

O NOUĂ SOLUȚIE PENTRU TRANSPORTUL FLUIDELOR

N. BĂRAN*, A. ZAID AL-BALQA**

*UNIVERSITATEA POLITEHNICA din București, **APPLIED UNIVERSITY Tafila (Jordan)

Abstract. În this report it's presented a constructive solution and the principle of functioning of a new type of a machine; this one can be used as a pump, a fan, or a compressor. There are presented some calculus relations for determining the theoretical power used for starting the machine; there are stressed the advantages of this kind of a machine from both constructive point of view and functional one.

Notații

A – aria secțiunii transversale a pistonului [m^2]
 ΔH – creștere de presiune [mH_2O]
 M – moment motor [Nm]
 R_c – raza interioară a semicilindrului [m]
 R_r – raza rotorului [m]
 \dot{V} – debit volumic de fluid [m^3/s]
 b – brațul forței [m]
 g – accelerația gravitațională [m/s^2]
 l – lungimea rotorului [m]
 n – turația [rot/min]
 p_1 – presiunea fluidului la aspirație [N/m^2]
 p_2 – presiunea fluidului la refulare [N/m^2]
 z – înălțimea pistonului [m]
 ρ – densitatea fluidului [kg/m^3]
 ν – frecvența [Hz]

– momentul motor primit (sau cedat) de arborele mașinii nu este utilizat integral pentru creșterea presiunii fluidului vehiculat (sau pentru producerea energiei mecanice).

Soluția constructivă a unui nou tip de mașină (N.T.M.), propusă de autor, care are la bază un brevet de invenție [2], asigură transformarea momentului motor primit (sau cedat) la arbore într-un efect util cu pierderi minime; pentru realizarea ei nu sunt necesare tehnologii speciale și în plus mașina prezintă în funcționare o fiabilitate sporită.

În cele ce urmează se stabilește o relație pentru calculul puterii teoretice a N.T.M.; ulterior se analizează dependența dintre putere și parametrii funcționali și constructivi ai N.T.M.

1. INTRODUCERE

Problema realizării unor mașini rotative de lucru sau de forță cu performanțe ridicate este de actualitate.

În literatură [4] sunt prezentate unele soluții constructive care au dezavantajele:

- soluția constructivă este complicată și că urmare este greu de realizat tehnologic;
- în funcționare apar pierderi mari prin frecare mecanică;

2. CALCULUL PUTERII NECESARE ANTRENĂRII N.T.M.

2.1. Calcul efectuat pe baza debitului de fluid al N.T.M.

Soluția constructivă și principiul de funcționare al N.T.M. (funcționând că mașină de lucru) rezultă din fig. 1.

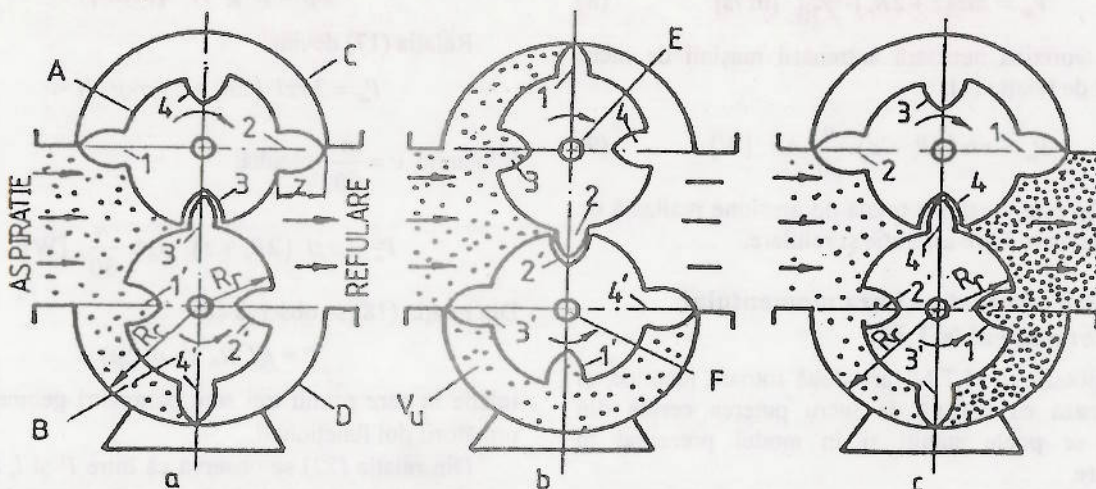


Fig. 1. Schița N.T.M.

