

應用機械阻尼器以減輕汽輪發電機構件材料應力

Mitigate Material Stress for Turbine-Generator Component Elements Using Mechanical Damper

秦 純
Chwen Chyn

葉南廷
Nan-Ting Yeh

趙春棠
Chun-Tang Chao

范姜宗霖
Tsung-Lin Fan Chiang

南台科技大學 電機工程系
Department of Electrical Engineering
Southern Taiwan University
Tainan, Taiwan, R. O. C.
E-mail: chunchin@mail.stut.edu.tw

摘要

轉軸與長葉片在正常工作時已承受很大的應力，電力擾動之共振將增加額外的應力與應變，即可能導致疲勞傷害及重大損失。許多情況必須抑制扭轉振動及移動有害的振模，這些任務都可以應用機械阻尼器完成。除引用特徵值分析振動穩定度，PSpice 軟體作機電類比電路之模擬，各方法分析結果和實測數據於論文中比較。

關鍵字：轉軸、葉片、應力、電力擾動、機械阻尼器、特徵值、機電類比、PSpice 軟體。

Abstract

The stress is already huge for shafts and long blades under normal operation. Resonance caused by power disturbance would increase additional stress and strain, which may result in fatigue, damage, and severe economical loss. In many cases it is now necessary to dampen torsional vibrations and to move harmful vibration modes. These tasks can be solved by a Mechanical Damper. Except the Eigenvalue analysis for vibration stability, the PSpice software is employed to run electro-mechanical analogy circuit simulation. Comparisons between experimental result and results by different analysis methods are shown in this paper.

Keywords: shaft, blade, stress, power disturbance, mechanical damper, Eigenvalue, electro-mechanical analogy, PSpice software.

一、簡介

在發電設備中渦輪發電機提供著今日主要的電力能源，巨型機組之原動機常採用燃氣或蒸汽渦輪機，分別以天然氣和蒸汽為媒介作為機構系統的原動力。蒸汽渦輪機的高壓蒸汽在葉片中膨脹推擠，將熱能轉化為機械能，效率上相當優良，施予的力量直接驅動機器之旋轉系統，機械特性亦極為理想[1,2]。電的需求上升，不得不擴展發電廠規模、增添機組；選擇機組時需衡量其供電可靠性、空間之利用、發電成本等，台灣的先天條件限制我們必須在火力和核能當中作選擇，天然氣發電成本極高，石油已經逐漸枯竭，燃煤的環境污染嚴重並導致地球暖化，因此，雖然有核污染的疑慮，部分發電採用核能仍是既定政策。

我國自1977年引進核能發電，核一廠採用635MW機組，較新的核二廠、核三廠機組容量分別為985MW、951MW，建造中核四廠機組則高達1350 MW，縱使有類型的分歧，但原理異曲同工，都須面對機組構件必須防制振動的共同問題。渦輪發電機運轉時，主要危險之一

為共振發生於低壓汽機之長葉片，這是扭轉振動延伸的結果[3,4]。葉片振動應力取決於激擾強度與葉片振模的關係，美國電廠曾連續發生多起汽機葉片從根部折斷事件，世界各地也都時有機組轉軸和葉片出現裂縫或斷裂的情形，典型的如1992年6月，核三廠一號機發生低壓汽機葉片斷裂引發汽機廠房大火。

在機構中改變質量、剛度、阻尼配置，是機械設計中常用來抑制振動的方法，例如蓋斯林格(Geislinger)公司機械阻尼器內含鋼質彈簧，藉由矽油，在動力傳動系統有效地提供應力吸收扭轉振動，具有高的扭轉彈性與高的阻尼係數，能以獨特的方法於機械系統直接獲得黏性阻尼，它是應用於巨大船舶等機器的成熟商品，由於可靠度很高且壽命很長，低磨損、易維護、無聲，能夠耐高溫、灰塵、油污[5]，本論文探討引進應用於巨大的渦輪發電機。

