

電動馬達自然頻率模擬、振動特性解析與改善設計

何政翰, 呂銘宏
財團法人工業技術研究院

摘要

本研究以電動巴士動力系統之感應馬達為研究對象，使用有限元素軟體建立馬達模型並模擬其振動特性，解析振動噪音問題，最後提出改善設計。

本研究建立感應馬達之有限元素模型，包含定子、轉子與外殼結構，進行模態分析，以模態敲擊測試之自然頻率值為標的，使用參數最佳化軟體將模擬與實驗之自然頻率值進行迴歸，以驗證模型之準確性。藉由振動分析找出影響振動的主要關鍵因素，並回饋給設計與製造端進行改善。

關鍵字：模態分析、模態測試、有限元素法

ABSTRACT

This research focuses on induction motor of electric bus traction system. Creating model and simulating vibration characteristics of motor by finite element software. Vibration and acoustic problems are analyzed and design improvements are proposed finally.

First, creating finite element model of induction motor which includes stator, rotor and housing, then doing modal test. The accuracy of finite element model was confirmed by correlating natural frequencies from simulation with those from modal tests by using parameter optimization software. During vibration analysis, the key factor of vibration is found and feedback is sent back to design and manufacturing for improvement.

Keywords: modal analysis, modal test, finite element

一、緒論

為了符合法規要求和因應日漸嚴苛的油耗標準，各大車廠紛紛投入車輛新能源的開發。其中又以轉換效率高且發展技術相對成熟的電動車成為主流的解決方案。

馬達為電動車上之關鍵零組件，相較於內燃機約 30% 的效率，車用馬達有極佳的能量轉換效率 (>80%)，且能大幅降低排放之汙染。在馬達的性能指標上，除了轉換效率與散熱外，NVH 亦為重要的性能指標。馬達振動會影響電機的效率，產生的高頻噪音會造成乘坐者不適，因此振動與噪音皆為馬達設計時需考量的因素。

二、文獻回顧

本研究之振動分析使用模態疊加法進行穩態動態分析 (steady-state dynamics, SSD)，因此在模態分析時必須取得精確之

自然頻率值和振形。影響自然頻率值的因素為結構幾何和材料特性。在馬達的各組件中，以矽鋼片疊積與繞線兩者之材料特性最難以取得。

Yixuan Wang[1] 提出計算定子矽鋼片自然頻率值之方法，包含取得矽鋼片疊積之公式。矽鋼片實際為層狀堆疊，但在模擬中簡化模型視為 solid 一體式，因此軸向之等效模數需降低，且因堆疊的各層之間會有些許縫隙，因此根據文獻密度需乘以 0.95。

Li XiaoHua 等人[2] 提出繞線對定子矽鋼片自然頻率之影響。繞線由銅導線與凡力水組成，在徑向模數較銅稍低，軸向模數則大幅變低，其密度為銅的密度乘以佔槽率與凡力水密度的等效平均值。繞線端側之材料特性則是參考 Feng Lu 等人[3] 與 Haiyu Ge[4] 之文獻。

三、馬達有限元素模型建立

3.1 馬達分件與幾何模型簡化

進行有限元素分析之前，需將3D幾何模型適當的簡化。過於複雜的外型容易造成有限元素網格品質不佳，進而產生奇異點、局部應力集中等誤差，甚網格劃分失敗。

本研究對象：電動中型巴士採用的動力系統為180 kW的感應馬達，馬達總成和分件如圖一所示，馬達可分為外殼結構、定子部與轉子部三大部分。外殼結構包含：定子殼、前端蓋、後端蓋；定子部包含：矽鋼片疊積與繞線(膠)兩部分，其中繞線進一步區分為端側和槽內部分；轉子部則包含矽鋼片疊積、鑄鋁轉子、轉子軸三部分。

