

# 振動片應力之有限元素分析

學生姓名：張予昇 葉泰利

指導老師：王柏村 教授

國立屏東科技大學  
機械工程技術系

## 摘要

本文主要目的在利用 ANSYS 5.0 有限元素分析軟體，對振動片作有限元素分析，探討振動馬達上振動片在不同尺寸，受到不同的螺栓負荷下，軸及振動片所產生的應力分佈情形。本文將使用有限元素法 ANSYS 5.0 中的 PLANE 82 元素及 CONTAC 12 元素來做分析，在只考慮靜力時，以懸臂樑的受力變形為理論基礎，改變振動片的不同位移量，來取代所受不同螺栓力的大小，並改變振動片的部份尺寸，試著找尋出在何種尺寸下，受多少的螺栓力，可使振動片及軸能產生最小的應力。希望能將所得的數據，作為未來對振動片的最佳化設計之參考。

## 一、前言

近年來能源危機及產品的競爭越來越劇烈，如何能減少能源的使用量，降低生產成本與提昇產品品質，以儼然成爲一種世界的潮流趨勢。在過去幾十年中，由於有電腦輔助計算方法的積極發展，使得應力分析在各式各樣的結構體方面都有極爲顯著的變更。在各種計算方法中，有限元素是根據基本結

構力學的原理原則，且歷經長時間的等待高能力計算機的開發，終於成爲實際上有效用的方法[1]。

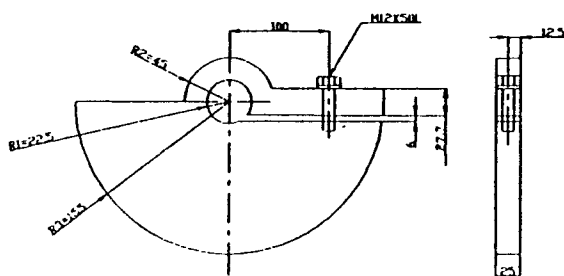
ANSYS 5.0 這套軟體具備了各式各樣的元素，使用相當先進的解方程式技術，周詳的資料核對步驟，計算結果的顯示，並使用自動的圖形顯示技巧來表達計算結果，方便了設計者做應力的分析與判斷，且可針對不同的結構需要，隨時改變結構之外型、尺寸、邊界條件進行分析，在合理的供給條件下，求得到精準的解，沒有實驗方法的複雜、費時、高成本、尺寸受限、邊界條件控制不易等缺點，節省了大量的人力、物力以及財力，提高了廠商的產品競爭能力。

鑑於振動馬達在現今各行各業的使用越來越頻繁，如土木工程之水泥外模振動用，電子、電腦業的非破壞性振動試驗，空氣污染防治之集塵機使用，食品、化學用振動送料篩選的使用及振動乾燥機、清洗機，鑄造廠用的振動給料篩選機、振動解模機、振動冷卻機，地震學家使用的地震模擬機等[2]。這些振動機械是將振動馬達加裝於機械之上，當馬達轉動後產生之振動與機體結合產

生共振，使其上之物體依所需的方向與角度做移動。而振動片為振動馬達的主要機件，要如何選擇適當的振動片才能使振動馬達發揮其最佳效率，而不使振動片之壽命減短，所以我們使用了有限元素分析法之 ANSYS 5.0 軟體，找出振動片尺寸與受力後應力分佈情形兩者之間的關聯。

## 二、問題定義

本文是探討振動馬達上之振動片，如下圖一所示，在靜態下振動片距離心軸 100 mm 處，受到一螺栓之鎖緊力後，所產生的各項應力值，利用有限元素法之軟體 ANSYS 5.0 做分析與探討。



圖一 振動片之尺寸圖

## 三、分析目標

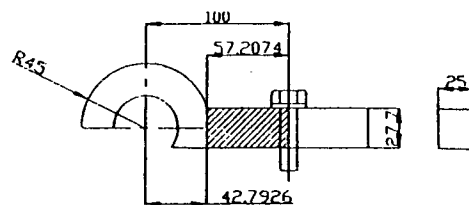
本文將對振動片所受的螺栓力大小，以不同的位移形式與位移量來模擬，並改變 R2 之尺寸做應力分析。主要探討以下幾種狀況

- \* R2 不變時，振動片單方面位移與雙方面的位移配合，所產生的應力狀況。
- \* R2 變大時，振動片單方面位移與雙方面的位移配合，所產生的應力狀況。
- \* R2 變小時，振動片單方面位移與雙方面的位移配合，所產生的應力狀況。

## 四、理論分析

本文主要探討振動片所受到的接觸力大小為何，而其主要產生接觸力的所在位置，乃位於振動片與軸接觸及螺栓兩個位置，為求分析方便，故本文便假設一位移量來代替模擬螺栓的鎖緊力，且利用懸臂樑理論來做此位置的近似分析[3] [4]。

- 假設：
- 1 材料為均質 ( $E = \text{Constant}$ )
  - 2 均勻截面 ( $A = \text{Constant}$ )
  - 3 P 作用於剖面形心
  - 4 樑中各點應力相同
  - 5 應力-應變在線彈性範圍內
  - 6 懸臂樑位移量  $\Delta = 6 \text{ mm}$



