

行政院國家科學委員會專題研究計畫 期中進度報告

高速磁浮渦輪分子真空幫浦之開發(1/3)

計畫類別：個別型計畫

計畫編號：NSC91-2212-E-009-044-

執行期間：91年08月01日至92年07月31日

執行單位：國立交通大學機械工程學系

計畫主持人：李安謙

計畫參與人員：黃淵勇、洪榮煌、潘怡仁、林啟綸、楊志明

報告類型：精簡報告

報告附件：出席國際會議研究心得報告及發表論文

處理方式：本計畫可公開查詢

中 華 民 國 92 年 6 月 3 日

中文摘要(關鍵詞：複合式渦輪分子真空幫浦、應力分佈、自然振動頻率、系統鑑別)

本計畫為三年期之計畫，計畫第一年的研究目標包含三部份：

1. 以 ANSYS 進行 TMP 的應力分析。
2. 進行 TMP 的自然頻率測試與分析。
3. 建立系統鑑別之相關軟、硬體。

本文的目的是在分析複合式渦輪分子真空幫浦轉子在 36000rpm 高速旋轉之下，其葉片應力分佈是否還在彈性範圍內並求得轉子的自然振動頻率，確保第一模態的振動高於 600Hz，以免產生過大的撓曲變形，以提高系統的可靠度與方便未來控制器的設計。

在應力分析與自然振動頻率方面，我們採用 ANSYS 模擬複合式渦輪分子真空幫浦轉子在旋轉下的應力分佈並求出自然振動頻率；另外，藉由振動實驗，根據系統鑑別的原理與 Matlab 系統鑑別的 toolbox，找出實際的自然頻率值作為依據，來調整估算的設計尺寸。

英文摘要(Keyword: compound turbo molecular pump, stress distribution, natural vibration frequency, system identification)

This is a three-year project. In the first year, the objective of the project is to analyze whether or not the stress distribution of the rotor of the compound turbo molecular pump is still in the safe range of flexibility in the case of rotating at high speed about 36000 rpm and to make sure that the first natural vibration frequency of the pump is higher than 600 Hz to prevent it from a lot of flexible distortion. The latter is of advantage to enhance the reliability of the pump and the design of the controller in the future.

In the aspect of the stress distribution and the natural vibration frequency, we use the software, or ANSYS, to simulate the stress distribution of the rotor of the compound turbo molecular pump in the case of rotating and solve its natural vibration frequency. In addition, by means of vibration experiments based on the theory of system identification and related Matlab's toolbox, we find the true natural frequency to modify the estimation of the design specification.

一、前言與研究目的

我們一般所指的真空(acuum)定義為「一個空間，其中的氣體壓力顯著的小於其周圍的大氣壓力」。也可以說若容器內氣體分子密度小於 2.5×10^{19} molecules/cm³(大氣壓力的分子密度)則該容器內為真空。簡單的表示為：壓力 < 大氣壓力。0~760 Torr 之間的壓力即稱為真空。

常用的真空度意義制定如下：

1mmHgabs(公厘水銀柱絕對) = 1 Torr

低真空	coarse vacuum 大氣壓力~1 Torr
中真空	medium vacuum $1 \sim 10^{-3}$ Torr
高真空	high vacuum $10^{-3} \sim 10^{-7}$ Torr
超高真空	ultra high vacuum $10^{-7} \sim 10^{-10}$ Torr
極高真空	extreme high vacuum 10^{-10} Torr 以下
絕對真空	absolute vacuum 0 Torr

本文主要分析的幫浦為「複合式渦輪分子幫浦」，此種幫浦的構造頗似渦輪機(turbine)，上層為渦輪葉片式，下層為 Holweck 的組合。轉子葉片刻有斜槽的金屬圓盤(如圖一所示)。轉子葉片則以高速在高真室中吸取空氣並且壓縮之，移動中的分子會伴隨著轉子一起轉動，並且在短時間之內和葉片表面碰撞，碰撞後的方向和橫向轉子葉片角度與相鄰兩葉片間的距離有關。葉片方向的選擇在於使分子進入轉子之後能夠快速地與動翼相碰撞，並使碰撞之後的氣體分子迅速地離開轉子，使分子離開轉子的方向為軸向向下，但分子也有可能反向移動(回滿)如同被反射回來一般。隨著分子的快速移動，渦輪葉片速度也必須接近分子移動的速度，否則，分子將會快速地通過轉子部份但卻不經過碰撞。

