



(12) PATENT

(19) NO

(11) 338298

(13) B1

NORGE

(51) Int Cl.

F03B 1/04 (2006.01)

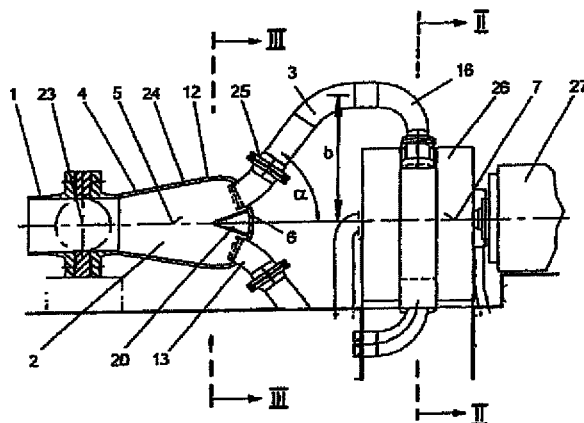
F03B 11/08 (2006.01)

Patentstyret

(21)	Søknadsnr	20090189	(86)	Int.inng.dag og søknadsnr	2007.06.14 PCT/EP2007/05265
(22)	Inng.dag	2009.01.13	(85)	Videreføringsdag	2009.01.13
(24)	Løpedag	2007.06.14	(30)	Prioritet	2006.07.03, DE, 20 2006 010 272
(41)	Alm.tilgj	2009.01.13			
(45)	Meddelt	2016.08.08			
(73)	Innehaver	Erlach Consult JEC, Gustav-Werner-Strasse 7, DE-88213 RAVENSBURG, Tyskland			
(72)	Oppfinner	Josef Erlach, c/o Erlach Consult JEC, Gustav-Werner-Strasse 7, DE-88213 RAVENSBURG, Tyskland Thomas Staubli, Schönbühlweg 4, CH-6048 HORW, Sveits			
(74)	Fullmektig	Protector Intellectual Property Consultants AS, Oscarsgate 20, 0352 OSLO, Norge			

(54)	Benevnelse	Peltonturbin med et tilførselssystem
(56)	Anførte publikasjoner	DE 326404 C
(57)	Sammendrag	

Oppfinnelsen vedrører en peltonturbin med et innstrømningssystem for flerdyseanlegg. Et sentralt distribusjonsrør (4) med et sirkulært tverrsnitt, med en akse (5) og med en terminalbasis (6) er foreslått som distribusjonselement (2) etter et trykkrør (1), der innstrømningsrør (3), sett i retningen av aksens, er fordelt over periferien til distribusjonsrøret (4) og hvert leder bort utad fra det sentrale distribusjonsrør (4) i en tangentiell retning eller en radial retning.



Peltonturbin med et tilførselssystem

Oppfinnelsen vedrører en peltonturbin med et innstrømmingssystem for tre til seks dyser, der innstrømmingssystemet omfatter et trykkrør med et distribusjonselement
5 hvorfra innstrømningsledninger forgrener seg til de enkelte dyse som spruter en åpen stråle mot skovler på en impeller.

Med flerdysede horisontale peltonturbiner var vannfjerning tidligere et problem. Løsninger er vist for vannfjerning i patentsøknad PCT/EP2005/012783 som også er
10 tilstrekkelig for tre til seks dyser på et horisontalt arrangement på turbinaksen. Utnyttelsen av impelleren med tre til seks dyser er naturligvis vesentlig mer fordelaktig ettersom impelleren er mindre med den samme ytelse. Flere dyser betyr imidlertid også mer kostnader på dyser, innstrømningsledninger og distribusjonselementer. Det japanske patentskrift JP 8218999 demonstrerer dette problem for horisontale
15 peltonturbiner med to til fire dyser.

Overgangen fra et trykkrør inn i et distribusjonselement og inn i tre og flere innstrømningsledninger krevde tidligere kompliserte og/eller kostbare spiralkonstruksjoner med kurvede og sveiste kappestykker med en vertikal konstruksjon
20 for å oppnå en varsom akselerasjon som er så fri for virvel som mulig opp til og inn i den åpne stråle.

En vertikal turbin med åpen stråle er vist i patentskrift DE 326404. Et distribusjonselement i form av en hul toroide blir matet via et trykkrør ved periferien i
25 aksial retning, hvor strømmen entrer inn i toroiden ved et bend på 90°. Impellerakselen og lagrene til turbinen er opptatt i det frie indre rom av toroiden. Fire distribusjonsrør avgrener seg utad fra toroiden i den radiale retning og hver fører til tilhørende dyser i horisontal retning med to 90° bend. Samtidig er kontakten for rørsystemet og mekanikken som samtidig justerer dysene via en kjededrift festet til distribusjonsrørene.
30 Formålet med dette arrangement er det sentrale sted og feste av turbinaksellagrene så vel som å ta opp de tangentielle krefter generert mot impelleren ved støttesøylene til distribusjonsrørene. Disse mekaniske fordeler resulterer i et ufordelaktig, tapsbringende strømningsregime ettersom innløpet inn i toroiden først finner sted radially innad med en 90° krumning fra trykkrøret, mens de direkte inntilliggende distribusjonsrør fører bort

radialt utad ved en spiss vinkel til dette. Et horisontalt anlegg med tre dyser fra det da
hetende selskap Sulzer Escherwyss (Ravensburg, Tyskland) finnes ved anlegget med
navn "Don Pedro" i Costa Rica for eksempel. Et horisontalt anlegg med to dyser fra
selskapet Voith AG (Heidenheim, Tyskland) finnes for eksempel med anlegget
5 anleggsnavnet "Prutz" i Kaunertal dalen i Tyrol, Østerrike. Større antall dyser tenderer
ikke til å være vanlig i horisontale anlegg i effektområdet over 100 KW. Med en
vertikal konstruksjon, for eksempel for anlegg med seks dyser, slik som blir bygget av
selskapet Voith AG er vist av selskapet Fuji Electric Co., Ltd i den japanske
patentpublikasjon 5005478, der innstrømningsrørene beveger seg bort fra et
10 spiralgående, tilspisset distribusjonsrør.