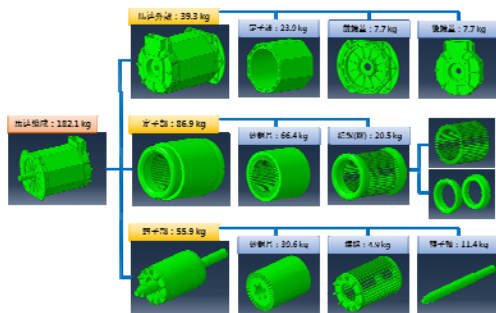


圖1 馬達總成與各分件重量

3.2 有限元素網格劃分

本研究使用Abaqus有限元素軟體作求解器，使用HyperMesh軟體進行有限元素分析前的網格處理，網格為四面體二階元素(C3D8)，網格節點尺寸設定為4 mm。

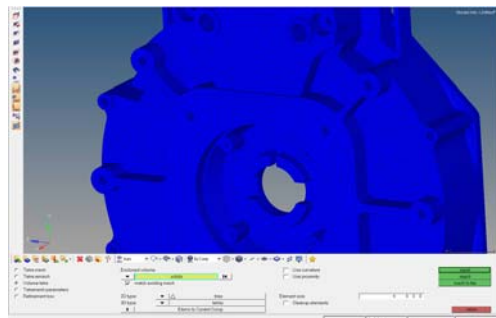


圖2 馬達後端蓋網格劃分結果

定子分為定子矽鋼片與繞線(端側和中央側)幾個部分，在材料設定上皆為transversely isotropic材料。矽鋼片實際為層狀堆疊，密度為鋼密度乘以0.95[3]，軸向之等效模數約為徑向方向0.75倍；繞線之密度由銅導線佔槽率與凡力水決定，與銅香比，徑向模數略低數，軸向模數則約0.2倍[3]。

定子部之第一模態自然頻率模擬值為572 Hz，振形如圖3所示；測試結果之頻率響應函數(Frequency response function, FRF)如圖4所示，有限元素模擬分析與實驗值比較列於表1，模擬與測試的自然頻率值誤差大多在10%內。

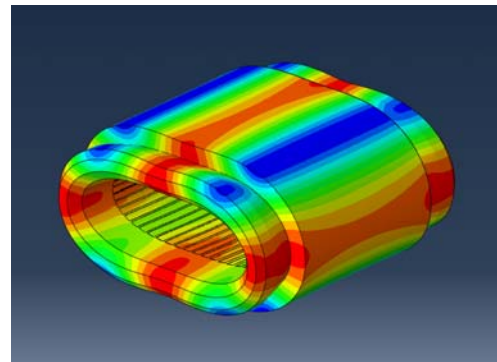


圖3 定子部第一模態振型

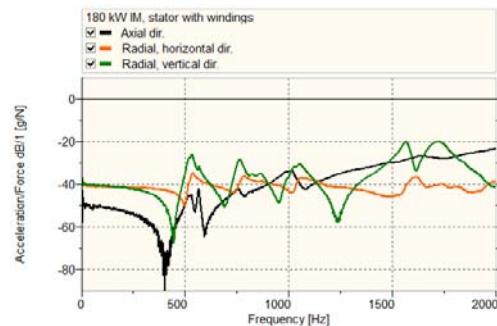


圖4 定子部(含繞線)FRF

四、馬達模態分析與測試驗證

4.1 馬達定子部自然頻率模擬與測試結果

	Simulation	Test	Error
Mode	Natural Freq. (Hz)	Natural Freq. (Hz)	%
1	572	533	7.3
2	670	569	17.7
3	690	764	-9.7
4	798	866	-7.9
5	1325	1051	26.1
6	1544	1566	-1.4
7	1727	1722	0.3

表1 定子部自然頻率模擬值與測試值比較

4.2 馬達轉子部自然頻率模擬與測試結果

轉子分為轉子矽鋼片軸、鑄鋁轉子與軸共三部分，其中鑄鋁與軸分別為鋁合金和鋼的等向性材料，轉子矽鋼片的材料設定則和前一小節定子矽鋼片方法相同，密度為鋼的0.95倍，疊積方向模數乘以0.75。

