

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

旋轉式壓縮機滑動葉片壓縮效果之研究

Compressive Effect of the Sliding Blades in the Rotary Compressor

計畫編號：NSC 89-2212-E-002-024

執行期限：88年8月1日至89年7月31日

主持人：黃元茂

國立台灣大學機械工程學研究所

計劃參與人員：楊盛安、黃世勳
利建良、鍾震聲
劉景峰

一、摘要

滑動葉片旋轉式壓縮機與傳統壓縮機不同之處為出入口位置上下左右對角對稱，由於轉子與定子的輪廓線分別為圓形與橢圓形，當轉子轉動時葉片在滑槽來回滑動，使得葉片、定子與轉子所夾體積改變，轉子旋轉一週可有二次壓縮效果。推導滑動葉片之位移、速度、加速度與壓縮機之幾何關係，假設壓縮為多變過程，進而求出壓縮機內空氣性質，然後利用牛頓定律推導出葉片與轉子間的接觸力和作用於葉片的背壓。

關鍵詞：滑動葉片、壓縮機、背壓、多變過程、空氣性質。

Abstract

The rotary compressor with sliding blades has two diagonally symmetric outlets and inlets. The cross sections of the stator inner contour and the rotor are elliptical and circular shapes, respectively. When the rotor rotates, the blades rotate and slide inward and outward to change the volume segment. There are two compression effects with one rotation of the rotor. The displacement,

velocity and acceleration of blades were determined based on the configuration of the compressor. The polytropic compression process was assumed and the air properties inside the blade segment were calculated. Then the Newton's law was used to analyze the contact force between the blade and the rotor, the contact force between the blade and the stator, and the back pressure of the air acting at the bottom of the blade.

Keywords: Sliding blade, Compressor, back pressure, ploytropic process, air properties.

二、緣由與目的

壓縮機的種類與應用範圍甚廣，小至家電用品，大至整廠加壓氣體系統，我國雖能自製壓縮機，然而部分產品尚仰賴他國，受他國控制，有鑑於此，壓縮機為政府列為現階段電機產品開發的重點。

本計劃的壓縮機與傳統壓縮機不同之處為出入口位置上下左右對角對稱，如圖一所示，當轉子逆時針旋轉時，空氣由左上角入口吸入，轉子繼續轉動，當二葉片所夾體積之後方的葉片經過A處時進氣完畢，此封閉的初始體積為 V_1 ，轉子再

繼續轉動，空氣被壓縮，二葉片所夾體積之前方的葉片到達至出口處B時，空氣的體積被壓縮為 V_2 ，此封閉體積 V_2 內之空氣經由此出口而排出，同理，當轉子繼續轉動，二葉片所夾體積之前方到達右下角入口處C時，又開始進氣，方式如上步驟。

由於增大背壓時，可增加氣體壓縮之效果，但摩擦力增大，摩擦損耗之功率也增大。因此本計劃的目的在於了解葉片的背壓，使其在未來與實驗數據做比較時能提供有效的理論基礎，以期能在最小背壓上達到最高之效率。

三、研究方法

利用流體之連續方程式、動量方程式、能量方程式、配合理想氣體定律與多變過程之假設，求出相隔葉片體積內之壓力與溫度，其中葉片相隔體積內的壓力 P 與溫度 T 分別為

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (1)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (2)$$

其中 V 為體積，多變壓縮指數 (polytropical compression exponent) n 由實驗結果決定，或設定某一定值以預測結果。

第二部分由壓縮機之幾何關係如圖二所示，推導葉片相對於時間與旋轉角度的相關位置再利用數值分析方法求出葉片的速度、加速度與慣性力等。

模型平衡方程式的推導，根據力平衡狀態如圖三所示，由轉子中心向外看時，葉片頂端向右側傾斜靠在滑槽上， F_c 為橢圓形內壁作用於頂端G點的壓縮力， $\mu_s F_c$ 為此力產生的摩擦力，其中 μ_s 為葉片與