二、模擬系統之建立與分析

模擬分析結果之精確程度是依據所獲資料之詳盡與正確而定，欠缺的部分只能就既有文獻推估，進行一個新機組之靜態與動態模擬、構件疲勞、振動抑制等分析，必須蒐集的資料如下：

1. 機組各個構件之尺寸、外型，包括高壓汽機、各低壓汽機、發電機、勵磁機、低壓汽機末三級葉片，其重量、額定轉速時之慣量。
2. 渦輪機種類，低壓汽機葉片級數、種類、根部形狀，各級葉片數量，末三級葉片分別相對於機組額定值之轉矩。
3. 低壓汽機轉軸材料、葉片材料，及各級葉片之工作溫度。
4. 以額定運轉作為基準的機組機械系統參數，包括各軸段慣量(MW-s/MVA)、自阻尼(MW-s/MVA-rad)，和各軸段間之互阻尼、剛度(MW/MVA-rad)。
5. 機組坎貝爾(Campbell)圖，此為實際量測所得，例如圖1由核三機組測得[6]。
6. 同步發電機參數、升壓變壓器參數。
7. 發電廠電力系統圖，傳輸線資料，斷路器種類、設定值。
8. 控制系統圖，原始系統參數值及轉換為 IEEE 標準模型之參數值[7]。

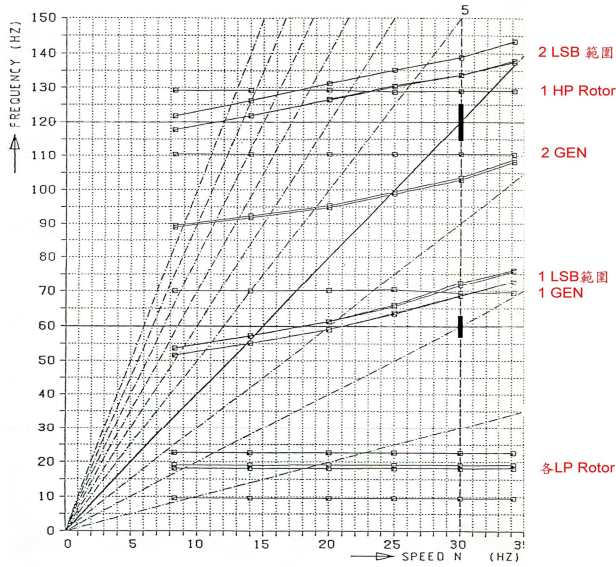


圖 1 核三機組坎貝爾圖

電力系統中許多正常的操作與突發的事件均能激起渦輪發電機構件之振動，表 1 列出存在著機組振模，並可能產生共振的激擾原因與頻率範圍，作為參考[8]。

表 1 造成汽輪發電機構件共振之激源

激起頻率	激發原因
5~10 Hz	接近磁極轉差頻率
10 Hz~0.9 系統頻率	傳輸線路串聯補償引起次同步共振、電力轉換器(converter)引起共振
0.9~1.1 系統頻率	端點短路、失去同步、複相故障清除
1.9~2.1 系統頻率	L-G及L-L故障之高速復閉、L-G及L-L故障之延遲清除、負載不平衡

進行扭轉振動研究，可採用 750MW 之第一標準模型(FBM)機組，該機組發電機額定 892.4MVA、26kV、60Hz、2 極，系統資料與測試數據頗為齊全，主要之參數列於表 2 中[9]，圖 2 所示為其機械系統，本研究分析模型之程式，包括 PSpice[10,11]、特徵值分析[12]、機電類比分析[13,14]，圖 3 為圖 2 機電類比獲致的電路。

表 2 750 MW 機組機械系統參數

軸段	慣量 (MW-s/MVA)	阻尼 (MW-s/MVA-rad)	剛度 (MW/MVA-rad)
H.P.	0.0929	0.000021	19.303
I.P.	0.15559	0.000067	34.929
LPA	0.85867	0.000265	52.038
LPB	0.88422	0.000265	70.858
GEN.	0.8685	0.000263	2.828
EXC.	0.03422	0.000180	

