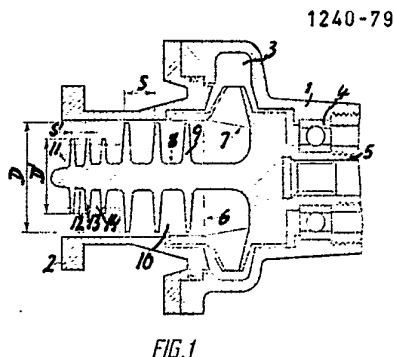
(74) Fuldmægtig: Internationalt Patent-Bureau

(54) Centrifugalpumpe med et to-trins aksialt indsugningspumpehjul

(57) Sammendrag:

le pumpehjul (6) ved tilgangen til dette, medens forholdet mellem yerdiameteren (D') af det yderligere, aksiale indsugningspumpehjul og yerdiameteren (D) af det aksiale pumpehjul samt forholdet mellem skruestigningen (S') for pumpekovlene i det yderligere, aksiale indsugningspumpehjul og skruestigningen (S) for pumpekovlene i det aksiale pumpehjul over yerdiameteren af de to pumpehjul er valgt således, at der tilvejebringes en høj sugekapacitet. Opfindelsen er egnet til anvendelse ved maskinkonstruktion, ved skibsbygning, ved rumfartsindustri, hvor der kræves høj ydelse ved lav sugehøjde eller høj hastighed.

1240-79



Pumpe med et aksialt pumpehjul med et antal skrueformede pumpehjulsskovle (9), samt et yderligere aksialt indsugningspumpehjul (11) med skrueformede pumpehjulsskovle, der er monteret på pumpens drivaksel (5) før det aksiale pumpehjul regnet i væskestrømmens retning. Det yderligere, aksiale indsugningspumpehjul (11) har en udvendig diameter (D'), der er mindre end den udvendige diameter (D) af det aksiale pumpehjul (6), og skruestigningen (S') for det yderligere pumpehjuls pumpekovle er mindre end skruestigningen (S) for pumpekovlene i det aksia-

DK 147055 B

Opfindelsen vedrører en centrifugalpumpe af den art, hvor der på centrifugalpumpehjulets aksel i ind-sugningskanalen er fastgjort et to-trins aksialt ind-sugningspumpehjul med skrueformede skovle, og hvor

5 skruestigningen af skovlene i det i strømningsretnin-gen første trin er mindre end skruestigningen af skov-lene i det andet trin.

En af de væsentligste karakteristikker for pumpeydelse er sugekapaciteten udtrykt i specifik

10 sugehastighed:

$$C = 5,62 \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}} \quad (1),$$

hvor n er hastigheden af pumpens drivaksel, o/min.,
 Q er den volumetriske strøm af væske, der be-
 15 handles (eller pumpeydelse), m³/s,
 Δh(NPSH) er pumpens positive nettosugehøjde, m.
 Jo større C er, jo bedre er pumpens sugeka-pacitet.

Det er kendt, at hastigheden af pumpens driv-
 20 aksel bestemmer pumpens samlede størrelse og masse, medens dens ydelse bestemmer antallet af pumper, der er nødvendigt, og sugehøjden bestemmer den nødven-dige kapitalinvestering.

En forøgelse til det dobbelte af pumpens suge-
 25 kapacitet med konstant sugehøjde muliggør således, at hastigheden af pumpens drivaksel forøges til det dob-belte, hvilket igen medfører en tredobbelt eller seks-dobbelt formindskelse af pumpens størrelse og masse, hvorved fremstillingsomkostningerne for pumper med
 30 samme ydelse formindskes.

Den øjeblikkelige tendens til at forøge kapa-citeten pr. enhed af kraftanlæg medfører tilvejebrin-gelsen af pumper med stadig forøget ydelse, hvilket kræver større sugehøjde. Tilvejebringelsen af større
 35 sugehøjde i pumper med høj ydelse er imidlertid be-

grænset på grund af høje omkostninger. En forøgelse til det dobbelte af pumpens sugehøjde muliggør således, at man kan nøjes med en enkelt pumpe med høj ydelse i stedet for at måtte anvende fire pumper med
5 en tilsvarende samlet ydelse, ligesom den nødvendige kapitalinvestering til tilvejebringelse af den nødvendige sugehøjde kan nedskæres til en tredjedel.