圖二 振動片之懸臂樑模式

圖二所示，斜線地區為本文所考慮的懸臂樑長度，其長度算法使用正弦定理與三角函數做簡單的數學運算即可得到

$$L = 57.2074 \text{ (mm)}$$

將長度及位移代入應變公式[5]

$$\epsilon = \Delta / L \quad (1)$$

可得  $\epsilon = 0.1049$

$$\text{再利用} \quad \Delta = FL / AE \quad (2)$$

與 (1) 式可推導出下式

$$F = AE \epsilon \quad (3)$$

將面積  $A = 25 \times 27.7 = 692.5$  及  $E = 200 \times 10^9$  和  $\epsilon = 0.1049$  代入 (3)

可得  $F = 1.4528 \times 10^{13} \text{ (KN)}$

$$\text{最後利用} \quad \sigma = F / A \quad (4)$$

得知  $\sigma = 2.1 \times 10^{10} \text{ (Kpa)}$

## 五、有限元素模型

進行有限元素分析必須先架構有限元素模型，首先建立幾何模型，其中包括了元素型態 (Element Type) 的選擇、自由度 (Degrees of Freedom) 的選擇、材料性質 (Material Properties) 的設定及實際 (Real Constants) 常數的設定等，然後再進一步設定適當的邊界條件，如位移限制 (Displace Constraint) 及負荷狀況等。以下就幾何模型和邊界條件設定，說明振動片在 ANSYS 5.0 軟體之有限元素模型。

### (一) 幾何模型

振動片之幾何形狀、大小尺寸如圖一所示，材料為 SS-41 楊氏係數  $E=200\text{Gpa}$  降伏強度  $\sigma_{yp}=344.7\text{Mpa}$ 。本有限元素模型使用了二種元素形式，如圖三所示，在軸及振動片本體上採用平面元素中的 PLANE 42 元素分析，而軸與振動片接觸處及振動片因位移產生接觸地方則使用了接觸元素中的 CONTAC 12 元素來做分析，表一及表二即為兩種元素形式之相關資料。

### (二) 邊界條件

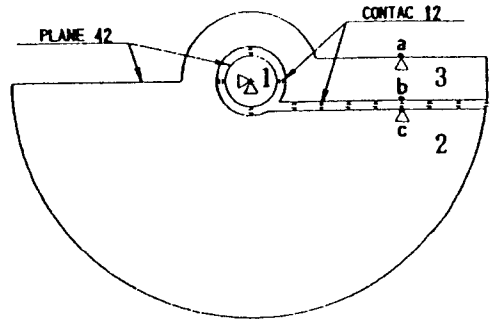
#### 1. 負荷狀況

本文以振動片的位移量來代替所受的螺栓負荷力，並以圖三所示，考慮振動片 a 處的單方面相下位移量的不同 (5、6、7、8、9、10 mm) 及振動片 a 處與 b 處雙方面位位移量的不同配合 (a 處向下位移 5-2 mm 配合 b 處向上位移 5-2 mm) 來模擬螺栓的實際鎖緊情況。

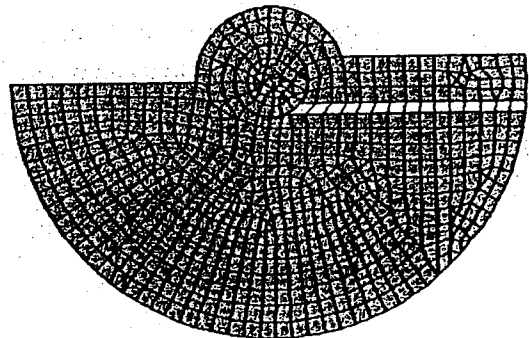
#### 2. 位移限制

因本文所探討的是以靜力條件下，對振動片做應力有限元素分析，因此軸是固定不動的，沒有 X 及 Y 方向的位移，所以將軸之軸心處節點的自由度 UX, UY 設定為零。而振

動片鎖螺栓處，因以位移來模擬螺栓的鎖緊，所以該處之節點自由度限制為 UY 等於零。兩元素型態之節點的詳細位移限制，請參見表四所示。



圖三 振動片元素之使用



圖四 振動片的元素分割

表一 元素之節點數及自由度

元素型態	PLANE42	CONTAC 12
節點數	I,J,K,L	I,J
自由度	UX,UY	UX,UY

表二 元素之材料性質及 ANSYS 中 KEYOPT 設定

元素型態	PLANE 42	CONTAC 12
材料性質	EX,EY	MU
KEYOPT	KEYOPT (3) =3	KEYOPT (4) =1

表三 兩種元素型態分割後之元素總數及節點總數

元素型態	PLANE 42	CONTAC 12
元素總數	676	29
節點總數	707	58

表四 兩種元素型態之節點位移限制

元素型態	區域	節點號碼	位移限制
PLANE 42	1	34,35,48,49 50,51,52,53	UX,UY
	2,3	54,108	UY

## 六、結果與討論

本文中所討論的重點是振動片於不同 R2 及不同的位移量時，各種應力的變化及對振動片的影響，其經有限元素分析軟體 ANSYS 5.0 分析之結果如表八至表十九，以下將對（一）當 R2 相同時，以單方向位移及雙方相位移，（二）不同 R2，相同位移量的影響做一分析，本文將取 R2=45 mm 及位移量 6 mm 作為代表說明之。

