



(12) CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2012 00382

(22) Data de depozit: 30.05.2012

(41) Data publicării cererii:  
29.11.2013 BOPI nr. 11/2013

(71) Solicitant:  
• TOROK ARPAD, STR. TRANSILVANIEI  
NR. 29, BL. B54, AP. 54, ORADEA, BH, RO

(72) Inventatori:  
• TOROK ARPAD, STR. TRANSILVANIEI  
NR. 29, BL. B54, AP. 54, ORADEA, BH, RO

(54) COMPRESOARE ȘI DETENTOARE CU PISTON LICHID

(57) Rezumat:

Invenția se referă la compresoare și detentoare cu piston lichid, în care comprimarea, respectiv, destinderea gazelor sunt provocate de înaintarea, respectiv, de retragerea din aparat a unui volum de lichid. Compresorul conform invenției este compartimentat prin niște pereți (1.4) ficși profilați, care sunt separați prin niște rame (1.1) metalice, prin a căror asamblare, cu ajutorul unor prezoane (1.5) și al unor piulițe (1.6), se obțin pereții laterali ai compresorului, iar etanșarea dintre rame (1.1) și pereți (1.4) se face cu chituri elastice, permițându-se dezasamblarea rapidă, între fiecare pereche de pereți introducându-se două pistoane mobile, compuse, fiecare, dintr-un perete profilat și un sistem de culisare, ce prezintă o suprafață plană situată la o distanță foarte mică de pereți, pe care sunt fixate câteva patine (2.2) punctiforme, astfel încât cantitatea de lichid ce pătrunde în camera de comprimare este foarte mică, presiunea lichidului fiind egală cu cea a gazului, și niște opritori (2.1) ce opresc acești pereți, la sfârșitul comprimării, nepermițând obturarea orificiilor de evacuare a lichidului; fiecare ramă (1.1) este prevăzută cu niște orificii (6a) pentru admisie lichidului de lucru între cele două pistoane și, respectiv, niște orificii (6e) pentru evacuarea lui; când debitul de admisie este mai mare decât cel de evacuare, pistoanele sunt împinse spre pereții (1.4) ficși, comprimând gazul din compartimentul respectiv și evacuându-l după deschiderea unei supape (7e) de refluxare, iar când debitul de evacuare este mai mare decât cel de admisie, presiunea lichidului scade brusc, ducând la deschiderea

supapelor de admisie și la umplerea cu gaz a compartimentelor respective; niște supape (6.1 și 7.1) montate între niște conducte (10 și 11) de lichid, respectiv, de gaz permit eliminarea pungilor de gaz formate în urma pătrunderii gazului în compartimentele de lichid, și recuperarea lichidului care trece prin supapele de evacuare a gazului.

Revendicări: 19  
Figuri: 7

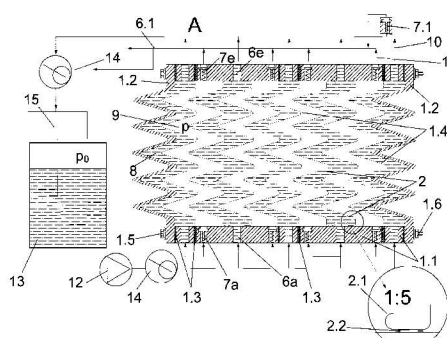


Fig. 4



## Compresoare și detentoare cu piston lichid

Prezenta invenție se referă la construcția și utilizarea unor compresoare și detentoare în care comprimarea, respectiv destinderea gazelor sunt provocate de înaintarea, respectiv de retragerea din aparat, a unui volum de lichid. În cazul comprimării, gazul aflat în camera de comprimare, este înlocuit treptat de un volum egal de lichid, provocând comprimarea gazului. În momentul în care se atinge raportul de comprimare dorit, supapa de refulare (sau un robinet comandat automat) se deschide, gazul comprimat este împins în rezervorul de stocare, sau în alt echipament, locul său fiind luat de lichidul ce continuă să pătrundă în compresor pînă la umplerea completă a camerei de comprimare. Urmează procesul de evacuare a lichidului, care începe cu deschiderea supapei de admisie, și continuă cu înlocuirea treptată a lichidului cu gaz aflat la presiunea de admisie. La fel, în cazul detentoarelor, lichidul din camera de destindere este înlocuit de un volum de gaz cu o presiune mai mare, care după închiderea supapei de admisie, se destinde împingând lichidul din detentor într-un dispozitiv în care energia lui potențială se transformă în energie mecanică utilă.

În stadiul actual al tehnicii, comprimarea gazelor prin intermediul unui lichid de lucru nu este un procedeu sistematic, el putînd avea loc în unele instalații hidraulice, în vasele de expansiune cu membrană, în instalațiile de hidrofor, în sisteme de transmisie hidraulică a energiei, în unele sisteme de amortizare, sau în sistemul cu coloane oscilante utilizat pentru valorificarea energiei valurilor, etc.

Folosirea lichidelor pe post de piston are în unele instalații avantaje considerabile :

- elimină necesitatea unor dispozitive de etanșare scumpe și perisabile
- elimină necesitatea unor sisteme de ungere costisitoare
- nu produce încălzirea și uzura cămășii cilindrului
- reduce prețul de cost al confecționării camerelor de comprimare
- prin contactul direct dintre gaz și lichid, se elimină rapid căldura degajată în interiorul camerei de comprimare
- permite introducerea în camera de comprimare a unor dispozitive (senzori, nervuri, aripioare, dispozitive de eliminare a căldurii, etc), care nu împiedică deplasarea acestui tip de piston
- permite reducerea la zero a volumului mort și creșterea pînă la 100% a factorului de umplere
- prin creșterea pronunțată a fluxului de căldură dintre gaz și mediu, se micșorează considerabil exponentul politropic al transformării termodinamice, ceea ce, în cazul compresoarelor duce la un consum mai mic de energie necesară transformării și la o temperatură mai redusă a gazului refulat, iar în cazul detentoarelor, la o extragere mai eficientă a căldurii din sursa caldă și la creșterea lucrului mecanic dezvoltat

doi R

- permite obținerea unor transformări izotermice la o viteză mai mare a pistonului, deci la o putere mai mare a dispozitivului
- permite realizarea unor motoare și pompe de căldură cu o diferență mai mică de temperatură între sursa rece și cea caldă
- permite creșterea gradului de utilizare a unor pompe de apă și a altor echipamente, strict necesare în multe aplicații, dar cu o durată redusă de funcționare (instalații și rezervoare tampon pentru stingerea incendiilor, instalații de irigat, rezervoare de stocare, etc), prin utilizarea lor, în perioadele disponibile, la acumularea de energie prin comprimarea unui gaz, sau la producerea de energie cu motoare Carnot, Ericsson, Stirling
- permite valorificarea eficientă a energiei valurilor

Dezavantajul principal al acestui sistem este cauzat de vîscozitatea mai mare a lichidelor, comparativ cu vîscozitatea gazelor, ceea ce cauzează consumuri de energie mai mari pentru vehicularea acestora. În cazul utilizării unor pompe pentru deplasarea coloanei de lichid, alegerea pompei celei mai potrivite este un element de cea mai mare importanță, întrucât aceste echipamente au pe diagrama presiune/debit, un punct optim de funcționare. Un regim de funcționare diferit de acest punct optim, poate duce la consumuri exagerate de energie.

Un alt dezavantaj față de compresoarele din stadiul actual al tehnicii este dat de densitatea mult mai mare a fazei lichide, comparativ cu densitatea fazei gazoase, ceea ce determină o inerție mare a pistonului lichid, accelerarea acestuia necesitînd forțe mari. Din acest motiv, viteza proceselor din aceste tipuri de aparate este limitată, iar pentru recuperarea energiei consumate în fazele de accelerare sunt necesare dispozitive suplimentare.

Descrierea invenției se va face în legatură cu următoarele figuri:

- fig. 1: secțiune printr-un compresor cu raport diametru/cursă mare
- fig. 2: compresor cu raport diametru/cursă mărit prin profilarea suprafeței pistonului
- fig. 3 A, B, C, D, E, F, G : diferite tipuri de compresoare cu piston lichid
- fig. 4 A, B, C : compresoare cu piston lichid cu suprafața pistonului mărită
- fig. 5 : motor de tip Carnot
- fig. 6 : motor de tip Carnot cu pistoane lichide
- fig. 7 : generator turbionator de frig și căldură
- fig. 8 : compresoare cu piston lichid cu aria pistonului variabilă

În toate aceste figuri am folosit următoarele notații :

- 1- cilindrul compresorului, sau al detentorului
  - 1.1, 1.2, ..., 1.i, ..., 1.n – elemente componente ale cilindrului
- 2- piston
  - 2.i - elemente componente ale pistonului
- 3- nervuri pentru mărirea suprafeței de schimb de căldură
- 5- tub termic
- 6- supape pentru lichid

mare de schimb de căldură, în raport cu alte tipuri de compresoare care au același volum al camerei de comprimare, la care acest raport este mai mic. Această caracteristică poate deveni un avantaj, dacă suprafața pistonului, care în aceste condiții capătă o pondere însemnată în suprafața totală de separație dintre gaz și mediu, contribuie eficient la creșterea cantității de căldură evacuate. Pentru obținerea acestui deziderat, compresorul din figură, utilizează un piston prevăzut cu o cavitate interioară prin care este vehiculat în permanență lichid răcit 8, cu ajutorul conductelor 10, ce trec prin tija pistonului și sunt racordate cu conducte flexibile la un sistem de răcire.