Den moderne industri til konstruktion af pumper har således stærk brug for pumper med højere
10 sugekapacitet.

Når pumpens sugekapacitet viser sig at være utilstrækkelig, opstår der kavitation i pumpen, hvilket formindsker sugehøjden og effektiviteten, giver anledning til kavitationserosion af gennemstrømnings-
15 kanalen i pumpehjulet og til svingninger i trykket og i den effektive væskestrømningshastighed i pumpens tilgangs- og udstødsledninger.

Specifikt ligger problemet i det faktum, at enhver forøgelse i pumpens sugekapacitet som regel
20 påvirker dens effektivitet, hvilket bevirker væsentlig forøgelse af kraftforbruget. Derfor har pumper med høj sugekapacitet som regel kun lav effektivitet, medens pumper med høj effektivitet kendetegnes ved lav sugekapacitet.

25 Der kendes pumper med høj sugekapacitet ($C \approx 4000$), (se f.eks. "Cavitation in vane pumps" af Stripling, Tr. ASME serie D, nr. 3, 1962).

Den nævnte, kendte pumpe omfatter et aksialt pumpehjul, der er monteret på drivakslen, og som har
30 et nav med skrueformede propellerskovle, hvor bladernes konstruktion i længderetningen af propellerhjulets radius opfylder følgende ligning:

$$r \cdot \operatorname{tg} \beta = \text{konstant},$$

hvor r er den løbende værdi af pumpehjulets
35 radius,

β er skovlenes indfaldsvinkel, der afgrænses af et plan, der passerer under rette vinkler i forhold til pumpens drivaksel, og et tangentialplan til pumpehjulets skovle.

5 Pumpens sugekapacitet forøges på grund af et større tværsnitsareal i dens gennemstrømningskanal og en reduceret indfaldsvinkel for pumpehjulets skovle, og som følge af en lavere gennemstrømningskoefficient (φ) ved pumpehjulets tilgang defineret som et forhold
10 mellem den aksiale hastighed (C_a) af væskestrømmen og periferihastigheden (U) af pumpehjulet målt på dennes udvendige diameter; i dette tilfælde opnås denne forøgelse i tværsnitsarealet af pumpens gennemstrømningskanal ved forøgelse af pumpehjulets udvendige diameter
15 og en maksimalt tilladelig reduktion af navdiameteren baseret på dennes styrke. Dette sikrer en formindsket aksialkomponent af væskestrømmens hastighed og et minimalt fald i statisk tryk i væskestrømmen, hvilket bevirker en større sugekapacitet af pumpen.

20 Den nævnte pumpe har imidlertid kun lav effektivitet ($\eta \approx 0,5$), hvilket bevirker en lavere værdi af strømningskoefficienten ($\varphi \leq 0,1$) på grund af et forøget tværsnitsareal af pumpens gennemstrømningskanal, en formindsket værdi af den aksiale hastighed (C_a)
25 af væskestrømmen og et separationstrømningsmønster i pumpehjulets gennemstrømningskanal.

En anden strømningspumpe er kendt for sin store virkningsgrad ($\eta = 0,75$ til $0,9$), (sammenlign "Centrifugal and axial-flow pumps" af A. I. Stepanov, Mashgiz Publishers, M., 1960, side 141-164, på russisk).

Den ovenfor nævnte kendte pumpe har et hus med et pumpehjul på en drivaksel, hvilket pumpehus har et nav med skovle med hvirvelfri konstruktion i
35 længderetningen af pumpehjulets radius. Udfoldningen

af de cylindriske dele af bladene tilvejebringer en række af aerodynamiske profiler med relativt stor indfaldsvinkel, hvilket faktisk er vinklen mellem korden i profilet og forkanten af profilmønsteret, 5 hvilket svarer til en forøget strømningskoefficient ($\varphi < 0,2$).

Denne pumpe har imidlertid en lav sugekapacitet ($C \approx 1000$), hvilket skyldes relativt høje aksialhastigheder (C_a) af væskestrømmen på grund af et 10 formindsket tværsnitsareal af pumpehjulets gennemstrømningskanal.