相對轉矩 $T_h = 30\%$ $T_i = 26\%$ $T_a = 22\%$ $T_b = 22\%$

採 PSpice 電路模擬軟體分析 750MW 機組電系統類比模型，部分結果如圖 4 所示。表 3(a) 列出特徵值分析，3(b) 為各分析得值及文獻提供之測試數據。文獻數據沒有第 5 振模，可能因為量測通常在汽機和發電機間之聯

軸器進行，參考圖 4(b)，該軸段第 5 振模(47.46Hz)不明顯，因此各分析結果顯然一致。

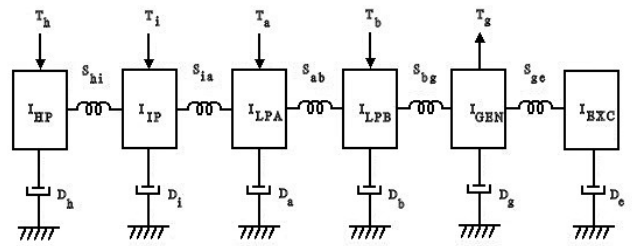


圖 2 750 MW 機組機械系統模型

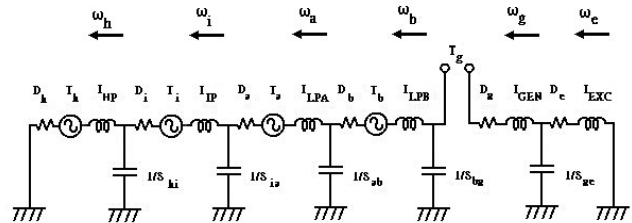
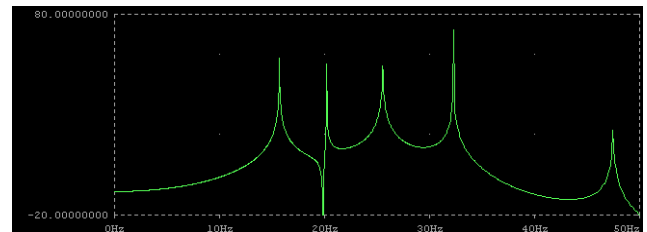
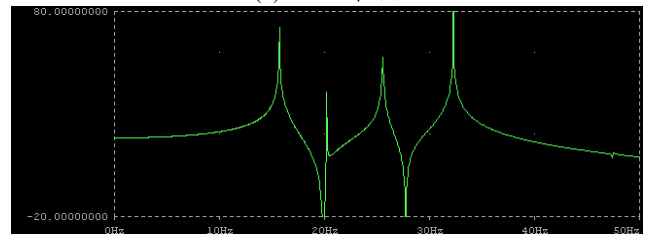


圖 3 750 MW 機組電系統類比模型



(a) HP-IP 軸段



(b) LPB-GEN 軸段

圖 4 750MW 機組電系統模型之 PSpice 模擬結果

表 3 750MW 機組所作的扭轉振模分析

(a) 特徵值分析

振模	特徵值	頻率(Hz)
Mode 1	-0.07158 +(-)j 98.7273	15.7129
Mode 2	-0.44101 +(-)j127.1079	20.2298
Mode 3	-0.03168 +(-)j160.5181	25.5472
Mode 4	-0.02963 +(-)j202.8523	32.2849
Mode 5	-0.03505 +(-)j298.1678	47.4548

(b) 各分析方法與測試值得到的振模頻率(Hz)

振模	特徵值分析	Pspice 電路模擬	測試值
Mode 1	15.713	15.71	15.71
Mode 2	20.230	20.23	20.21
Mode 3	25.547	25.55	25.55
Mode 4	32.285	32.29	32.28
Mode 5	47.455	47.46	(未測得)