Compresorul din Fig.2 A este asemănător acestuia, dar suprafața pistonului nu mai este plană. Așa cum se vede în secțiunea transversală a-a (Fig.2 B,C, D), placa din care se confecționează pistonul (pentru realizarea cavității interioare), este profilată. Aceste profile 2.1 pot avea forma unor nervuri (2 D), sau a unor ace conice (2 B), sau piramidale (2 C). Aceste profile măresc mult suprafața activă a pistonului. De exemplu, un ac conic, a cărui generatoare face un unghi de  $30^{\circ}$  cu axa cilindrului, are o suprafață laterală de 2 ori mai mare decât baza acestui con, iar pentru un unghi de  $6^{\circ}$ , suprafața este de 10 ori mai mare. Așa cum se remarcă din figură, chiulasa compresorului (sau chiulasele, în cazul compresoarelor cu piston cu dublu efect) are exact aceeași formă, pentru a permite apropierea pistonului pînă la o distanță minimă.

Figura 3 prezintă mai multe procedee prin care gazul aflat într-un astfel de compresor cu raport mare diametru/cursă poate fi comprimat cu ajutorul unui lichid de lucru (care în cazul compresoarelor este și lichid de răcire, iar în cazul detentoarelor este agent caloportor). Compresorul din Fig. 3 A are axul vertical, astfel încât suprafața superioară a lichidului aflat pe piston este orizontală. Pistonul este poziționat în partea inferioară a compresorului, iar supapele la cota cea mai mare a acestuia. Compresorul este asemănător unuia clasic, dar spre deosebire de acesta, lungimea cilindrului este mai mare, pentru același volum de gaz, diferența fiind dată de înălțimea coloanei de lichid. Partea inferioară a camerei de comprimare este ocupată de lichidul de lucru. Prin pistonul 2, făcând corp comun cu acesta, trec conductele de răcire 10, care străbat lichidul de lucru pînă aproape de suprafața acestuia. Circuitul de răcire este completat de o pompă 12 și de un schimbător de căldură 15.

Lichidul de lucru, care este și lichid de răcire, cînd are temperatura mai mică decât cea a gazului de lucru, preia căldură de la acesta și își mărește temperatura, mai ales în straturile superioare. O parte din acest lichid mai cald este preluată de conducta de evacuare, fiind înlocuită imediat, de o cantitate egală de lichid mai rece, adusă de conducta de introducere. O altă parte din căldura gazului este preluată de pereții cilindrului, iar de aici, o parte este transferată mediului exterior, iar o altă parte lichidului de răcire (după ce cota suprafeței superioare a acestuia depășește cota respectivă a peretelui). Acea parte din căldura preluată de pereți, care din cauza vitezei mari de desfășurare a proceselor nu se transmite în acest mod, se transmite gazului de lucru admis în ciclul următor, iar o parte

este acumulată, pînă cînd regimul devine staționar și temperatura pereților rămîne constantă (dar diferită) în fiecare punct al acestora. Restul căldurii provenite din interacțiunea gaz-piston este evacuată o dată cu gazul refulat.

În cazul detentorului, configurația aparatului este identică, dar lichidul evacuat este colectat de la baza pistonului lichid, unde se acumulează lichid mai rece, iar schimbătorul de căldură este un încălzitor.

Fluxul termic dintre gaz și lichid poate fi mărit prin montarea pe pereții interiori ai cilindrului a unor nervuri de diferite forme, sau/și prin montarea în interiorul cilindrului a unor elemente de captare a căldurii (tuburi, aripioare, plase din sârmă subțire, etc) întrucît montarea acestora nu împiedică deplasarea pistonului lichid.

Dacă temperatura mediului exterior este aceeași cu a lichidului de răcire, ambele fiind mai mici decât cea a gazului de lucru și dacă viteza de pornire a pistonului este corelată cu coeficientul de cuplaj termic, dar se modifică în timp în funcție de variația fluxului termic, se poate menține constantă temperatura gazului comprimat, deci se poate realiza o transformare izotermică. Pentru realizarea corelației dintre viteza de variație a volumului de gaz din compresor și viteza de modificare a fluxului termic (pentru menținerea permanentă a egalității dintre fluxul termic și puterea totală introdusă de mișcarea celor două pistoane : cel solid și cel lichid) se poate acționa și asupra raportului dintre volumul de lichid introdus și volumul de lichid evacuat, dîndu-i valori diferite de 1. Într-un caz extrem, în momentul inițial, volumul de lichid din compresor poate fi egal cu zero, mișcarea de înaintare a pistonului fiind însoțită numai de introducerea de lichid de răcire, iar mișcarea de retragere, numai de evacuarea acestui lichid, condiția de funcționare corectă fiind egalitatea dintre volumul compresorului și suma dintre volumul măturat de piston și volumul de lichid introdus. Această metodă se poate aplica oricărui tip de compresor volumic (compresor cu șurub, compresor elicoidal, compresor cu rotor profilat, compresor cu palete în rotor, etc) dacă după închiderea camerei de comprimare, se injectează lichid rece, direct sau prin pulverizare, cu ajutorul unor duze montate în pereții compresorului, lichid care este evacuat prin supapa de refulare, imediat după refularea gazului comprimat, supapa închizându-se numai după evacuarea lichidului. Condiția de funcționare a acestui sistem este ca supapa de refulare să fie montată la cea mai ridicată cotă a camerei de comprimare.

Acest caz extrem stă la baza funcționării compresorului din Fig. 3 B. Acest compresor este identic cu cel descris anterior, modificarea constînd în lipsa pistonului solid. Comprimarea gazului din camera de comprimare se face numai prin introducerea de lichid de către pompa 12, simultan cu limitarea debitului de lichid evacuat, cu ajutorul turbinei hidraulice 14.1 (sau a unui motor hidraulic, sau a unui robinet de reglare, etc). În momentul inițial, presiunea gazului din compresor (deci și a lichidului introdus) este minimă, ceea ce face ca regimul de funcționare al pompei de lichid să difere de regimul optim. Pompa poate

cel 0204

funcționa, totuși, în permanență în punctul optim, dacă presiunea optimă de funcționare este superioară presiunii maxime din compresor și dacă se montează și în aval o turbină hidraulică 14,2. Aceasta preia diferența de presiune dintre presiunea în regimul optim de funcționare și presiunea din compresor, indiferent de poziția pistonului lichid și aplicând-o asupra organului său mobil (în situația din figură, este reprezentată o turbină cu paletă culisantă) o transformă în lucru mecanic util. Întrucât presiunea din schimbătorul de căldură 15 este menținută la o valoare mai mică decât presiunea minimă a lichidului din compresor, turbina 14.1 transformă în lucru mecanic diferența de presiune dintre presiunea lichidului din compresor și presiunea lichidului din schimbător. Viteza de variație a volumului de gaz din camera de comprimare va depinde de raportul dintre debitul de lichid introdus (reglabil prin modificarea debitului pompei 12 și a sarcinii mecanice a turbinei 14.2) și debitul de lichid evacuat (reglabil prin modificarea sarcinii mecanice a turbinei 14.1). Acest tip de compresor permite într-o mai mare măsură decât cel precedent, introducerea de elemente care să accelereze schimbul de căldură cu mediul exterior.

Compresorul din Fig. 3 C este asemănător celui din Fig. 3 A, dar introducerea de lichid în compresor se face în mare parte prin pulverizare. În acest scop, conducta de introducere este prevăzută cu o serie de orificii și de duze de pulverizare destinate acestui scop. Pentru ca aspirarea lichidului încălzit din compresor să se facă în permanență din apropierea suprafeței pistonului lichid, conducta de evacuare este prevăzută cu un sifon plutitor (mai ușor decât cantitatea de lichid dislocuită), legat la conductă printr-o conductă flexibilă. Întucât presiunea de pulverizare este egală cu presiunea pompei de introducere, turbina de reglare a presiunii de admisie nu mai este necesară, iar cea de pe conducta de evacuare este utilă numai dacă se evacuează lichid în timpul fazei de comprimare. În schimb, deoarece pulverizarea este echivalentă cu o laminare izentalpică, în timpul acestui proces are loc o creștere a concentrației de vapori în amestecul lichid-vapori pulverizat și o scădere a temperaturii acestui amestec, ceea ce duce la o intensificare a schimbului de căldură cu gazul din compresor.

Compresorul din Fig. 3 D la care introducerea de lichid în compresor se face, de asemenea, prin pulverizare este asemănător celui din Fig. 3 B. Conducta (conductele) de introducere a lichidului de răcire este mult mai lungă și este prevăzută cu un număr mai mare de duze, cu o densitate mai mare în partea superioară. Evacuarea lichidului la sfârșitul comprimării se face prin retragerea bruscă a chiulasei inferioare și evacuarea lichidului în rezervorul 15.1. Aceste procedee, prin care lichidul este introdus în compresor direct, sau prin pulverizare, pot fi aplicate oricărui compresor volumic din stadiul actual al tehnicii, dacă conductele se montează în așa fel încât să nu împiedice mișcarea elementului mobil. De asemenea, în toate aceste cazuri, pot fi aplicate simultan și alte procedee de mărire a coeficientului de cuplaj termic, cel mai eficient fiind acela de a scufunda complet compresorul, respectiv detentorul, într-o baie plină cu lichid de răcire (respectiv, cu agent calorifug), a cărui presiune să fie egală în

alorol



permanență cu presiunea gazului din aparat, ceea ce permite realizarea acestuia cu pereți foarte subțiri.