Forsøg på at løse det modstridende problem med samtidig opnåelse af høj sugekapacitet og høj effektivitet for pumpen har ført til udvikling af en 15 strømningspumpe (jvf. USA patent nr. 3 299 821), i hvis hus der er et aksialpumpehjul på en pumpedrivaksel før et centrifugalpumpehjul (set i retning af væskestrømmen), hvilket aksialpumpehjul har et nav med pumpekovle, hvorved der tilvejebringes et antal 20 forskellige skovlkanaler.

Væskegennemstrømningskanalen i aksialpumpehjulet omfatter to dele placeret efter hinanden i væskestrømmens retning, nemlig en kavitationsdel og en trykdel, hvor skovlenes indfaldsvinkel forøges jævnt 25 fra tilgangen til pumpehjulet mod afgang fra dette. For at tilvejebringe en minimal aksial pumpehjulslængde er der tilvejebragt forskellige teoretiske forhold, som er blevet fastlagt for at tilvejebringe en formel for variationen af skovlenes indfaldsvinkel 30 i pumpehjulets længderetning i væskestrømmens retning, hvilke forhold har til hensigt at opfylde forudsætningen for tilvejebringelse af en stallingsfri strøm af væske over bredden af skovlkanalerne, idet kavitationsdelen af gennemstrømningskanalen sikrer højere 35 sugekapacitet, og trykdelen en forud bestemt tryk-

højde for pumpen. Et sådant konstruktivt arrangement af den aksiale gennemstrømningskanal for pumpehjulet medvirker til samtidig opnåelse af høj sugekapacitet for pumpen og høj virkningsgrad.

5 Der kendes endnu en konstruktion af en strømningspumpe (se afhandlingen "Studies into high-pressure screws having double-row blades" af D. N. Contractor og R. I. Atter i tidsskriftet "Hydronautics", Inc., NASA CR-113890, 1969), hvilken pumpe har et aksial-
10 pumpehjul med skrueformede skovle, der er monteret på pumpens drivaksel før aksialpumpehjulet som set i væskestrømmens retning, hvilket aksialpumpehjul med skrueformede skovle tilvejebringer høj sugekapacitet i pumpen og minimal sugehøjde, der kræves for
15 kavitationsfri drift af pumpehjulet til opbygning af en forud bestemt trykhøjde.

En sådan konstruktion af pumpen gør det muligt at vælge de ønskede pumpehjuls driftsbetingelser ved højere værdier for strømningskoefficienten ($\varphi > 0,2$),
20 hvilket giver højere pumpevirkningsgrad.

De i det foregående beskrevne, kendte konstruktioner viser, at den hidtil kendte teknik kun har vedrørt løsningen af problemet med samtidig opnåelse af høj sugekapacitet for pumpen og høj virkningsgrad, der dog ikke dermed kan siges ikke at kunne overskrides. En yderligere forøgelse i pumpens sugekapacitet vil således specielt bevirke en formindsket intensitet af kavitationserosion, der angriber pumpens gennemstrømningskanal og et lavere niveau
25 for væskens trykssvingninger samt strømningshastigheden i pumpens tilgangs- og afgangsledninger.
30

Med opfindelsen tilsigtes der derfor tilvejebragt en pumpekonstruktion, der giver højere sugekapacitet ved anvendelse af et specielt aksialt ind-sugningspumpehjul, der har kavitationsegenskaber, der
35 nærmer sig til grænserne.

Dette opnås ved en centrifugalpumpe ifølge opfindelsen ved, at yderdiameteren af det første trins skovle overalt er mindre end yderdiameteren af det andet trins skovle, og at forholdet mellem de to yderdiameterer er helt eller i hovedsagen lig med forholdet mellem de tilhørende skruestigninger.

Denne konstruktion af pumpen forøger pumpekapa- citeten af denne, hvilket kan tilskrives dannelsen af en forøget radial klaring mellem yderdiameteren af det aksiale indsugningspumpehjuls første trin og den ind- vendige diameter af pumpehuset. Herved deles væske- strømmen i to strømme ved tilgangen til dette trin, af hvilke strømme den ene passerer gennem klaringen, og den anden gennem pumpehjulet. Ved analyse af lig- ningen (1) finder man, at når den volumetriske strøm af væsken, der behandles, formindskes, kræves der en lavere positiv nettosugehøjde (NPSH) for det aksi- ale indsugningspumpehjuls første trin til at drives uden kavitationsstalling, ved kendte forud fastlagte hastigheder for drivakslen og for værdien af de spe- cifikke sugehastigheder, medens enhver formindskelse i værdien af NPSH for pumpen som en helhed med de kend- te forud bestemte værdier for den volumetriske gennem- strømning af væsken, der behandles, og af pumpeakslens hastighed bevirker en væsentlig forøgelse af sugeka- paciteten. Ved anvendelse af nogle simple beregnin- ger kan det vises, at en forøgelse af pumpens sugeka- pacitet kan bedømmes ud fra ligningen (2).

