

衛星遙測酬載儀光學鏡片輕量化數值模擬分析

Numerical Simulation of Lightweighted Mirror in Remote Sensing Instruments

林育全、李龍正

Yu-Chuan Lin, Long-Jeng Lee

人造衛星遙測酬載儀主要任務為獲取地表影像資料，作為環境監控、農林規劃、災害評估及科學研究等用途，為確保良好的遙測取像品質，必須維持酬載結構內部光學元件尺寸及相對位置的穩定，以及抵抗外在環境干擾的能力，故須具備相當良好的結構性能要求。本研究主要根據光學反射鏡片的設計要求，使用有限元素法分析光學鏡片，對於不同減重輕量化設計之靜態、動態及熱結構耦合等性能進行模擬分析，預估結構在各種減重設計與承受不同負載情況下，結構的變形與應力分布情形，以求得結構自然頻率與模態振形，進而找出符合大口徑光學反射鏡輕量化的最佳結構，並由分析結果顯示三角形、六角形、矩形及圓形等四種減重輕量化結構設計，均得到輕量化目的，鏡片自重變形誤差及應力值皆符合設計要求。

The primary mirror is one of the critical components of telescope to get high-quality images. Lightweight design and numerical analysis of mirrors are very important issues for weight reduction and performance optimization of satellite payload. This article reports the design process and numerical simulation of lightweight mirror, which consists of the regular geometry, natural frequency and deformation derived from various acceleration values. The numerical result shows that the lightweighted mirror geometry is gained by this approach.

一、前言

在國土監控研究領域常利用空載影像進行地形地貌變遷分析及資源探索管理，而空載影像係利用如光學、微波及其它電磁波等觀測載具取得。這些載具大致可分為機載遙測系統以及衛載遙測系統，其中衛星遙測酬載系統在高空中以固定週期性軌道繞著地球，或定點於地球上空凝視著地球表面變

遷，並將所觀測的影像下傳至地面。整體衛星載具研製費用很昂貴，發射費用也所費不貲，衛星酬載是觀測用載具，大型取像系統可使影像品質更清晰，取像也更加靈敏，然而為了讓這顆衛星達到更好經濟效益及較多功能，常在衛星增加數項酬載，藉以取得更多地表訊息，適切於各種應用領域。無論何種方式，都會增加整體衛星重量，需要更多發射燃料，使得發射成本增加，也使得衛星運行中調

控衛星姿態需要較大扭力，不易調控，於此可見衛星遙測元件輕量化的重要性。此外，在外太空中不像地球上空有大氣層保護，會有些劑量的宇宙輻射線，這些輻射線會穿透衛星本體，其中材料經年吸收這些輻射線，過多材料吸納而造成損壞、變形或使電子元件失常，使得衛星無法功能正常。綜合以上考量，衛星酬載優化設計，在材料選擇及機構減重輕量化設計，是個重要環節。

在太空中衛星所處環境為低大氣壓力、高太陽輻射、宇宙輻射線及微重力等狀況，故衛星酬載設計需將上述情況納入考量，如系統材料逸氣量 (outgassing)、材料在宇宙輻射線影響容許度、系統受太陽光面及背太陽光面的材料溫差影響、系統組裝在零重力狀況考量。在衛星遙測領域中，為了獲取較高的空間解析度，必須以較大收光鏡頭取得相對微弱的信號，較大收光鏡頭卻使系統重量加重。以哈伯望遠鏡為例，主鏡 2.4 公尺，實重 3.628 噸，減重後 0.828 噸，依美國發射費用，衛星增加重量發射費用約 10000—100000 US\$/kg，減重至少省下發射費用 2800 萬美元⁽¹⁾。

衛星遙測酬載系統整體光機結構主要包括主鏡、次鏡、主結構、修正鏡組及後端 CCD 電路模組等，其中光學鏡片的設計與製作是相當重要的關鍵技術之一，其對遙測取像品質影響極大。而評估光學鏡片設計與製作的好壞，可從鏡片表面形變得到參考指標。鏡片的表面形變主要包括剛體位移 (rigid-body displacement) 及表面畸變 (surface distortion) 兩種，前者將影響光學系統的離軸、離焦及傾斜，後者則影響光學系統的波前差等。本研究根據陶瓷玻璃材料 Zerodur 光學反射鏡片的設計要求，使用有限元素法分析光學鏡片，於不同減重輕量化結構設計下，對於鏡片結構之靜態、動態及熱結構耦合等性能進行模擬分析，進而找出符合大口徑光學反射鏡輕量化的最佳結構。分析結果顯示三角形、六角形、矩形及圓形減重輕量化結構設計均得到輕量化目的，鏡片自重變形誤差及應力值皆符合設計要求。