一個幫浦的性能主要依據葉片的設計和轉子的速度，包括葉片的角度、葉片的寬度和相鄰兩葉片間的距離，都影響了幫浦是否能夠以最佳的狀態來運轉。大部份現代化的渦輪分子幫浦的設計，是在入口處用低壓縮、高抽氣速度的開放式葉片裝置，而在出口處以高壓縮、低抽氣速度的封閉式或重疊式的葉片裝置。這樣的組合提供了一個好的抽氣速度和全面性的壓縮比。另外近代的幫浦也逐漸強

調具有高前級容忍壓力的特性，因此可以使用較小的前級機械幫浦，並大幅擴大渦輪分子幫浦在各種不同製程的適用性。

隨著工業高潔淨真空的要求，渦輪分子幫浦所使用的軸承使用磁浮軸承，其軸承不用潤滑而利用磁場浮載。利用磁鐵相斥的原理讓整個軸承及轉子漂浮於空中自轉，轉子的位置以感測器隨時監控並將偏移量傳回控制系統，改變電流方向將轉子帶回正確的位置。

本複合式分子真空幫浦其優點為：(1)製造容易，成本低。(2)被抽氣體可直接進入抽氣轉子，所以有較大的抽氣速率。(3)改裝容易，使用者較可接受。(4)無接點摩擦的軸承。(5)不需潤滑。(6)無碳氫化合物的限制。(7)低噪音及震動。(8)不需冷卻。(9)可固定任何方向。

為得到符合所需的人造真空環境，真空幫浦為其中最具關鍵的核心，凡是能去除特定空間內氣體，以減低氣體分子的數目，形成某種程度真空狀態的裝置是真空幫浦。藉由組合真空幫浦、腔體、真空計與管路等，創造完善人造真空系統，使得精密儀器、半導體製程等領域得以有突破性發展。

二、研究方法與成果

在 Ansys 分析中，模擬等效磁浮軸承的彈簧—阻尼的元素為 combin14(如圖二所示)。combin14 可應用於一度，二度或三度空間在縱向或扭轉的彈性—阻尼效果。當考慮為縱向彈簧—阻尼時，該元素是單軸向受張力或壓縮，每個節點可具有 x, y, z 位移方向之自由度，不考慮彎曲及扭轉。當考慮為扭轉彈簧—阻尼時，該元素承受純扭轉，每個節點可具有 x, y, z 角度旋轉方向之自由度，不考慮彎曲及軸向負載。Combin14 不具有質量。真空幫浦的轉子材質為鋁合金 A7075T651，楊氏係數 68900 Mpa，密度 2.7g/cm^3 ，轉軸部份為鎳鉻鉬鋼 SNCM415，楊氏係數 205000Mpa，密度 7.85g/cm^3 ，二者蒲松比皆為 0.33，combin14 彈簧—阻尼之彈性係數 (k) 在 29mm(以座標軸來說則是 -y 軸方向)位置為 $0.9 \times 10^6 \text{N/m}$ ，188mm(以座標軸來說則是 -y 軸方向)位置為 $2.15 \times 10^6 \text{N/m}$ ，阻尼 (c) 在 29mm 位置為 $550 \frac{\text{N/m}}{\text{sec}}$ ，在 188mm 位置則為 $900 \frac{\text{N/m}}{\text{sec}}$ 。轉子轉速為 36000rpm(600Hz)。

在整體分析時選擇元素為 solid92，這元素定義為有十個節點，每個節點有三個自由度，這元素具有可塑性，膨脹，應力強化，大偏轉和大應變的能力。如圖三所示。為了要模擬出等效於磁浮軸承的效果，自轉軸下緣算起沿轉軸方向 68.5mm 和 178mm 處(分別為小磁浮軸承和大磁浮軸承)，改成四根彈簧—阻尼，放置方式為在與軸垂直平面上，每根相距 90 度，一端連接轉軸，另一端固定不動。如圖四、五。