Comprimarea și destinderea gazelor prin acest procedeu pot fi făcute și în mod indirect, între gaz și lichid fiind interpusă o membrană separatoare, foarte subțire, confecționată dintr-un material elastic, sau un material ușor deformabil. Compresorul din Fig. 3 E este asemănător celui din Fig. 3 B, avînd în plus o serie de suportți 3.3, montați între peretele anterior și cel posterior, la mică distanță de pereții laterali. Planele paralele cu baza, care trec prin axul acestor suportți împart volumul compresorului în  $N$  straturi paralele, de aceeași grosime  $g$ . Acești suportți constituie suprafețe de sprijin pentru un sac gonflabil (executat, de exemplu din folie foarte subțire de polietilenă), a cărui lățime  $l$  este aproximativ egală cu lățimea compresorului, lungimea lui este un multiplu de  $N$  al lungimii compresorului, iar grosimea lui în stare gonflată este egală cu  $g$ . Lipsesc elementele interioare pentru creșterea suprafeței de schimb termic, care nu mai sunt necesare, întrucât suprafața prin care se face schimbul de căldură dintre lichid și gaz este aproximativ egală cu  $2 \times N \times L \times l$ , mult mai mare decât la compresorul din Fig. 3 B. În starea inițială, sacul este gonflat, la o presiune inițială  $p_1$ . Lichidul este introdus cu o pompă, avînd un debit superior debitului de evacuare (sau prin deplasarea unui piston într-o anticameră), la o presiune inferioară și ocupă rapid spațiul compresorului din afara sacului, după care presiunea lui începe să crească, determinînd închiderea supapei de admisie 7a. Supapa de refulare fiind și ea închisă, gazul din sac este comprimat, presiunea lui fiind tot timpul egală cu presiunea lichidului din camera de comprimare. Presiunea crește pînă la o valoare  $p_2$  care determină deschiderea supapei de refulare. Pompa de lichid funcționînd în continuare, continuă să introducă lichid, dar nemaiîntîlnind rezistență din partea aerului, presiunea lui rămîne constantă, pînă cînd gazul din sac este complet refulat în rezervorul de stocare, sau în alt echipament. În acest moment, raportul dintre debitul de introducere a lichidului și cel de evacuare se inversează (sau începe retragerea pistonului din anticameră) și lichidul părăsește camera de comprimare, ceea ce determină închiderea supapei de refulare, deschiderea celei de admisie și gonflarea sacului.

Compresorul din Fig. 3 F este asemănător, dar gazul de comprimat este împărțit între  $N$  saci verticali, a căror guri sunt fixate în deschiderile unui piston 2.0, care în poziția de repaus se sprijină pe umerii 1.9. și a cărui greutate este compensată de tensionarea unor resorturi. Comprimarea gazului este simultană în cei  $N$  saci, precum și în spațiul de deasupra pistonului.

În locul sacilor deformabili, pot fi utilizate recipiente lenticulare, metalice, confecționate din doi pereți metalici rigizi paraleli (care pot fi profilați), spațiul dintre marginile corespondente (aflate față în față) ale acestora fiind închis cu plăci metalice elastice (2.5, Fig. 3 G), cu folii deformabile, cu pereți batanți etanșați cu materiale elastice, etc

La compresorul din Fig. 3 G, sacii din polietilenă sunt înlocuiți cu capsule metalice alcătuite din doi pereți profilați aflați față în față, ale căror margini laterale culisează pe pereții camerei de comprimare. Marginile inferioare ale plăcilor sunt cuplate între ele cu plăci metalice elastice dispuse în formă de V, unghiul dintre plăci fiind variabil (în fig. 3 H, sunt prezentate două capsule într-o poziție cu deschiderea unghiulară mai mare). Marginile superioare sunt fixate rigid într-un piston mobil, permițând pătrunderea gazului comprimat în compartimentul superior, unde continuă procesul de comprimare.

În Fig. 4 A, este prezentat un compresor al cărui spațiu de lucru este compartimentat prin pereții fiși profilați 1.4. Pereții sunt separați unul de altul prin rame metalice 1.1 prin a căror asamblare (cu ajutorul prezoanelor 1.5 și al piulețelor 1.6) se obțin pereții laterali ai compresorului, iar etanșarea dintre rame și pereți se face cu chituri elastice, ceea ce permite o dezasamblare rapidă. Între fiecare pereche de pereți se introduc două pistoane mobile compuse fiecare dintr-un perete profilat și un sistem de culisare. Sistemul de culisare ales pentru compresorul din figură prezintă o suprafață plană situată la o distanță foarte mică de pereți, pe care sunt fixate câteva patine punctiforme 2.2, astfel încât cantitatea de lichid care pătrunde în camera de comprimare este foarte mică (presiunea lichidului fiind egală cu cea a gazului). Sistemul conține și opritorii 2.1, care opresc acești pereți, la sfârșitul comprimării, nepermițând obturarea orificiilor de evacuare a lichidului. Fiecare ramă este prevăzută cu orificiile 6a pentru admisia lichidului de lucru între cele două pistoane și respectiv 6e pentru evacuarea lui. Când debitul de admisie este mai mare decât cel de evacuare, pistoanele sunt împinse spre pereții fiși, comprimând gazul aflat în compartimentul respectiv și evacuându-l după deschiderea supapei de refulare 7e. Când debitul de evacuare devine mai mare decât cel de admisie, presiunea lichidului scade brusc (lichidele sunt, practic incompresibile), ceea ce duce la deschiderea supapelor de admisie și la umplerea cu gaz a compartimentelor respective. Supapele 6.1 și 7.1 montate între conductele de lichid 10 și cele de gaz 11, permit eliminarea pungilor de gaz ce se formează în urma eventualelor pătrunderi de gaz în compartimentele cu lichid, respectiv la recuperarea lichidului care trece prin supapele de evacuare a gazului.

Compresorul din Fig. 4 B este identic cu cel descris anterior, dar fără pistoanele metalice mobile, iar pereții metalici fiși au fost înlocuiți cu folii deformabile, cât mai subțiri, dintr-un material ieftin, păstrând alternarea supapelor de gaz cu cele de lichid. Suprafața unei astfel de folii este mai mare decât suprafața unei secțiuni transversale prin compresor, astfel încât la fixarea acestor folii între rame, dacă marginile foliei nu depășesc marginile ramelor, materialul în exces se va afla în interior, permițând foliei respective, ca atunci când lichidul apasă asupra ei, să se muleze pe pereții interiori ai compresorului (în figură, pozițiile I, II, III, și IV prezintă evoluția formei și dimensiunilor compartimentelor cu gaz, în diferite etape de pătrundere a lichidului în compresor). În acest fel, atunci când sunt deschise supapele de admisie a



lichidului, gazul dintre două folii este comprimat până la presiunea dorită, iar atunci când sunt deschise supapele de admisie a aerului, lichidul dintre două folii este împins în conducta de evacuare.

Compresorul din Fig. 4 C este asemănător celui din Fig. 3 B, dar pentru a crește suprafața prin care gazul schimbă căldură cu lichidul de lucru, volumul acestuia a fost compartimentat, prin pereți orizontali, dar spre deosebire de compresoarele din Fig. 3F, 3G, 4A, 4B, compartimentele comunică între ele, la fel cum comunică și lichidul ce determină formarea pistoanelor. Compartimentarea este făcută printr-o serie de pereți lb care, pentru a evita formarea unor punți de gaz, fac un unghi foarte mic cu orizontala. Acești pereți orizontali au de jur-împrejur o mică fustă 1a, ceea ce duce la formarea sub fiecare din ei, a unor compartimente mai mici, în care gazul este comprimat simultan, atunci când se introduce lichid în recipient. Pereții despărțitori se pot executa din plăci cât mai subțiri, de preferință metalice. Scimbul de căldură poate fi intensificat dacă aceste plăci sunt prevăzute cu un număr mare de orificii, prin care se scurge lichid (sau chiar din plasă de sîrmă subțire), asigurînd o suprafață mare de transfer lichid-gaz. Fiecare din aceste compartimente este prevăzut în partea cea mai înaltă cu o supapă, sau cu un orificiu prin care comunică cu un compartiment comun, prevăzut cu o supapă de evacuare. Compresorul din figură este prevăzut cu un tub termic 5, de o construcție specială: partea caldă, tubulară, este introdusă în compartimentul comun, iar partea rece, sub formă de disc, într-un mediu de răcire.

În Fig. 7 este reprezentat un tub de tip Hilsch-Ranke, cu camera spirală 71, cu conducta de introducere a gazului comprimat 73, cu ajutorul 72, cu diafragma 74 și cu conducta capătului rece 75, asemănător tuburilor de acest tip din stadiul actual al tehnicii. Singura deosebire constă în faptul că conducta capului cald 76, este compusă din două conducte coaxiale: cea din exterior este fixă, iar cea din interior, situată la o distanță foarte mică de acesta, are o mișcare de rotație în jurul axului central. Garniturile 77 împiedică ca o parte din gazul din conductă, aflat în mișcare elicoidală, să aleagă această cale mai directă spre orificiul de evacuare a aerului cald. Antrenarea acestei semi-conducte interioare poate fi făcută printr-un motor electric interior, al cărei stator se montează pe semiconducta exterioară, iar rotorul pe cea interioară, sau de un motor exterior montat lateral (78-pinion de atac, 79-coroană inelară dințată), sau unul montat la capătul cald. Dacă peretele interior se rotește în sens contrar vârtejului de gaz, mișcarea acestuia este frînată, iar diferența de temperatură între gazul colectat la capătul cald și cel colectat la capătul rece se mărește. Dacă peretele interior se rotește în același sens cu vârtejul de gaz, viteza acestuia se mărește, astfel încît se poate reduce presiunea de intrare a gazului comprimat. O altă modificare ce poate duce la îmbunătățirea randamentului instalației, este montarea atît la capătul cald, cît și la cel rece (sau numai la unul din acestea), a unor compresoare cu turație mare, simultan cu micșorarea secțiunii respective de evacuare a gazului, ceea ce duce la o creștere a vitezei de mișcare a gazului,

determinînd creșterea diferenței de temperatură dintre cele două debite de gaz, simultan cu recuperarea unei părți din energia de comprimare.