二、系統結構分析

遙測酬載鏡片減重可使系統重量減輕，減少自重重力干擾，避免過多材料吸收光輻射而產生熱變形，影響成像品質，但減重過量會影響整體結構剛性。鏡片減重方法大致可分兩種：一體開口加工成形 (open-back mirror) 及支架組合成形 (symmetric sandwich mirror)，一體加工成形是採機械加工銑除反射鏡片背面材料，以三角形、六角形或圓形將鏡片銑成窩巢狀，以達輕量化目的，並達剛性要求。支架組合方式是先將鏡片加工變薄，再放置在支架上，這支架可為蜂窩狀玻璃材料或支撐架。早期哈伯天文望遠鏡係以三明治組合，上下二層為極低膨脹係數 25.4 mm 薄片玻璃，中間層為 305 mm 蜂窩結構玻璃。目前大型天文望遠鏡大都採用支架式組合，並藉由支架調整鏡面曲率，以達最好成像品質。但對於小型衛星觀測酬載，鏡片尺寸略小，大都採取一體成形加工方式，也是以下本文分析的重點。

1. 輕量化設計分析

鏡片輕量化設計是一個相當複雜的工程設計問題，涉及鏡片設計與組裝最佳化。在各式光學系統中，大口徑光學鏡片之輕量化具有減少熱平衡時間、減輕重量、降低系統成本、減少自重變形及提高自然頻率等優點。一般廣義的鏡片輕量化設計，被定義為比原本鏡片重量輕，但此定義對實際設計與應用而言並不是很恰當。在 1990 年 Valente⁽²⁾ 搜尋多種鏡片輕量化設計，就口徑及材質歸納經驗公式，指出鏡片重量變化近似於鏡片直徑的三次方，其關係式整理如下：

① 傳統實體鏡片重量與直徑之關係式：

$$W = 246 D^{2.92}$$

② 一般輕量化鏡片重量與直徑之關係式：

$$W = 120 D^{2.82}$$

③ 超級輕量化鏡片重量與直徑之關係式：

$$W = 53 D^{2.67}$$

W：鏡片重量 (kg)，D：鏡片直徑 (m)

除了考慮鏡片重量與口徑的關係外，另一個鏡片輕量化設計的重要參數為自重變形，尤其在地表上鏡片自重變形設計是相當重要的。比如天文望遠鏡，當指向不同高度的觀察物時，其重力場方向作

用在光學系統上的影像品質將會產生改變。此外，在太空光學系統中，因涉及重力場釋放及酬載發射過程中振動所造成的影響，故鏡片設計不僅需考慮自重變形，其基本自然頻率的分析更是相當重要，用以判斷鏡片在發射過程中是否產生共振現象，而鏡片基本自然頻率與自重變形的關係，可藉由下式得到初步估算⁽³⁾：

$$f_n \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

f_n ：自然頻率 (Hz)， g ：地球重力加速度 (m/s^2)， δ ：鏡片自重變形 (m)。若考慮鏡片夾持狀況、剛性及質量，則鏡片基本自然頻率可藉由下式求得⁽²⁾：

$$f_n = \frac{\lambda_i}{2\pi L^2} \left(\frac{EI}{m} \right)^{1/2}$$

λ_i ：鏡片夾持狀況， L ：鏡片夾持長度 (m)， E ：彈性係數 (Pa)， I ：慣性矩 (m^4)， m ：質量 (kg)。

對一個軸對稱的光學鏡片而言，軸向變形 (axial deflection) 與徑向變形 (radial deflection) 是最常發生的情況，前者為重力場垂直於鏡片表面且平行光軸，後者為重力場平行於鏡片表面且垂直光軸。如果鏡片遭受與對稱軸呈一角度的重力場作用，則鏡片表面之變形可由以下公式求得⁽⁴⁾：

$$\delta_\theta \approx \sqrt{(\delta_A \cos \theta)^2 + (\delta_R \sin \theta)^2}$$