轉子部之第一模態自然頻率模擬值為894 Hz，振形如圖5所示；測試結果之頻率響應函數(Frequency response function, FRF)如圖6所示，有限元素模擬分析與實驗值比較列於表2，模擬與測試的自然頻率值誤差在6%內。

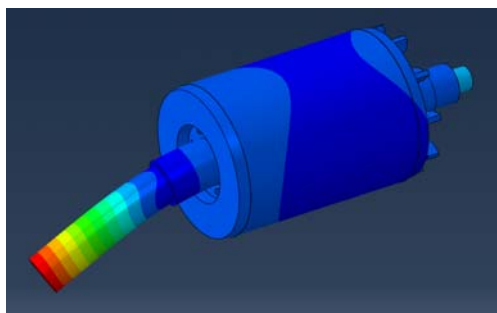


圖5 轉子部第一模態振型

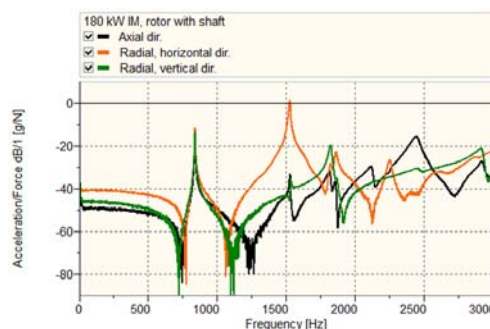


圖6 轉子部(含繞線)FRF

	Simulation	Test	Error
Mode	Natural Freq. (Hz)	Natural Freq. (Hz)	%
1	894	841	6.3
2	1552	1530	1.4
3	1873	1825	2.6
4	1947	1863	4.5
5	Null	2118	Null
6	Null	2256	Null
7	Null	2445	Null
8	2938	2916	0.8

表2 定子部自然頻率模擬值與測試值比較

4.3 馬達總成模擬結果與驗證

馬達總成第一模態自然頻率模擬值為291 Hz，其振型為軸向(圖7)。由於馬達總成體積龐大且複雜，為求得較準確之測試結果，取後端蓋與定子殼中央兩個量測點(圖8、圖9)，兩個量測點的頻率響應含數如圖10、圖11所示，模擬與兩側點後端蓋、定子殼中央之測試值比較列於表3。