Det er formålet med den foreliggende oppfinnelse å tilveiebringe et kostnadseffektivt
innstrømningssystem for peltonturbiner med tre til seks dyser. Dette oppnås med de
karakteriserende trekk i uselvstendig krav 1.

15

Arrangementet i samsvar med oppfinnelsen har den fordel at strømmen til hver av de tre
eller flere dyser er like når alle dysene er i drift og at lukking av en dyse kun har en
ubetydelig effekt på strømningen i de andre dyser. En ytterligere fordel er funnet i det
faktum at praktisk talt alle delene til det sentrale distribusjonsrør og til
20 innstrømningsledningene kan bestå av standard deler som er vanlig i
rørledningskonstruksjon og kjeleteknikk. I motsetning til et distribusjonselement i form
av en utad plassert spiral, oppstår vektbesparelser og en vesentlig reduksjon i
sveisesømlengder i innstrømningssystemet. Uselvstendige krav 2 til 20 representerer
fordelaktige ytterligere utviklinger av oppfinnelsen.

25

En konisk forlengelse av distribusjonsrøret frembringer en hemming av strømningen
som hindrer at høyere hastigheter skjer i matingen inn i innstrømningsledningene enn i
trykkledningen for eksempel. Samtidig finner en lavtaps justering av strømningen sted i
dette langsommere strømningsområde når enkelte dyser blir stengt.

30

Når aksene til det sentrale distribusjonsrør sammenfaller med impelleraksen og
innstrømningsledningene er anordnet symmetrisk til aksene av distribusjonsrøret slik at
de divergerer når rotasjonsmessig posisjonert rundt denne aksene, kan identiske
strømningsforhold oppnås ved dysene. Samtidig oppstår identiske

innstrømningsledninger som korresponderer med antallet dyser, som forenkler produksjonen.

- En ytterligere fordel skyldes tilpasningen av ulike hoder og hastighet som med
- 5 ombytting på økende hode, som ofte allerede er benyttet med en planlagt økning i ytelse ved at vanndetekteringen blir flyttet til en geodetisk høyere posisjon. I et slikt tilfelle blir rotordiameteren og eventuelt hastigheten endret. Med konvensjonelle flerdyseanlegg har dette den følge av fullstendig fornying av distribusjonsledningen og av innløpsledningene som utgår derfra opp til dysene, mens i systemet i samsvar med
- 10 oppfinnelsen forblir det sentrale distribusjonsrør uendret og kun innløpsledningene blir noe korrigert i deres tangentielle vinkel i rotorplanet og i deres lengde i rotorplanet slik at dysene kommer i den foreskrevne posisjon med hensyn til den nye rotor.

- For peltonturbiner hvor dysene er fordelt jevnt over rotorens periferi, er en jevn
- 15 fordeling av innstrømningsledningene ved det sentrale distribusjonsrør også resultatet, enten ved at de blir ledet gjennom endebasisen eller gjennom kappeoverflaten til det sentrale distribusjonsrør. Dette fører til en spesielt fordelaktig anvendelse av det indre tverrsnitt av det sentrale distribusjonsrør.

- 20 En ytterligere forbedring med hensyn til strømmingen skjer når innstrømningsledningene stikker inn i strømmingen i det sentrale distribusjonsrør i form av et rørbend. Avbøyningen bort fra akse til distribusjonsrøret finner da allerede sted i rørbendet med en akselerert strømming.

- 25 Denne avbøyning blir understøttet av åpninger, for eksempel i form av tversgående slisser, ved inngangen til disse rørbend. Ettersom innstrømningsrørene må ha en forholdsvis stor minimums veggtykkelse S på grunn av de høye trykk med peltonturbiner, kan formen på åpningene eller slissene ved innløpet til rørbendene samtidig bli brukt for strømningsledning av vannmengdene som strømmer gjennom
- 30 dem. De følgende målene ble funnet veldig generelt i eksperimenter som vesentlige mål for "mating" av et grensesjikt i et rør eller rørbend som har et fremspring som stikker inn i et distribusjonsrør. De fører til en reduksjon av innmatingstapene og i unngåelse av en innmatingssvirvel som kunne fortsette inn i den åpne stråle:

- innmatingskanten bør ha en helning mot innersiden

- åpningene eller slissene bør likeledes ha en helning ved en vinkel β på 30° til 60° mot kappeledningen til tilførselsledningen i lengderetningen
- åpningene eller slissene bør hver ligge en rad på en periferisk linje og ta opp mellom 60 og 80 % av periferien der
- 5 - to og flere rader kan være bak hverandre i strømningsretningen
- bredden B av slissene eller åpningene, målt på tvers av helningen, bør være mellom 20 % og 60 % av rørveggykkelsen S, fortrinnsvis 40%
- med slisser er en lengde L langs periferien på ti ganger til tyve ganger bredden B fornuftig
- 10 - avstanden A mellom åpningene hos tilstøtende rader bør omtrentlig korrespondere med veggtykkelsen S
- veggene mellom åpningene eller tversgående slisser hos tilstøtende rader bør ha en symmetrisk avfasning eller skarp kant med hensyn til deres helning ved innmatningssiden.

15

Motstandskoeffisienten ζ (zeta) for innmatingen blir dermed vesentlig mer fordelaktig (for eksempel $\zeta = 0.25$ med en rørdiameter på 140mm, en veggtykkelse S på 5mm, med tre rader med tversgående slisser og en midlere vannhastighet på 3.5 m/s; med en ytterligere avrunding/avfasning eller skjerping av innløpskantene ved slissene oppnås $\zeta =$

20 0.2; uten tiltak er $\zeta = 0.6$).

25

Disse resultater gjelder veldig generelt, det er også for rette avløpsrør fra et distribusjonsrør dersom de har et fremspringende utstikk inn i distribusjonsrøret ved en avstand som korresponderer med minst 20% av rørdiameteren d til

innstrømningsledningen og har målene vist her.

30

Ettersom innstrømningsledningene allerede danner en vinkel $20^\circ < \alpha < 70^\circ$ med akse til det sentrale distribusjonsrør på åpningen gjennom den ytre kontur av det sentrale distribusjonsrør, kan innstrømningsledningene bli brakt uten store omveier til en større avstand b fra rotoraksen og føre inn i rotorplanet i et dysebend med akselerert strømning, hvor summen av avbøyningene utenfor det sentrale distribusjonsrør som korresponderer med en vinkel på mye mindre enn 180° .