A, B – rotoare; C, D – semicilindri; E, F – arbori; 1, 2, 3, 4 – pistoane rotative; 1', 2', 3, 4 – goluri în care pătrund pistoanele rotative.

Cele două rotoare A și B sunt tangente și se rotesc sincron, fapt ce poate fi asigurat prin:

- practicarea unor dinți pe suprafețele laterale ale rotoarelor;
- două roți dințate amplasate în exteriorul mașinii și fixate pe arborii E și F (fig. 1,b).

Fluidul aspirat (fig.1,a) este transportat spre refulare și după o rotație cu 90° a ambelor rotoare, se ajunge în situația din fig.1,b.

După o rotație cu 180° fluidul aflat în volumul util V_u (fig.1,b), adică în spațiul cuprins între pistoanele $3'$ și $4'$ va fi transportat către refulare:

$$V_u = \left(\frac{\pi R_c^2}{2} - \frac{\pi R_r^2}{2} \right) \cdot l \quad [\text{m}^3] \quad (1)$$

La o rotație completă a arborelui vor fi transportate de la aspirație către refulare două volume (V_u) rezultând:

$$V_u^* = 2 \cdot V_u = (\pi R_c^2 - \pi R_r^2) \cdot l \quad [\text{m}^3] \quad (2)$$

Se observă că:

$$R_c = R_r + z \quad (3)$$

Din relațiile (2) și (3) rezultă:

$$V_u^* = \left[\pi (R_r + z)^2 - \pi R_r^2 \right] \cdot l \quad [\text{m}^3] \quad (4)$$

sau după restrângeri:

$$V_u^* = \pi l z (z + 2 R_r) \quad [\text{m}^3] \quad (5)$$

Debitul volumic de fluid refulat de un singur rotor al mașinii are expresia:

$$\dot{V} = V_u^* \cdot \nu \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (6)$$

Deoarece N.T.M. are două rotoare identice debitul de fluid vehiculat de mașină are expresia:

$$V_m = 2\dot{V} = 2\pi l z (z + 2R_r) \cdot \frac{n}{60} \quad (7)$$

sau:

$$V_m = \pi l z (z + 2R_r) \cdot \frac{n}{30} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8)$$

Puterea teoretică necesară antrenării mașinii de lucru este dată de relația [1]:

$$P_m = \pi l z (2R_r + z) \cdot \frac{n}{30} \cdot \Delta p \quad [\text{W}] \quad (9)$$

în care Δp este creșterea totală de presiune realizată de mașina de lucru între aspirație și refulare.

2.2. Calcul efectuat pe baza momentului de torsiune al N.T.M.

În ipoteza că N.T.M. are două rotoare identice, și funcționează ca mașină de lucru puterea cerută din exterior se poate stabili și în modul prezentat în continuare.

Considerând un rotor, pe suprafața unui piston se exercită o forță proporțională cu aria secțiunii transversale a pistonului și cu diferența de presiune $\Delta p = p_2 - p_1$;

$$F = A(p_2 - p_1) \quad [\text{N}] \quad (10)$$

În care: $A = z l \quad [\text{m}^2]$

Deci:

$$F = z l (p_2 - p_1) \quad [\text{N}] \quad (11)$$

Momentul motor care trebuie transmis la un arbore motor al mașinii este:

$$M = F b \quad (12)$$

Se consideră că forța ce se exercită asupra pistonului se aplică în centrul de greutate al acestuia, adică la o distanță:

$$B = R_r + z/2 \quad (13)$$

Relația (12) devine:

$$M = z \cdot l \cdot (p_2 - p_1) \cdot \left(R_r + \frac{z}{2} \right) \quad (14)$$