$$C' = C \frac{D}{D'}, \quad (2),$$

hvor C' er den specifikke sugehastighed for en pumpe med et to-trins aksialt indsugningspumpehjul,

C er den specifikke sugehastighed for en pumpe uden et sådant indsugningspumpehjul,

D' er yderdiameteren af det aksiale indsugnings- pumpehjuls første trin,

D er yderdiametere af det aksiale pumpehjul
andet trin.

Det er kendt, at ethvert aksialt pumpehjul har
en optimal skruestigning for pumpehjulets skovle over
5 yderdiametere, hvilket bevirker maksimal sugekapaci-
tet.

Ud fra princippet om geometrisk lighed må skrue-
stigningen for pumpehjulets skovle i det aksiale ind-
sugningspumpehjul første trin over dettes yderdiame-
10 ter vælges således, at det passer til en forøget udven-
dig diameter af det aksiale indsugningspumpehjul før-
ste trin.

Det aksiale indsugningspumpehjul første trin
opbygger endvidere en sugehøjde, som bevirker kavita-
15 tionsfri drift af aksialpumpehjulet, så at kavitations-
erosionen i gennemstrømningskanalen gennem pumpehjulet
bliver mindre kraftig, og pumpen vil have mindre ten-
dens til at give svingninger i væsketryk og strøm-
ningshastighed.

20 Indsugningshjulets første trin har fortrinsvis
konstant diameter og konstant skruestigning i hele sin
længde, og dets diameter og skruestigning er fortrins-
vis mellem 50 og 90% af det andet trins diameter og
skruestigningen ved tilgangen til dette trin.

25 De ovenfor nævnte forhold er fundet eksperimen-
telt og viser sig at være optimale. Når yderdiametere af
det aksiale indsugningspumpehjul første trin for-
mindskes med mindre end 10% i forhold til yderdiame-
tere af det aksiale pumpehjul andet trin, bliver
30 virkningen af forøgelsen af pumpens sugekapacitet
meget mindre. Begrænsningen af en reduktion af diame-
tere af det aksiale indsugningspumpehjul første
trin til 50% skyldes, at dette pumpehjul må sikres
større sugehøjde på opstrømsiden af det aksiale pum-
35 pehjul andet trin, så at pumpehjulet bringes til at

arbejde uden kavitationsstalling. Sugehøjden formindskes væsentlig ved en formindskelse af den udvendige diameter af indsugningspumpehjulets første trin med mere end 50%, hvilket bevirker kavitationsstalling

5 af pumpen.

Opfindelsesidéen udbygges yderligere ved en udførelsesform, der er ejendommelig ved, at yderdiametere-
ren og skruestigningen af pumpekovlene af indsugnings-
pumpehjulets første trin vokser i pumpeme-

10 diets strømningsretning og skruestigningen af pumpehjuls-
skovlene i dette første trin er bestemt ved
ligningen:

$$S'_i = k \cdot \frac{D'_i + d'_i}{D + d} \cdot S \quad (3),$$

hvor S'_i , D'_i , d'_i er de løbende værdier for henholds-
15 vis skruestigningen af pumpehjulsskovlene i indsug-
ningspumpehjulets første trin, yderdiametere-
ren af dette
og diameteren af navet,

S , D , d er værdierne for henholdsvis skruestig-
ningen af pumpehjulsskovlene i indsugningspumpehjulets
20 andet trin, yderdiametere-
ren af disse og diameteren af
det andet trins nav ved tilgangen til dette,

og k er en konstant mellem 0,75 og 1,25.

Pumpen får da, som det fremgår af ligningen (2),
maksimal sugekapacitet ved en minimal mulig udvendig
25 diameter af indsugningspumpehjulets første trin.

I det store og hele sikres pumpedrift uden ka-
vitationsstalling ved væsentlig lavere NPSH-værdi, som
defineres af driftsbetingelserne ved det aksiale ind-
sugningspumpehjul i væskestrømmens retning.