三、機械阻尼器

於旋轉機構中使用機械阻尼器是成熟的作法，例如蓋斯林格(Geislinger)公司阻尼聯軸器如圖 5 所示，包括主構件(內體)與其外端之次構件以彈簧細鉗住固定，葉狀彈簧細與構件合在一起構成許多油室，室中填充矽油，當主構件與次構件間發生扭轉滑動時，矽油將會被推擠且移往另一室，油室及兩構件間之空隙可決定阻尼係數，而葉狀彈簧細則決定剛度，有複合與椎體兩種葉片設計，如圖 6 所示，鋼製彈簧細可以產生寬廣範圍之剛度，阻尼係數為 0.02-0.7，數值隨頻率變化如圖 7 所示[5]。

在轉軸系統中結合聯軸器、阻尼器及飛輪可增加機械阻尼與控制振模位置，除前所分析的阻尼聯軸器外，Geislinger 公司的 Flexlink 與阻尼聯軸器相似，機構如圖 8(a)與(b)，與阻尼聯軸器相似，但 Flexlink 具有軸向偏差的補償，最大型 180/K 的尺寸 D 為 213cm，B 為 32cm，重量達 6951kg，也可與阻尼聯軸器結合使用。

假設將阻尼聯軸器裝置於 LPB 和 GEN 之間，蓋斯林格公司較大 BC 型阻尼聯軸器之部分規格如表 4，依其機械構造可繪出機械系統模型如圖 9，PSpice 分析電路如圖 10。