Puterea teoretică care trebuie transmisă din exterior la arborele mașinii de lucru va fi dată de relația:

$$P = M \cdot \omega = 2\pi z l \cdot \Delta p \cdot \left(R_r + \frac{z}{2} \right) \cdot \nu \quad (15)$$

Deci:

$$P = \pi z l \cdot (2R_r + z) \cdot (p_2 - p_1) \cdot \nu \quad [\text{W}] \quad (16)$$

Pentru întreaga mașină de lucru (respectiv două rotoare) puterea cerută din exterior va fi:

$$P_m = 2P = 2\pi z l (2R_r + z) \cdot \Delta p \cdot \nu \quad [\text{W}] \quad (17)$$

sau

$$P_m = \pi z l \cdot (2R_r + z) \cdot \Delta p \cdot \frac{n}{30} \quad [\text{W}] \quad (18)$$

relația (18) este identică cu relația (9), ceea ce dovedește că ambele metode conduc la același rezultat.

Creșterea de presiune între aspirație și refulare se poate exprima în metri coloană de lichid:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H \quad [\text{N/m}^2] \quad (19)$$

Relația (17) devine:

$$P_m = 2\pi z l \cdot (2R_r + z) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \nu \quad (20)$$

Înlocuind $\nu = \frac{n}{60}$ rezultă:

$$P_m = \pi z l \cdot (2R_r + z) \cdot \rho g h \cdot \frac{n}{30} \quad [\text{W}] \quad (21)$$

Din relația (18) se observă că:

$$P = f(l, R_r, z^2, n, \Delta p) \quad (22)$$

relație în care primii trei sunt parametri geometrici, iar următorii doi funcționali.

Din relația (22) se observă că între P și $l, R_r, n, \Delta p$ există o dependență liniară, puterea mașinii variind proporțional cu acești parametri.

Între P și z apare o funcție de gradul doi care va fi analizată în continuare.

3. INFLUENȚA ÎNĂLȚIMII PISTONULUI ROTATIV ASUPRA PUTERII N.T.M.

3.1. Raza semicilindrului este limitată

În continuare se urmărește a se determina pe cale matematică valorile extreme ale funcției $P = f(z^2)$, respectiv pentru un anumit tip de N.T.M. ($R_c = ct.$) care este puterea minimă și maximă schimbată cu mediul exterior.

În acest scop relația (18) se aranjează astfel:

$$P = (2\pi R_c l z + \pi l z^2) \cdot \frac{n}{30} \cdot \Delta p \quad (23)$$

Dacă în relația (23) se efectuează derivata $P' = f(z)$ și se egalează cu zero se obține:

$$2\pi R_c l + 2\pi l z = 0 \quad (24)$$

sau:

$$R_c + z = 0 \quad (25)$$

Sub această formă relația (25) nu relevă nici o informație; dacă se înlocuiește în relația (25):

$$R_c = R_c - z \quad (26)$$

Se obține: $R_c =$ (27)

Relația $R_c = 0$ implică $z = 0$, adică puterea este minimă când $z = 0$, rezultat care este firesc din punct de vedere tehnic.

Când puterea este maximă?

Pentru a obține alt extrem al funcției:

$$P = f(z^2) \quad (28)$$

se procedează astfel: în relația (23) se înlocuiește R_c din relația (26):

$$P = \pi z l [2(R_c - z) + z] \cdot \frac{n}{30} \cdot \Delta p \quad [W] \quad (29)$$

și se obține:

$$P = (2\pi R_c l z - \pi l z^2) \cdot \frac{n}{30} \cdot \Delta p \quad [W] \quad (30)$$

Dacă efectuăm derivata $P' = f(z)$ și o egalăm cu zero se obține:

$$2\pi R_c l - 2\pi l z = 0 \quad (31)$$

Rezultă:

$$z = R_c \quad (32)$$

Ca urmare puterea este maximă când înălțimea pistonului este egală cu raza cilindrului, rezultat corect din punct de vedere tehnic, dar imposibil de realizat practic.