Compresorul din Fig. 4 D este asemănător celui din Fig. 2 B, dar forma lui nu mai este cilindrică sau prismatică, ci este concepută în așa fel, încît condiția de comprimare izotermă (egalitatea dintre fluxul termic total și puterea transmisă de piston) să poată fi obținută la un debit constant al lichidului (viteză constantă a pistonului), sau la variații mici ale acestuia. Cele două chiulase sunt orizontale, iar raportul dintre ariile lor, precum și raportul dintre orice secțiune orizontală și secțiunea bazei, sunt date de o funcție, dedusă din egalitate menționată. În acest fel, comprimarea și destinderea izotermă se obțin mai ușor, dar volumul ocupat de un astfel de aparat este mai mare.

Printre avantajele compresoarelor și detentoarelor cu piston lichid, am menționat posibilitatea de a obține transformări termodinamice izotermice, ceea ce permite realizarea unor aparate termice al căror randament (respectiv COP, în cazul celor cu ciclu inversat) se apropie de cel optim (corespunzător unui aparat ce funcționează după un ciclu Carnot. Motorul descris în Fig. 6, este un motor de tip Carnot, compus dintr-un compresor și un detentor, izolate termic față de mediu (izolația 1.7), așezate față în față, comunicând prin conducta 11, între volumele acestora existînd un raport bine determinat (compresorul are un volum mai mare decât detentorul), prestabilit în funcție de temperaturile la care se desfășoară destinderea și comprimarea izotermice (diferite de temperaturile sursei calde și a celei reci). Cealaltă condiție necesară realizării transformărilor izotermice, este ca viteza cu care se deplasează pistonul să respecte ecuațiile deduse din egalitatea în fiecare moment a puterii mecanice a fiecăruia din pistoane cu fluxul termic schimbat de aparatul respectiv cu mediul înconjurător. În fig. 5 A sunt reprezentate pozițiile pistoanelor la sfârșitul fiecăreia din cele patru faze ale ciclului motor (Fig. 5 B):

- în poziția inițială (poziția 1 din diagrama T-s), cilindrul compresorului este gol, pistonul lui fiind la capătul cursei, iar în detentor se găsește un volum  $V_1$  de gaz, la presiunea  $p_1$  și temperatura  $T_1$ . În prima fază a ciclului (curba 1-2), acest gaz se destinde izotermic (absorbînd căldură din sursa caldă) pînă la un volum  $V_2$  și o presiune  $p_2$ , împingînd pistonul exterior prin intermediul pistonului lichid, menținîndu-și constantă temperatura. Pentru ca transformarea să fie izotermică, pistonul trebuie să pornească cu o viteză  $w_0$ , determinată de caracteristicile constructive ale detentorului, de masa și de proprietățile gazului de lucru, precum și de diferența de temperatură dintre gaz și sursa caldă. Pe durata acestei faze, pistonul compresorului va rămîne nemișcat, iar cel al detentorului se va mișca cu o viteză care să mențină în permanență produsul  $A \times w \times p$  ( $A$  este aria pistonului la un moment dat) egal cu fluxul de căldură de la sursa caldă spre gaz. Această ecuație conduce la o creștere exponențială a vitezei pistonului (Fig. 5 C). În această fază a ciclului, motorul primește căldură de la sursa caldă pe care o transformă în lucrul mecanic de destindere a gazului, care la rîndul lui se transmite în exterior ca lucru mecanic util.

Alorot

- în faza a doua a ciclului, ambele pistoane parcurg într-un timp foarte scurt toată lungimea cilindrului, în sens invers. Ca urmare, gazul este transferat în compresor, și tot o dată se destinde până la un volum  $V_3$  și o presiune  $p_3$ . Datorită vitezei mari a pistoanelor, cantitatea de căldură schimbată cu mediul este foarte mică, astfel că putem considera procesul adiabetic, temperatura scăzând până la valoarea  $T_2$  dată de ecuația unei astfel de transformări (Fig. 5 B și C, curba 2-3). Destinderea adiabetică din compresor se face cu transformarea unei părți din energia lui internă în lucru mecanic, care se transmite pistonului.
- în faza a treia a ciclului, pistonul detentului rămâne la capătul cilindrului, în timp ce pistonul compresorului comprimă gazul din cilindru până la o presiune  $p_4$ . Viteza pistonului mai mare la pornire, scade în așa fel încât temperatura gazului să rămână constantă (Fig. 5 B și C, curba 3-4)
- în ultima fază a ciclului, pistonul compresorului parcurge într-un timp foarte scurt restul lungimii cilindrului, în timp ce pistonul detentului se va deplasa în poziția corespunzătoare volumului  $V_1$ . Gazul se va comprima adiabetic până la presiunea  $p_1$ , temperatura lui crescând până la valoarea  $T_1$ .

În ultimele două faze ale ciclului, motorul consumă o parte din energia mecanică acumulată în mișcarea de rotație a volantei, pentru a realiza cele două faze de comprimare.

Utilizând aceeași configurație, sistemul poate funcționa ca instalație frigorifică, sau ca pompă de căldură, prin inversarea ciclului. În ciclul inversat, detentul devine compresor, iar prin comprimarea izotermică a gazului cu volumul  $V_2$  până la volumul  $V_1$  se consumă lucru mecanic exterior și se cedează mediului căldură; compresorul devine adaptor, iar prin destinderea izotermică a gazului cu volumul  $V_4$  până la volumul  $V_3$  se consumă căldură extrasă din mediul exterior și se cedează arborelui lucru mecanic.

Obținerea variațiilor de viteză necesare realizării unui astfel de ciclu se poate face prin mai multe metode, în Fig. 5 fiind aleasă soluția antrenării pistoanelor cu ajutorul unor tije 2.6 având la capete rulmenții 2.8 care se deplasează prin canalele profilate 2.9, săpate în discurile 2.7, ce se rotesc în jurul axului 20. Forma profilelor se obține prin transpunerea în coordonate polare a ecuației dorite a mișcării (curbele B' și C').

În Fig. 6 este prezentat un mod de realizare al motorului, prin folosirea compresorului și detentului descris în Fig. 4 C. Lichidul din detent este încălzit în permanență, printr-un circuit în care sunt incluse tuburile solare 15.2 montate în focarul liniar al unor oglinzi parabolice în formă de jgheab, și compresorul 12.3, care extrage lichid răcit și introduce lichid încălzit în intervalele în care pistonul detentului staționează. Pistonul acestui compresor este sincronizat cu celelalte pistoane cu ajutorul unor discuri cu came profilate montate pe același ax. Legea de mișcare a acestui piston și forma canalului profilat sunt reprezentate în Fig. 5 E și E'. Circuitul de răcire al lichidului din compresor, cuprinde un compresor 12.4 similar celui descris anterior și un răcitor 15.1. Răcitorul din figură este alcătuit dintr-un număr mare de tăvițe construite

din plăci perforate, sau din plasă de sîrmă, printre care circulă aer rece aspirat la partea inferioară. Sistemul descris este ușor adaptabil pentru centrale solare de mare putere, putând utiliza ca lichid de lucru săruri topite, la temperaturi înalte.

În fig. 6 B este prezentată o altă variantă de captare a energiei solare necesare funcționării motorului. Elementele de captare sunt oglinzi parabolice 62, cu focalizare punctiformă, montate pe suportii 61. Un dispozitiv de rotire orientează în permanență aceste oglinzi spre soare, maximizând factorul de captare. Fiecare din aceste oglinzi are o lentilă divergentă plasată înaintea focarului oglinzii, și transformă fluxul de raze incidente într-un flux de raze paralele, care sunt apoi reflectate de o oglindă plană reglabilă, situată în apropiere. Captatoarelor parabolice din sistem sunt grupate (de exemplu, pe coloane), iar oglinzile plane ale captatoarelor dintr-un grup sunt reglate în așa fel, încât să reflecte razele incidente spre o singură oglindă plană receptoare, iar oglinzile receptoare vor reflecta radiațiile spre un colector de radiații, în acest caz spre baia cu lichid în care este montat detentorul motorului.

