

23. 高承載低摩擦氣浮飛輪的製作與應用

陳建昌¹ 蘇武璋²

¹大漢技術學院 機電科技系副教授

²比智聖股份有限公司 總經理

摘要

花崗岩耐磨耗、尺寸安定性佳，可製作成幾何公差與尺寸公差要求極為嚴苛的精密機械構件。本研究以兩個精密花崗岩圓盤構件為基礎，做成一組低耗氣量的平面氣浮軸承，再配合一組精密陶瓷轉軸與軸襯或精密氣靜壓轉軸與軸襯，組裝成垂直軸式氣浮飛輪。此一飛輪具低能源消耗、高承載與低摩擦之重要特性，可作為一高效能組件，應可應用於垂直軸式微風啟動風力發電葉片機組、高效能發電機、飛輪儲能系統以及不斷電系統(UPS)等。在全球發展綠能的時代趨勢下，潔淨、低能源消耗的精密氣浮飛輪具備極佳的潛能，有機會成為發展綠能的一項關鍵利器，廣泛應用於發電、能量儲備與能量調節的領域之中。

關鍵字：精密花崗岩構件、氣浮飛輪

一、前言

近幾十年來由於工業的急速發展，全球二氧化碳的排放量不斷的增加，使得平均氣溫逐年地增高，造成氣候異常、海平面升高，而危及人類的生存條件，因此發展綠色再生能源逐漸成為全人類的共識。太陽能與風力為目前各國發展在綠色能源的兩個主要項目。為提高風力發電的效率，須有一個高承載、低摩擦的轉軸，讓風力發電機組能在微風的環境下即能進行發電。此外，太陽能與風力都具有不穩定之特性，太陽能白天有、黑夜無，晴天有雨天無，風力亦是如此，風速強時有、風力弱時無。為應付綠色再生能源供應的不穩定性，能量的儲存亦成為發展綠能的一個重要的課題。

本研究利用花崗岩尺寸形狀安定之特性，設計製作一組垂直轉軸型式之氣浮飛輪，此一飛輪具潔淨、低能源消耗、高承載與低摩擦之重要特性，為一高效能組件，應可應用於垂直軸式微風啟動風力發電葉片機組、高效能發電機、飛輪儲能系統以及不斷電系統(UPS)等。

本研究除設計、製作與組裝氣浮飛輪外，同時亦將對此一飛輪的特性進行初步之測試與分析。

二、氣浮飛輪之設計

圖一所示為本研究所設計的氣浮飛輪示意圖，圖中有兩個上下重疊的花崗岩圓盤，下側的圓盤為固定之氣浮平台，上側的圓盤為飛輪。氣浮平台側面圓周面上設計有若干個壓縮空氣進氣口，每一進氣孔道進入花崗岩圓盤接著轉折90°後，穿出花崗岩圓盤表面，成為一個壓縮空氣的出氣口。在每一出氣口均裝設有一節流器以節制壓縮空氣的出氣量，讓壓縮空氣僅能微量的流出。

上側的圓盤飛輪係利用下側氣浮平台圓盤流出的壓縮空氣所產生的支撐力，而懸浮於氣浮平台之上。懸浮的高度約為0.01mm~0.03mm左右。此外，為讓飛輪能繞固定轉軸轉動，設計時上側飛輪圓盤上固定有一精密軸棒，此軸棒可套入固定於下側氣浮平台圓盤上的軸襯之中。軸棒與軸套設計時採用三種方案，其一為簡易短軸棒，其二為精密陶瓷軸棒與軸襯，如圖二所示；另一為精密氣靜壓轉軸與軸襯，如圖三所示。

三、飛輪之應力分析

圖一所示的氣浮飛輪其力學分析之物理模型圖四所示，對一個等角速度轉動 $\dot{\theta} = \omega$ 之均厚環狀圓盤飛輪或實心圓盤飛輪，在圓盤沿厚度方向應力與應變為均勻分布的假設前提之下

(即 $\sigma_{zz} = const.$ ， $\varepsilon_{zz} = const.$)，其應力分布可分析如下：

由於此一問題為軸對稱問題，因此軸向應力與圓周切線方向應力均僅為半徑 r 的函數，其徑向之應力平衡方程式可表示為

$$\frac{d\sigma_{rr}}{dr} + \frac{(\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta})}{r} + f_r = 0 \quad (1)$$

上式中 $f_r = \rho r \omega^2$ 為單位厚度圓盤元素所承受的離心力 ρ ，為圓盤材料的質量密度。

接著，依據虎克定律(Hooke's Law)，圓盤沿厚度方向的應變 ε_{zz} 可表示為

$$\varepsilon_{zz} = \frac{1}{E} [\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta})] \quad (2)$$