橢圓內壁之摩擦係數。 F_u 為滑槽前緣施於葉片右側的正向力， $\mu_s F_u$ 為此力產生之摩擦力，其中 μ_s 為葉片與滑槽內之摩擦係數。 F_d 為滑槽施於葉片底端左側的正向力， $\mu_s F_d$ 為此力產生之摩擦力。 F_{pa} 為葉片底部所受的大氣壓力 P_a 產生的推力。 F_b 為葉片底部所受的作用力，以G點為分界點，G點左方的空氣壓力為 P_l ，G點右方的空氣壓力為 P_r 。 F_{pr} 為葉片右側隔間 P_r 的空氣壓力所產生的等效力。 F_{pl} 為葉片左側隔間 P_l 的空氣壓力所產生的等效力。 F_{pl} 與 F_{pr} 作用於葉片伸出轉子部分的中點。已知之葉片的厚度為 T_v ，深度為 D_e ，則葉片頂端所受空氣的等效力 F_{pt} 為：

$$F_{pt} = \left(\frac{T_v}{2} - H \right) D_e P_l + \left(\frac{T_v}{2} - H \right) D_e P_r \quad (3)$$

A^n 代表葉片法線加速度， A^t 代表葉片切線加速度， V_{br} 和 A_{br} 分別代表葉片對轉子的相對速度與相對加速度，則葉片的加速度為：

$$A_3 = A_2^t + A_2^n + A_{br}^n + A_{br}^t + 2\omega \times V_{br} \quad (4)$$

其中因為轉子以等角速度 ω 旋轉，所以 $A_2^t=0$ ，而 $A_2^n = r_c \omega^2$ ，又因為是直槽所以曲率為無限大，所以 $A_{br}^n=0$ ， A_{br}^t 可用數值方法將葉片的位移量 S 對時間二次微分求得，而科氏加速度 (Coriolis component of acceleration) $2\omega \times V_{br}$ 中的 V_{br} 可用數值方法將葉片的位移量 S 對時間一次微分求得，假設 V_{br} 和 A_{br} 的方向均以遠離轉子中心為正。則葉片因加速度而產生的慣性力可得於下列三式。

$$F_{A_2^n} = m r_c \omega^2, F_{A_{br}^t} = m A_{br}^t,$$

$$F_c = m(2\omega V_{br}) \quad (5)$$

其中 m 為葉片的質量。力量沿滑槽方向的力平衡方程式，垂直於滑槽方向的力平衡方程式和以k點為支點的力矩平衡方程式

分別為：

$$\begin{cases} -\mu_s F_d - \mu_s F_u - (\cos \theta_s + \mu_s \sin \theta_s) F_c = -F_{A2}^n + F_{Abr}^t - F_{pa} - F_{pt} - F_{\mu} \\ -F_d + F_u + (\sin \theta_s - \mu_s \cos \theta_s) F_c = F_c - F_{pr} + F_{\mu} \\ \frac{T_c}{2} \mu_s F_d + (\frac{T_c}{2} \mu_s - e) F_u + l(\mu_s F_c \cos \theta_s - F_c \sin \theta_s) \\ + c(\mu_s F_c \sin \theta_s - F_c \cos \theta_s) = -g(F_{pr} - F_{pa}) - \frac{l}{2} F_c \end{cases}$$

(6)

利用Cramer's rule求出上式之三未知力 F_d 、 F_u 和 F_c 。若想求出最少所需彈簧力，可先令上式 $F_c=0$ ，解式中的 F_d 和 F_u ，再解出最少所需背壓之力 F_b ：

$$F_b = \mu_s F_d + \mu_s F_u - F_{A2}^n + F_{Abr}^t - F_{pa} + F_{pt} \quad (7)$$