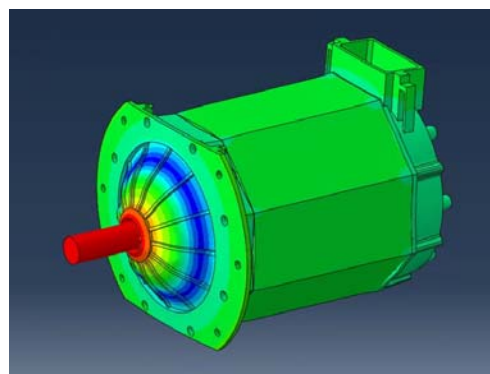


圖7 馬達總成第一模態振型

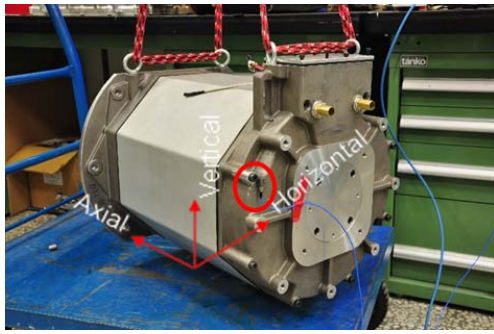


圖8 敲擊測試量測點-後端蓋

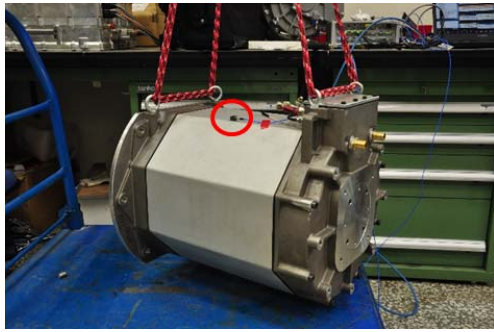


圖9 敲擊測試量測點-定子殼中央

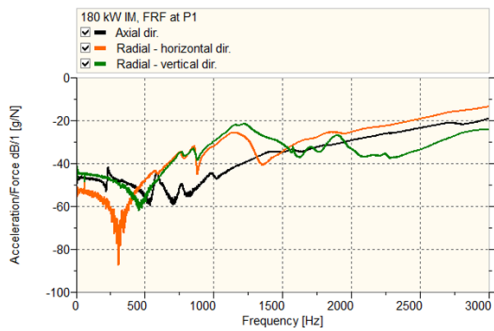


圖10 馬達總成FRF-後端蓋

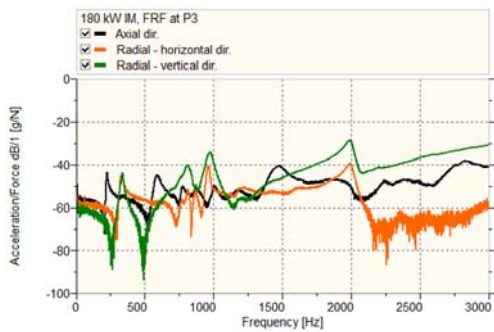


圖11 馬達總成FRF-與定子殼中央

Mode	Test (near end)			Test (stator housing)	
	Natural Freq. (Hz)	Natural Freq. (Hz)	Error (%)	Natural Freq. (Hz)	Error (%)
1	291	233	-24.9	226	-22.8
2	431 - 437			337 (load)	-29.8
3		587		587	
4	919 - 932	797	-21.4-23.1	776	-18.4-20.1
5				810 (load)	
6		855		871	
7		977		973	
8	1122 - 1128	1152-1226			
9	1693 - 1735	1578	-7.3-8.9		
10	1793 - 1837	1708	-5.0-7.6		
11	1987 - 2063	1895	-4.9-8.9		

表3 馬達總成自然頻率模擬與測試值比較

五、有限元素模型之材料參數調校

由前一小節表三：馬達總成自然頻率模擬與測試值比較結果可知，在低於1000 Hz 的模態自然頻率值誤差幾乎皆在20%以上。由於振動分析是使用模態疊加法，因此模態分析得到的自然頻率值不準確會影響之後振動分析的結果。

做模態分析與自然頻率模擬時，必須掌握材料之特性如密度、楊氏係數。矽鋼片疊積與繞線皆為 transversely isotropic 材料(圖12)，要求得真實材料特性必須經過反覆試驗結果得到。在有限元素模型中通常將馬達矽鋼片疊積簡化為一體之結構，因此在軸向部分之模數，剪切方向之模數會較低，必須求得等效之模數與剪切模數；而感應馬達之繞線之包含銅線、凡力水等材料，難以求得等效之材料常數。

$$\begin{bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} \\ \epsilon_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_p} & -\frac{\nu_p}{E_p} & -\frac{\nu_{zp}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_p}{E_p} & \frac{1}{E_p} & -\frac{\nu_{zp}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{zp}}{E_p} & -\frac{\nu_{zp}}{E_p} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{zp}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{zp}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1+\nu_p}{E_p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix}$$

圖12 transversely isotropic 材料矩陣

本研究利用 Abaqus 有限元素軟體串連參數最佳化軟體，進行材料參數調校，以測試得到之自然頻率值為標的，將材料特性參數化(圖13)，由模擬結果與驗證迴歸(圖14)

以取得材料之等效參數，改善模型之準確性。共取7項參數如下所示：

- WindingD：繞線(銅線、凡力水)之實際密度
- WindingExy、WindingEz、WindingGx、WindingGyz：繞線(銅線、凡力水)之等效模數
- StatorEz、StatorGyz：矽鋼片之疊積方向等效模數、剪切模數