其中 E 為材料之彈性模數 (Modulus of Elasticity)， ν 為材料之波松比 (Poisson's Ratio)。

由於圓盤沿厚度方向應力與應變為均勻分布，因此

$$r \frac{d\sigma_{rr}}{dr} + 2\sigma_{rr} + \rho r^2 \omega^2 = 2c_1 \quad (3)$$

將(3)式代入(1)式，可得

$$\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{\nu} [\sigma_{zz} - E\sigma_{\theta\theta}] = const. = 2c_1 \quad (4)$$

整理後，(4)是可改寫為

$$\frac{d}{dr} (r^2 \sigma_{rr}) = 2c_1 r - \rho r^3 \omega^2 \quad (5)$$

此為一階線性常微分方程式，經一次積分得

$$r^2 \sigma_{rr} = c_1 r^2 + c_2 - \frac{1}{4} \rho r^4 \omega^2 \quad (6)$$

其中 c_1 、 c_2 為待定積分常數。

再將(6)式各項除以 r^2 ，並利用(3)式可得圓盤之徑向應力 σ_{rr} 與圓周切線方向應力 $\sigma_{\theta\theta}$

$$\sigma_{rr} = c_1 + \frac{c_2}{r^2} - \frac{1}{4} \rho r^2 \omega^2 \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = 2c_1 - \sigma_{rr} = c_1 - \frac{c_2}{r^2} + \frac{1}{4} \rho r^2 \omega^2 \quad (8)$$

而待定積分常數 c_1 、 c_2 可由圓盤飛輪之邊界條件 (Boundary Conditions) 予以決定。

(I) 對一外半徑 $r = r_o$ ，內半徑 $r = r_i$ 之環狀圓盤而言，其內外圓均無徑向應力，故邊界條件可表示為：

$$r = r_o \text{ 時， } \sigma_{rr} = 0 ;$$

$$r = r_i \text{ 時， } \sigma_{rr} = 0$$

將此二邊界條件分別代入(7)式，可得

$$0 = c_1 + \frac{c_2}{r_o^2} - \frac{1}{4} \rho r_o^2 \omega^2 \quad (10)$$

$$0 = c_1 + \frac{c_2}{r_i^2} - \frac{1}{4} \rho r_i^2 \omega^2 \quad (11)$$

整理後可得待定積分常數 c_1 、 c_2 為

$$= \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o^2 + r_i^2) \quad (12)$$

$$= -\frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o^2 r_i^2) \quad (13)$$

故可得圓盤之徑向應力 σ_{rr} 與圓周切線方向應力 $\sigma_{\theta\theta}$ 分別為

$$\sigma_{rr} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o^2 + r_i^2 - r_o^2 r_i^2 / r^2 - r^2) \quad (14)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o^2 + r_i^2 + r_o^2 r_i^2 / r^2 + r^2) \quad (15)$$

令 $\frac{d\sigma_{rr}}{dr}$ 及 $\frac{d\sigma_{\theta\theta}}{dr}$ 發現，最大的徑向應力與與最小

的圓周切線應力同時出現於 $r = (r_o r_i)^{1/2}$ 處，該處的徑向應力與圓周切線應力分別為：

$$\sigma_{rr} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o - r_i)^2 \quad (16)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o + r_i)^2 \quad (17)$$

此為雙軸應力。而最大的圓周切線應力出現於 $r = r_o$ 與 $r = r_i$ 處，該處的圓周切線應力皆為

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_o^2 + r_i^2) \quad (18)$$

當此處的應力大於材料所能承受的極限時，則飛輪將先由此處發生破壞。

(II) 對一半徑 $r = r_o$ 的實心圓盤而言，其外圓上無徑向應力，而圓心應力為有限值，故邊界條件可表示為：

$$r = r_o \text{ 時， } \sigma_{rr} = 0 ;$$

$$r = r_i \text{ 時， } \sigma_{rr} = 0$$

依據(I)類似的推導程序可得圓盤之軸向應力 σ_{rr} 與圓周切線方向應力 $\sigma_{\theta\theta}$ 分別為

$$\sigma_{rr} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o^2 - r^2) \quad (19)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_o^2 + r^2) \quad (20)$$

由上列二式可知，實心圓盤最大徑向應力 σ_{rr} 出現於圓盤圓心 $r = 0$ 處，此徑向應力值為 $\sigma_{rr} = \frac{1}{4} \rho \omega^2 r_o^2$ ，此處的應力狀態為雙軸等向張應力；另外，最大切