（一）相同 R2 時，分別以單方向位移及雙方相位移模擬螺栓之挾持力。

由表八及表十三可得下列表五之應力狀況。

表五 相同位移量不同模擬方式之應力表(Mpa)

	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
單向 $\delta$	18.36	39.16	11.67	44.99	46.03
雙向 $\delta$	18.72	41.59	12.94	47.73	48.99
誤差值	1.6%	5.76%	1.6%	5.66%	6.12%

由表五可知，改變其模擬螺栓挾持力的方式對於其影響並不會太大(最大誤差 6.12%)，故採任一種方式分析皆可，且因  $\sigma_y$ ， $\sigma_{eqv}$ ， $\sigma_1$  皆受 Y 方向力量之影響，故當改變其模擬方式為雙向位移時，其應力值增大。

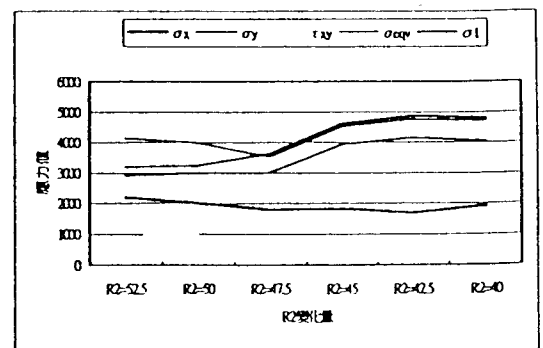
### （二）不同 R2，相同位移量

#### 1. 單方向位移：

由表五~表十可得到位移量  $\delta = 6 \text{ mm}$ ，不同 R2 時之各應力值如下表：

表六 不同 R2 相同位移時之應力表(Mpa)

	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
R2=52.5	21.93	29.07	9.38	41.29	31.89
R2=50	20.00	29.83	10.35	39.81	32.32
R2=47.5	17.92	30.09	11.78	35.20	36.23
R2=45	18.36	39.16	11.67	44.99	46.03
R2=42.5	16.95	41.53	12.08	47.45	48.66
R2=40	19.23	40.48	12.83	47.02	48.12



圖五 R2 變化對應力影響之曲線圖

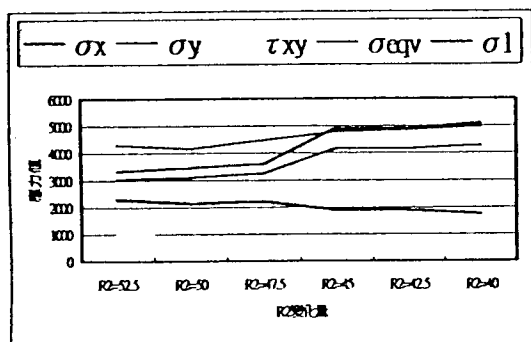
由圖五可知，當 R2 愈大時  $\sigma_x$  愈大， $\sigma_y$  愈小， $\tau_{xy}$  愈小  $\sigma_1$  愈小，而  $\sigma_{eqv}$  於 R2=47.5mm 時有最小值，故可知當增大 R2 的值時，應力值會降低，其原因是 R2 增大後，相對的亦會增大其面積，故應力值會下降。

## 2. 雙向位移：

由表八~表十三可知道位移量  $\delta = 6 \text{ mm}$ 。不同 R2 時之各應力值，如表七：

表七 不同 R2 相同位移量時之應力表(Mpa)

	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
R2=52.5	22.91	30.34	9.87	43.05	33.31
R2=50	21.24	31.08	10.51	41.68	34.52
R2=47.5	22.08	32.45	10.96	44.81	35.88
R2=45	18.72	41.59	12.94	47.73	48.99
R2=42.5	18.79	41.62	12.34	48.42	48.89
R2=40	17.30	42.75	13.61	49.55	50.92



圖六 R2 變化對應力影響之曲線圖

由圖六可看出  $\sigma_y$ 、 $\tau_{xy}$ 、 $\sigma_{eqv}$ 、 $\sigma_1$  皆隨 R2 減小而降低，其結果可與單向位移做一比較，可發現兩者對圖形趨勢大致上都相同，故可得知此二種模擬方式皆可適用此振動片的分析。

根據畸變能理論公式[6][7]

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (5)$$

且當 a.  $\sigma_{eqv} > \sigma_{yp}$  時 → 破壞

b.  $\sigma_{eqv} = \sigma_{yp}$  時 → 即將破壞

c.  $\sigma_{eqv} < \sigma_{yp}$  時 →  $FS = \sigma_{yp} / \sigma_{eqv}$

可由表八~表十得知  $\sigma_{eqv} \ll \sigma_{yp}$ ，故振動片不會破壞

已知  $\sigma_{yp} = 344.7 \text{ Mpa}$

$\sigma_{eqv} = 49.29 \text{ Mpa}$

$FS = 344.7 / 49.29 \approx 7$

再由最大剪應力理論公式

$$\tau = \frac{0.5\sigma_{yp}}{FS} = \frac{1}{2} |\sigma_{max} - \sigma_{min}| \quad (6)$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (7)$$

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (8)$$

由表十一可知當  $\delta = 6 \text{ mm}$  時之  $\sigma_x = 18.36 \text{ Mpa}$ ， $\sigma_y = 39.16 \text{ Mpa}$ ， $\tau_{xy} = 11.67 \text{ Mpa}$