Arrangementet med innstrømningsledninger anvendt jevnt over periferien til distribusjonsrøret og med rørbend dyppende inn i distribusjonsrøret medfører en spesielt god utnyttelse av tverrsnittet til distribusjonsrøret ved nivået av innmatingen inn i rørbendet for anlegg med tre til seks dyser. Eller med andre ord: distribusjonsrøret

5 trenger bare for eksempel å ha en diameter ved innløpet inn i innstrømningsrøret større enn trykkledningen ved en faktor på 1.25 dersom de midlere hastigheter i innstrømningsledningene og trykkledningen er like.

Dersom det for enkelthets skyld er antatt at det er et spørsmål om sirkler som kontakter

10 inn i røretbendene ved nivået for innmatning og dersom en radius R_2 er forbundet med distribusjonsrøret, en radius R_1 med trykkledningen og en radius r med innstrømningsledningene, resulterer det følgende generelle forhold med n innstrømningsledninger

15
$$r = \frac{R_1}{\sqrt{n}} \text{ og } \frac{r}{R_2 - r} = \cos(90^\circ - 360^\circ / 2n)$$

som er vist i figur 7 for geometrien med tre innstrømningslinjer. Dersom disse forhold blir løst i samsvar med R_2 , er følgende tabell resultatet:

n =	2	3	4	5	6	7
$R_2/R_1 =$	1.414	1.244	1.207	1.208	1.224	1.249

20

For fortsatt å ha tilstrekkelig rom for sveising av rørbend inn i terminalbasen, er et supplement på 10-40% av diameteren til kappeflaten nødvendig.

Tre til seks innstrømningsledninger frembringer en optimal utnyttelse av

25 distribusjonsrøret. Med syv innstrømningsrør ville utnyttelsen R_2/R_1 også fortsatt være god dersom strømningsforholdene ved rotoren tillater det. Utnyttelsen er dårlig med to innstrømningsledninger.

Den følgende tabell viser at et kort distribusjonsrør av standardelementer og med et

30 antall dyser fra tre til seks dyser frembringer fordelaktige løsninger med et økende antall dyser for vektbesparelse ved innstrømningsrørene. Med det samme ledningsregime

fører et diameterforhold på 81/47 ved overgangen fra to til seks innstrømningsledninger til; Dette har en kvadratisk påvirkning på den minimale veggtykkelse og resulterer i en materialbesparelse på omtrentlig 30-40%.

n =	2	3	4	5	6	7
Trykkrør D1 =	100	100	100	100	100	100
Distribusjonsrør D2 =	196	171	163	160	160	161
Innstrømningsrør D3 =	81	66	57	51	47	43

5

Anlegg med seks dyser kan bli brukt vertikalt og nylig også horisontalt uten kompromisser i samsvar med PCT/EP2005/012783. Fordelen for en liten rotor med en liten generator som er resultatet av dette, med rotoren også værende i stand til å bli installert på en overhengende måte på generatorakselen, blir støttet av den foreliggende søknad med et kostnadseffektivt innstrømningssystem. En parallell søknad er til stede for de mulige besparelser ved dysene og tilhørende avstengningselementer i flerdyseanlegg slik at et konsept for kostnadsmessig fordelaktige kompakte anlegg er til stede med disse tre oppfinnelser. For mindre anlegg er slike påkrevd, for eksempel for "isolerte applikasjoner" av elektrisk tilførsel i fjellandsbyer, er det mulig å installere generatoren, peltonturbinen og innstrømningssystemet på en enkelt bunnramme. Kompakte enheter opp til 3 MW kan således bli opptatt i en container ("containerdimensjonerte systemer") og kan bli transportert til destinasjonen, satt opp og satt i drift direkte.

10

15

20

Leilighetsvis entrer sand og smågrus inn i trykkrørledningene og distribusjonslinjene og skader og eroderer nedstrømsdelene slik som dysemunnstykkene, dysepinnen eller rotorkoppen. På grunn av den større spesifikke vekt i forhold til vann blir sandpartiklene slept langs bunnområdet av rørledningene og ved høyere hastigheter i de ytre baner av bendene.

25

Erfaring viser at i konvensjonelle peltonturbiner uten sandseparatorer beveger sanden seg:

- direkte inn i dysen med endyseturbiner
- primært inn i den første dyse med todyseturbiner og horisontale tredyseturbiner med en innstrømning ovenfra

30

- primært inn i den siste dyse med todyse- og tredyseturbiner med innstrømning nedenfra og
- primært inn i den siste dyse med tredyse- til sekspyse vertikalturbiner.

5 I den foreliggende oppfinnelse er det derfor fordelaktig for horisontalturbiner å feste en sandseparator i enden av den koniske forlengelse av distribusjonsrøret som hindrer strømmingen og fremmer en synking av sanden til bunnen. Denne sandseparator kan for eksempel omfatte et sveist blindrør til hvilken ende en tilbakeblåsende anordning er festet i form av en flottørventil. Sanden kan dreneres ut sammen med vann ved en

10 sporadisk åpning av flottørventilen. En rive sveist i nivå med kappeoverflaten til den koniske forlengelse bærer separeringen av sand ved at den undertrykker dannelsen av en virvel i blindrøret ettersom det har omtrentlig det samme dynamiske hode i hver av sine slisser plassert på tvers av strømmingen. Til samme tid danner det en mekanisk forsterkning i den avbrutte kappeoverflaten til den koniske forlengelse.

15

En ytterligere forbedring for en peltonturbin som har de tidligere beskrevne innstrømningssystemer er resultatet når dysene stivt forbundet til innstrømningsledningene er justerbare i et lite vinkelområde på et maksimum av 8° ved frigjørbare skjøtkoplinger i rotorplanet for liten modifisering av strålesirkeldiameteren

20 d_1 til de åpne stråler innfallende mot koppene eller skovlene. Vanligvis er en justering på pluss/minus 2° tilstrekkelig til å kompensere for sesongmessige avvik i fallhøyden H fra en optimal høyde H ved en horisontal forskyvning av virkningsgradkarakteristikken påvirket av denne justering slik at det sesongmessige avvik igjen ligger innenfor det optimale. Dette betyr at med en sesongmessig økning i høyden H , blir

25 strålesirkeldiameteren d_1 korrigert på grunn av den høyere utgangshastighet til en større verdi $d_{1\max}$ med en passende periferihastighet for å være i stand til fortsette å operere i det optimale; og motsatt, med en sesongmessig mindre høyde, finner en reduksjon sted til en strålesirkeldiameter $d_{1\min}$.