δ_θ ：鏡片與對稱軸呈一角度之重力場作用變形量 (μm)，

δ_A ：鏡片軸方向自重變形量 (μm)，

δ_R ：鏡片徑方向自重變形量 (μm)，

θ ：鏡片對稱軸與重力場夾角 (degree)。

對大部分輕量化鏡片而言，徑向變形量通常遠小於軸向變形量，在初步設計鏡片性能時常被忽略。但在某些特別情況下，估算徑向變形卻是非常重要的，例如非常大口徑鏡片、極度輕量化設計及使用在高加速度系統之鏡片。

鏡片在軸向自重變形的估算，一般使用典型的板理論 (plate theory)，此理論是假設一軸對稱鏡片其直徑與厚度的比值為 10：1 以上。但實際上此理論為近似值且使用於初步設計，對於複雜的設計分析需使用有限元素法來作最後設計。對表面曲率稍大的鏡片而言，剪力變形在自重變形中也扮演重要的角色，由自重導致軸向變形的一般計算公式如下⁽⁵⁾：

$$\delta_A = C_1 \frac{qr^4}{D}$$

δ_A ：自重導致軸向變形量 (m)， q ：鏡片每單位面積重量 (kg/m^2)， r ：鏡片半徑 (m)， D ：鏡片彎曲剛度 ($\text{Pa}\cdot\text{m}^4$)， C_1 ：鏡片支撐狀態常數。

鏡片軸向自重變形量與支撐狀態常數、鏡片每單位面積重量呈正比，而與鏡片彎曲剛度呈反比。鏡片每單位面積重量由鏡片材質密度、結構及厚度所決定。鏡片彎曲剛度由鏡片材質彈性係數、厚度及結構所決定。在鏡片輕量化過程中，部分鏡片材料被移除，將影響鏡片彎曲剛度。此外，由自重導致軸向變形的公式可進一步深入改寫如下⁽⁵⁾：

$$\delta_A = C_2 \left(\frac{\rho}{E} \right) \frac{V_0}{I_0} r^4 (1 - \gamma^2)$$

δ_A ：自重導致軸向變形量 (m)， V_0 ：鏡片體積 (m^3)， ρ ：鏡片材料密度 (kg/m^3)， E ：鏡片材料彈性係數 (Pa)， C_2 ：支撐狀況常數， I_0 ：單位截面慣性矩 (m^4)， γ ：鏡片材料浦松比。

從上述軸變形公式中可知，決定自重變形的材料參數為鏡片材料密度與彈性係數之比值 (ρ/E)，而單位體積對單位截面慣性矩的比值為鏡片截面之結構效率 (V_0/I_0)，當截面材料遠離中立軸或彎曲軸時，將產生較高的結構效率。此外，鏡片減重輕量化設計尚有一重要參數為實積比 (solidity ratio) α ，計算公式如下⁽⁶⁻⁷⁾：

$$\alpha = \frac{t_c}{B} \quad \text{或} \quad \alpha = \frac{(2B + t_c)t_c}{(B + t_c)^2}$$

$$B_{\text{Triangular}} = \frac{L}{\sqrt{3}}, \quad B_{\text{Hexagonal}} = \sqrt{3}L, \quad B_{\text{Square}} = L$$

t_c ：結構肋厚度 (mm)， B ：結構內切圓直徑 (mm)， L ：結構邊長 (mm)。

實積比愈大，鏡片輕量化結構之肋厚度就愈大，但相對地輕量化減重比將無法有效減小。此外，實積比亦可能影響輕量化鏡片之自然頻率與剛性，故為設計減重輕量化鏡片結構之一重要的考量參數。

2. 數值分析方法

(1) 有限元素分析模式

本文進行之有限元素分析包含靜態結構分析及動態結構分析。靜態結構分析主要為固定負載作用位置、施加負載速度緩慢或為零，以及負載值保持恆定的條件下，計算結構的應力、應變及位移。在光學尺寸限制內設計鏡片減重的結構形狀，在結構未發生破壞的前提下，使鏡片的變形量為最小，並觀察主應力是否會產生鏡片材料之破壞。

在動態結構分析部分，主要為固定邊界或施加非零位移的外載，計算鏡片結構的特徵值與特徵向量，即求解鏡片結構的自然振動頻率與振動形狀。得知鏡片結構之自然頻率，可避免鏡片於遙測酬載系統之自然頻率下產生共振，進而造成鏡片結構的破壞；而獲得模態振形，可瞭解共振發生時鏡片結構之變形狀態。此外，模態振形對鏡片結構減重設計相當重要，在鏡片模態節點或節線區域，由於位移振幅較小，可作適當的挖洞處理或以減小厚度方式，減輕鏡片之結構重量，此對鏡片結構的振動變形不會有太大的變化，但對鏡片結構確有輕量化的效果；反之，在鏡片之模態振形的最大變形處，可以作適度的補強，如加大厚度或加入肋骨補強。