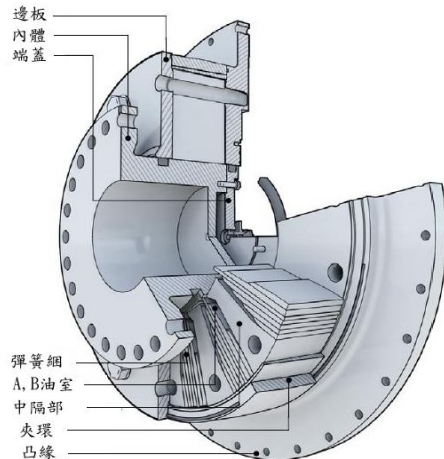


圖 5 阻尼聯軸器

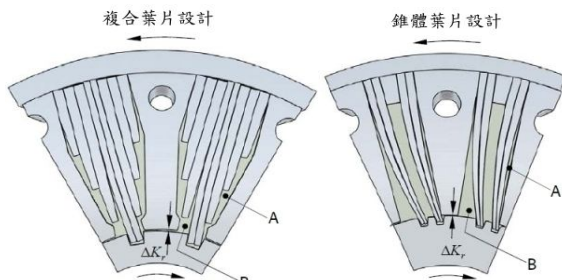


圖 6 葉片設計法

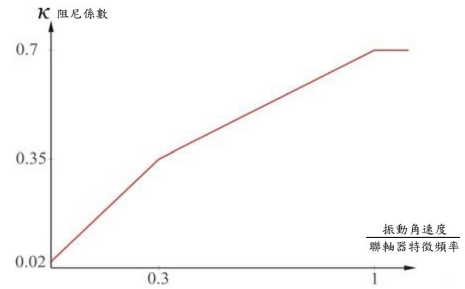


圖 7 阻尼聯軸器之阻尼係數

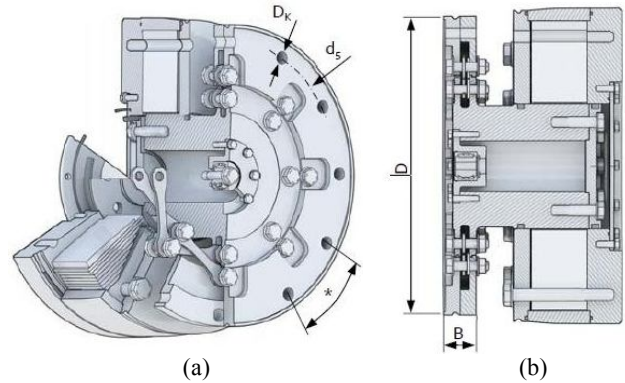


圖 8 Flexlink 機構

表 4 Geislinger 公司 BC 型阻尼聯軸器

型號	額定轉矩 kNm	特徵頻率 ω_0 rad/s	主構件 重量 kg / 慣量 $kg-m^2$	次構件 重量 kg / 慣量 $kg-m^2$
160/15	702	740	1560/136	5050/2080
160/25	1170	1400	1760/144	6250/2520
160/35	1640	2000	1940/153	7450/2980
160/40	1870	2000	2030/158	8050/3210
180/15	899	690	2160/237	6550/3540
180/25	1500	1200	2400/251	8150/4260
180/35	2100	1700	2630/265	9750/4980
180/45	2700	2300	2860/280	11350/5700

可以形成構件共振之頻率範圍，其阻尼係數為

$$\kappa = 0.02 + 1.1 \frac{\omega}{\omega_0} \quad 0 \leq \frac{\omega}{\omega_0} \leq 0.3 \quad (1)$$

$$\kappa = 0.2 + 0.5 \frac{\omega}{\omega_0} \quad 0.3 \leq \frac{\omega}{\omega_0} \leq 1.0 \quad (2)$$

ω_0 為阻尼聯軸器的特徵頻率，若 C 為動態剛度，則其

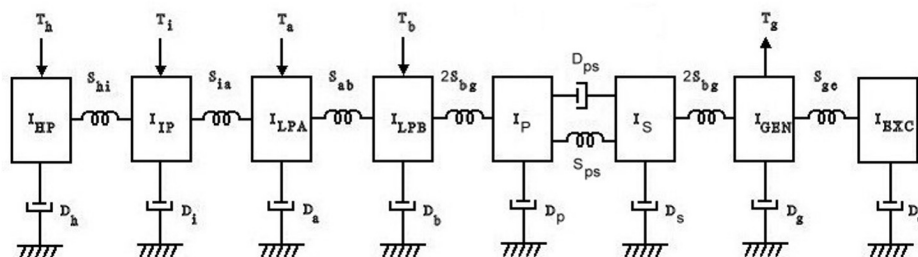


圖 9 阻尼聯軸器裝置後 750MW 機組機械系統模型

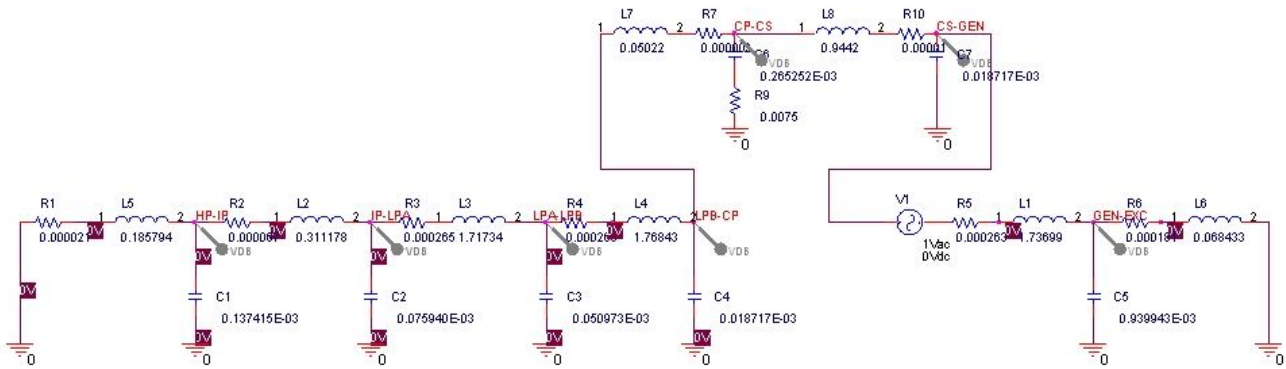


圖10 阻尼聯軸器裝置後以PSpice分析機電類比電路

黏性阻尼

$$k = \frac{\kappa \cdot C}{\omega} = \left(0.02 + 1.1 \frac{\omega}{\omega_0} \right) \frac{C}{\omega} \quad 0 \leq \frac{\omega}{\omega_0} \leq 0.3 \quad (3)$$

$$k = \frac{\kappa \cdot C}{\omega} = \left(0.2 + 0.5 \frac{\omega}{\omega_0} \right) \frac{C}{\omega} \quad 0.3 \leq \frac{\omega}{\omega_0} \leq 1.0 \quad (4)$$