30 Ut fra et konstruksjonsaspekt blir justerbarheten løst slik at, på den ene side, bæres dysen som et fikserbart første kuleledd med en sfærisk utvendig kontur i en konisk trakt av stive elementer i turbinen, hvor disse elementer er i stand til å være en husring eller en strålering slik som beskrevet i WO 2006/066691 og slik at, på den andre siden, danner tilførselsledningen i seg selv et andre fikserbart kuleledd.

Den rette forbindelseslinje til sentrene M_1 og M_2 sett fra x og y retningene er den imaginære dreieakse. Jo mer den rette forbindelseslinje mellom sentrene M_1 , M_2 til disse to kuleledd er parallelle med rotoraksen, jo mer nøyaktig finner justeringen av den åpne stråle sted i rotorplanet. Dersom et avvik i x retningen må bli utført av konstruksjonsårsaker, kan det igjen bli kompensert for ved en korreksjon i y retningen.

Kuleleddene er hver fiksert mellom motsatt plasserte flenser med strekkstag. I denne sammenheng er ingen tetningselementer nødvendig for det første kuleledd ved dysen, mens det andre kuleledd behøver tetningselementer ved kuleoverflaten i tilførselsledningen som må motstå alle driftsforhold.

For å utføre sesongmessig justering, som er 2° for eksempel, kan for eksempel bæreelementer for tilførselsledningene bli anordnet ved en avstand c fra den felles dreieakse for de to kuleledd som medfører en spesifisert vinkeljustering ε av den åpne stråle ved forskjellig underlegg av støtten. En fiksering ved bærepunktene er også fornuftig for å ta opp krefter fra stråleavbøyningen og rekylkrefter forårsaket av den åpne stråle og for å avlaste kuleleddene.

Oppfinnelsen vil bli beskrevet i det følgende med henvisning til utførelser. Det er vist:

Fig. 1 skjematisk et lengdesnitt gjennom et innstrømningssystem i samsvar med oppfinnelsen;

Fig. 2 skjematisk et tverrsnitt av figur 1 ved nivået av rotorplanet;

Fig. 3 skjematisk et tverrsnitt av figur 1 i nivå med innløpet inn i innstrømningsledningene;

Fig. 4 skjematisk en forstørret detalj fra figur 1 med et rørbend i en innstrømningsledning som stikker inn i distribusjonsrøret;

Fig. 5 skjematisk et distribusjonsrør i hvilket innstrømningsrørene stikker gjennom kappeoverflaten;

Fig. 6 skjematisk og veldig forstørret, en detalj av den termiske basis til et distribusjonsrør inn i hvilket en innstrømningsrør stikker som viser målene for "mating" av grensesjiktet i området av innmatingen;

Fig. 7 skjematisk de geometriske forhold i tverrsnittet av et distribusjonsrør som har tre eller seks innstrømningsledninger i form av utstikkende rørbend;

Fig. 8 skjematisk installasjonen av en sandseparator i et distribusjonsrør med en konisk forlengelse for horisontale peltonturbiner;

5 Fig. 9 skjematisk et snitt i rotorplanet som gjør endringen i strålesirkeldiameteren synlig;

Fig. 10 skjematisk et riss av figur 9 i x retningen og, forstørret, et første og andre kuleledd; og

Fig. 11 skjematisk virkningsgradkarakteristikkene til en peltonturbin i avhengighet av
10 høyden H med to forskjellige strålesirkeldiametre.

De samme henvisningssymboler blir brukt for de samme funksjoner i figurene.

I figurene 1, 2, 3 og 4 er en horisontal peltonturbin vist med seks dyser 18, 18a med et
15 tilhørende innstrømningssystem og med en generator 27. En dyse 18a er tegnet større og lengre enn andre ettersom den bør være en regulerbar stiftdyse, mens de andre fem dyser kun har integrerte avstengningselementer. Dysene 18, 18a er festet til og innrettet ved en støttering som samtidig avbøyer vannsprut til siden og blir støttet via en fot 30 ved et fundament eller bunnramme. Dette gjør det mulig å bygge huset 26 på en
20 forholdsvis lett måte fra et antall deler når lagrene til rotoren 8, som bærer skovlene 10, likeledes er båret direkte ved fundamentet eller ved en bunnramme.

Vannet strømmer fra en trykkledning 1 gjennom et integrert avstengningselement 23 og beveger seg inn i det sentrale distribusjonsrør 4, som går sammen via en konisk
25 forlengelse 24 inn i en terminalbasis 6 som korresponderer med en humpet kjeleende fra kjeleteknikken. Aksen 5 til det sentrale distribusjonsrør 4 og aksen 7 til peltonturbinen sammenfaller. Dysene 18, 18a er fordelt jevnt over periferien til rotoren.

Innstrømningsledningene 3 er likeledes fordelt jevnt rundt aksen 5 slik at de divergerer når rotasjonsmessig plassert rundt aksen 5. Innstrømningsledningene 3 utgår fra
30 distribusjonsrøret 4 ved en vinkel α , går sammen ved en avstand b inn i horisontalen og via et 90° dysebend 16 med en akselerert strømning inn i rotorplanet til dysene som hver genererer en åpen stråle 9. Innstrømningsledningene 3 er avbrutt ved flensforbindelser 25 og hver har et rørbend 13 som stikker inn i det sentrale

distribusjonsrør 4, hvor rørbendet 13 har en krumning som om det ønsket å åpne motsatt av strømmen parallelt med aksen 5.

5 Et konisk forskyvningslegeme 20 er festet mellom de innkommende rørstykker og er støttet foran dem mot strømningsretningen. Rørbendene 13 er sveist inn i åpningene 11 til terminalbasisen 6 og de har et fremspring 19 som stikker inn i det sentrale distribusjonsrør. To rader med tversgående slisser 14, som er fordelt over periferien og hvis geometri vil bli sett på ved beskrivelsen av figur 6, er påført inne i fremspringet.