Înlocuind relația (32) în relația (30) se obține valoarea puterii maxime a N.T.M.:

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot l}{30} \cdot n \cdot \Delta p \cdot R_c^2 \quad (33)$$

Volumul unui cilindru (fig. 1) este:

$$V_c = \pi R_c^2 l \quad [m^3] \quad (34)$$

Introducând relația (34) în relația (33) se va obține:

$$P_{\max} = 2 \cdot V_c \cdot \nu \cdot \Delta p \quad [W] \quad (35)$$

$$P_{\max} = V_{NTM} \cdot \nu \cdot \Delta p \quad [W] \quad (36)$$

O parte ($k < 1$) din volumul N.T.M. este străbătută de fluid, deci produsul $k \cdot V_{NTM} \cdot \nu$, apare ca un debit; ca urmare

$$P_{\max} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad [W] \quad (37)$$

relație cunoscută în literatura de specialitate [3].

Astfel, din relația (33), se confirmă că și pentru acest nou tip de mașină puterea schimbată cu mediul exterior este funcție de debit și de creșterea (sau scăderea) de presiune dintre aspirație și refulare.

Să observăm ce se întâmplă dacă se pune o condiție restrictivă din punct de vedere tehnic de forma:

$$R_r = kz \text{ sau } R_c = kz \quad [m] \quad (38)$$

Dacă în relația (29) scrisă sub forma:

$$P = \frac{\pi \cdot l}{30} \cdot n \cdot \Delta p \cdot (2R_c \cdot z - z^2) \quad (39)$$

înlocuim $R_c = kz$, se obține:

$$P = \frac{\pi \cdot l}{30} \cdot n \cdot \Delta p \cdot (2 \cdot k \cdot z^2 - z^2) \quad (40)$$

Dacă efectuăm derivata $P' = f(z)$ și o egalăm cu zero obținem:

$$2kz - 2z = 0 \rightarrow k = 1 \quad (41)$$

Rezultatul obținut în această relație este identic cu cel prezentat în relația (32), adică puterea mașinii este maximă dacă $z = R_c$.

3.2. Raza semicilindrului nu este limitată

Relația (18) se mai poate scrie astfel:

$$P = \pi l / 30 \cdot n \cdot \Delta p (2R_c z + z^2) \quad (42)$$

Pentru un anumit regim de funcționare ($n = ct$, $\Delta p = ct$) pe fiecare metru de lungime a rotorului se obține:

$$P = ct (2R_c z + z^2) \quad (43)$$

Deoarece $z > 0$, din relația (42) se observă că funcția $P = f(z^2)$ este pozitiv definită și are numai un extrem, mai precis un minim.

4. CONCLUZII

Din cele prezentate anterior deosebim două cazuri distincte:

(I) Dacă N.T.M. are raza cilindrului limitată atunci putem afirma:

- puterea mașinii este zero când $z = R_c = 0$;
- puterea mașinii este maximă când $z = R_c$.

Din punct de vedere tehnic valoarea $z = R_c$ nu poate fi realizată; constructiv se poate alege $z = kR_c$ unde $k = 0,2 \dots 0,4$. Deoarece acest tip de mașină nu a fost încă realizat valorile lui k sunt orientative.

(II) Dacă N.T.M. nu are raza cilindrului limitată, atunci: $P = f(z^2)$, este o funcție strict crescătoare.

În cazul când N.T.M. este utilizată ca mașină de lucru, faptul că momentul motor transmis la arbore este utilizat aproape integral pentru creșterea presiunii fluidului relevă că soluția constructivă propusă are șanse de a fi realizată în viitor. De asemenea, când N.T.M. este utilizată ca mașină de forță energia termică a fluidului de lucru este transformată în energie mecanică cu pierderi minime.

Pentru a realiza practic această mașină nu sunt necesare tehnologii speciale și nici materiale speciale.

Soluția constructivă a N.T.M., dacă este miniaturizată, poate fi utilizată în numeroase domenii din mecanica fină (micromotor pneumatic, pompă pentru acționări etc.).