由於幫浦的轉軸是鎳鉻鉬鋼和矽鋼片的複合材料，為方便建立模組及化簡複雜度，將轉軸(鎳鉻鉬鋼的部份)之直徑 d 再加 x 倍(x=0.5、0.4、0.2、0.15)之矽鋼片厚度 r，藉由振動測試實體轉軸(包括矽鋼片)後，再修正 x 值。即：D(化簡直徑)=d(鎳鉻鉬鋼直徑) + x · r(矽鋼片厚度)。如圖六所示。一般而言，當轉子旋轉實，因轉速會產生陀螺儀效應(Gyroscopic effect)及應力硬化(Stress stiffening)，二者均會影響轉子之剛性，使其自然頻率值有所變化。陀螺儀效應

會造成相同頻率(零轉速時)之分裂現象;其一頻率將隨轉速增加而提高,另一頻率則隨轉速增加而降低。應力硬化效應則會增強轉子之剛性,使得振頻值提升。在使用 ANSYS 做應力分析與頻率分析之前,先將整個真空幫浦在 pro-e 建立分析模型存成 IGES 檔案,然後啟動 Ansys 將 IGES 檔案導入分析。做應力分析時,由於真實情況是支持轉軸部分沿軸方向是有拘束住的,所以在分析時也是要在轉軸支撐那端軸方向拘束住(即少 y 方向的自由度),軸身則由磁浮軸承撐住。轉軸部份直徑為 31.35mm,軸上有 8 根 combin14 彈簧—阻尼,有 22900 個元素,51374 個節點,經 Ansys 分析後結果如圖所示。最大應力發生在 Holweck 處約為 326Mpa(圖七、八)。在變形方面,由於設計上較在意的是軸向變形是否會造成渦輪葉片轉子和靜子或螺旋溝槽和內殼之間撞擊或摩擦,故分析後軸向變形量最多約為 0.5mm,且發生在第一層的葉片模組,如圖九。做幫浦之頻率分析(如圖十、十一)時,

從這兩張圖發現,所有頻率值均為增加而無降低現象,顯然 ANSYS 在處理轉子動態分析上,僅考慮應力硬化效應,而捨去陀螺儀效應。ANSYS 在考慮硬化時,係如何將旋轉所產生之應力引進轉子之剛性矩陣,提升轉子之剛性,值得進一步探討,此部分尚未列入本計畫之研究中。

除了利用 ANSYS 模擬轉子在轉速 0rpm 下的自然頻率外,我們也做了振動的敲擊實驗。在振動實驗中,用剛性較低的彈簧,其一端自轉軸可懸吊處固定之,另一端吊至剛性較佳的工作台或平台(如車床、銑床等床台),以避免得到無法評估的振頻。利用敲擊受測物的方式產生振頻,然後藉由頻譜分析儀分析受測物所發生之振頻情況。所用的設備及器材有敲擊鎚(hammer)、加速規(accelerometer)、放大器、頻譜分析儀。將加速規粘貼在受測物之欲測位置(加速規粘貼位置其產生的能量較強,所以要測那位置就貼那位置,如圖十二所示),在加速規對應之另一方向位置用敲擊鎚敲擊之,透過加速規、放大器;再藉由頻譜分析儀將其受測物之加速規粘貼位置的頻譜情況表達出來。其頻譜圖中的頻率增益如有一峰值且對應之相位圖有明顯的相位變化,則該頻率則有可能是一個共振頻率(mode)。由自然頻率所得的頻譜圖,如圖十三~十六。

由模擬分析與結果得知,材料之降伏強度為最大應力發生在 Holweck 處約為 613.55Mpa(如圖八所示),若將此部分銳角部分倒圓角,應可將應立即中之問題解決,再檢視它部分的應力分佈,均低於材料之降伏強度 490Mpa,為安全設計,無安全顧忌之虞。但由於幫浦的設計不完善,第一個自然頻率低於 600Hz,因此如何使得幫浦的轉速操作在第一跟第二個自然頻率之間,是未來極富挑戰的問題。