30 Ligningen (3) er i hovedsagen et matematisk
udtryk for den geometriske lighed mellem alle de ele-
menter, der som en helhed udgør det aksiale ind-
sugningspumpehjul, idet middeldiameteren af hvert ele-
ment anvendes som dettes karakteristiske lineære di-

mension. Værdiområdet af den konstante faktor (0,75 til 1,25) bestemmes ud fra eksperimentelle undersøgelser, og dette område sikrer, at afvigelserne fra den maksimale sugekapacitet svarende til k lig med 1, kun er små.

Opfindelsen forklares nærmere i det følgende under henvisning til tegningen, hvor

fig. 1 viser et skematisk længdesnit i en pumpe ifølge opfindelsen vist i forbindelse med et centrifugalpumpehjul,

fig. 2 et længdesnit i en udførelsesform for et yderligere aksialt indsugningspumpehjul ifølge opfindelsen, og

fig. 3 et længdesnit af en pumpe med et boosterindsugningstrin i forbindelse med et centrifugalpumpehjul.

I fig. 1 er vist en pumpe omfattende et hus 1 med en væsketilgangsbøsning 2 og en væskeafgang i form af et spiralkammer 3. I huset 1 er der en drivaksel 5, der hviler i lejer 4, og som i væskestrømmens retning bærer et to-trins aksialt pumpehjul 6, 11 og et centrifugalpumpehjul 7. Aksialpumpehjulet 6 har et nav 8, der bærer pumpekovle 9, der afgrænser skovlkanaler 10, som væsken passerer igennem. Aksialpumpehjulets andet trin 6 har en udvendig diameter D og en skruestigning S for pumpekovlene ved indgangen dertil over deres udvendige diameter D . Aksialpumpehjulets første trin 11, der er monteret på akslen 5 ved væsketilgangsenden, omfatter et nav 12 og skrueformede skovle 13, der er monteret således, at de afgrænser skovlkanaler 14. Indsugningspumpehjulets første trin 11 har en udvendig diameter D' , der er mindre end den udvendige diameter D af pumpehjulet 6, medens skruestigningen S' for skov-

lene 13 er mindre end skruestigningen S for skovlene 9 ved afgang fra pumpehjulet 6 ved dets udvendige diameter D.

De udvendige diametre D' og D samt stigningerne S' og S for skovlene i det aksiale indsugningspumpehjuls første trin 11 og det andet trin 6 er valgt således, at der tilvejebringes en høj kapacitet for pumpe sugningen.

Ved pumpen på tegningen er forholdet mellem D' og D og mellem S' og S ca. 0,64 ved en konstant udvendig diameter for det aksiale indsugningspumpehjuls første trin 11. Pumper af denne type har følgende eksperimentelle ydelsesdata:

Pumpeparametre				
Pumpe Nr.	D'/D	C'	C	C/C'
1	0,72	6200-7000	4700	0,76-0,675
2	0,64	7000-9000	5200	0,74-0,58
3	0,63	6000-8500	4500-5000	0,75-0,59
4	0,73	5500-7400	4500-5000	0,82-0,68

De opnåede resultater bekræfter ligningen (2).

Når drivakslen 5 roterer, føres væske ad tilgangsbøsningen 2 til indsugningspumpehjulets første trin 11. En del af væsken passerer langs skovlkanalerne 14, medens en anden del af væsken føres til indsugningspumpehjulets andet trin 6 gennem klaringen mellem huset 1 og skovlene 13 på pumpehjulet 11. Mekanisk indvirkning mellem skovlene 13 og væsken bevirker en forøget sugehøjde af den væske, der passerer til indsugningspumpehjulets andet trin 6, hvor væsken strømmer langs skovlkanalerne 10. Mekanisk indvirkning mellem skovlene 9 og væsken tilvejebringer endnu større sugehøjde for den væske, der tilføres centrifugalpumpehjulet 7, medens væsken fra skovlkanalerne 10 i indsugningspumpehjulets andet trin 6

ligeledes fører til centrifugalpumpehjulet 7, hvor sugehøjden for væsken forøges til det krævede niveau. En sådan successiv forøgelse af sugehøjden af væsken bevirker en pumpedrift fri for kavitationsstalling af
 5 pumpehjulet. Herefter føres væsken fra pumpehjulet 7 til afgangsgang 3 og videre til en forsyningsledning.