當鏡片結構的材料、尺寸形狀及邊界條件確定時，則其結構之模態參數即為固定不變。獲得鏡片結構之模態參數對鏡片減重設計是相當重要的課題，對圓形鏡片結構而言，其自然頻率可藉由求解以下兩統御方程式而得，其一為求解質量彈簧阻尼系統，另一為求解圓形鏡片波動方程。由於大口徑光學鏡片其自然頻率大都介於中低頻，故數值計算模擬採第一種質量彈簧阻尼系統求解，其統御方程如下：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = f(t)$$

M ：質量矩陣， C ：阻尼矩陣， K ：剛性矩陣， x ：位移向量， t ：時間， f ：作用力。當 $f(t) = 0$ 時，忽略阻尼 C 的影響，則方程式可改寫為：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0$$

$$\text{設 } x = ce^{st}$$

$$ms^2 + K = 0$$

$$s = \pm \sqrt{\frac{-K}{m}} = \pm i\omega_n$$

從數學的觀點來看，上式為一特徵值的問題，求解此微分方程特徵值，即為結構體的自然振動頻率，而每一個特徵值相對應的特徵向量則為振動模態。結構自由振動時的自然頻率可表示為： $\omega_n = \sqrt{K/m}$ ，而各節點位移可表示成為： $x = c_1 e^{i\omega_n t} + c_2 e^{-i\omega_n t}$ 。若系統振動位移為對時間 t 的函數則可改寫為：

$$x(t) = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t$$

其中 A_1 、 A_2 是積分常數，與振動的初始位移、初始速度有關，若時間 $t = 0$ 時， $x(0) = A_1$ ， $\dot{x}(0) = A_2 \omega_n$ ，則系統振動各節點位移最後可表示成：

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t$$

對於高階特徵值系統的求解，一般只求前幾階較低的振動頻率與振形，因為低階振動對結構的影響最大，故鏡片結構動態分析採用次空間 (subspace) 迭代法，計算剛體模態外的前幾個模態振形。依據剛體運動的理論，一般剛體皆有六個自由度，分析時若設定之邊界條件為自由模式 (free-free model)，則分析結果將會有六個自然頻率接近於零的模態，故分析時為使模擬結果更接近真實狀態，採固定部分 (fixed-fixed model) 邊界的分析模式。熱學分析部分則採熱傳導之統御方程式，以作為數值分析之依據：

$$\left\{ k(t) \left[\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] \right\} + \dot{Q} = \rho(T) C_p(T) \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)$$

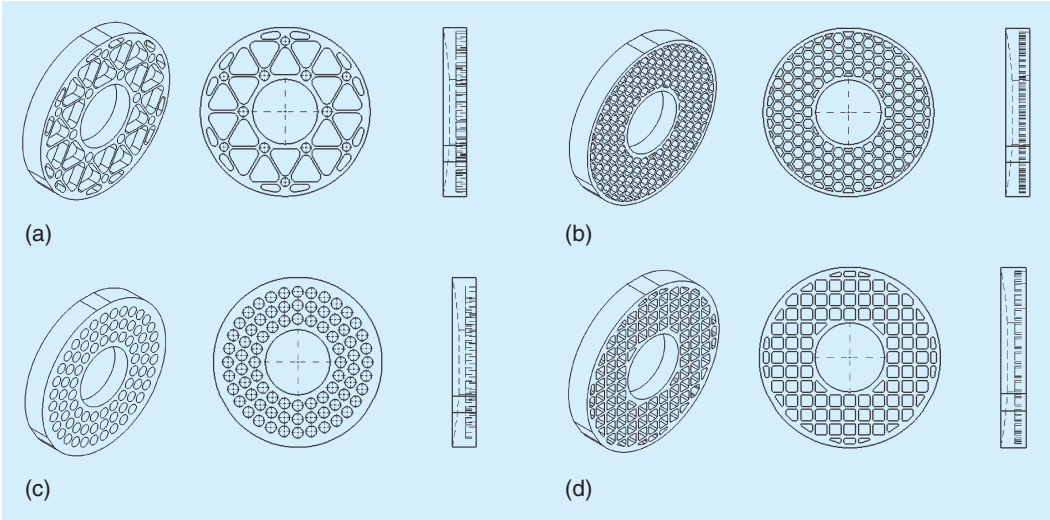


圖 1. 鏡片輕量化結構設計。(a) 三角形結構輕量化鏡片，(b) 六角蜂巢狀輕量化鏡片，(c) 圓形結構輕量化鏡片，(d) 矩形結構輕量化鏡片。

k ：熱傳導係數 ($\text{W/m}\cdot\text{°C}$)， C_p ：比熱 ($\text{J/kg}\cdot\text{°C}$)， ρ ：密度 (kg/m^3)