BIBLIOGRAFIE

- [1] BĂRAN N., *Determinarea puterii unui micromotor pneumatic rotativ cu rotoare profilate*, Rev. Română de Mecanică Fină și Optică, nr. 16, pag. 1697-1699, 1999.
- [2] BĂRAN N., BĂRAN GH., Brevet de invenție nr. 111296 B1/1996 eliberat de O.S.I.M. București.
- [3] GRECU T., IORDACHE I., NEGREA D., DĂSCĂLESCU D., *Mașini mecanoenergetice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- [4] MARINESCU M., BĂRAN N., RADCENCO V., *Termodinamică tehnică, Teorie și aplicații* vol. I, II, III, Editura Matrix Rom, București, 1998.

1^{ère} Annonce de COFRET'04

COLLOQUE FRANCO-ROUMAIN SUR ÉNERGIE – ENVIRONNEMENT – ÉCONOMIE Et THERMODYNAMIQUE

Pour suivre les bons résultats de la première édition de COFRET'02, qui a eu lieu le 25-27 Avril 2002, à l'Université « POLITEHNICA » de Bucarest, nous proposons la mise en place de la deuxième édition du colloque précité. Cette initiative doit faire apparaître en parallèle sur les recherches scientifiques communes franco-roumaine des prolongements techniques et industriels. On recherchera un équilibre entre université et industrie (importance des aspects ÉCONOMIQUES).

Le colloque a une fréquence biennale. Il est organisé, alternativement en Roumanie et en France, sous le patronage de la Société Française des Thermiciens (SFT) et par la Société Roumaine des Thermotechniciens (SRT), par les chaires de thermodynamique appliquée des principaux centres universitaires de chaque pays.

La deuxième édition du COFRET sera réalisée à l'Université „Henri Poincaré” Nancy (UHPN), sous la présidence de Prof. Michel Feidt, responsable du group Energétique du Laboratoire d' Energétique et Mécanique Théorique et Appliquée (LEMTA) de Nancy, et la codirection de Riad Benelmir et de Rahal Bouschain, maîtres de conférences, sur la période 28 – 29 avril 2004.

Le colloque COFRET permettrait de prolonger l'action actuelle de l'ADEME traduite par SIENE, et de renforcer la dynamique du réseau formation recherche en cours d'émergence, ainsi que la relation université – industrie qui doit absolument être développée conjointement entre nos pays et les autres pays de la zone PECO, en vue de l'élargissement et l'intégration européenne.

DOMAINES SCIENTIFIQUES:

1. *Thermodynamique*
(Ce domaine est un domaine plus fondamental dans lequel on considérera plus particulièrement les développements nouveaux visant à lier les notions d'Énergie, d'Enthalpie, d'Entropie, d'Exergie, d'Efficacité, d'Economie, d'Environnement)
2. *Gazodynamique et Combustion*
(Tous les développements du domaine seront considérés)
3. *Moteurs et Turbines*
(On insistera sur les systèmes énergétiques comportant des moteurs thermiques et les turbines à gaz; les moteurs d'avions et aérospatiaux ne sont pas exclus)
4. *Machines à froid, Cryogéniques et Pompes à Chaleur*
(Les applications au conditionnement d'air et à la climatisation des bâtiments ne sont pas exclues)
5. *Energie – Ecologie et Développement Durable*
(Tous les développements du domaine seront considérés)
6. *Transfert de chaleur et de masse*
(Des traitements théoriques plus fondamentales des processus du domaine et aussi des l'analyses des méthodes et d'appareils les plus modernes)

MANIFESTATION D'INTENTION

Les personnes désirant participer (communiquer) à ce colloque voudront bien adresser une lettre d'intention à l'un des organisateurs ci-après, avec un titre de la proposition soumise s'il y a.

ADRESSE POUR ENVOI:

Pr. Michel Feidt

LEMTA, Université „H. Poincaré” de Nancy 1, 2 avenue de la Forêt de Haye, 54504 VANDOUVRE CEDEX, FRANCE.

E. mail : Michel.Feidt@ensem.inpl-nancy.fr

Prof. Gh. POPESCU

Chaire de Thermotechnique, Machines Thermiques et Frigorifiques, Faculté de Génie Mécanique, Université „Politehnica” de Bucarest, Splaiul Independenței 313, sect. 6, 77206 Bucarest, ROUMANIE.

E. mail : gpopescu@theta.termo.pub.ro