BC 型最大的阻尼聯軸器 180/45，其主構件直徑為 118cm，次構件直徑 211cm，厚度 98cm，轉矩最大 6520kNm，額定轉矩時彎曲 50-200mrad，阻尼係數為 0.2-0.7，工作溫度可達 140°C。依據傳送轉矩之公式 $T = 9.55 \frac{P}{n}$ kNm，其中 P 單位 kW，n 為每分鐘轉數，以 750MW、3600rpm 機組為例，發電機額定轉矩為 1990kNm，阻尼聯軸器之性能足敷巨型機組應用。

750MW 機組聯軸器必需承受之轉矩，依據表 1 系統參數之相對轉矩，可計算出 HP-IP 至少為 597kNm，IP-LPA 至少為 1114kNm，LPA-LPB 至少為 1552kNm，LPB-GEN 即至少為 1990kNm，應用阻尼聯軸器時可藉此表作選擇。

四、機械阻尼器應用範例

假若電力系統中存在著約 32Hz 頻率之諧波激擾，即 $\omega \approx 200 \text{ rad/s}$ ，致使轉軸系統以阻尼較低的第 4 振模(32.3Hz)共振，若裝置 BC 型阻尼聯軸器 180/35 於 LPB-GEN 間，其額定轉矩 2100 kNm，以抑制扭轉振動，則如圖 9、10 之聯結，由於發電機係 2 極、系統為 60 Hz，故運轉之角速度為 377 rad/sec

主構件慣量 $265 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，動能為

$$E_k = \frac{1}{2} I \cdot \omega^2 = 0.1883 \times 10^8 \text{ J/sec}，\text{因機組之額定}$$

值 750MW，作為基準則 $E_{k,base} = 7.5 \times 10^8 \text{ J/sec}$ ，可得慣量主構件為 $I_p = 0.02511 \text{ sec}$ ，次構件 $4980 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，動能與慣量即為

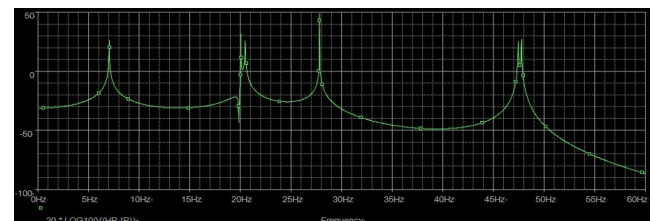
$$E_k = \frac{1}{2} I \cdot \omega^2 = 3.539 \times 10^8 \text{ J/sec}，I_s = 0.4721 \text{ sec}。$$

假設阻尼聯軸器之葉狀彈簧捆提供聯軸器剛度，致使額定轉矩時彎曲 0.1rad，即 $S_{ps} = 10 \text{ MW/MVA-rad}$ ，參看表 4，其 $\omega_0 = 1700 \text{ rad/s}$ ，根據代入(3)式之計算，

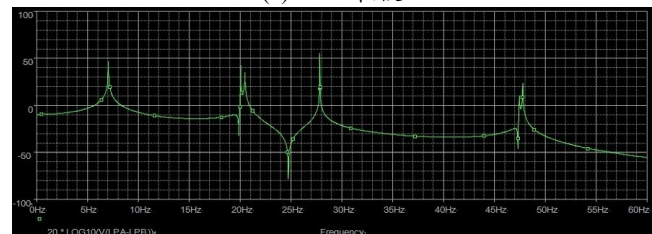
黏性的互阻尼約為 $D_{ps} \approx 0.0075 \text{ MW-s/MVA-rad}$ ，聯軸器與環境的自阻尼則可設定為低值。