力學分析部分係採熱彈塑性理論，材料皆假設為等向應變硬化，且遵循降伏準則來判斷塑性區，並配合熱元素與結構元素作有限元素分析之依據：

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

其中 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 ：主應力 (principal stresses)。由於 Zerodur 為陶瓷玻璃，屬脆硬材料，通常對脆硬材料的研究係觀察最大主軸應力，來判斷材料是否產生破壞。

整個鏡片減重輕量化設計目標與限制條件為：

- (1) 夾持固定後受外在環境影響 (mechanical & thermal) 變形量最小。
- (2) 形變所導致應力不能破壞鏡片結構。
- (3) 鏡片結構外形及尺寸需符合光學設計。
- (4) 鏡片結構質量減輕仍維持一定剛性。

以上四點設計要求，第一及二項為目標函數，另外兩項為限制條件。最佳化設計模型可表示為：

$$\delta_{\min}(A, B, C) (\mu\text{m}), \quad \sigma_{\max}(A, B, C) - \frac{\sigma_y}{N} \leq 0 \text{ (Pa)}$$

$$K_{\max} = \frac{P}{\delta} (\text{N}/\mu\text{m}), \quad f_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} > 90 \text{ (Hz)}$$

A ：輕量化結構肋厚度 (mm)， B ：輕量化結構內切圓直徑 (mm)， C ：減重厚度 (mm)。

本研究將針對上述各種鏡片輕量化設計之原則，設計四種輕量化鏡片，分別為三角形結構、六角蜂巢狀結構、圓形結構及矩形結構減重鏡片 (如圖 1(a)–(d) 所示)，鏡片外徑各為 314 mm，中央開孔 120 mm，鏡片未減重前為 6.34 公斤，經三角形結構輕量化設計後為 4.24 公斤，六角蜂巢狀結構輕量化設計後為 4.46 公斤，矩形結構輕量化設計後為 4.61 公斤，圓形結構輕量化設計後為 5.10 公斤，四種輕量化減重百分比分別為 67% (三角形結構)、70% (六角蜂巢狀結構)、72% (矩形結構) 與 80% (圓形結構)。

(2) 有限元素幾何模型之建立及離散化

數值模擬分析採用有限元素軟體 ANSYS，先根據鏡片幾何尺寸建構鏡片三維實體模型，而實體模型必須能完全展現出輕量化鏡片的結構特性。本研究將針對五種鏡片進行模擬分析，分別為未減重實體鏡片、三角形結構減重鏡片、六角蜂巢狀結構減重鏡片、矩形結構減重鏡片及圓形結構減重鏡片。首先將建立好之實體模型分割網格化，離散成許多小元素以形成有限元素模型，如圖 2(a) 為未輕量化鏡片有限元素模型，圖 2(b) 為三角形結構減重鏡片有限元素模型，其它減重結構亦與圖 2(b) 類似。由於數值分析過程網格密度或元素大小會影響分析結果之精確度，故在網格密度的施加部分，於應力及應變梯度較高處增加網格密度，而梯度較緩處則減小網格密度，以增加電腦計算效率及降低