線方向應力 $\sigma_{\theta\theta}$ 出現於圓盤外緣 $r = r_o$ 處，此切線方向應力值為 $\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_o^2$ ，此處的應力狀態為單軸張應力，當此處的應力大於材料所能承受的極限時，則飛輪將先由此處發生破壞。

四、飛輪的製作、組裝與測試

由於花崗岩耐磨耗、尺寸安定性佳，可製作成幾何公差與尺寸公差要求極為嚴苛的精密機械構件。因此本研究以兩個精密花崗岩圓盤構件為基礎，配合一組軸棒與軸襯，做成一組低耗氣量的平面氣浮軸承，這兩個花崗岩圓盤的直徑為340mm厚度為75mm。其製作與組裝的步驟如下：

機械粗磨—首先以銑床將圓盤上下兩面銑削成近似平行面，機械粗銑後花崗岩圓盤之平面度與平行度可達0.02mm ~ 0.04mm左右，銑削花崗岩平面所用的磨頭為電鑄之鑽石磨頭。

人工精密研磨—利用游離研磨法，以鑽石游離磨料將圓盤上下兩面之平面度精修至0.002mm以內，平行度精修至0.003mm以內。此平面度與平行度的量測可用精密電子水平儀或用精密三次元量測儀予以檢測。

鑄製氣浮軸承進氣與出氣孔道—下側的花崗岩圓盤為固定圓盤，此一固定圓盤圓周上設計有四個進氣孔，每一進氣孔並與圓盤端面的出氣孔相連接，如圖五所示。由於花崗岩材質極硬，因此必須以鑽石鑽頭進行鑽孔。

鑄製與研磨飛輪軸棒與軸套固定孔—由於氣浮飛輪為旋轉組件，為固定飛輪的旋轉軸心，必須在上下圓盤上分別製作出軸棒與軸襯的固定孔，以分別在上下圓盤上安裝旋轉軸的軸棒與軸襯。此固定孔之軸心必須與圓盤軸承面保持極佳的垂直度，因此先用鑽石銑刀予以銑削，接著再利用CNC綜合加工機與以精修。

氣浮飛輪的組裝—在花崗岩構件製作完成後，必須將相關的氣壓進氣快速接頭、節流元件以及軸心與軸套安裝於花崗岩構件上。氣壓進氣快速接頭是以AB膠固定於圓盤圓周之進氣孔上，氣浮軸承面上的節流元件亦是以AB膠固定於進氣孔上。組裝完成的氣浮飛輪如圖六所示。

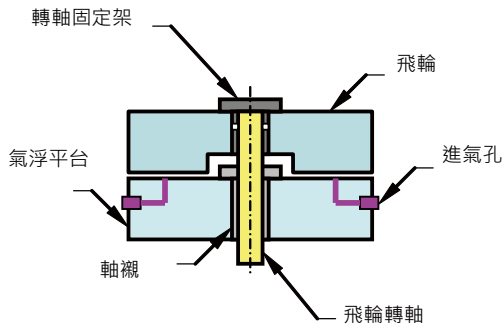
氣浮飛輪的測試—在氣浮飛輪組裝完成之後，必須對其進行測試，以了解此氣浮飛輪的特性，並作為各項微調之依據。

五、初步結果與討論

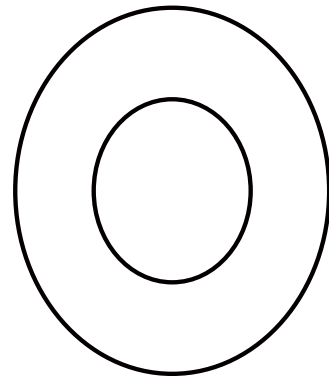
本計畫所製作的垂直軸型式的高承載低磨擦氣浮飛輪是運用教育部「98年啟動產業人力扎根計畫」之經費補助，在大漢技術學院所提出的「精密花崗岩構件的製造與應用技術」專業展業人才培育計畫的實習實作學程中，由機電系陳建昌老師及比智聖股份有限公司蘇武璋總經理共同指導大四學生，在大漢技術學院「精密石材構件教學研發中心」所完成的作品。在氣浮飛輪製作組裝完成後，經初步分析與測試後，發現：