Fig. 2 viser en anden udførelsesform for pumpen, hvor den udvendige diameter D'_1 for indsugningspumpe-
 10 hjulets første trin 11 og skruetigningen S'_1 for skovlene 13 forøges i væskestrømmens retning. Ifølge principperne for geometrisk lighed vælges skruetigningen S'_1 for skovlene 13 i henhold til ligningen (3), så at de passer til de løbende værdier af den udvendige
 15 diameter D'_1 for indsugningshjulets første trin 11 og diameteren af dettes nav 12.

Pumpens drift er i dette tilfælde svarende til pumpen i fig. 1 med den undtagelse, at den krævede sugehøjde er lavere på grund af en mindre diameter af
 20 det aksiale indsugningspumpehjuls første trin 11 ved tilgangen til dette, og at trykhøjden er noget højere på grund af en større diameter af dette indsugningspumpehjul 11 ved afgang fra dette.

Fig. 3 viser en pumpe, hvor det aksiale indsugningspumpehjuls første trin 11 anvendes i et booster-
 25 trin. Pumpehjulet 11 er lejret fritbærende på den roterende drivaksel 5, der er lejret i et leje 15 i et rør 16 mellem indsugningspumpehjulet 11 og indsugningspumpehjulet 6. Pumpehjulet 11 har dimensioner svarende til ligningen (3):
 30

$$S'_1 = k \cdot \frac{D'_1 + d'_1}{D + d} \cdot S$$

Driften af pumpen er svarende til den i fig. 2 viste pumpe med den undtagelse, at strømningshastigheden formindskes på grund af tilvejebringelsen af

ekspansioner i røret 16, medens det statiske tryk af væsken forøges, hvilket forbedrer driftsbetingelserne for indsugningspumpehjulet 6 uden kavitationsstalling af dette.

- 5 Anvendelse af et boostertrin er navnlig rimeligt, når man skal modernisere eksisterende pumper, der er i brug i øjeblikket, til forøgelse af disses sugekapa-
- citet.

P A T E N T K R A V

- 10 1. Centrifugalpumpe af den art, hvor der på centrifugalpumpehjulets (7) aksel i indsugningskanalen (2) er fastgjort et to-trins aksialt indsugningspumpe-
- hjul (6, 11) med skrueformede skovle (9, 13), og hvor skruestigningen (S') af skovlene (13) i det i strøm-
- 15 ningsretningen første trin (11) er mindre end skruestigningen af skovlene (9) i det andet trin (6),
- k e n d e t e g n e t ved, at yderdiameteren (D') af det første trins skovle overalt er mindre end yder-
- diameteren (D) af det andet trins skovle, og at for-
- 20 holdet (D'/D) mellem de to yderdiametre er helt eller i hovedsagen lig med forholdet (S'/S) mellem de til-
- hørende skruestigninger.

2. Centrifugalpumpe ifølge krav 1, k e n d e -
- t e g n e t ved, at indsugningspumpehjulets (6, 11)
- 25 første trin (11) har konstant diameter (D') og kon-
- stant skruestigning (S') i hele sin længde, og at dets diameter og skruestigning er mellem 50% og 90% af det andet trins (6) diameter og skruestigning ved tilgangen til dette trin.

- 30 3. Centrifugalpumpe ifølge krav 1, k e n d e -
- t e g n e t ved, at diameteren (D'_1) og skruestig-
- ningen (S'_1) i indsugningspumpehjulets (6, 11) første
- trin (11) vokser i pumpemediets strømningsretning, og at stigningen (S'_1) af dette trins skovle (13) er be-
- 35 stemt ved ligningen:

$$S'_i = k \cdot \frac{D'_i + d'_i}{D + d} \cdot S,$$

hvor S'_i , D'_i og d'_i angiver henholdsvis de løbende
værdier af skruestigningen og den udvendige diameter
af pumpeskovlene (13) samt diameteren af navet (12)
5 af indsugningspumpehjulets første trin (11), S , D og
 d angiver værdierne for henholdsvis skruestigningen og
yderdiameteren af pumpeskovlene (9, 24) samt diamete-
ren af navet (8, 23) i indsugningspumpehjulets andet
trin (6, 22) ved tilgangen til dette, og k er en kon-
10 stant mellem 0,75 og 1,25.