**REVENDICARI**

1. Compresor și detentor volumic, caracterizate prin aceea că organul mobil este constituit dintr-o cantitate de lichid, ce acționează asupra gazului în mod nemijlocit, sau prin intermediul unui strat de separație deformabil
2. Compresor și detentor cu piston conform revendicării 1, avînd un raport diametru/cursă mai mare decît 2, caracterizate prin aceea că pistonul acestuia (2, fig.1) are o cavitate interioară, prin care circulă lichid de răcire, vehiculat cu prin intermediul unor conducte 10, ce trec prin tija pistonului și sunt racordate cu conducte flexibile la un sistem de răcire
3. Compresor și detentor cu piston conform revendicării 2, caracterizat prin aceea că suprafața pistonului și a chiulasei (2, respectiv 1, fig.2) sunt profilate pentru a mări suprafața de schimb de căldură
4. Compresor cu piston conform revendicării 1, avînd ax vertical și supapele montate în chiulasa superioară, caracterizat prin aceea că pe suprafața pistonului solid se introduce, înainte de începerea comprimării (sau în timpul comprimării), o cantitate de lichid rece (care devine pistonul lichid al compresorului), care este înlocuită cu lichid proaspăt după una, sau mai multe curse ale pistonului (sau în timpul comprimării, dacă debitul evacuat este mai mic decît cel introdus, sau după închiderea supapei de refulare, dacă debitul evacuat este mai mare decît cel introdus).
5. Compresor și detentor cu piston conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, sunt scufundate într-o baie de lichid, de preferat același cu lichidul care constituie pistonul
6. Compresor cu piston conform revendicării 4, caracterizat prin aceea că în piston se introduc o serie de conducte ce străbat pistonul lichid pînă în apropierea suprafeței sale superioare, prin care, cu ajutorul unei pompe se introduce în permanență lichid rece (direct, sau prin pulverizare) și se evacuează o cantitate egală de lichid mai cald (fig.3 A, C).
7. Compresor volumic conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că se compune dintr-o incintă închisă (prevăzută în partea superioară cu orificii de admisie și de refulare a gazului) în care se află gazul de comprimat, și în care se introduce, în timpul avansării pistonului, sau a oricărui element mobil, printr-un orificiu de admisie, cu ajutorul unei pompe, lichid de lucru, pînă la deshiderea unei căi de evacuare a gazului și apoi pînă la evacuarea sa completă, după care se închide această cale, precum și cea de admisie a lichidului, și se deschid alte două căi: una prin care pătrunde gaz la presiunea inițială, și alta prin care lichidul este evacuat complet (fig.3 B).
8. Detentor volumic conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că se compune dintr-o incintă închisă (prevăzută în partea superioară cu orificii de admisie și de refulare a gazului) în care se află gazul de lucru la o presiune joasă, și în care se introduce, printr-un orificiu de admisie, cu ajutorul unei pompe, lichid de lucru, în timp ce este deschisă o cale de evacuare a gazului

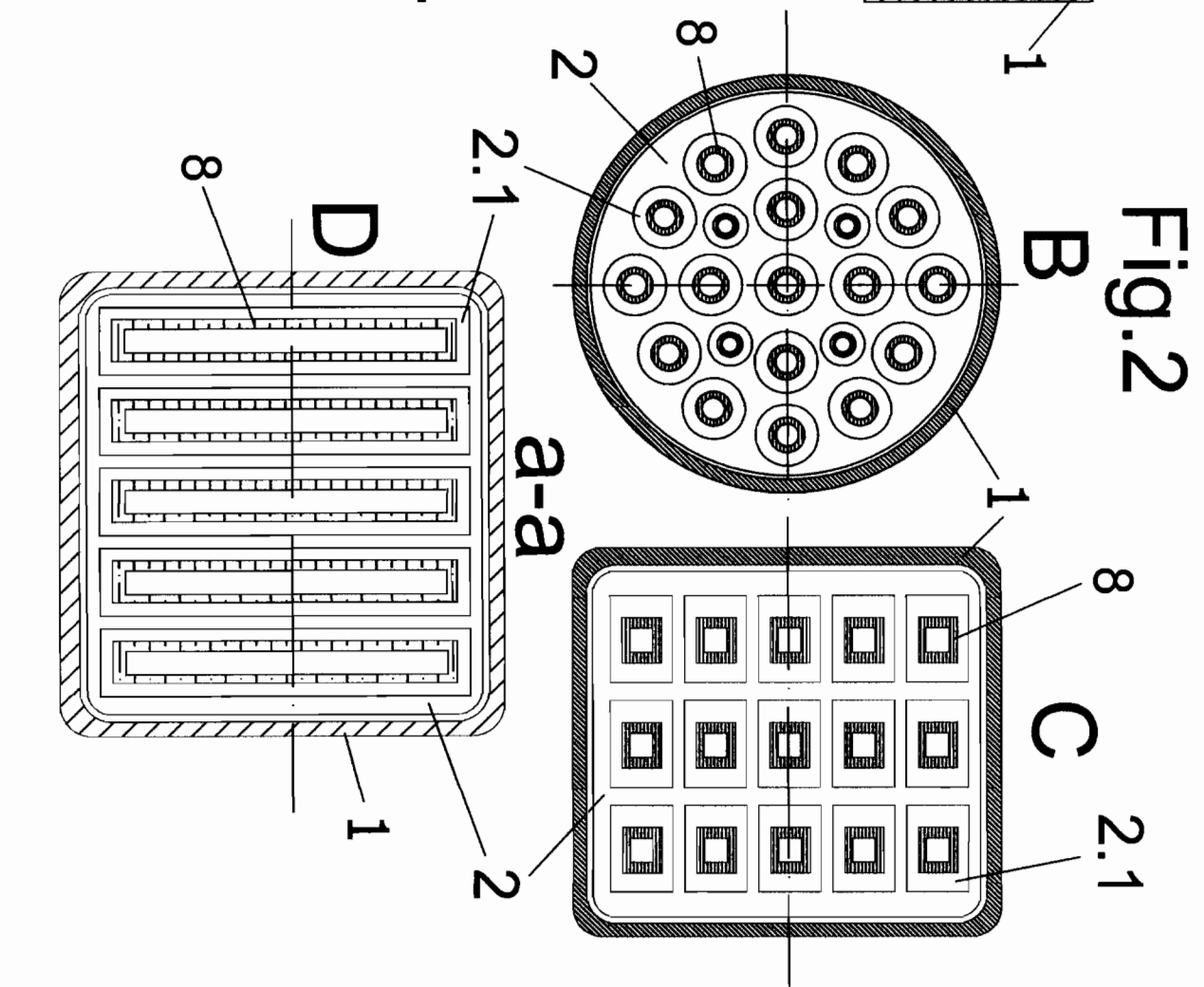
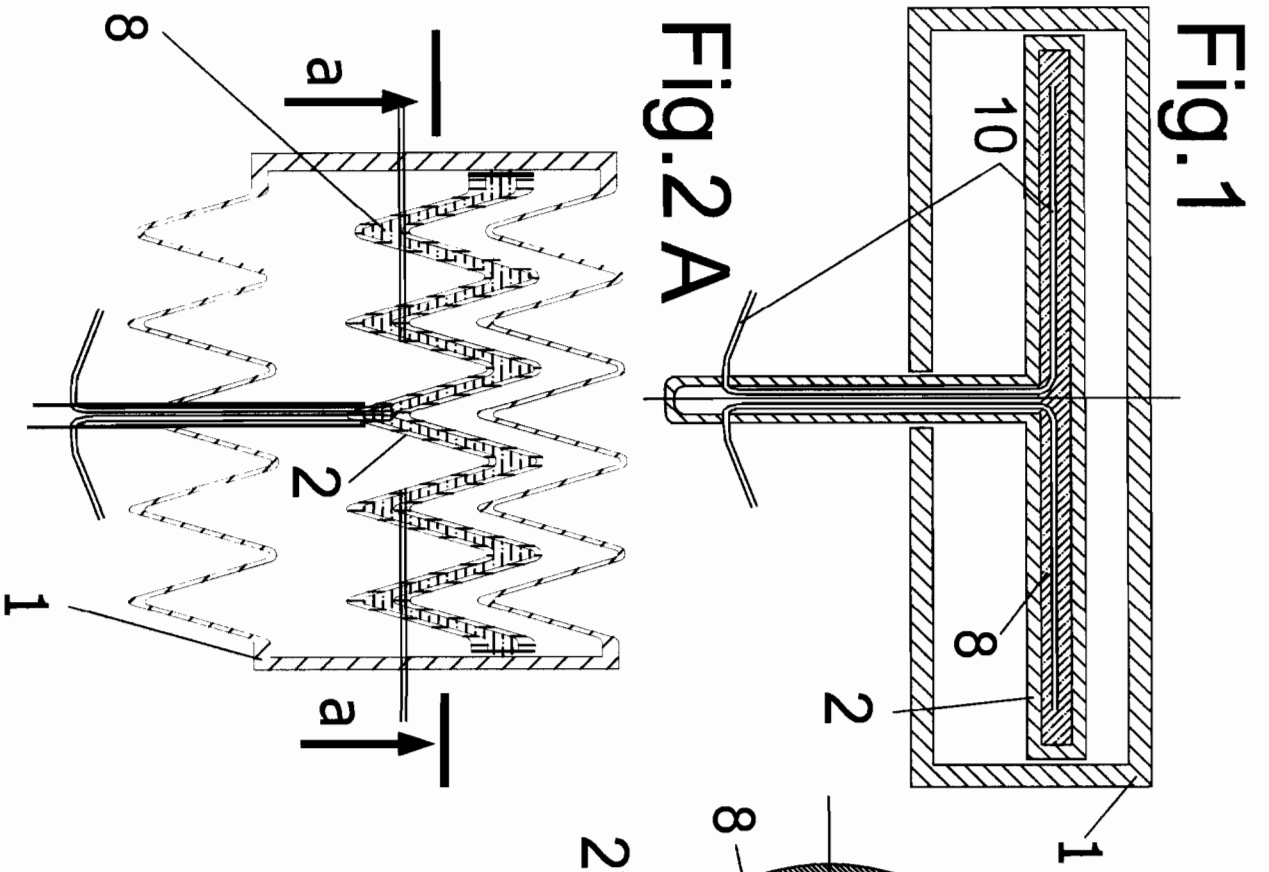
din detentor, pînă la evacuarea sa completă, după care se închide această cale, precum și cea de admisie a lichidului și se deschid alte două căi: una prin care lichidul din compresor este împins într-o turbină sau un motor, hidraulic, producînd lucru mecanic util, și una prin care este introdus un volum de gaz la o presiune superioară, gaz care se destinde după închiderea acestei căi.