$\Rightarrow \sigma_{max} = 44.39 \text{ Mpa}$

$\sigma_{min} = 13.13 \text{ Mpa}$

$\tau_{max} = 31.26 \text{ Mpa}$

$\Rightarrow FS = 0.5 \sigma_{yp} / \tau_{max} = 5.5$

由此兩種理論所求得之安全係數 FS 相差 1.5，但一般設計而言皆採用畸變能理論所求得之 FS 作為設計依據，因為一定保證在安全範圍內。

## 七、結論

由圖九的應力分佈圖，可看到其最大應力值發生於區域 2 與區域 3 相互接觸的地方，其原因是因為本文以位移量來模擬螺栓的鎖緊力，故當區域 2 往下移動時，於區域 2 之左方，如圖九，產生最大之  $\sigma_x$  的最大值，與另一模擬方式所得之  $\sigma_x$  之應力分佈圖，如圖十四，相比較，可知兩種模擬方式所得之應力分佈皆相同。

於圖十中，可看到  $\sigma_y$  之最大值產生於振動片與軸接觸的地方，與當初所預期的位置不同，其原因經分析後，可知因振動片與軸間之問隙很小，（振動片 45 mm，軸 44 mm，相差僅 1 mm）故當施加力量後，首先接觸的是振動片與軸，而非區域 2 和區域 3，所以最大應力產生於振動片與軸之接觸位置，與圖十五相比亦可得相同之結果。

於圖十一中可看到  $\tau_{xy}$  產生於振動片之外圍部份，因其主要變形的方式，是利用螺栓之鎖緊力，來使之振動片與軸相互接觸，故當區域 2 向下位移時，於振動片外圍即產生  $\tau_{xy}$ 。

於圖十二與圖十三之中之應力分佈圖中可發現其最大產生之位置與  $\sigma_y$  之最大值產生位置相同，其因是因為  $\sigma_{\text{eqv}}$ ， $\sigma_1$  皆與  $\sigma_x$ ， $\sigma_y$  有關，且因  $\sigma_y > \sigma_x$ ，故其最大值產生的位置會因  $\sigma_y$  而改變。

圖十九中是區域 2 與區域 3 之應力曲線圖，可發現於模擬螺栓處產生相對一最大  $\sigma_y$  值，而於圖二十與圖十五作一比照可發現其  $\sigma_y$  值所產生之位置是相同的，故可知其曲線圖是正確的。

本文使用有限元素軟體 ANSYS 5.0 進行振動片的受力分析及變形狀況，可以有效的決定出較適當的形狀及尺寸，且可看出其預期之破壞點，以本文為例，雖然 R2 增大時，可降低其應力值以增加其夾持力，但相對的材料成本亦會提高。

本文只針對振動片作靜態的分析，而未提及旋轉時對振動片的影響，此是一個值得繼續深入研究的方向，以達符合真實狀況，亦可進一步加以參數化、程式化、使其達到更實用的目標。

表八 當 R2=52.5mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

單向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
10mm	12.71	27.12	9.16	33.18	29.54
9 mm	12.32	26.88	9.82	34.61	29.52
8 mm	12.68	27.33	8.91	36.38	29.80
7 mm	14.44	28.06	9.05	38.78	30.78
6 mm	21.93	29.07	9.38	41.29	31.89
5 mm	26.61	46.18	9.15	40.71	42.74

表九 當 R2=50mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

單向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
10mm	13.82	29.04	10.32	34.42	32.10
9 mm	13.75	29.00	10.24	34.88	32.02
8 mm	13.85	29.15	10.18	36.44	32.25
7 mm	14.29	29.84	10.29	38.02	32.94
6 mm	20.00	29.83	10.35	39.81	32.32
5 mm	24.08	45.72	16.21	40.35	46.02

表十 當 R2=47.5mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

單向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
10mm	15.48	28.44	11.23	31.74	30.68
9 mm	14.62	28.36	11.06	31.69	30.78
8 mm	14.20	28.81	11.16	31.94	31.24
7 mm	13.67	29.48	11.43	33.12	32.01
6 mm	17.92	30.09	11.78	35.20	36.23
5 mm	22.63	40.62	11.65	39.18	40.69

表十一 當 R2=45mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

單向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
10mm	13.84	34.91	12.54	42.14	39.14
9 mm	14.12	35.12	12.46	42.66	39.06
8 mm	13.75	34.77	12.32	43.83	38.82
7 mm	13.61	34.38	12.47	42.11	38.86
6 mm	18.36	39.16	11.67	44.99	46.03
5 mm	20.15	43.65	12.35	49.29	50.17

表十二 當 R2=42.5mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

單向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
10mm	14.25	32.94	12.14	39.81	36.89
9 mm	14.18	33.64	11.92	40.62	36.54
8 mm	14.15	33.33	12.08	41.83	37.68
7 mm	13.52	36.93	11.65	42.01	43.39
6 mm	16.95	41.53	12.08	47.45	48.66
5 mm	19.23	44.58	13.79	51.43	52.21

表十三 當 R2=40mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

單向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
10mm	16.34	32.04	11.54	39.29	36.12
9 mm	16.26	32.21	11.62	40.42	36.25
8 mm	15.73	31.88	11.57	40.35	36.49
7 mm	14.52	35.59	11.43	40.95	42.24
6 mm	16.96	40.48	12.83	47.02	48.12
5 mm	18.89	44.44	14.84	51.66	52.61