Item	Comment	Type	Range	Initial	Current	Low	High	Step	Unit
1	WindingD	Real	1.000E+01	8.000E-01	8.000E-01	8.000E-01	8.000E-01	1.000E-01	1.000E+01
2	WindingExy	Real	1.000E+01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	1.000E-01	1.000E+01
3	WindingEz	Real	1.000E+01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	1.000E-01	1.000E+01
4	WindingGx	Real	1.000E+01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	1.000E-01	1.000E+01
5	WindingGyz	Real	1.000E+01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	4.000E-01	1.000E-01	1.000E+01
6	StatorEz	Real	1.000E+01	1.000E+00	1.000E+00	1.000E+00	1.000E+00	1.000E-01	1.000E+01
7	StatorGyz	Real	1.000E+01	1.000E+00	1.000E+00	1.000E+00	1.000E+00	1.000E-01	1.000E+01

圖13 非均向材料之七項參數

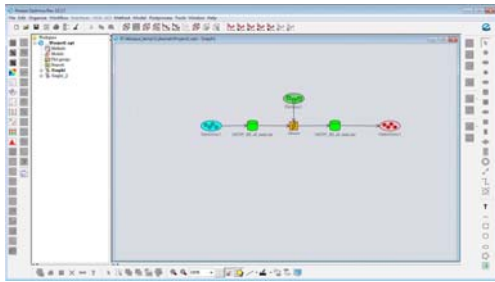


圖14 最佳化流程

本研究取測試結果前五模態之自然頻率為標的，並給予第一模態和第二模態自然頻率值別給予較大之權重(5倍和2倍)，目標函數如下：

$$\frac{|Mode1 - 233|}{233} \times 0.5 + \frac{|Mode2 - 337|}{337} \times 0.2 + \frac{|Mode3 - 587|}{587} \times 0.1 + \frac{|Mode4 - 870|}{870} \times 0.1 + \frac{|Mode - 975|}{975} \times 0.1 = \min$$

初始自然頻率值、最佳化後之自然頻率值與目標自然頻率值之比較如表4所示，誤差如圖15所示，其中以第一模態自然頻率值改善程度最多。

Mode	初始 頻率值 (Hz)	最佳化 頻率值 (Hz)	目標 頻率值 (Hz)
1	291	261.01	233
2	431	376.72	337
4	437	542.75	587
6	913	919.38	870
8	932	974.72	975

1	291	261.01	233
2	431	376.72	337
4	437	542.75	587
6	913	919.38	870
8	932	974.72	975

表4 初始、最佳化後與目標之頻率值

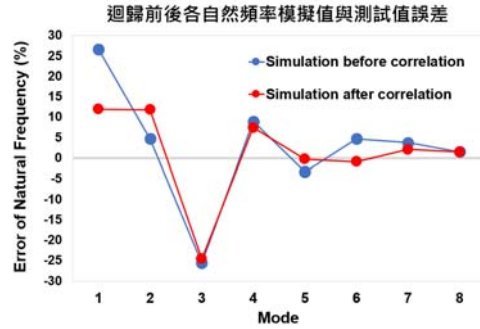


圖15 參數調整前後自然頻率模擬值與測試值誤差

六、馬達振動原因解析

依據 CNS 15588-2 (IEC 60349-2)對馬達型式試驗之振動及噪音測試相關規範，在無負載、冷卻水循環無開啟之條件下，將馬達直接置放於地面進行0~6000 rpm 緩加速(run-up)及定轉速測試，量測點取出線側、輸出軸側與定子殼中央三點。

測試結果之Campbell圖如圖16和圖17所示。其中250~300 Hz處有較大之振動研判應為馬達總成結構第一模態之共振造成，而500~600 Hz處之振動與馬達總成之第二模態共振有關。