1. 本研究所製作的飛輪為垂直軸型式的氣浮飛輪，此飛輪利用花崗岩水平軸承面作為止推面，可承載相當大的負載。而精密陶瓷轉軸與軸襯或精密氣靜壓轉軸與軸襯僅用以維持飛輪的旋轉軸心，其所承受的力量僅為飛輪旋轉時的離心力。當動平衡調校良好且轉速僅達數千rpm時，飛輪整體之離心力有限。
2. 由飛輪的應力分析可知，對一個等角速度轉動之均厚環狀圓盤飛輪，最大的圓周切線應力出現於與處；對一個等角速度轉動之均厚實心圓盤飛輪，最大的圓周切線應力出現於處。其最大應力值均與飛輪的轉速平方值成正比，亦即當飛輪的轉速提高時，飛輪的最大應力值將急速的以的倍數增大。因此在設計高速飛輪時，雖然高轉速能儲存較大之動能，但必須極為謹慎的考慮與計算飛輪材料的強度，以免因應力過大而造成材料突然破壞之危險。
3. 在飛輪組裝過程中，飛輪的旋轉軸未必能精準的與軸承接觸面維持垂直，這將使得飛輪旋轉時上下圓盤軸承面產生干涉，而不能滑順無磨擦的旋轉。因此必須在組合狀態下，以游離研磨方式將軸承接觸面微量修整，讓旋轉軸與軸承接觸面精準的維持垂直，如此飛輪才能滑順、幾近無磨擦的旋轉。
4. 本計畫所製作的花崗岩飛輪其圓盤直徑為340mm厚度為75mm。此飛輪圓盤之轉動慣量有限，因此應用時必須在飛輪上再固定一個更大的質量（例如大型鋼質圓盤）以增大其轉動慣量。經測試後發現，軸承面的平均支撐壓力約為供氣壓力的25%。例如當進氣壓力為時，軸承面的平均支撐壓力約為，此時軸承面承載的總負載超過。
5. 我們以小型的空壓機進行耗能測試，初步量測發現，在不同的承載情況下，提供氣浮飛輪飛行的壓縮空氣所消耗的能量功率約為20W~200W。
6. 磨擦與風阻為飛輪特性的一項重要指標，初步測試發現，在空載情況下飛輪以手快速撥動（轉速約200~300rpm）後，其轉動時間均能維持超過1hr之久。
7. 由初步的研究成果發現，此一氣浮飛輪應可用於中型以上（如10~50kW）之垂直軸式微風啟動風力發電葉片機組，同時亦應可應用於中大型發電機上。

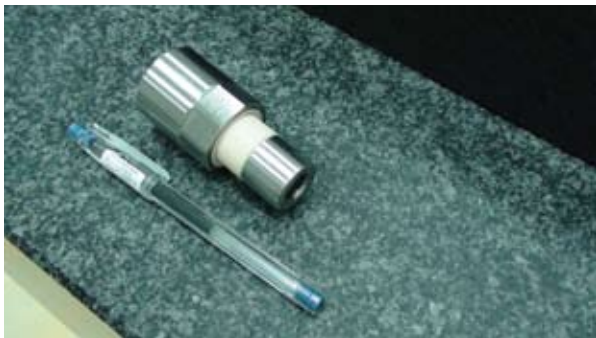
本研究截至目前為止，組裝完成的飛輪轉軸只有簡易軸棒以及圖二所示的精密陶瓷轉軸與軸襯兩種。圖三所示精密氣靜壓轉軸與軸襯尚待進一步組裝與測試。此外，目前的轉速測試僅止於數百 rpm，預期在較高轉速的情況下，空氣的摩擦阻力將會明顯耗損飛輪的轉動動能。因此未來我們將進一步製作一個容納飛輪的低壓艙，來降低飛輪高速飛行時空氣摩擦阻力，並進行相關的測試。



圖一 氣浮飛輪的設計示意圖



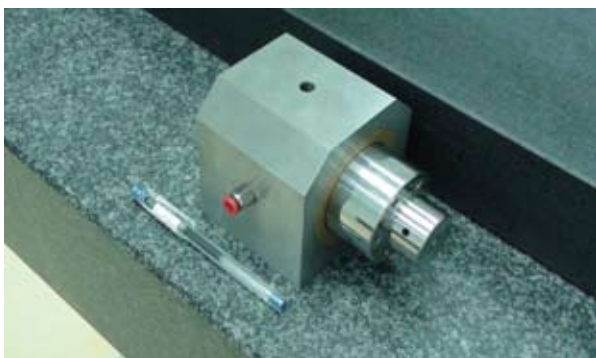
圖四 飛輪之物理模型



圖二 氣浮飛輪之精密陶瓷轉軸



圖五 飛輪之氣浮平台



圖三 氣浮飛輪之精密氣浮轉軸



圖六 氣浮飛輪外觀