圖 2. 鏡片有限元素模型與邊界條件施加。(a) 未輕量化鏡片，(b) 三角形結構輕量化鏡片。

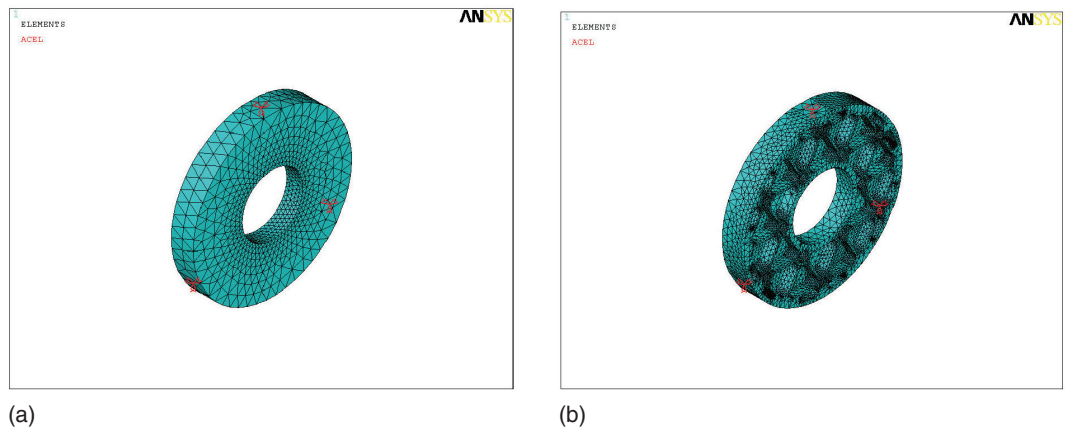


表 1. 材料性質表⁽⁷⁾。

Material	Density ρ (kg/m ³)	Young's modulus E (GPa)	Poisson's ratio ν	Thermal conductivity K (W/m·°C)	Thermal expansion α (10 ⁻⁶ °C)	Specific heat C _p (J/kg·°C)
Zerodur	2530	91	0.24	1.64	0.05	821

硬體記憶需求。此外，於計算完成後亦進行網格收斂化分析，以確保分析結果之正確性。整個過程以三維模型作完整分析，使用八個節點六個面的三維立體元素 Solid 45 作為結構分析元素，每一個節點有三個自由度，分別為 UX、UY 與 UZ，此六面體元素當某些節點重疊時可退化成四面體或三角體；熱學分析則採用八個節點六個面的 Solid 70 作為溫度場分析元素，每個節點只有一個自由度 (溫度)。為使有限元素模型之元素尺寸得到合理收斂性及正確性，採用典型 *h*-收斂性分析來驗證模擬結果之正確性，收斂誤差控制在 5% 左右，整個鏡片減重輕量化有限元素模型收斂網格接近十萬個元素 (如圖 3 所示)。

(3) 鏡片材料性質與邊界條件施加

鏡片材料採用高強度低熱膨脹之 Zerodur 材質，其材料性質如表 1 所示⁽⁸⁾。邊界條件施加部分，在鏡片外圍 ISM (ISO-static mount) 部分採三點固定方式，將所有自由度固定 $UX = UY = UZ = ROTX = ROTY = ROTZ = 0$ ，而在鏡片軸向與徑向分別施加不同倍數之重力場，以求取鏡片的應力及位移值。

假設熱學分析部分之起始溫度為 25 °C，即

$T(x, y, z, 0) = 25 \text{ °C}$ ，鏡片前端未減重拋光面施加 60 °C 溫度，鏡片其他表面均假設有熱對流的熱散失，且均滿足熱對流方程式：

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_B)$$

熱對流係數 $h = 20 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ ，環境溫度 $T_B = 25 \text{ °C}$ 。整個數值模擬分析流程如圖 4 所示，其模擬步驟細