葉片於第一象限之某一位置時之受力狀態如圖四所示，因隨轉動漸漸縮入滑槽內，故滑槽左右側施力於葉片的摩擦力 $\mu_s F_d$ ，與 $\mu_s F_u$ 方向向外，且 F_c 的方向亦和圖三不同，因此力量沿滑槽方向的力平衡方程式，垂直於滑槽方向的力平衡方程式和以k點為之點的力矩平衡方程式：

$$\begin{cases} -\mu_s F_d - \mu_s F_u - (\cos \theta_s + \mu_s \sin \theta_s) F_c = -F_{A2}^n + F_{Abr}^t - F_{pa} - F_{pt} + F_{\mu} \\ -F_d + F_u + (\sin \theta_s - \mu_s \cos \theta_s) F_c = -F_c - F_{pr} + F_{\mu} \\ \frac{T_c}{2} \mu_s F_d - (\frac{T_c}{2} \mu_s + e) F_u + l(\mu_s F_c \cos \theta_s - F_c \sin \theta_s) \\ + c(\mu_s F_c \sin \theta_s + F_c \cos \theta_s) = -g(F_{pr} - F_{pa}) + \frac{l}{2} F_c \end{cases} \quad (8)$$

同理，先令 $F_c=0$ ，求出 F_d 、 F_u 與最少所需背壓之力 F_b 。

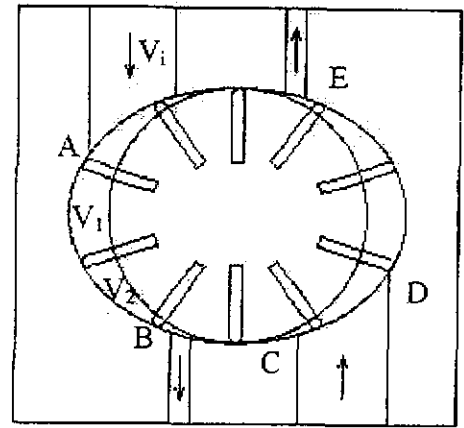
四、結果與討論

壓縮機之尺寸與操作狀態如表一所示，葉片材料採用 vespel 時，其性質如表二所示，利用前述方程式，寫成電腦程式，計算出數據。圖五為徑向直輪葉間的體積變化。圖六為葉片的滑動量 S 與位置關係圖，圖七、圖八、圖九 分別為葉片徑向速度、葉片相對轉子的加速度、葉片科氏加速度。圖十、圖十一為葉片左側與右側空氣壓力與葉片位置之關係。作用於

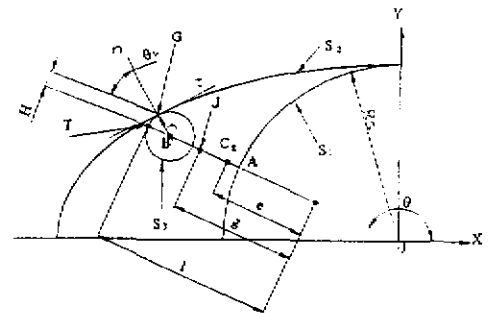
葉片兩側之力 F_d ， F_u 與葉片與靜子之接觸力為零時，作用於葉片底部之力 F_b 分別如圖十二、圖十三、圖十四。

六、文獻回顧

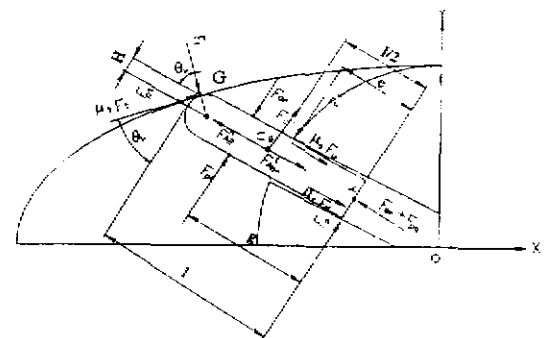
1. 張起豪，旋轉式壓軸機輪葉之設計，國立台灣大學機械工程學研究所，碩士論文，民國八十一年六月。