四、結論與討論

在 Ansys 網格化模型的建立可分為自由網格(Free meshing)及對應網格(Mapped meshing),而本文所提到之模型均為 3-D 結構,對應網格時,體積必為六面體,相對應之線段元素數目一定要相等,且所建立的網格較複雜;而自由網格任何形狀的體積皆可,網格容易建立,無較多的限制,但所得到的元素會比較多,在做分析工作的時間會比較長。在做在整體分析時選擇元素為 solid92,這元素定義為有十個節點,每個節點有三個自由度。而在分析幫浦時,因其形狀

並非規則，且有銳角及倒角(圓角)，所以在作網格時選擇用自由網格的方式，為較理想。

就現在所做的結果來看，整體幫浦在約 594.689Hz(約 35700rpm)時就在軸心處發生了第一個振頻，以工作轉速 36000rpm 而言，就會發生了轉子和內殼間的撞擊，所以在設計上就可以嘗試將軸心材質改硬或將其軸心直徑加大。而在約 1145Hz(約 68700rpm)時，在葉片處發生第一個振頻，但工作轉速在 36000rpm 在共振頻率以下，所以葉片部分則無顧忌。

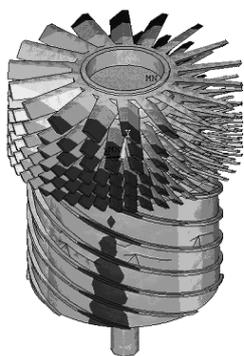
在應力方面，就葉片部分材質為鋁合金 A7075T651，其抗拉強度為 539.55MPa，降伏強度為 480.69MPa，最大發生在 Holweck 螺旋溝槽處約為 326MPa，可以說是在安全範圍之內，而軸心則為最小應力約 65MPa 左右，其鎳鉻鈾鋼 SNCM415 之抗拉強度 882.9MPa，降伏強度 588.6MPa，所以軸心為在安全範圍之內。

五、參考文獻

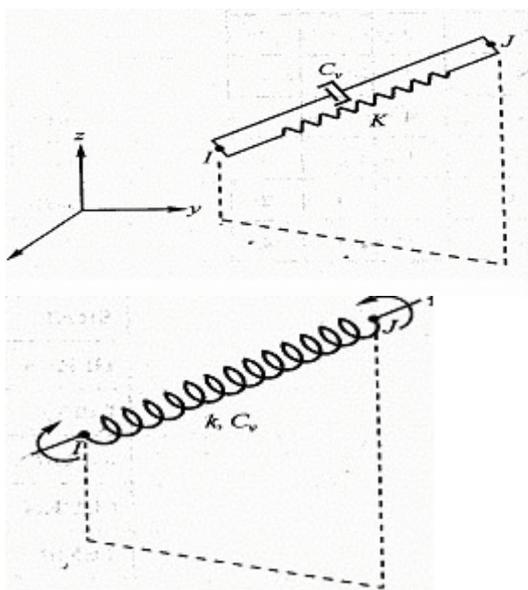
- 【1】D. L. Thomas, J. M. Wilson and R. R. Wilson, “Timoshenko beam finite elements”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.31(3), pp.315-330, 1973.
- 【2】V. T. Nagaraj, “Rotor blade vibration by the galerkin finite element method”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.43(3), pp.575-577, 1975.
- 【3】T. Yokoyama, “Free vibration characteristics of rotating Timoshenko beams”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.30(10), pp.743-755, 1988.
- 【4】S. Putter and H. Manor, “Natural frequencies of radial rotating beams”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.56(2), pp.175-185, 1978.
- 【5】V. Omprakash and V. Ramamurti, “Natural frequencies of bladed disks by a combined cyclic symmetry and Rayleigh-Ritz method”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.125(2), pp.357-366, 1988.
- 【6】林振民，“旋轉葉片之動態分析及輕量化設計”，國立中興大學機械系碩士論文，1996 年七月。
- 【7】洪船島，“旋轉量結構之振動分析”，國立中興大學機械系碩士論文，1996 年七月。
- 【8】M.A. Dokainish and S. Rawtani “Vibration Analysis of Rotating Cantilever plates”, *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, Vol.3, pp.233-248, 1971.
- 【9】S. Sreenivasamurthy and V. Ramamurti “A Parametric Study of Vibration of Rotating Pre-twisted and Tapered Low Aspect Ratio Cantilever Plates”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.70, pp.598-601, 1980.
- 【10】詹恭維，“有限元素在旋轉葉片動態分析上之應用研究”，國立成功大學航太研究所碩士論文，1986 年七月。
- 【11】陳精一，余聰賢，“葉片轉盤結構循環對稱分析”，ANSYS 應用技術通訊第二期，1996 年十月。

