

# ANALIZA COMPARATIVĂ AI COEFICIENȚILOR ENERGETICI ȘI VOLUMICI A COMPRESORULUI CU SPIRALE ȘI A COMPRESORULUI CU PISTON ÎN PROCESUL DE LUCRU

Al. Babcsinchi

Universitatea Tehnică a Moldovei

## INTRODUCERE

Baza compresorului cu spirale a fost pusă, pentru prime dată, în anul 1905. La acea etapă tehnologia nu era îndeajuns dezvoltată pentru elaborarea modelului real al acestuia, care va apărea doar în 1970, când a fost restabilit interesul comercial a acestei idei.

La etapa actuală dezvoltarea dinamică a procesului de producere a compresoarelor cu spirale, din ce în ce mai mult, duce la ocuparea pozițiilor dominante ale concurenților săi datorită eficienței sale de funcționare. Tocmai din aceste motive sunt puse la discuție întrebările: de ce are loc acest eveniment, în ce constă specificul relativ a compresorului cu spirale, și care sunt prioritățile sale față de concurenții săi.

## 1. PARAMETRII IDEALI ALE COMPRESOARELOR

În procesul analizei ne vom baza pe parametrii ideali ale compresoarelor cu elemente spiralice și cu celor cu piston, adică:

- pierderile masice de vapori în decursul unui ciclu a compresorului se neglijează;
- spațiul vătămător nu există;
- lipsa pierderilor hidraulice la aspirația și refularea vaporilor;
- nu are loc schimbul de căldură dintre agentul de lucru și mediul ambiant, iar procesul de comprimare este un proces izotrop (adiabat);
- se neglijează frecarea în cuplele mecanice ale mecanismelor;
- combinarea cavităților de vapori ale spiralicelor cu galeria și camera de refulare are loc în același moment (criteriul respective se referă nemijlocit la compresoarele cu elemente spiralice).

Una dintre mărimile caracteristice de bază ale unui compresor este debitul volumetric real de vapori. Pe baza acestuia se definesc mărimile caracteristice de bază ale unui compresor și anume puterea frigorifică.

Să analizăm în continuare coeficienții de lucru care influențează eficiența unui compresor.

## 2. COMPARAREA COEFICIENȚILOR DE LUCRU

Coeficientul de debit al compresorului cu piston e constituit din patru componente:

$$\lambda = \lambda_c + \lambda_{hd} + \lambda_w + \lambda_{et}. \quad (1)$$

### – Spațiul vătămător.

În compresorul cu piston coeficientul spațiului mort (vătămător) reprezintă o valoare semnificativă din coeficientul de debit și variază în limitele:

$$\lambda_c = 0,7 \dots 0,9. \quad (2)$$

În compresoarele cu spirale vaporii rămași nerefulați joacă un alt rol, în comparație cu vaporii, care se găsesc în spațiul mort a compresorului cu piston. Agentul de lucru neevacuat practice nu influențează asupra volumul de umplere ale cavităților de aspirație, și el este destinat nu până la presiunea de aspirație, ci până la presiunea comprimării interne:

$$\lambda_c \approx 1. \quad (3)$$

### – Pierderile hidraulice.

Pentru compresorul cu piston cu conductele și supapele la aspirație și la refulare corect construite aceste pierderi sunt relativ mici:

$$\lambda_{hd} = 0,95 \dots 0,98. \quad (4)$$

Dar, la compresoarele cu spirale, în lipsa supapelor de refulare se obține:

$$\lambda_{hd} \approx 1. \quad (5)$$

### – Încălzirea vaporilor.

Încălzirea vaporilor în compresorul cu piston se petrece în supapa de aspirație, deoarece conducta de aspirație și de refulare, având temperaturi diferite, se află aproape una de alta. De asemenea vaporii se încălzesc în cilindrul compresorului unde

are loc contactul vaporilor reci aspirați din cavitația de aspirație cu pereții calzi ai cilindrului și cu vaporii calzi rămași în spațiul mort, ceea ce duce la dilatarea vaporilor aspirați, creșterea debitului masic, și, respectiv, la micșorarea debitului volumic al compresorului:

$$\lambda_w = 0,87 \dots 0,92. \quad (6)$$

În compresorul cu spirale conducta de aspirație și refulare sunt situate separat, iar comprimarea se petrece consecutiv de la cavitație la cavitație și temperatura se schimbă lent de la temperatura de aspirație până la temperatura de refulare, respectiv încălzirea vaporilor nu e atât de semnificativă:

$$\lambda_w \approx 1. \quad (7)$$

– **Neetanșietățile.**

În compresoarele cu piston curgerile au loc din cauza jocului dintre piston și cilindru și reprezintă:

$$\lambda_{et} = 0,96 \dots 0,98. \quad (8)$$

În compresorul cu spirale acest coeficient este variabil. Este complicată producerea spiralelor, care ar asigura contactul etanș dintre ele și cu coeficientul redus al jocului dintre punctele de contact a elementelor spiralice. Posibil că tocmai din această cauză a fost nevoie de atât timp pentru realizarea ideii compresorului cu spirale în viață. În compresorul în stare bună de funcționare coeficientul neetanșietății tinde spre unu:

$$\lambda_{et} \rightarrow 1. \quad (9)$$

Pentru compararea coeficientului de debit au fost cercetate două compresoare din rândul celor bazate pe principiul volumetric de funcționare cu spirale ESH730 (B)(Y) cu debitul volumic egal cu 30 m<sup>3</sup>/h și ESH976 (B)(Y) cu debitul volumic egal cu 76 m<sup>3</sup>/h, împotriva a două compresoare cu piston cu aceeași productivitate: 4VCS-6.2(Y) cu debitul volumic egal cu 34,7 m<sup>3</sup>/h și 4H-15,2(Y) cu debitul volumic egal cu 73,7 m<sup>3</sup>/h, și au fost efectuate calculele coeficienților de debit pentru ei în trei regimuri de lucru diferite pentru același agent de lucru, freon R134a. Rezultatele au fost introduse în tabelul 1.

În urma introducerii datelor în tabel se observă că coeficientul de debit a compresorului cu spirale este mai mare decât a celui cu piston în toate trei regimuri de lucru.

Pentru aceleași compresoare, ca și coeficientul de debit, a fost calculată valoarea randamentului total (tabelul 2).

**Tabelul 1.** Coeficientul de debit ale compresoarele cu spirale (CS) și a celor cu piston (CP).

Tipul compresorului	Regimul termic la $t_c=40^{\circ}\text{C}$					
	$t_0 = -10^{\circ}\text{C}$		$t_0 = 0^{\circ}\text{C}$		$t_0 = 10^{\circ}\text{C}$	
	Debitul volumic $V_h$ , m <sup>3</sup> /h					
	30	75	30	75	30	75
<b>CS</b>	0,92	0,94	0,94	0,95	0,93	0,95
<b>CP</b>	0,76	0,78	0,81	0,83	0,82	0,85

**Tabelul 2.** Randamentul total ale compresoarelor cu spirale (CS) și a celor cu piston (CP).

Tipul compresorului	Regimul termic la $t_c= 40^{\circ}\text{C}$					
	$t_0 = -10^{\circ}\text{C}$		$t_0 = 0^{\circ}\text{C}$		$t_0 = 10^{\circ}\text{C}$	
	Debitul volumic $V_h$ , m <sup>3</sup> /h					
	30	75	30	75	30	75
<b>CS</b>	0,58	0,56	0,64	0,62	0,64	0,64
<b>CP</b>	0,62	0,66	0,61	0,63	0,55	0,55

Cum se vede din tabele, coeficientul de debit al compresorului cu spirale este impresionant, dar pentru alți parametri rezultatele nu aduc mari impresii.

Este complicată explicația unui astfel de comportament, dar din analiza efectuată putem face concluzia: **e mult mai eficientă utilizarea compresorului cu spirale la comprimarea unui volum mare de vaporii la valori reduse ale gradului de comprimare.**

### Bibliografie

1. G. S. Cocetova, I. A. Sacun. *Sostoianie i razvitie spiral'nyh compressorov. Seria XM-7, 1986.*
2. <http://www.xiron.ru/content/view/30222/119/>
3. Babachin B. C., Vîgodin B. A. *Spiral'nye compresory v holodil'nyh sistemah. M., Ryazan', Uzorie, 2003.*