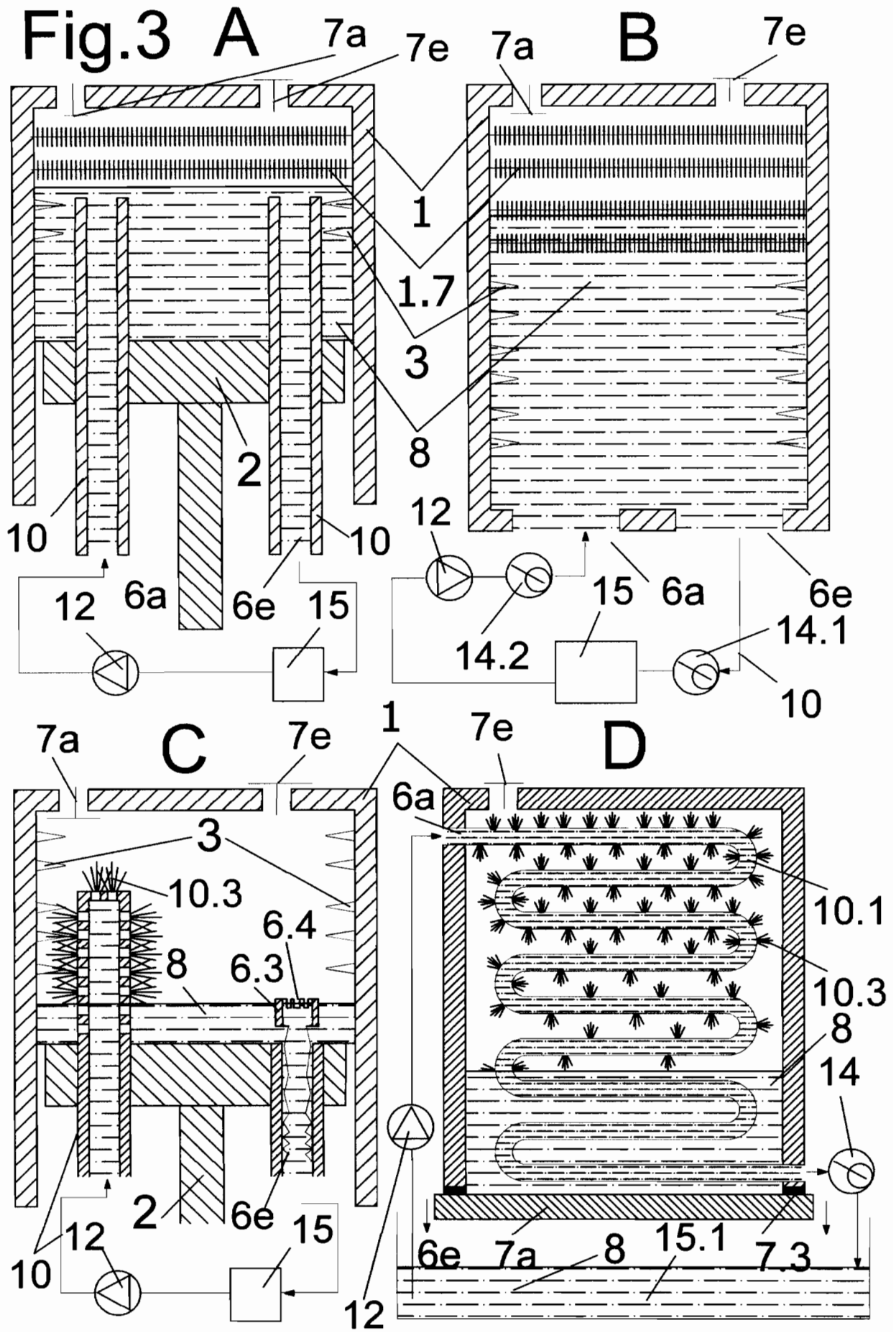
9. Compresor volumic conform revendicării 7, caracterizat prin aceea că introducerea lichidului se face prin pulverizare (fig.3 D).
10. Detentor volumic conform revendicării 8, caracterizat prin aceea că introducerea lichidului se face prin pulverizare (fig.3 D).
11. Compresor și detentor volumic conform revendicărilor 9 și 10, caracterizate prin aceea că, evacuarea lichidului se face într-o turbină sau un motor hidraulic care produce lucru mecanic util
12. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, gazul de lucru pătrunde în unul (fig.3 E) sau mai mulți (fig.3 F) saci gonflabili închiși, prevăzuți cu unul sau mai multe orificii de admisie și de evacuare, montați în interiorul aparatului, sau între pereții acestuia (fig.4 B), iar interacțiunea cu pistonul lichid (comprimarea, destinderea, admisia și refularea) se face prin deformarea pereților acestor saci.
13. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, gazul de lucru pătrunde în una sau mai multe capsule cu pereți metalici montate în interiorul aparatului (fig.3 G), sau între pereții acestuia (fig.4 A), care sunt prevăzute cu unul sau mai multe orificii de admisie și de evacuare, iar interacțiunea cu pistonul lichid se face prin deformarea elastică a pereților acestor capsule
14. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, cele două chiulase sunt așezate în plan orizontal, iar aria celorlalte secțiuni orizontale prin aparat variază între aceste limite, în așa fel încât produsul dintre viteza pistonului lichid și aria lui la un moment dat să fie egală cu fluxul termic dintre gazul de lucru și mediul ambiant din acel moment.
15. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că organul mobil este acționat de un mecanism care permite modificarea vitezei de variație a volumului gazului, de așa manieră încât pe tot parcursul transformării, puterea mecanică transmisă de piston este egală cu fluxul termic dintre gaz și mediul exterior.
16. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, spațiul de lucru este împărțit în mai multe compartimente prin pereți orizontali care au de jur-împrejur o fustă (1a, fig. 4C), fiecare compartiment fiind prevăzut în partea cea mai înaltă cu o supapă, sau cu un orificiu prin care comunică cu un compartiment comun, prin a cărui supape de evacuare (7e) și de admisie (7a) se vehiculează întreaga cantitate de gaz.
17. Generator turbionator de frig și căldură, de tipul tuburilor Hilsch-Ranke, caracterizat prin aceea că peretele interior al tubului, între orificiul de



introducere a aerului comprimat și capul cald, se rotește în jurul axului tubului

18. Generator turbionator de frig și căldură conform revendicării 17, caracterizat prin aceea că, la unul sau la ambele capete ale tubului se montează compresoare cu turație mare, astfel încât viteza de înaintare a gazului prin tub să fie mărită.
19. Sistem concentrator de radiații solare, caracterizat prin aceea că este compus din mai multe oglinzi parabolice, fiecare din ele având plasată în apropierea focarului oglinzii o lentilă divergentă, care transformă fluxul de radiații incident într-un flux de raze paralele, incidente pe o oglindă plană; oglinzile plane ale tuturor captatoarelor parabolice din sistem, trimit aceste fluxuri de raze spre un număr redus de oglinzi colectoare, care sunt orientate spre punctul final de convergență.