- 【12】陳俊明，“光碟機動態之研究”，交通大學機械工程學系，碩士論文，1999年七月。
- 【13】郭錦斌，“渦輪分子幫浦抽氣機構之研究”，交通大學機械系碩士論文，1999年七月。
- 【14】趙士國，“複合式真空幫浦的振動頻率和應力分析”，交通大學機械系碩士論文，2000年七月。

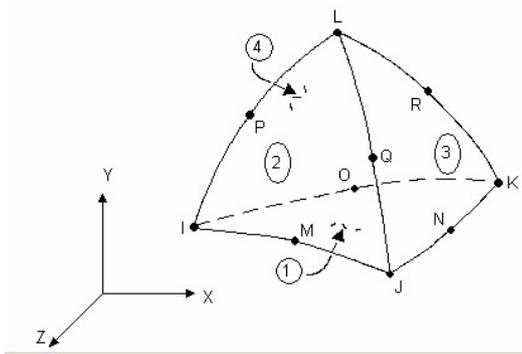
六、圖表



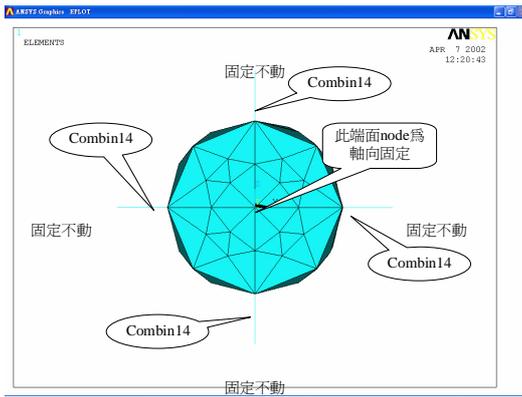
圖一 複合式真空幫浦轉子



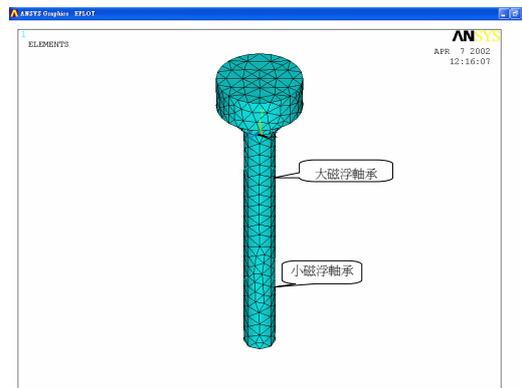
圖二 COMBIN14 彈簧—阻尼



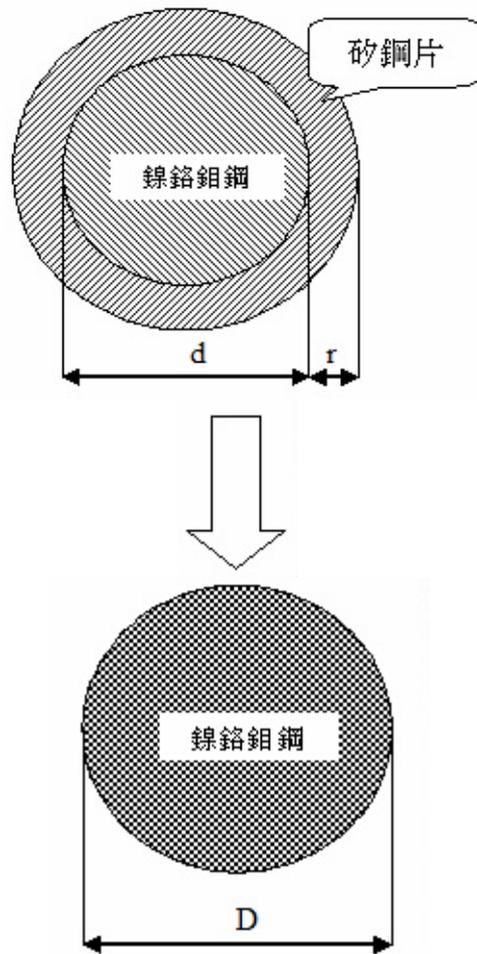
圖三 solid92



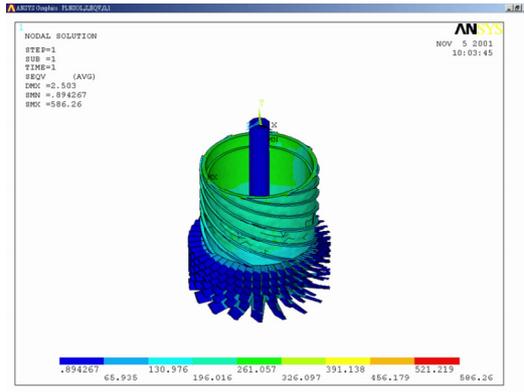
圖四 加入磁浮軸承於轉軸之位置俯視圖



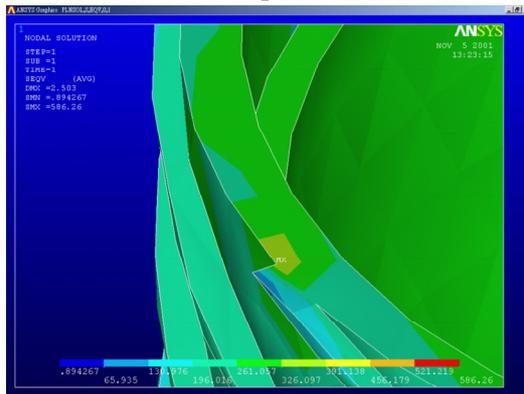
圖五 加入磁浮軸承於轉軸之位置等角視圖



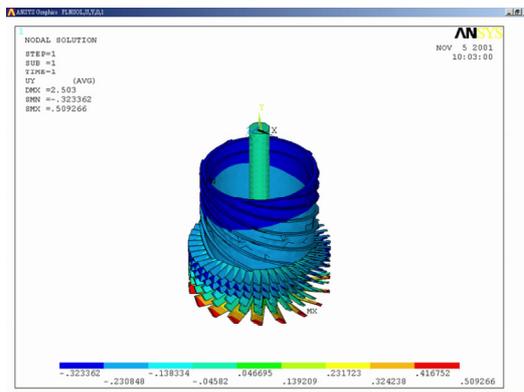