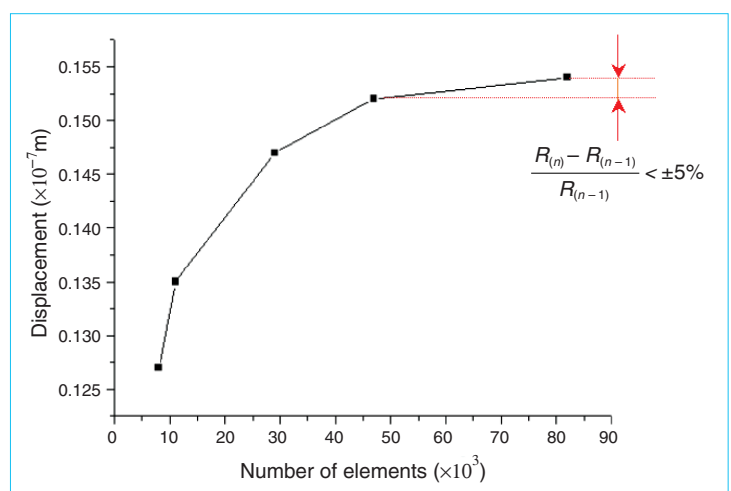


圖 3. 鏡片輕量化有限元素模型網格收斂情形。

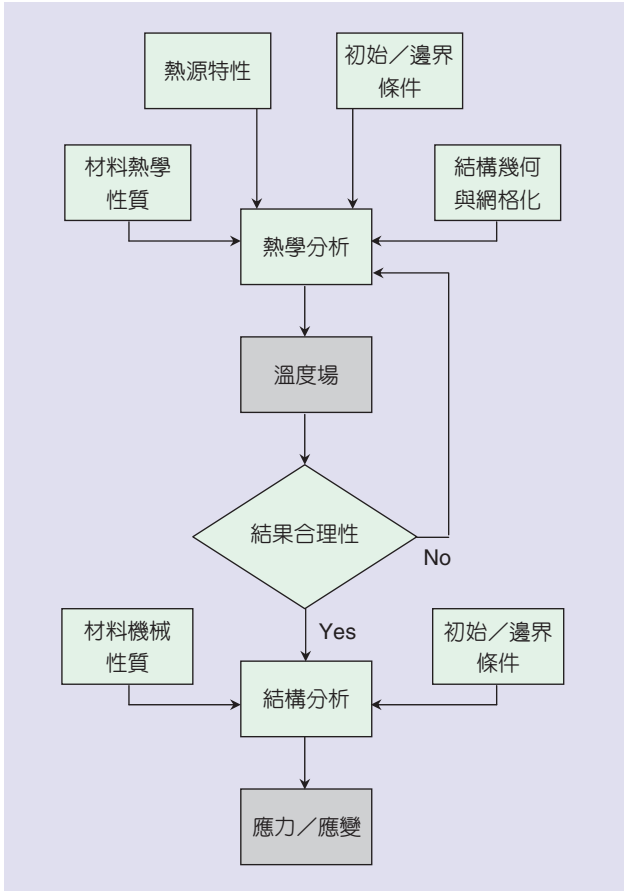


圖 4. 數值模擬分析流程圖。

分如下：

- (1) 前處理：建立鏡片有限元素之幾何外形、元素選取、網格化與材料物理性質輸入。
- (2) 計算處理：邊界條件設定、收斂準則與計算方法之選取，計算過程如果無法收斂，必須使元素網格更細化或調整邊界條件。
- (3) 後處理：判斷計算所得之溫度場與熱應力數據，以確定數值分析之準確性。

三、結果與討論

地表重力對鏡片自重變形的影響不僅是一個工程力學問題，也涉及鏡片材質、製造加工、組裝及支撐方式等因素。本文依據光學設計要求，使用有限元素分析法，計算鏡片於三點支撐情況下，當鏡片光軸垂直及平行於重力場時，鏡片結構的自重變形量與所承受之應力值。對大部分輕量化鏡片而