10 Figur 5 korresponderer med fremstillingene til et sentralt distribusjonsrør 4 som i figur 1. I motsetning til figur 1, er den koniske forlengelse 24 slått sammen med et ytterligere sylindrisk rørstykke 31 i hvilken kappeflate det er åpninger 11 for innstrømningsledningene 3 som likeledes danner et fremspring 19 med et sveist rørbend 13. Tre rader med tversgående slisser 14 fordelt over periferien er benyttet.

15 Forskyvningslegemet 20 som stikker sentralt ut over innmatningen av innstrømningsrørene 3 er konisk. Dens tverrsnitt kan være sirkulær. Den kan imidlertid like godt være satt sammen av konkave kappeflater for å tilpasse seg bedre til de inntilliggende rørbend 13.

20 I figur 6 er tiltakene for å forbedre strømmingen 28 ved innmatingen inn i en tilførselsledning 3 vist. Tilførselsledningen 3 har et fremspring 19 som stikker ut ved en avstand a inn i det sentrale distribusjonsrør 4, hvor det er sveist inn i terminalbasisen 6. Den har en indre diameter d og en veggtykkelse S . Tversgående slisser 14 fordelt over periferien i tre rader 17 er påført i fremspringet 19, hvor de tversgående slisser 14 i
25 tilstøtende rader 17 har en senteravstand A målt vinkelrett på helningen 22 i størrelsesorden veggtykkelsen S . De tversgående slisser har en lengde L som er et multippel av slissebredden B . Slissebredden B er mindre enn veggtykkelsen S for å lede strømmingen noe i slissen. Slissene er påført ved en helningsvinkel β på omtrent 45° skrått innad og er over hverandre slik at veggene plassert derimellom danner et
30 strømningsgitter. Veggene er utstyrt med en avfasing eller skarp kant 21 og er avrundet på den ytre innløpsside mellom slissene symmetrisk til helningen 22. Innmatningskanten til tilførselsledningen er likeledes innad avfaset ved en helning 22.

Figur 7 er allerede diskutert ovenfor i den generelle del. Det er vist geometrisk og ved en formel hvordan anvendelsen av det sentrale distribusjonsrør består for eksempel av $n = 3$ eller $n = 6$ innstrømningsledninger. Vinkelen γ , hvis cosinus korresponderer med forholdet $r/(R_2-r)$ beløper seg til:

5

$$\gamma = 90^\circ - 360^\circ / 2n = 30^\circ \text{ eller } 60^\circ$$

I figur 8 er et sentralt distribusjonsrør 4 vist som i eksemplet ifølge figur 1. Et blindrør 32 er sveist i kappeoverflaten 12 til den koniske forlengelsen 24, omtrentlig ved det laveste punkt, for å oppfange sandpartikler som blir transportert langs bunnen med hjelp av tyngden. For dette formål danner blindrøret 32 sammen med en lukkeflens 34 en lukket sekk inn i hvilken sandpartikler blir avsatt. Slik at ingen virvel, som også kunne skylle ut sandpartikler igjen, oppstår i sekken på grunn av strømmingen som beveger seg forbi, idet åpningen 37 til kappeoverflaten 12 er utstyrt med en rive 33 orientert på tvers av strømmingen. Med hensyn til denne rive 33 er lengdeprofilen på tvers av strømmingen viktig som danner slissene 36 med stående vann i hvilke sandpartikler kan synke. Oppsplittingen av tverrsnittet til blindrøret 32 inn i tversgående slisser 36 i dette område har den effekt at i stedet for en stor virvel i blindrøret kan på det meste bare starten på små virvler oppstå inne i de enkelte slisser.

20

En flottørventil 35 som åpnes sporadisk for å skylle ut den oppsamlede sand sammen med vann er installert i koplingsflensen 34.

En innstrømningsledning 3 er vist i figurene 9 og 10 med en dyse 18 som spruter en åpen stråle 9 på en strålesirkeldiameter d_1 tangentielt mot skovlene 10 på en rotor 8. Dysen 18 har en sfærisk ytre overflate med hvilken den bæres på en konisk indre overflate til en husring 38 og danner dermed et første kuleledd 41 med et senter M_1 . Dysen 18 er forlenget utover til en flens som er festet til husringen 38 via strekkstag 42 og som holder dysen i en forhåndsinnstilt posisjon. Samtidig blir også krefter tatt opp her som oppstår ved avbøyning av vannet i innstrømningsledningen 3 og rekylkraften til den åpne stråle 9.

30

Et andre kuleledd 46 i en flensforbindelse 25 til tilførselsledningen 3 er anordnet med sitt senter M_2 slik at en rett forbindelseslinje fra senteret M_2 til senteret M_1 i det første

kuleledd 41 danner en svingeakse 40 som er orientert parallelt eller omtrentlig med rotoraksen 7 for å holde den åpne strålen 9 så mye som mulig i rotorplanet 39. Dette betyr at linjeføringen av innstrømningsledningen 3 er slik at en korresponderende svingeakse 40 er mulig. Innstrømningsledningen 3 ligger på et støttepunkt 44 som er

5 feste ved en avstand c til den rette forbindelseslinje 40. Flensforbindelsen 25 for kuleleddet 46 blir likeledes holdt sammen via strekkstag 47 som kompenserer de forholdsvis små vinkelendringer med sfæriske bæreflater og tilsvarende motflater i skiver 48. I det andre kuleledd 46 er en tetning 42 festet mellom sfæriske

10 justeringsflater og tar opp trykkimpulser i innstrømningsledningen med spente flenser 25.

For å justere strålesirkeldiameteren d_1 , ved 2° for eksempel, blir forbindelsene ved strekkstagene 43, 47 løsgjort og underlegget 45 ved støtten 44 blir endret i samsvar med avstanden c slik at vinkelendringen 2 opptrer ved hvilken strekkstagene blir strammet

15 igjen. Strekkstagene 47 ved flenskoplingen 25 kan være gjengede bolter og mutter hvis sfæriske bæreflater ligger på sfæriske motflater av skiver 48. Passeringshullene for de gjengede bolter muliggjør den beregnede hellende posisjon. Avstanden mellom de faktiske flenser er likeledes så stor at en svingning rundt den angitte vinkel ε er mulig. En vinkeljustering fra opp til pluss/minus 4° fra en nullposisjon hvor flensene er

20 parallelle med hverandre kan kompenseres for med friksjonen av skivene 48 på flensene. Ettersom strekkstagene 47, 43 er fordelt over periferien til flensene, resulterer ulike intervaller over periferien til flensene hvor en fiksering av kuleleddet finner sted.