表十四 當 R2=52.5mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

雙向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
5/5mm	12.84	28.06	9.39	34.81	30.71
5/4mm	12.75	27.94	9.15	35.97	30.54
4/4mm	13.21	28.21	9.14	37.81	30.92
4/3mm	15.49	28.75	9.25	39.86	31.62
3/3mm	22.91	30.34	9.87	43.05	33.31
3/2mm	27.23	43.21	9.32	41.60	43.34

表十五 當 R2=50mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

雙向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
5/5mm	17.24	32.47	11.28	40.23	36.21
5/4mm	16.38	31.58	10.91	39.87	35.23
4/4mm	16.61	31.94	11.08	41.22	35.64
4/3mm	16.08	31.59	10.79	41.42	35.08
3/3mm	21.24	31.08	10.51	41.68	34.52
3/2mm	24.60	46.52	10.32	40.96	46.73

表十六 當 R2=47.5mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

雙向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
5/5mm	20.78	38.74	14.92	52.42	44.89
5/4mm	18.26	36.79	13.42	48.68	41.32
4/4mm	17.23	35.61	12.81	47.77	39.81
4/3mm	15.11	33.36	11.49	45.18	37.13
3/3mm	22.08	32.45	10.96	44.81	35.88
3/2mm	23.61	46.56	10.45	42.23	46.66

表十七 當 R2=45mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

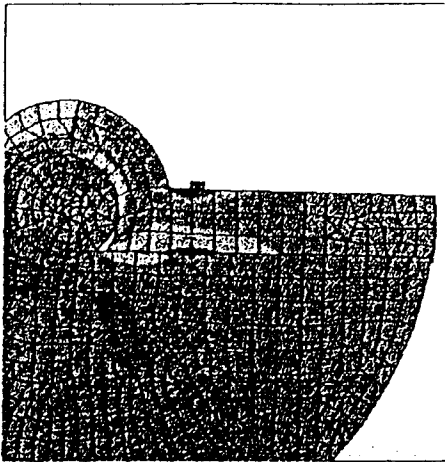
雙向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
5/5mm	14.94	36.84	13.21	44.61	41.08
5/4mm	14.83	36.61	13.12	45.41	40.94
4/4mm	14.58	36.56	13.05	46.33	40.88
4/3mm	13.96	37.13	12.41	45.26	43.68
3/3mm	18.72	41.59	12.94	47.73	48.99
3/2mm	20.51	44.44	12.79	50.92	51.99

表十八 當 R2=42.5mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

雙向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
5/5mm	18.07	37.28	14.36	47.95	42.41
5/4mm	17.16	36.48	13.90	47.31	41.28
4/4mm	16.61	36.10	13.58	47.43	40.65
4/3mm	15.09	37.28	12.73	45.51	43.91
3/3mm	18.79	41.62	12.34	48.42	48.89
3/2mm	19.52	44.83	14.14	52.30	52.16

表十九 當 R2=40mm 時之各種不同應力狀況(Mpa)

雙向 $\delta$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\tau_{xy}$	$\sigma_{eqv}$	$\sigma_1$
5/5mm	17.40	33.84	12.18	41.69	38.22
5/4mm	17.21	33.76	12.11	42.43	38.01
4/4mm	16.79	33.89	12.06	42.81	40.19
4/3mm	15.42	37.94	11.82	43.57	45.13
3/3mm	17.30	42.75	13.61	49.55	50.92
3/2mm	19.21	45.18	14.82	54.58	53.08

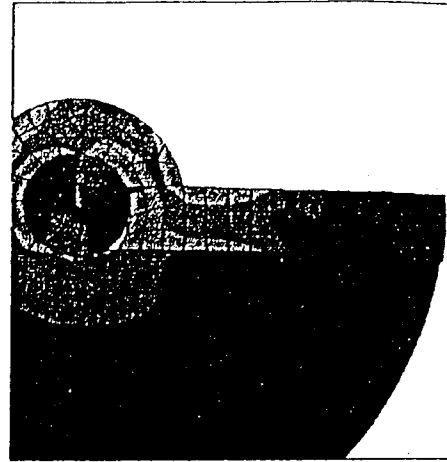


```

ANSYS 3.0
DEC 10 1997
20:21:46
MODAL SOLUTION
STEP=1
CASE = 1
TIME=1
UX (CMPC)
KEYS=0
DOF = 7,131
SMN = -4487
SMX = -3377
SMY = 1836
SMOZ = 2383
SMIN = -3487
SMAX = -3004
SMOY = -1514
SMOZ = -1044
SMOY = -95.417
SMOZ = 374.824
SMOZ = 872.884
SMOZ = 1304
SMOZ = 1834