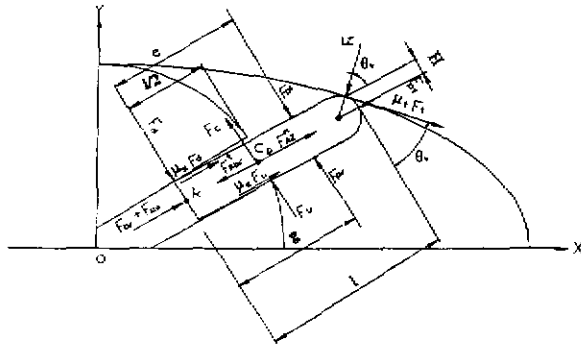
圖一 本實驗壓縮機模型



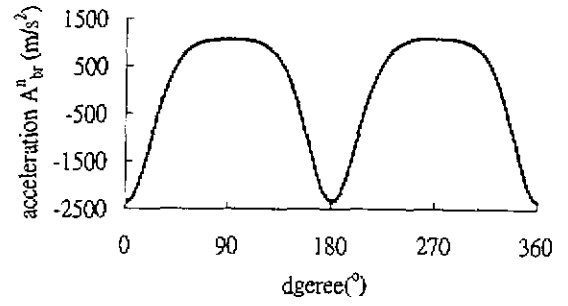
圖二 壓縮機葉片幾何關係位置



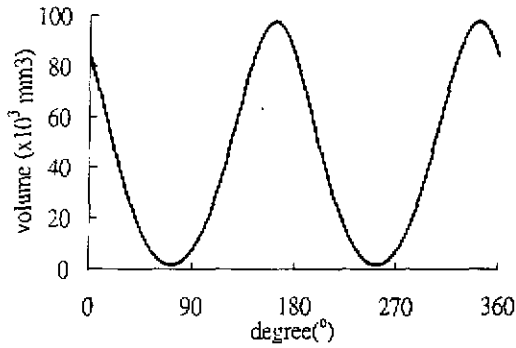
圖三 葉片於第二象限之力平衡圖



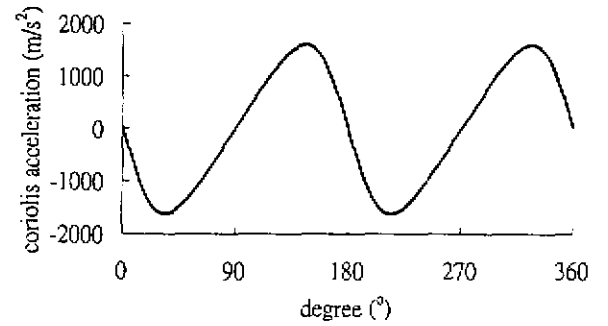
圖四 葉片於第一象限之力平衡圖



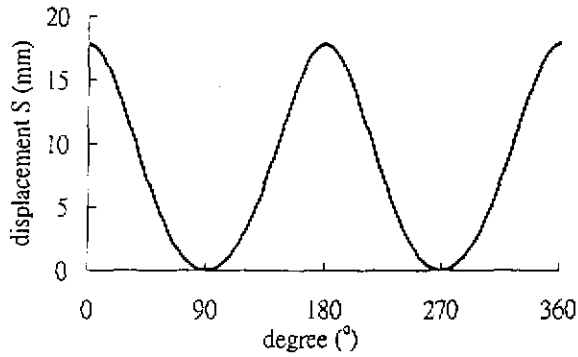
圖八 葉片相對於轉子之加速度與位置之關係



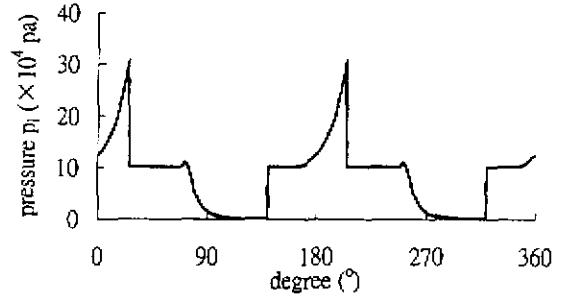
圖五 體積之變化與葉片位置之關係



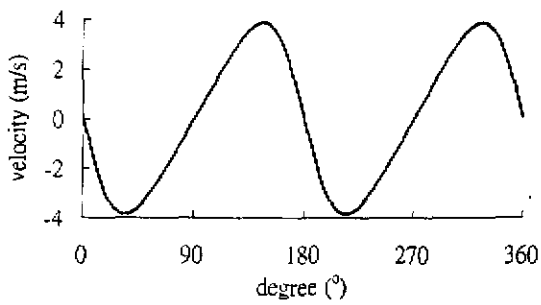
圖九 葉片科氏加速度與位置之關係



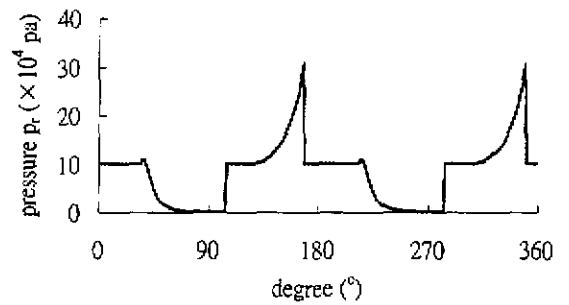
圖六 葉片位移與位置關係



圖十 空氣壓力與葉片位置之關係