圖六 ANSYS 欲分析複合材料化簡成同一材料示意圖



圖七 在 36000rpm 下的應力分佈



圖八 Holweck 最大應力分佈放大圖



圖九 36000rpm 下的變形量分佈

Results File: freq.rst

Available Data Sets:

Set	Time	Load Step	Substep	Cumulative
1	1.64934E-03	1	1	1
2	77.363	1	2	2
3	77.374	1	3	3
4	136.01	1	4	4
5	190.55	1	5	5
6	190.61	1	6	6
7	492.66	1	7	7
8	493.48	1	8	8
9	1143.8	1	9	9
10	1145.5	1	10	10

Read Next Previous
Close Help

圖十 ANSYS 分析幫浦含磁浮軸承於 0rpm 轉速下自然頻率

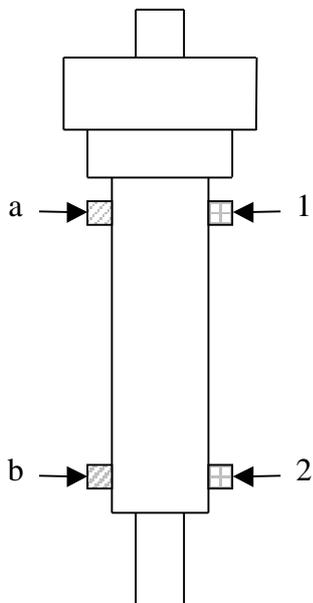
Results File: stress-freq.rst

Available Data Sets:

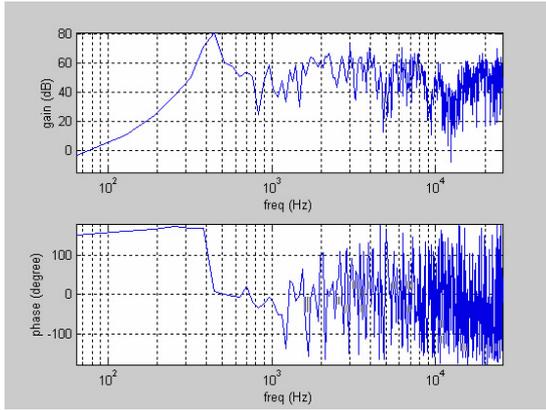
Set	Frequency	Load Step	Substep	Cumulative
1	136.87	1	1	1
2	143.29	1	2	2
3	143.33	1	3	3
4	336.67	1	4	4
5	336.78	1	5	5
6	533.71	1	6	6
7	534.47	1	7	7
8	680.00	1	8	8
9	1453.1	1	9	9
10	1453.6	1	10	10

Read Next Previous
Close Help

圖十一 ANSYS 分析幫浦含磁浮軸承於 36000rpm 轉速下自然頻率

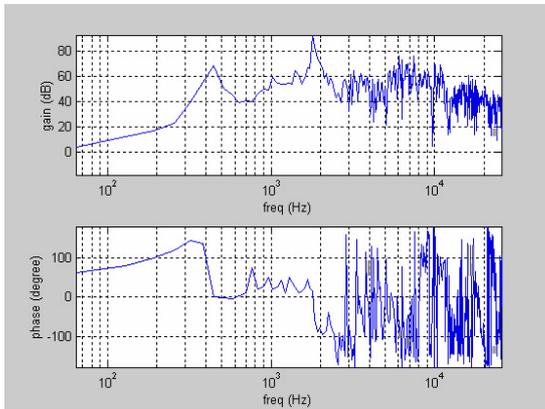


圖十二 加速規和敲擊的相關位置圖



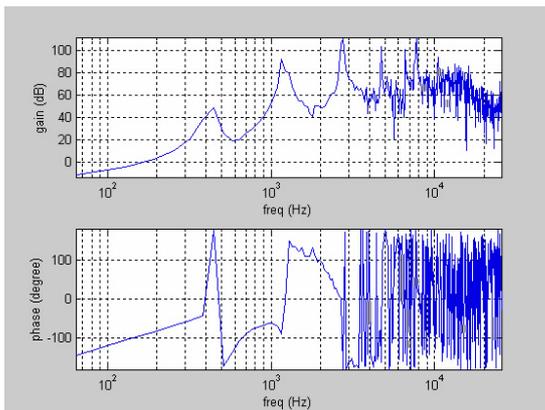
圖十三 加速規具轉軸下緣 1/3 處，
敲轉軸下緣 1/3 處，1st 模態

448Hz

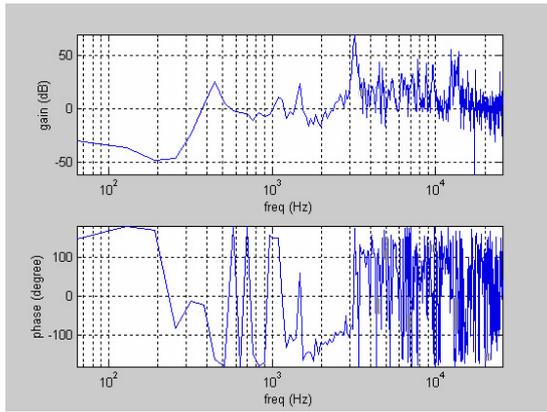


圖十四 加速規具轉軸下緣 2/3 處，
敲轉軸下緣 1/3 處，1st 模態

448Hz



圖十五 加速規在 holweck，敲 holweck，1st 模態 448Hz，2st 模態 1152Hz



圖十六 加速規在第二層葉片內，
敲頂部，1st 模態 448Hz，2st
模態 1088Hz