結構安裝阻尼聯軸器後，750 MW 機組機械系統參數即如表 5 所示，安裝阻尼聯軸器後，機組特徵值分析結果如表 6，PSpice 解析電路即如圖 11，顯然特徵值和電路分析具有一致的結果，可見到 32 Hz 附近已不存在振模，然而臨近 7 Hz 與 47 Hz 仍有低阻尼的振模存在。若將 180/35 阻尼聯軸器分別裝置於 HP-IP 間，則系統的特徵值分析即如表 7，32 Hz 附近仍存在低阻尼的振模，此外，11 Hz 附近也有低阻尼的振模。

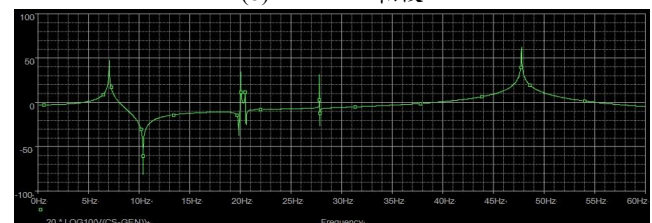
將 180/35 阻尼聯軸器裝置 IP-LPA 與 LPA-LPB 間，並將較小的 160/15 裝置於 HP-IP 間，160/25 裝置於 HP-IP 及 IP-LPA 間，160/35 裝置於 LPA-LPB 間，則可整理系統的特徵值如表 8，較大型的阻尼聯軸器 180/35 並無較強制振動效果，就以表列分析結果，180/35 安裝於 LPB-GEN 與 LPA-LPB，及 160/35 安裝於 LPA-LPB 間，32 Hz 附近並無振模不致激起共振，是可行方案。



(a) HP-IP 軸段



(b) LPA-LPB 軸段



(c) CS-GEN 軸段

圖 11 阻尼聯軸器裝置後之 PSpice 模擬結果

表 5 安裝 180/35 於 LPB-GEN 之 750 MW 機組

軸段	慣量 (MW-s/ MVA)	自阻尼 (MW-s/ MVA-rad)	互阻尼 (MW-s/ MVA-rad)	剛度 (MW/ MVA-rad)
H.P.	0.0929	0.000021	0.0	19.303
I.P.	0.15559	0.000067	0.0	34.929
LPA	0.85867	0.000265	0.0	52.038
LPB	0.88422	0.000265	0.0	141.716
CP	0.02511	0.000002	0.0075	10.0
CS	0.4721	0.000010	0.0	141.716
GEN.	0.8685	0.000263	0.0	2.828
EXC.	0.03422	0.000180		

表 6 安裝 180/35 於 LPB-GEN 之特徵值分析

振模	特徵值	頻率(Hz)
Mode 1	-0.04210 +(-)j 44.3048	7.05133
Mode 2	-0.55056 +(-)j 126.1001	20.0694
Mode 3	-0.59590 +(-)j 128.6943	20.4823
Mode 4	-0.97465 +(-)j 174.8328	27.8254
Mode 5	-0.01340 +(-)j 300.1752	47.4479
Mode 6	-0.08584 +(-)j 298.1246	47.7743
Mode 7	-0.02826 +(-)j 1080.604	171.983

表 7 安裝 180/35 於 HP-IP 之特徵值分析

振模	特徵值	頻率(Hz)
Mode 1	-0.13634 +(-)j 69.1206	11.0009
Mode 2	-0.24820 +(-)j 116.7429	18.5802
Mode 3	-0.31815 +(-)j 128.8566	20.5081
Mode 4	-0.27631 +(-)j 144.5157	23.0003
Mode 5	-0.10802 +(-)j 201.7801	32.1142
Mode 6	-5.56393 +(-)j 319.0151	50.7727
Mode 7	-0.01257 +(-)j 655.8479	104.381