```

圖九 單向位移之  $\sigma_x$  應力分佈圖

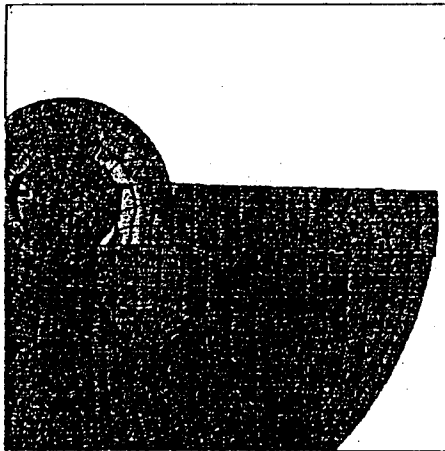


```

ANSYS 3.0
DEC 10 1997
20:20:31
MODAL SOLUTION
STEP=1
CASE = 1
TIME=1
EQV (CMPC)
KEYS=0
DOF = 7,131
SMN = -4487
SMX = 4473
SMY = 1836
SMOZ = 2383
SMIN = 0
SMAX = 4473
SMOY = 1899
SMOZ = 3075
SMOZ = 3979
SMOZ = 4473
SMOZ = 4473

```

圖十二 單向位移之  $\sigma_{eqv}$  應力分佈圖

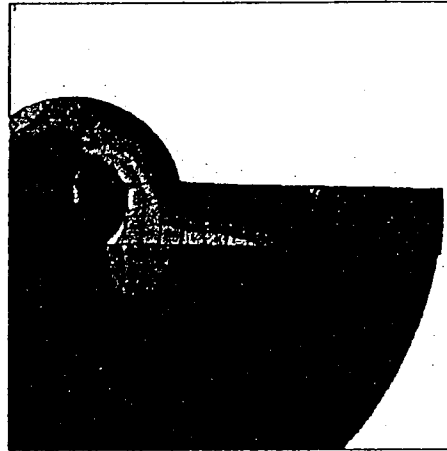


```

ANSYS 3.0
DEC 10 1997
20:20:00
MODAL SOLUTION
STEP=1
CASE = 1
TIME=1
UY (CMPC)
KEYS=0
DOF = 7,131
SMN = -4487
SMX = -2278
SMY = 3916
SMOZ = 8070
SMIN = -4487
SMAX = -3463
SMOY = -2542
SMOZ = -1419
SMOZ = -494.473
SMOZ = 282.179
SMOZ = 1148
SMOZ = 3074
SMOZ = 3916

```

圖十 單向位移之  $\sigma_y$  應力分佈圖

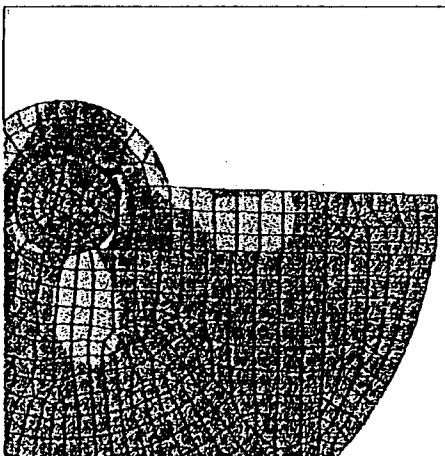


```

ANSYS 3.0
DEC 10 1997
20:20:11
MODAL SOLUTION
STEP=1
CASE = 1
TIME=1
S1 (CMPC)
KEYS=0
DOF = 7,131
SMN = -946.178
SMX = -6480
SMY = 2273
SMOZ = 2273
SMIN = 0
SMAX = 211,097
SMOY = 1534
SMOZ = 3046
SMOZ = 2273
SMOZ = 2049
SMOZ = 3916
SMOZ = 6480

```

圖十三 單向位移之  $\sigma_1$  應力分佈圖



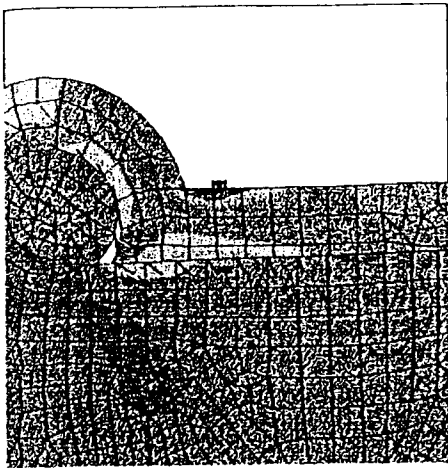
```

ANSYS 3.0
DEC 10 1997
20:20:12
MODAL SOLUTION
STEP=1
CASE = 1
TIME=1
SIX (CMPC)
KEYS=0
DOF = 7,131
SMN = -1700
SMX = -2000
SMY = 1347
SMOZ = 3400
SMIN = -1700
SMAX = -1409
SMOY = -1131
SMOZ = -800.85
SMOZ = -74.734
SMOZ = -146.342
SMOZ = 182.632
SMOZ = 162.826
SMOZ = 820.43
SMOZ = 1167

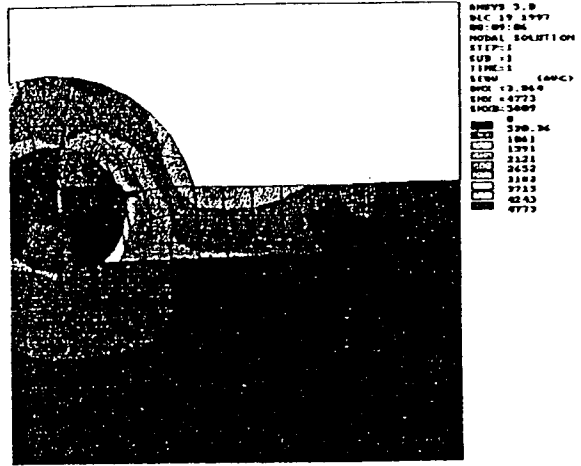
```