I figur 9 er det vist ved strålesirkeldiameteren d_1 hvordan en svinging rundt en vinkel på

25 pluss/minus ε frembringer en minskning $d_{1\min}$ eller en økning $d_{1\max}$ respektivt i strålesirkeldiameter. I figur 11 er en virkningsgradkarakteristikk η vist uavhengig av høyden H for et bestemt aspekt. Ved det optimale driftspunkt bestemmer høyden H utløpshastigheten til den åpne stråle og, ved strålesirkeldiameteren, periferihastigheten til rotoren for en forutbestemt rotasjonshastighet. Dersom innstrømningstrykket (høyden

30 H) reduseres, må enten en mindre hastighet bli akseptert for en optimal utnyttelse, som ikke er følsom for en synkront drevet generator, eller strålesirkeldiameteren må minskes til en liten verdi $d_{1\min}$ som korresponderer med den passende periferihastighet med den samme rotasjonshastighet. Motsatt forflyttes virkningsgradkarakteristikken med en

større strålesirkeldiameter $d_{1\text{maks}}$ til høyre (stiplet linje) dersom den sesongmessige innstrømningshøyden H er større.

Deleliste

5		
	1	trykkrør
	2	distribusjonselement (distribusjonsrør)
	3	innstrømningsrør
	4	sentralt distribusjonsrør
10	5	akse
	6	terminalbasis
	7	akse
	8	rotor
	9	åpen stråle
15	10	kopp
	11	åpning
	12	kappeoverflate
	13	rørbend
	14	tversgående slisse
20	15	åpninger
	16	dysebend
	17	rad
	18	dyse med avstengningselement, 18a dyse med mengderegulering
	19	fremspring
25	20	forskyvningslegeme
	21	avfasning eller skarp kant
	22	helning
	23	avstengningselement
	24	konisk forlengelse
30	25	flensforbindelse
	26	hus
	27	generator
	28	innmatningsretning
	29	bæring

	30	fot
	31	syindrisk rørstykke
	32	sandseparator, blindrør
	33	rive
5	34	lukkeflens
	35	skylleanordning, kuleflottør
	36	slisse
	37	åpning
	38	husring
10	39	rotorplan
	40	rett forbindelseslinje, svingeakse
	41	første kuleledd
	42	tetning
	43	strekkstag
15	44	bærepunkt
	45	underlegg
	46	andre kuleledd
	47	strekkstag
	48	skive
20		
	A	avstand
	B	slissebredde
	L	slisselengde
	s	veggtykkelse
25	a	avstandsfremspring
	b	avstand avbøyningsbend
	c	avstand
	D1	diameter trykkør
	d ₁	strålesirkeldiameter
30	d _{1max}	større strålesirkeldiameter
	d _{1min}	mindre strålesirkeldiameter
	D2	diameter distribusjonsrør
	D3	diameter innløpsrør
	M ₁	senter

	M_2	senter
	R_1	radius trykkrør
	R_2	radius distribusjonsrør
	α	vinkel
5	β	helningsvinkel
	γ	vinkel
	ε	svingevinkel
	η	virkningsgradkarakteristikk

P a t e n t k r a v

1.

Peltonturbin med et innstrømningssystem for tre til seks dyser, hvilket

5 innstrømningssystem har et trykkrør (1) med et distribusjonselement (2) hvorfra innstrømningsledninger (3) avgrener seg til de enkelte dyser (18, 18a) som sprøyter en åpen stråle (9) mot skovler (10) på en impeller (8) hvor distribusjonselementet omfatter et sentralt distribusjonsrør (4) med sirkulært tverrsnitt, med en akse (5) og med en lukkende bunn (6) og innstrømningsrør (3) distribuert, sett i retningen av aksen, over periferien til

10 distribusjonsrøret der hvert leder bort utad i tangentiell retning og/eller i radial retning, **karakterisert ved at** innstrømningsledningene har et fremspring (19) som stikker inn i distribusjonsrøret (4) mot strømningsretningen i distribusjonsrøret ved en avstand a , som korresponderer med minst 15% av rørdiameteren d til innstrømningsledningen (3).

15 2.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** innstrømningsledningene (3) har fremspring (19) i form av et rørbend (13) som stikker inn i distribusjonsrøret (4) som er krummet mot strømmen i retning av aksen (5) til distribusjonsrøret.

20

3.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i krav 1 eller krav 2, **karakterisert ved at** fremspringene (19) har minst en rad (17) med åpninger (15) eller tversgående slisser (14) som er plassert på en omkretslinje og tar opp mer enn 50% av omkretslinjen,

25 fortrinnsvis mellom 60% og 80%.

4.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i krav 3, **karakterisert ved at** åpninger (15) eller slisser (14) har en helning til kappelinjen i lengderetningen med en

30 vinkel på β fra 30° til 60°, fortrinnsvis 45°.

5.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 3 eller 4, **karakterisert ved at** åpningene (15) eller slissene (14), målt på tvers av helningen, har

en bredde B på 30% til 60%, fortrinnsvis på 50%, av rørveggtykkelsen S til innstrømningsledningen (3).

6.

- 5 Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 3 til 5, **karakterisert ved at** minst to rader (17) som har åpninger eller slisser er plassert bak hverandre i lengderetningen, med avstanden A mellom radene omtrentlig korresponderende med veggtykkelsen S til innstrømningsledningen.

10 7.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 1 til 6, **karakterisert ved at** det sentrale distribusjonsrør (4) forløper konisk til den lukkede bunn eller basis (6).

15 8.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 1 til 7, **karakterisert ved at** aksene (5) til det sentrale distribusjonsrør (4) sammenfaller med en akse (7) til impelleren (8).

20 9.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 1 til 8, **karakterisert ved at** åpninger (11) er anordnet i den lukkede basis (6) for innstrømningsledningene (3).