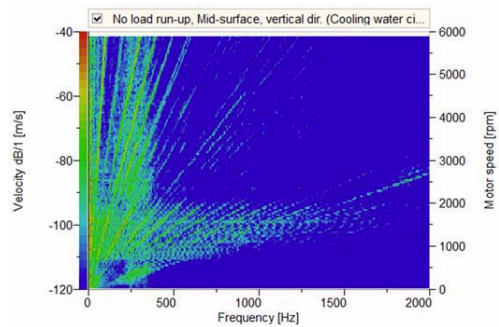


圖16 定子殼中央量測之垂直向振動Campbell圖

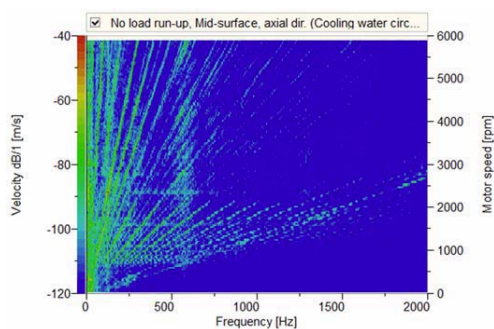


圖17 定子殼中央量測之軸向振動Campbell圖

在 Abaqus 穩態動態 (Steady-state dynamic)分析中以電磁激振力作為負載，使用模態疊加法計算振動量(速度)，模擬結果在70~90 Hz區域有較大之振動量，換算轉速約在4200~5400 rpm，與圖18在4000~4800 rpm量測到較大之振動量相符。因此推斷該轉速下之振動原因為電磁激振力造成[5]。

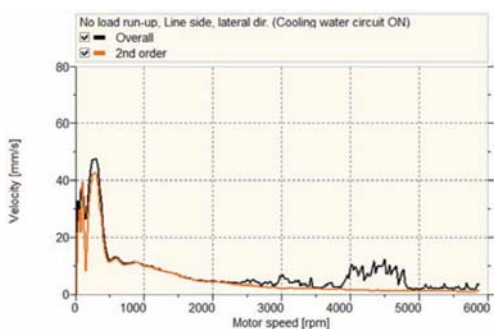


圖18 出線側量測之緩加速振動量

七、結論與未來展望

在馬達的有限元素模型中，繞線、矽鋼片疊積等transversely isotropic材料之等效模數難以由實驗取得，也往往成為影響馬達NVH分析準確性之關鍵因素。本研究利用有限元素軟體串連參數最佳化軟體，以測試值為標的進行驗證迴歸，取得等效之材料參數並建立精確之馬達模型。

在振動分析中，發現模擬與測試之結果比對相互吻合，並從有限元素軟體模擬時施加的負載條件回推該振動之原因，提供改善建議，回饋給設計和製造端。

未來若要取得更精確之有限元素分析模型，可在馬達模型中加入軸承討論，包含考慮軸承偏心、公差等影響。

八、致謝

本論文為科技部計畫編號F353C61100之計畫，由於科技部的支持，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。也感謝工業技術研究院機械所智慧車輛組協助測試之同仁。

九、參考文獻

- [1] Yixuan Wang, "Probability Calculation for Natural frequency of Anisotropic Stator Core of Large Turbo-Generator," College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University
- [2] Li XiaoHua, and Huang Surong, "An Analysis of the Impact of the Coil on the Natural Frequency of the Permanent Magnet Synchronous Motor Stator Core," JCIT, Volume 7, Number 21, Nov 2012
- [3] Feng Lu, Dehong Zhao, Ke Zhang, Yuhou Wu, "Modal Analysis of Special-shaped Stone Multi-function NC Machining", JDCTA, Vol. 5, No. 8, pp. 431 ~ 440, 2011
- [4] Haiyu Ge, Fengyan Qin, Qingyun Ge, "Calculating the Dynamic of Generalized Freedom Rigid Frame Structures with Inertial Moment Method", JDCTA, Vol. 6, No. 1, pp. 1 ~ 7, 2012
- [5] William R. Finley, Mark M. Hodowanec, and Warren G. Holter, "An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems," IEEE, Paper No. PCIC-99-20, 1999