Fremdragne publikationer:

FR patent nr. 1483512.

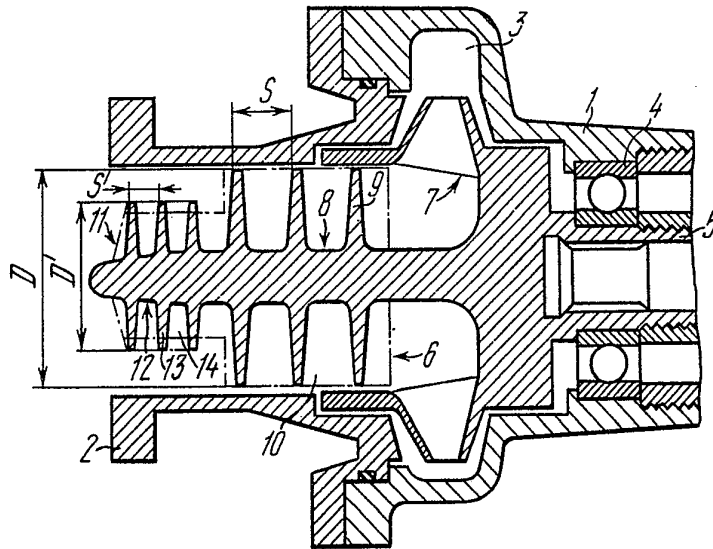


FIG. 1

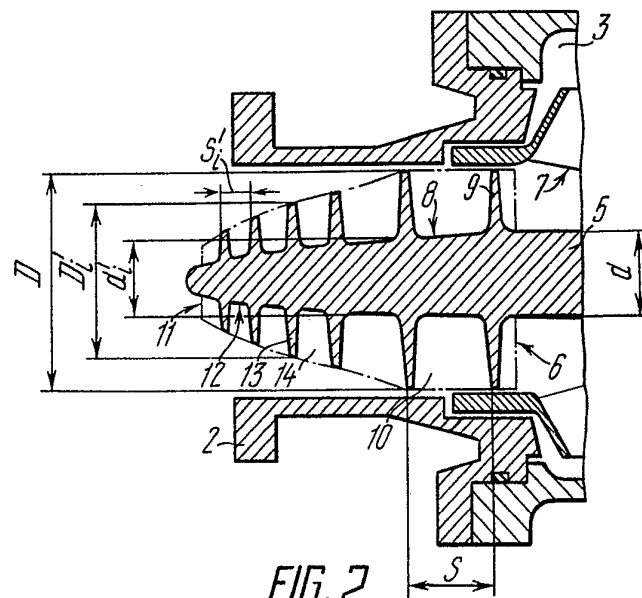


FIG. 2

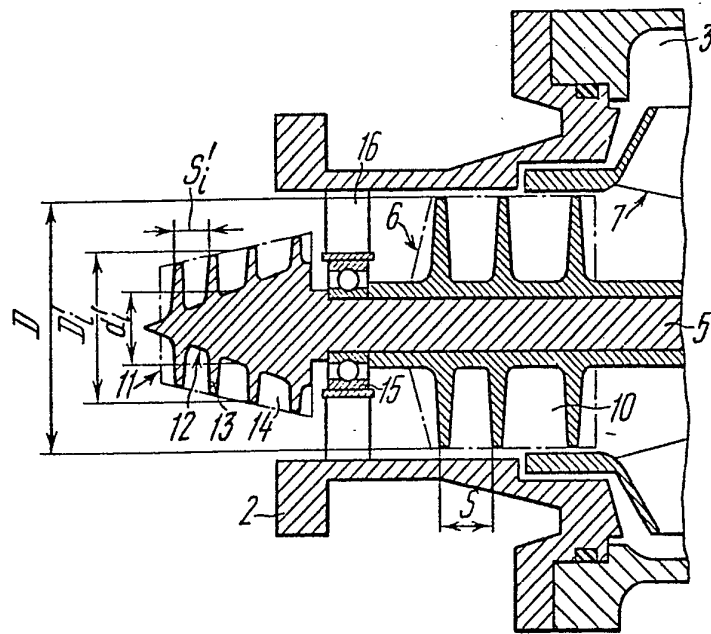


FIG. 3