表 8 不同型式阻尼聯軸器安裝各軸段的特徵值比較

型式	裝置位置	32Hz 附近 振模頻率	特徵值
180/35	LPB-GEN	未出現	
180/35	HP-IP	32.1142	-0.10802 +(-)j 201.7801
180/35	IP-LPA	30.3246	-0.25012+(-)j 190.5354
180/35	LPA-LPB	未出現	
160/15	HP-IP	32.4164	-0.60384 +(-)j 203.6789
160/25	HP-IP	32.3120	-0.21372+(-)j 203.0228
160/25	IP-LPA	31.4477	-0.16921+(-)j 197.5924
160/35	LPA-LPB	未出現	

五、討論與結論

於巨大船舶等機器具有長期運轉經驗，以減輕振動應力的阻尼聯軸器，本研究使用其既有數據，採用在 750MW 機組並作成模擬分析，可知蒸汽渦輪發電機之阻尼聯軸器，其製造技術與製作材料均已具備，但須解決聯結兩機構之問題，故應替機組設計合適的規格。

以特徵值來分析線性系統是為人所熟知的方法，機械系統類比電氣系統可推導出等效電路，利用 PSpice 軟體作成電路計算，周延簡明的替代結構分析，特徵值分析與電路計算可交互比對，以獲得準確且有效率的結論，確知機電類比是很好的分析工具。

誌謝

本論文承蒙國科會專題研究計畫“以機械阻尼器抑制轉軸-板碟-葉片系統疲勞，”編號 NSC 99-2221-E218-044-所提供的經費支援，謹在此誌謝。

參考文獻

- [1] G. Wenzhi, and H. Zhiyong, “Active control and simulation test study on torsional vibration of large turbo-generator rotor shaft,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 45, no. 9, pp. 1326-1336, September 2010.
- [2] J. R. Smith, J. F. Mykura, and C. J. Cudworth, “The effect of hysteretic damping on turbogenerator shaft torsional oscillations,” *IEEE Trans. on Energy Conversion*, Vol. EC-1, No. 1, pp. 152-160, 1986.
- [3] C. T. Chao, T. L. Fan Chiang, C. Chyn, and C. J. Wang, “Analysis of vibration in shaft-disc-blades systems due to power faults using a finite element method,” *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 34, No. 2, pp. 253-264, March 2011.
- [4] T. C. Chen and Y. L. Lee, “Load torque estimation problem for electric machinery servo systems by an inverse method,” *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 31, No. 6, pp. 977-995, 2008.
- [5] <http://www.geislinger.co.at/Products.2.0.html>
- [6] 梁志堅，汽輪發電機轉子系統之扭轉響應，台電工程月刊，第 538 期，pp. 35-53, 1993。
- [7] IEEE Working Group on Computer Modeling of Excitation Systems, “Excitation system models for power system stability studies,” *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, Vol. PAS-101, No. 2, pp. 494-509, 1981.
- [8] D. Lambrecht, and T. Kulig, “Torsional performance of turbine-generator shafts especially under resonant excitation,” *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, Vol. PAS-101, No. 10, pp. 3689-3702, 1982.
- [9] IEEE SSR Working Group, “First benchmark model for computer simulation of subsynchronous resonance,” *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, Vol. PAS-96, No. 5, pp. 1565-1572, 1977.
- [10] J. G. Tront, *PSpice for Basic Circuit Analysis*, McGraw-Hill Higher Education, 2004.
- [11] R. Conant, *Engineering Circuit Analysis with PSpice and Probe*, McGraw-Hill, 1993.
- [12] A. Kumar, and R. Ganguli, “Rotating beams and nonrotating beams with shared eigenpair,” *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 76, pp. 051006-1~14, 2009.
- [13] L. O. Chua, C. A. Desoer, and E. S. Kuh, *Linear and Nonlinear Circuits*, McGraw-Hill, Printed in Taiwan., 2000.
- [14] 秦純，“渦輪發電機之非線性模型分析與飛輪阻尼器設計，”第十一屆全國技術及職業教育研討會，第二卷(工業類)，高雄市，pp. 107-115, 1996。