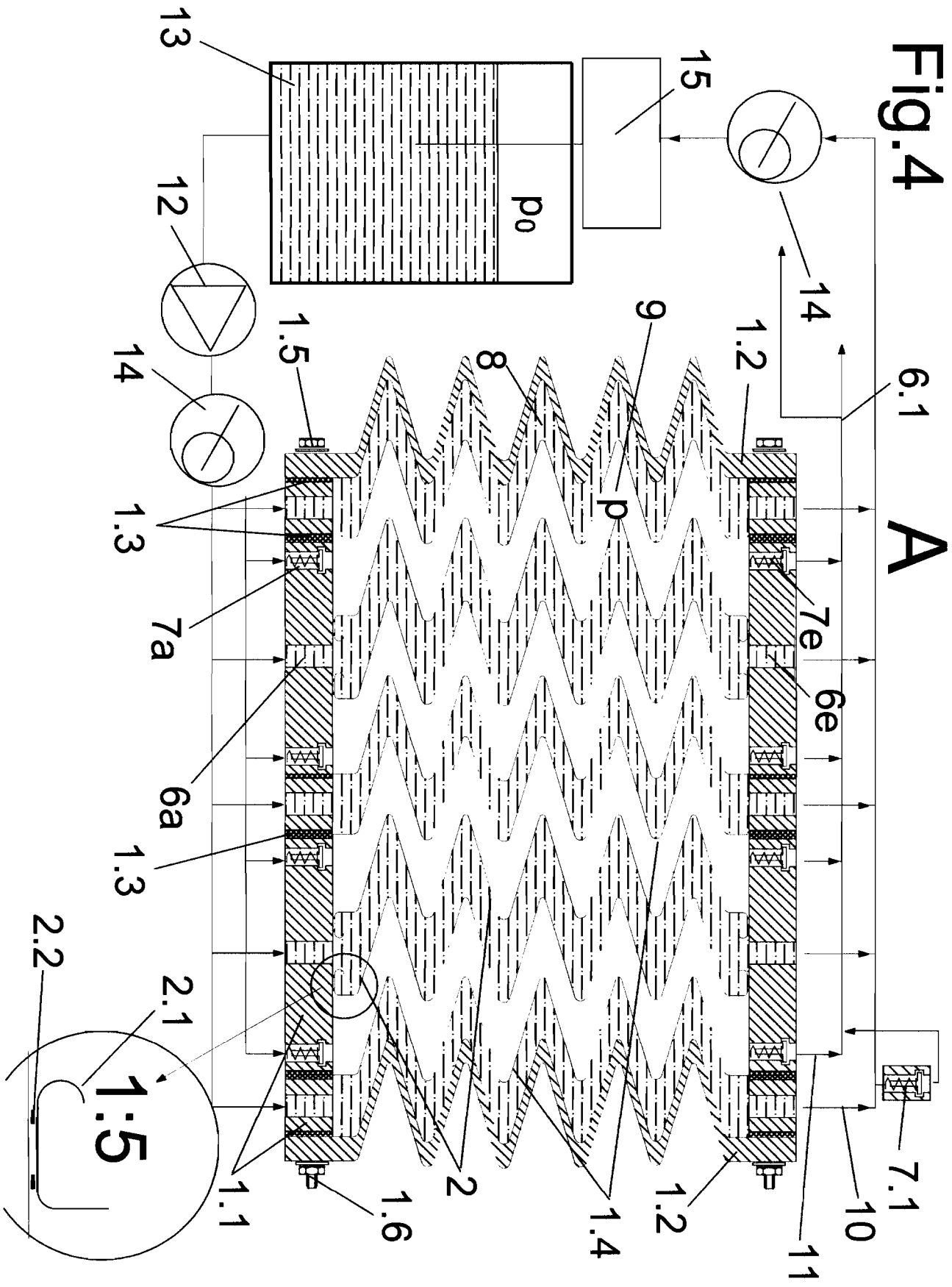






# Fig.4

## A



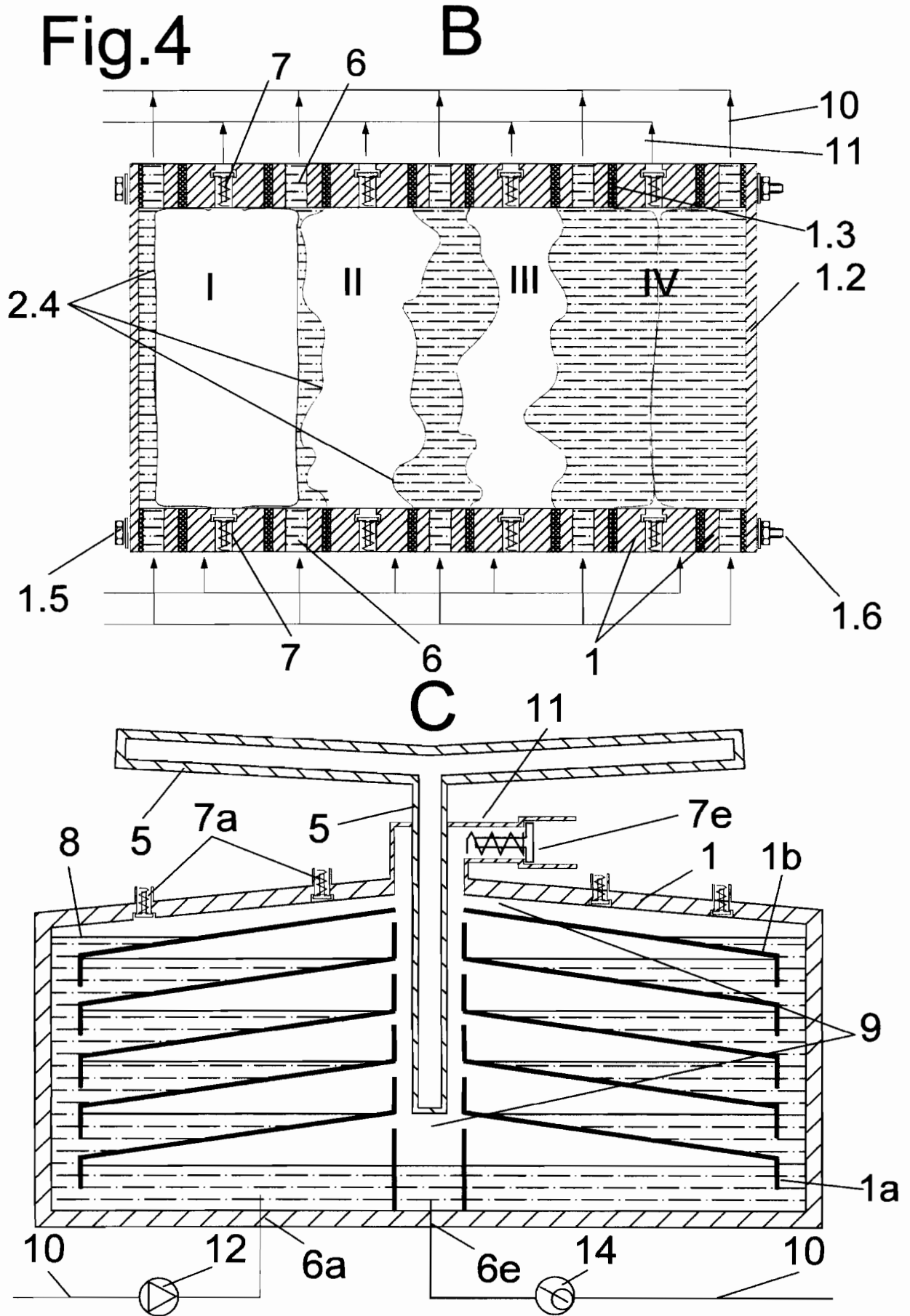




Fig.5 A

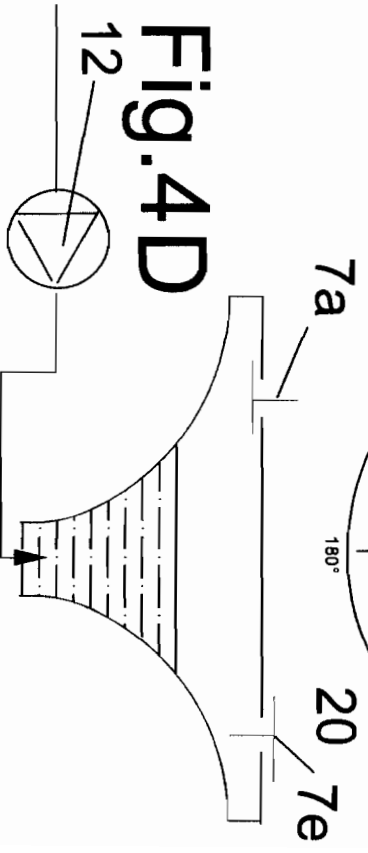
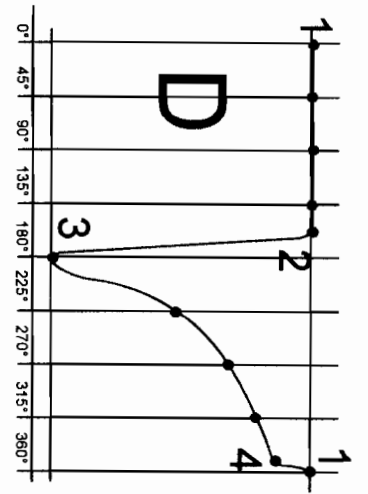
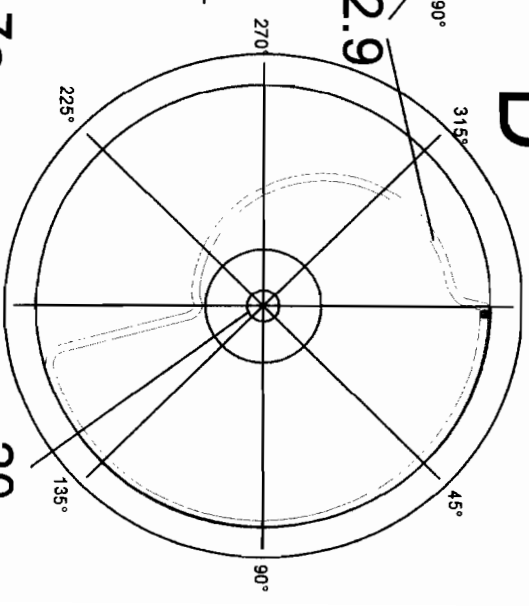
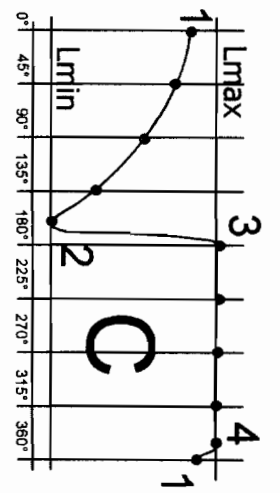
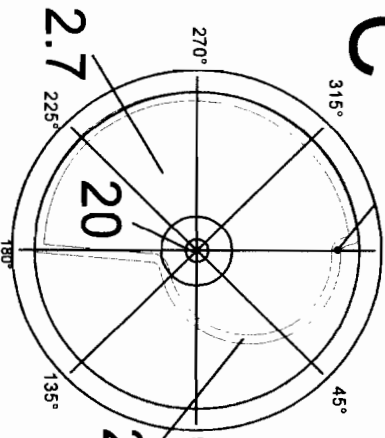
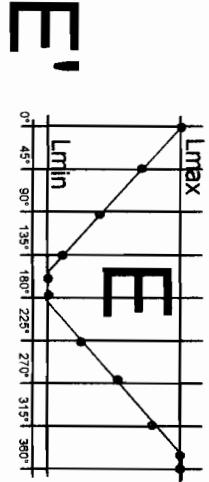
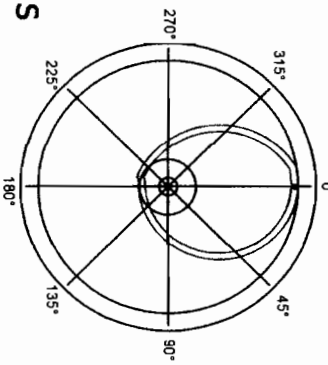
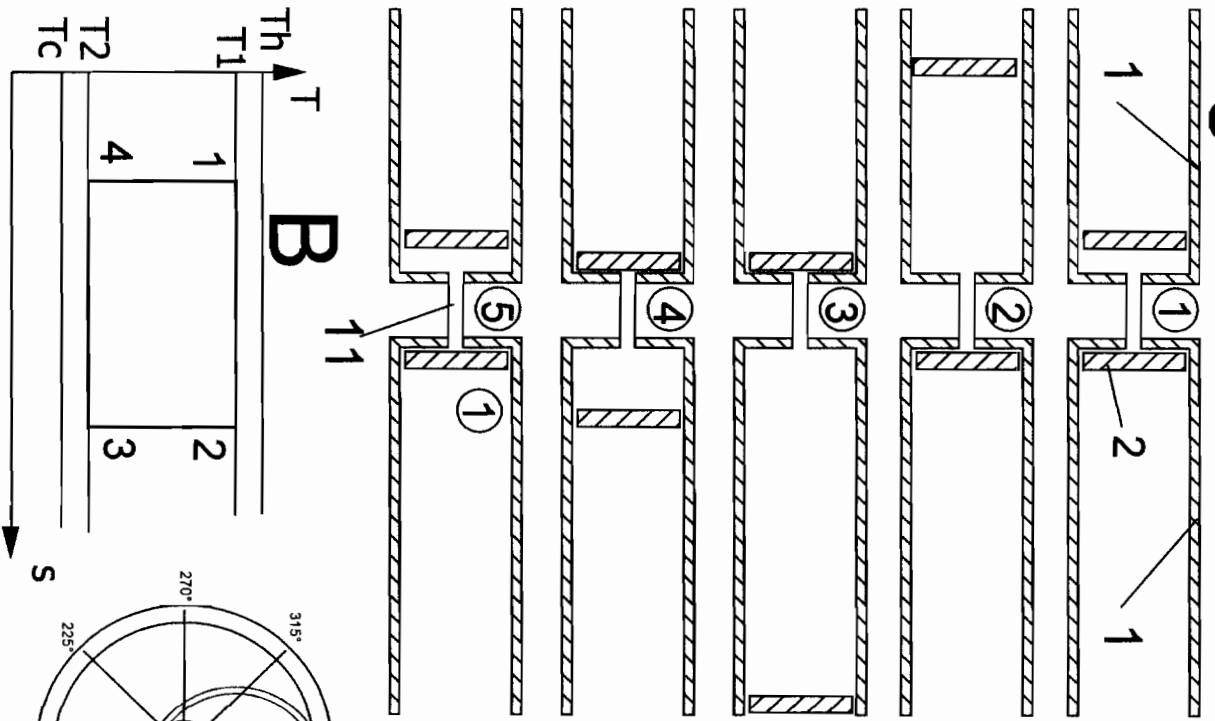
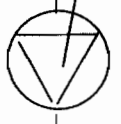