25 10.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 1 til 8, **karakterisert ved at** åpninger (11) er anordnet i kappeflaten (12) til det sentrale distribusjonsrør (4) for innstrømningsledningene.

30 11.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av kravene 1 til 10, **karakterisert ved at** innstrømningsledningene (3) utgår fra distribusjonsrøret eller den lukkede basis i retningen til impelleren (8) ved en vinkel $90^\circ > \alpha > 0$ i forhold til aksene (5) til det sentrale distribusjonsrør (4).

12.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i krav 11, **karakterisert ved at** vinkelen α er mellom 70° og 20° .

5

13.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av de forutgående krav, **karakterisert ved at** innstrømningsledningene (3) divergerer når rotasjonsmessig posisjonert rundt akselen (5) til det sentrale distribusjonsrør (4).

10

14.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av de forutgående krav, **karakterisert ved at** innstrømningsledningene (3) leder bort fra det sentrale distribusjonsrør (4) til en større avstand (b) og svinger inn i det sentrale plan til impelleren i et dysebend (16) som reduserer i tverrsnitt og akselererer strømmingen.

15

15.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av de forutgående krav, **karakterisert ved at** innstrømningsledningene (3) er fordelt ved like intervaller over periferien til det sentrale distribusjonsrør (4).

20

16.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av de forutgående krav, **karakterisert ved at** et konisk fortrengningslegeme (20) blir båret, anordnet sentralt, før innstrømningsledningene (3) i det sentrale distribusjonsrør (4).

25

17.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av de forutgående krav, **karakterisert ved at** summen av tverrsnittene til innstrømningsrørene (3) korresponderer med tverrsnittene til trykkrøret (1) ved utløpet fra det sentrale distribusjonsrør (4).

30

18.

Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i ett av de forutgående krav, **karakterisert ved at** det er en åpning (37) til en sandseparator (32) i det nederste

området av kappeflaten (12) av distribusjonsrøret før overgangen til det sentrale distribusjonsrør (4) inn i innstrømningsledningen (3) for et horisontalt arrangement.

19.

- 5 Peltonturbin med et innstrømningssystem som angitt i krav 18, **karakterisert ved at** en rive (33) som har lengdesnitt og slisser (36) anordnet på tvers av strømningsretningen er installert i åpningen (37).

20.

- 10 Peltonturbin som angitt i ett av kravene 1 til 19, **karakterisert ved at**, på den ene siden, er dysene (18) båret av en husring (38) med et første fikserbart kuleledd (41) med et senter m1; og at, på den andre siden, tilførselsledningen (3) respektivt har en flensforbindelse (25) med et andre kuleledd (46) med et senter M2, med en trett forbindelseslinje (40) mellom sentrene M1 og M2 som danner en svingeakse for
- 15 rørstykket mellom dysene (18) og flenskoplingen (25) og svingeaksen (40) som er anordnet parallelt eller omtrentlig parallelt med impelleraksen (7) for å utføre en svinging av den åpne stråle (99 i impellerplanet (39) ved en vinkel ε på pluss/minus 4° .

21.

- 20 Peltonturbin som angitt i krav 20, **karakterisert ved at** rørstykkene har en bærepunkt (44) ved en avstand c fra svingeaksen (40) mellom det første og andre kuleledd (41, 46) for å foreta en justering av den åpne stråle (9) innstillbart ved en forhåndsinnstilt svingevinkel ε ved forskjellige underlegg (45).