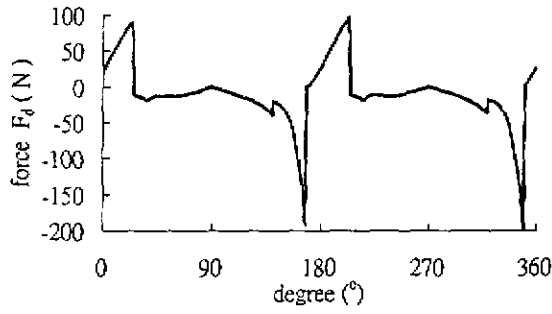
圖七 葉片速度與位置之關係



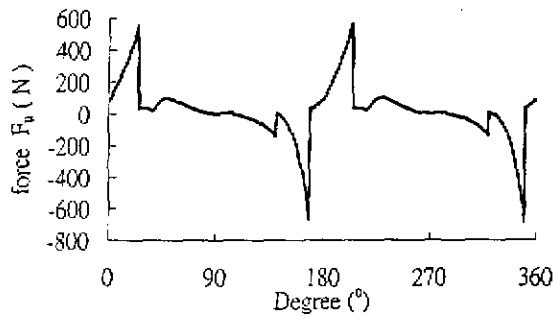
圖十一 空氣壓力與葉片位置之關係

表一 基本尺寸與操作狀態

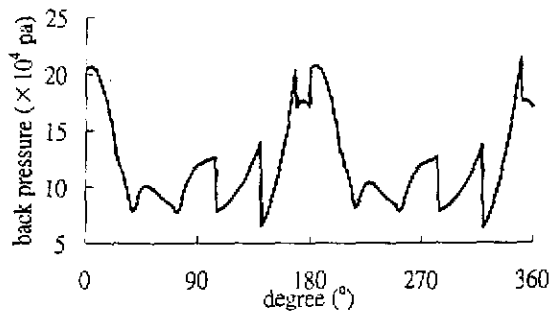
項目	基本尺寸與操作狀態
葉片數目	10
葉片(長×寬×深)	39.7×4.76×152.4 mm
橢圓形內壁長軸長	152.4 mm
橢圓形內壁短軸長	116.8 mm
轉子半徑	58.3 mm
大氣壓力	101.3 KPa
大氣溫度	300.22 K
相對溼度	25 %
轉子轉速	2000 rpm



圖十二 F_a 與葉片位置之關係



圖十三 F_b 與葉片位置之關係



圖十四 葉片背壓與位置之關係

表二. 葉片材料之性質

彈性係數	2.7579 Gpa	
蒲松氏比	0.41	
摩擦係數	0.11	
最大抗拉強度	296K	65.5 Mpa
	533K	37.9 Mpa
最大抗壓強度	133.1Mpa	