圖十一 單向位移之  $\tau_{xy}$  應力分佈圖

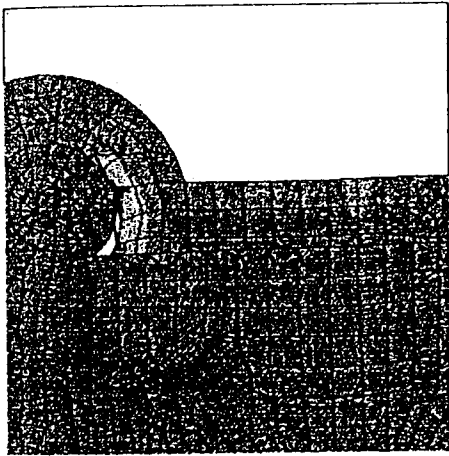




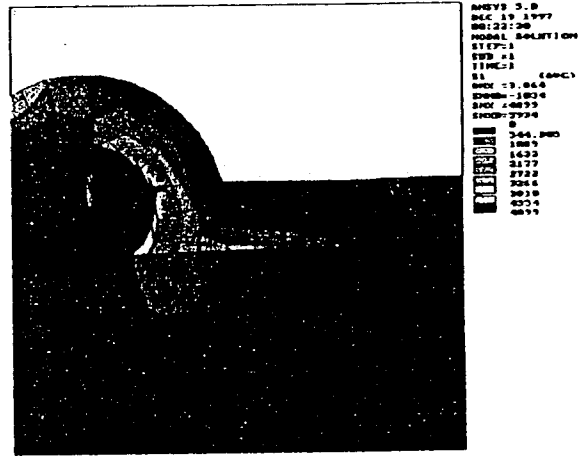
圖十四 雙向位移之  $\sigma_x$  應力分佈圖



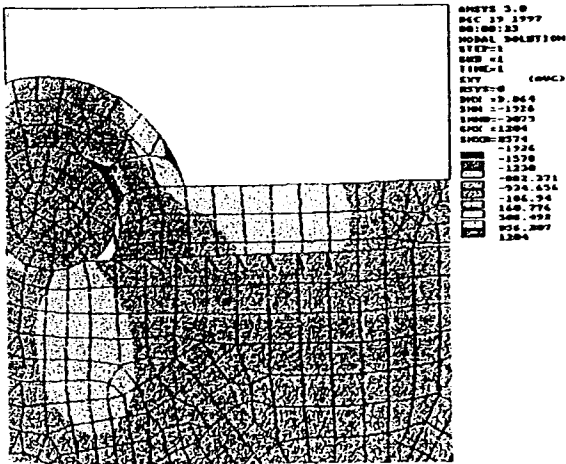
圖十七 雙向位移之  $\sigma_{eqv}$  應力分佈圖



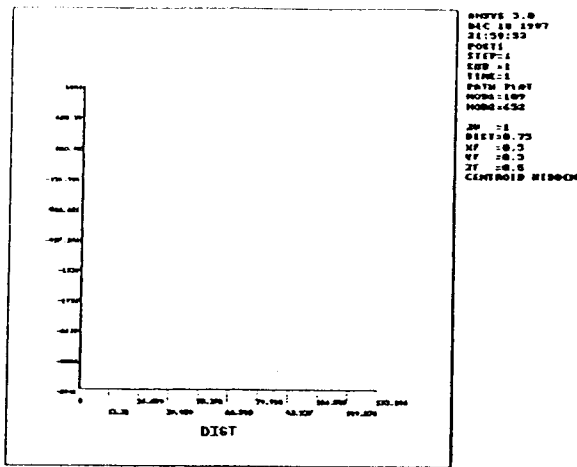
圖十五 雙向位移之  $\sigma_y$  應力分佈圖



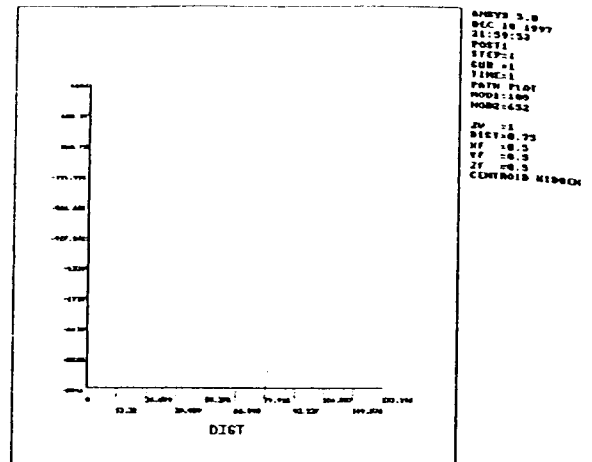
圖十八 雙向位移之  $\sigma_1$  應力分佈圖



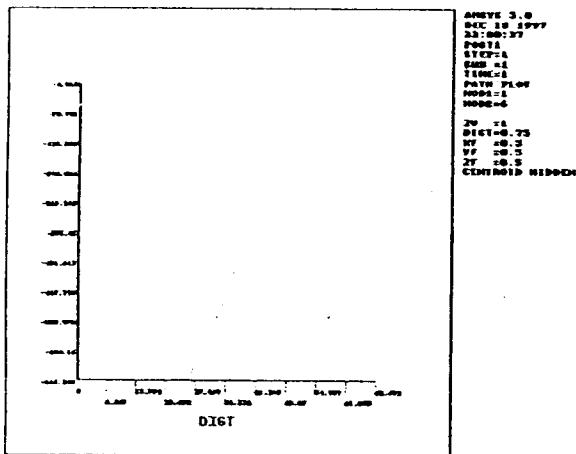
圖十六 雙向位移之  $\tau_{xy}$  應力分佈圖



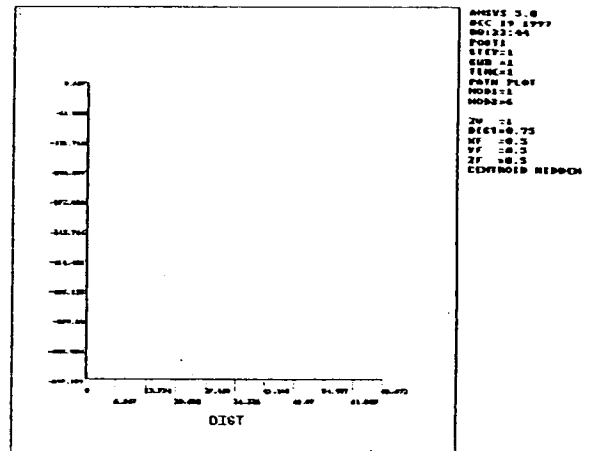
圖十九 單向位移之應力曲線圖



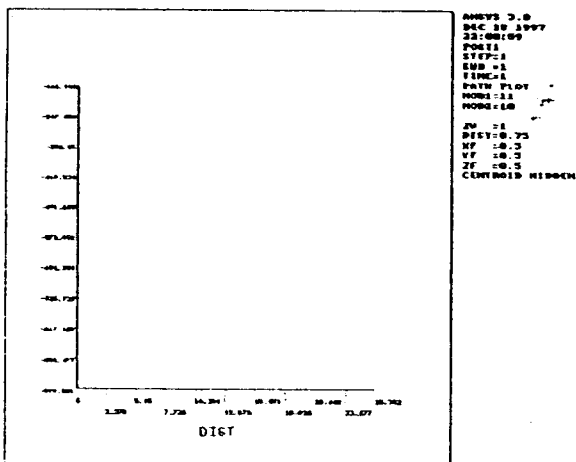
圖二十二 雙向位移之應力曲線圖



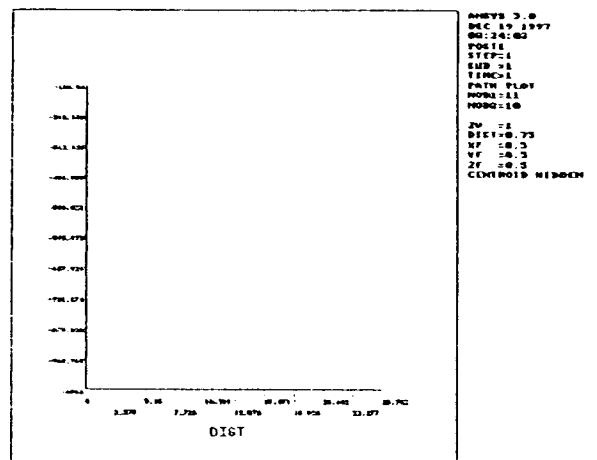
圖二十 單向位移之軸應力曲線圖



圖二十三 雙向位移之軸應力曲線圖



圖二十一 單向位移之軸應力曲線圖



圖二十四 雙向位移之軸應力曲線圖

## 八、參考文獻

- 1.D.J.Dawe 著，劉偉源譯，”結構體的有限元素法，”台灣東華書局股份有限公司，pp.1-21，1992。
- 2.<http://www.sung-hsing.com.tw/>
- 3.賴耿陽著，”螺紋鎖緊機構設計，”復漢出版社，pp.175-239。
4. Huebner · Thornton 著，王至勤譯，”有限元素法，”曉園出版社，pp.1-56，1985。
5. Beer Johnston 著，敖仲寧 · 李宇欣譯，”材料力學，”曉園出版社，1992。
6. SHIGLEY · MISCHKE 著，蘇金佳譯，”機械工程設計，”台灣東華書局股份有限公司，pp.27-82，1982。
7. Howard E. Boyer · Timothy L. Gall，”Metals Handbook，”1984。
8. Burr · Cheatham，”Mechanical Analysis And Design，”Prentice-Hall，1995。

## Abstract

This paper's main purpose is to use ANSYS, a finite element analysis software, to analyze vibration vane. Exploring the stress of the axle and vibrating vane of vibration motors in different size and different force. This paper will use two kinds of elements, PLANE 42 and CONTAC 12, to explore. In static condition, this paper use the distortion theory of the cantilever to change the vibrating vane's displacement to take the place of different force and change the part of vibrating vane's size to try to find the lowest stress in what size and how much force. This paper wish to supply reference information for the optimum of the vibrating vane.

# Vibration Blade Stress Analysis by Finite Element Method

Students : Yu-Sheng Chang

Tai-Li Yeah

Teacher : Bor-Tsuen Wang

Department of mechanic Engineering  
National Pingtung University of Science &  
Technology