Fig. 5

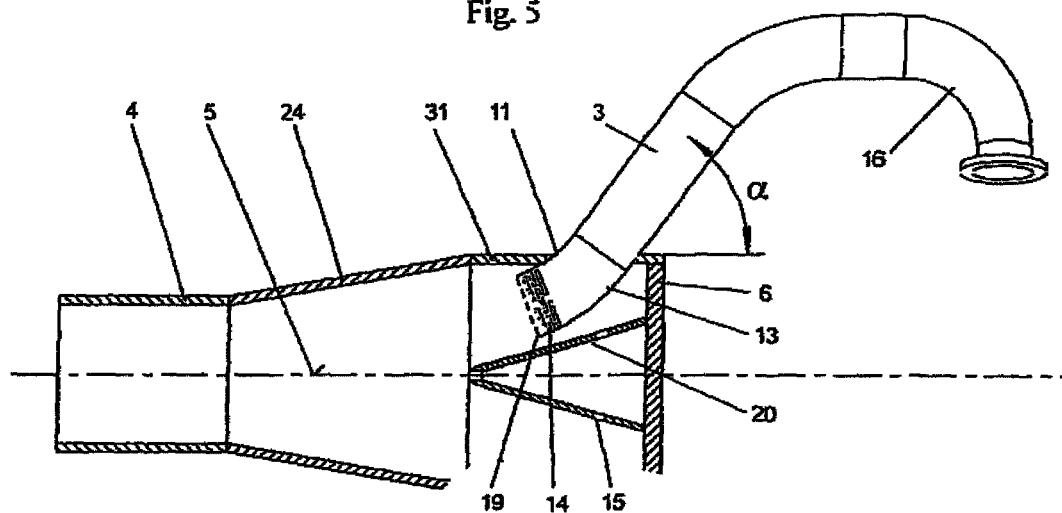


Fig. 6

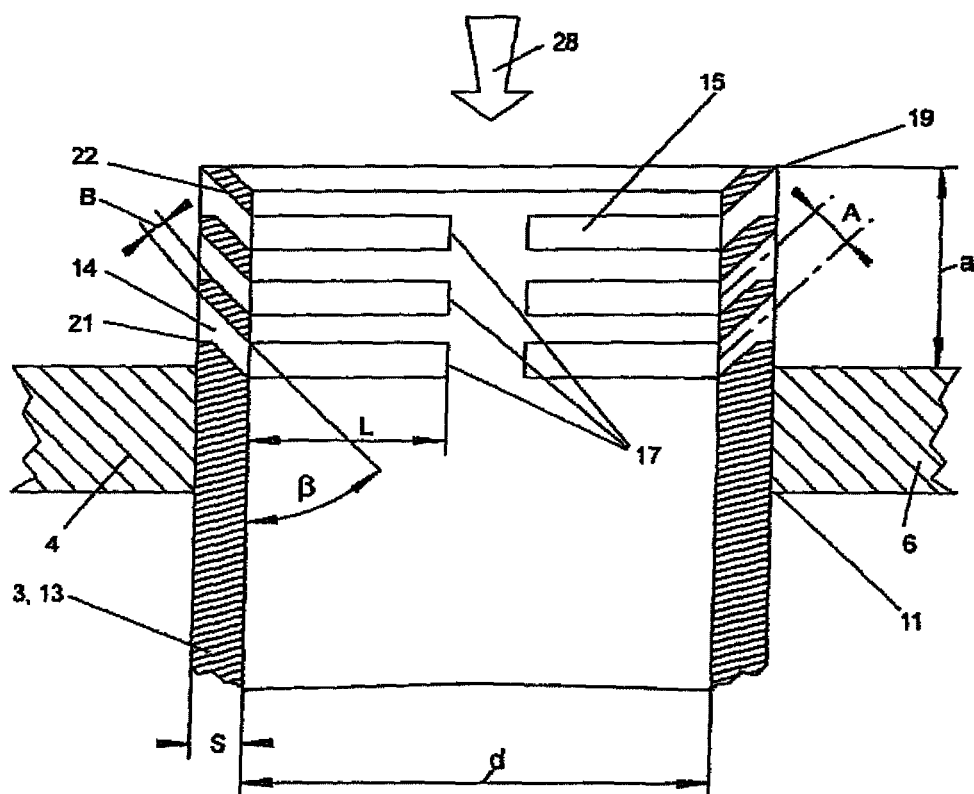
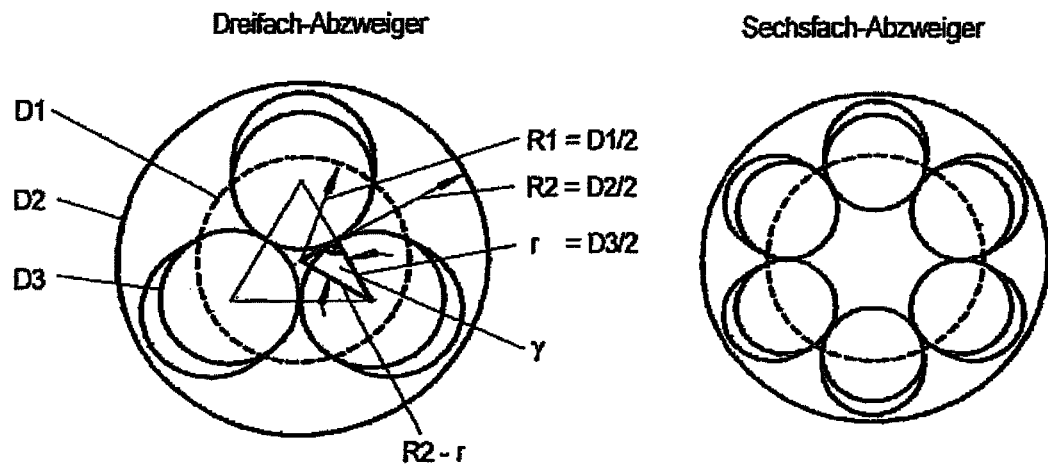


Fig. 7



$$r = \frac{R1}{\sqrt{3}}$$

$$n = 3; \quad \frac{R2}{R1} = 1.25$$

$$n = 6; \quad \frac{R2}{R1} = 1.22$$

Fig. 8

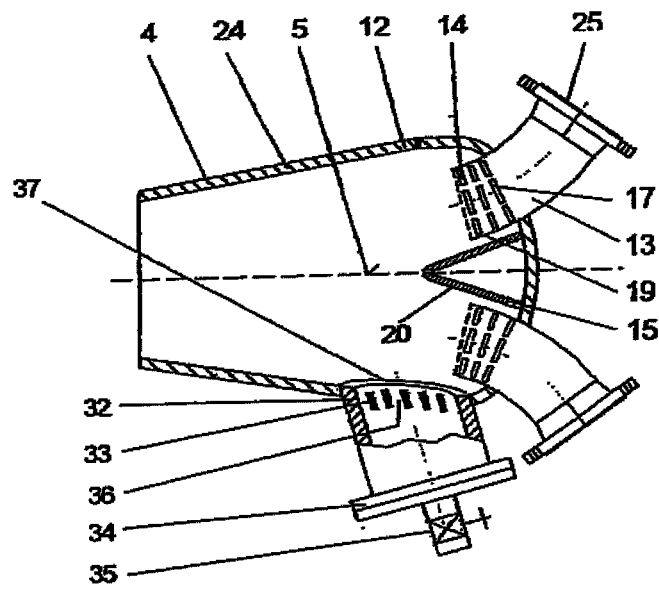


Fig. 9

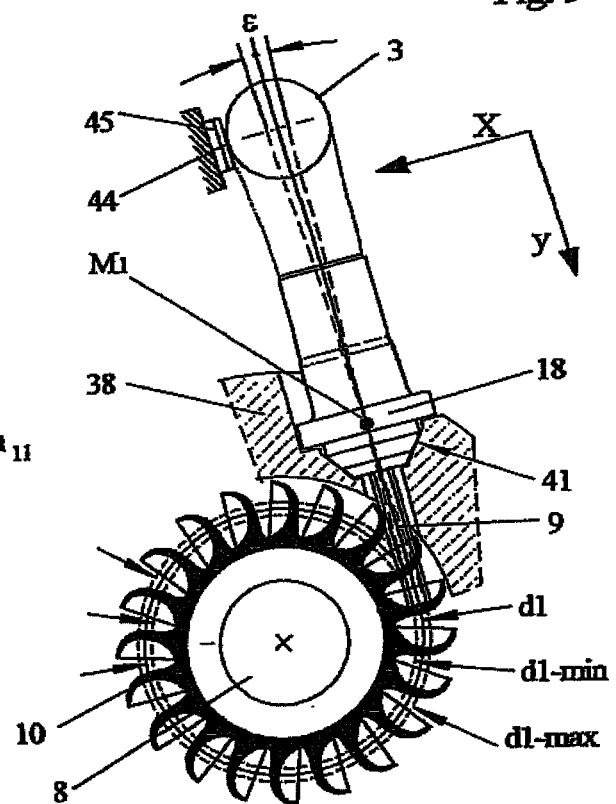


Fig. 11