Fig.4D



# A Fig.6

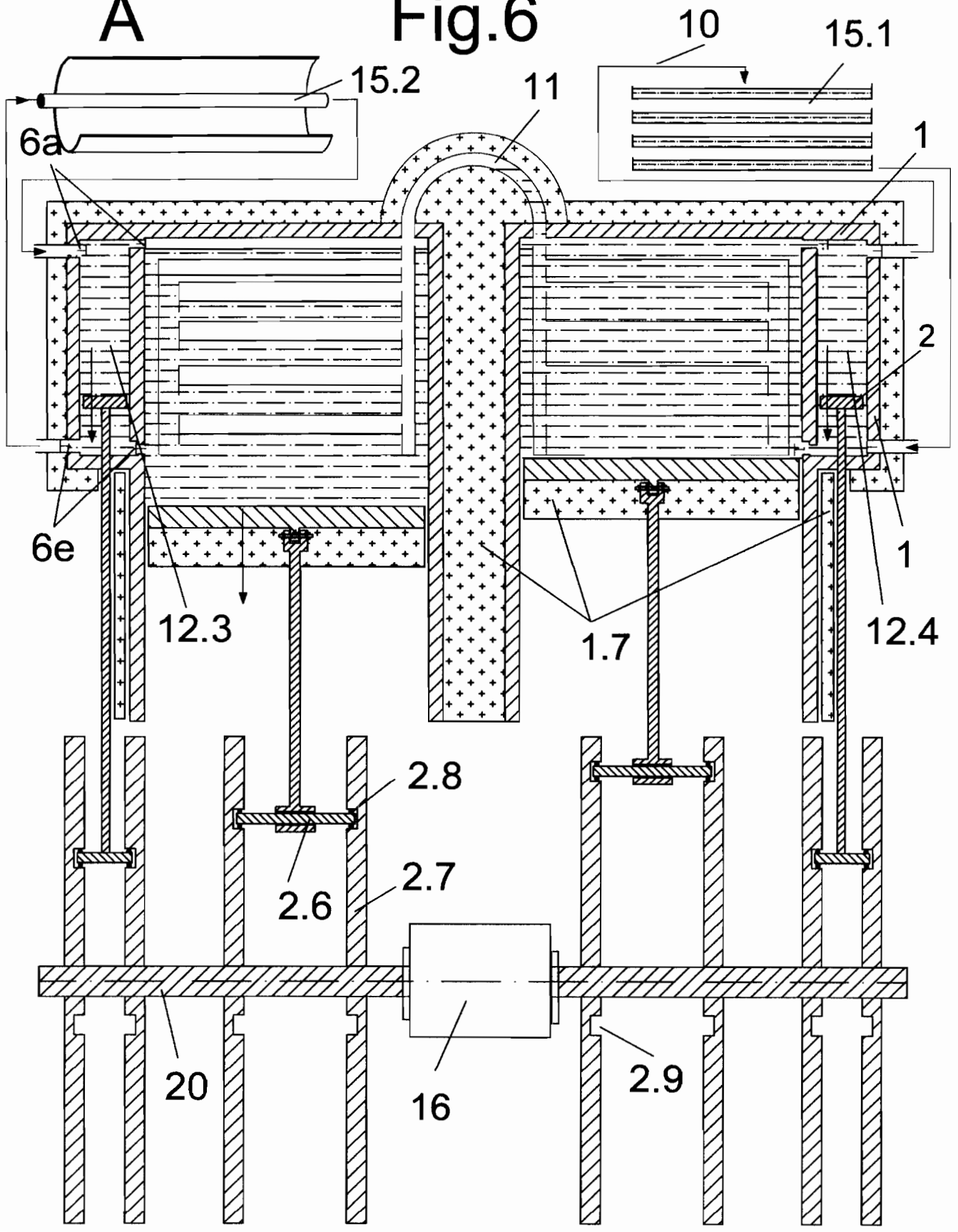


Fig.7

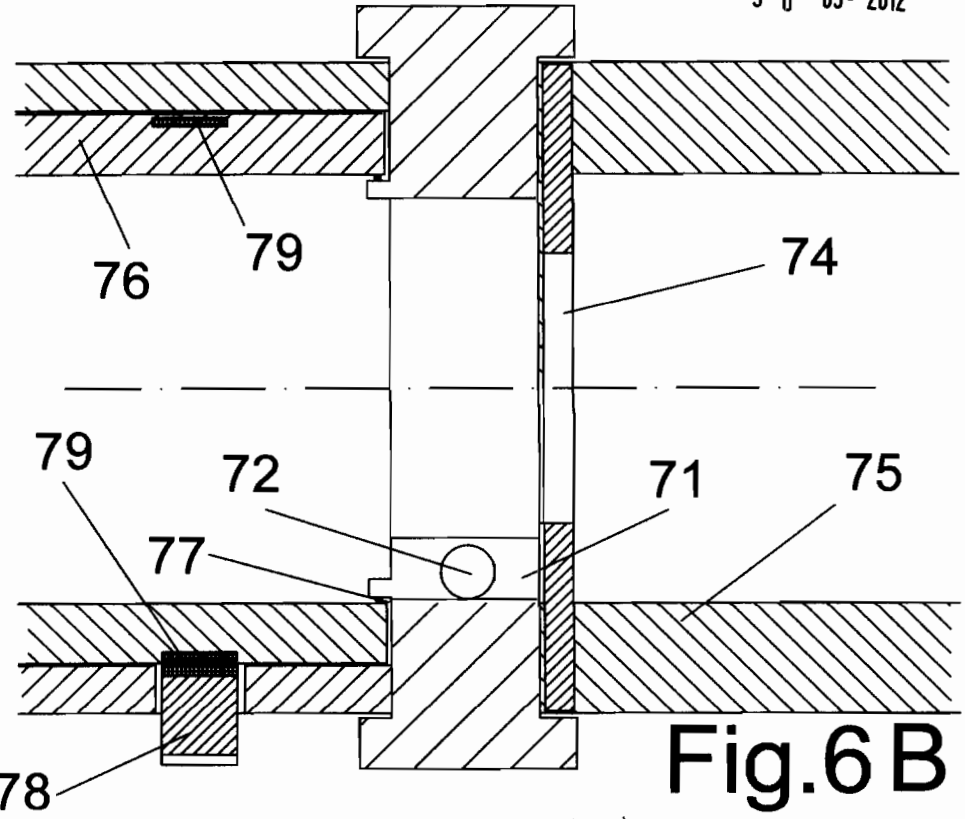


Fig.6 B