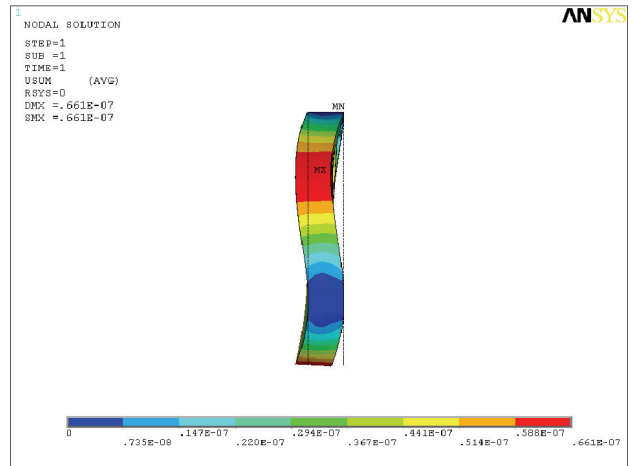


圖 5. 輕量化鏡片軸向變形位移分布。

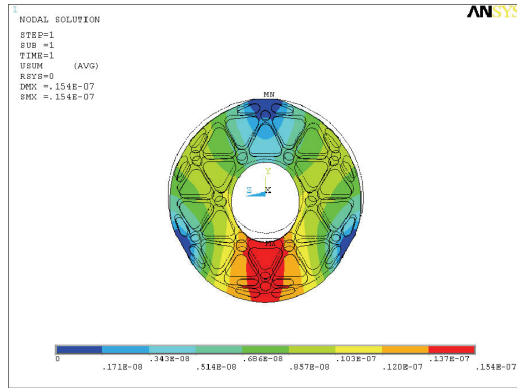
言，軸向變形遠大於徑向變形，在輕量化鏡片時為重要之設計參數。

1. 靜態模擬分析

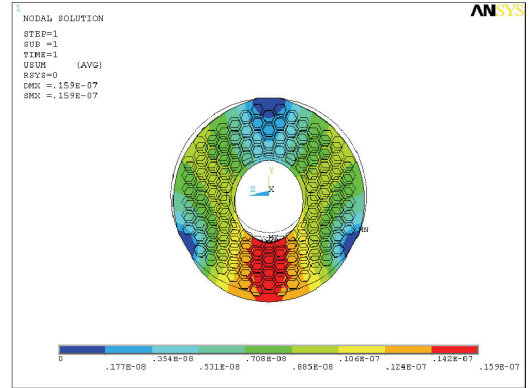
圖 5 為減重輕量化鏡片，軸向承受 1 g 重力時所產生位移變化情形，由數值計算結果得知，鏡片軸向最大位移皆發生在鏡片中間圓孔上方處，如圖 5 鏡片軸向位移分布圖紅色區域所示，其變形值分別為三角形減重鏡片 66.1 nm、六角蜂巢狀減重鏡片 60.4 nm、矩形結構減重鏡片 61.8 nm、圓形結構減重鏡片 54.4 nm。

圖 6(a)–(d) 則分別為四種減重輕量化鏡片，徑向承受 1 g 重力時所產生位移變化的情形。由數值計算結果得知，鏡片徑向最大位移發生在鏡片外圍 ISM 下方之間隔區域，如圖 6(a)–(d) 鏡片徑向位移分布圖紅色區域所示，其最大變形值分別為三角形減重鏡片 15.4 nm、六角蜂巢狀減重鏡片 15.9 nm、矩形結構減重鏡片 17.1 nm、圓形結構減重鏡片 15.9 nm。

應力值部分如圖 7(a)–(d) 分別為四種減重輕量化鏡片，軸向承受 1 g 重力時，所計算等效應力結果。從應力分布圖中可明顯得知，最大等效應力皆發生在鏡片外圍 ISM 固定處，其等效應力值分別為三角形減重鏡片 50.5 kPa、六角蜂巢狀減重鏡片 47.1 kPa、矩形結構減重鏡片 78.9 kPa、圓形結構減重鏡片 46.0 kPa。由計算模擬結果顯示，在 1 g 重力條件下自重變形所導致的等效應力遠小於鏡片



(a)

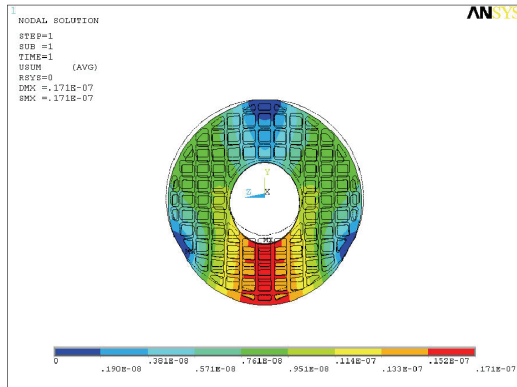


(b)

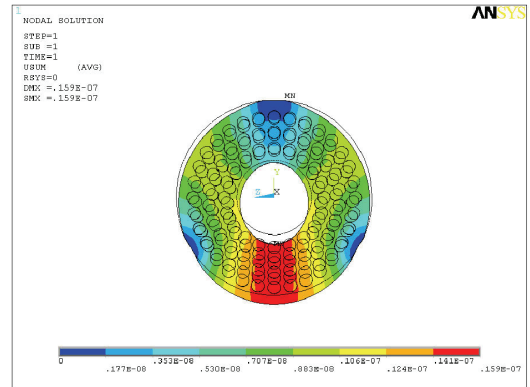
圖 6.

輕量化鏡片徑向變形位移分布。

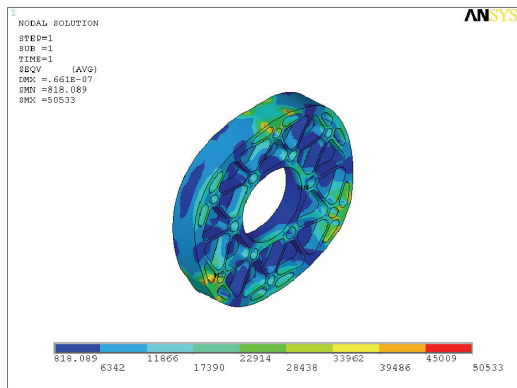
(a) 三角形結構輕量化鏡片，(b) 六角蜂巢狀輕量化鏡片，(c) 矩形結構輕量化鏡片，(d) 圓形結構輕量化鏡片。



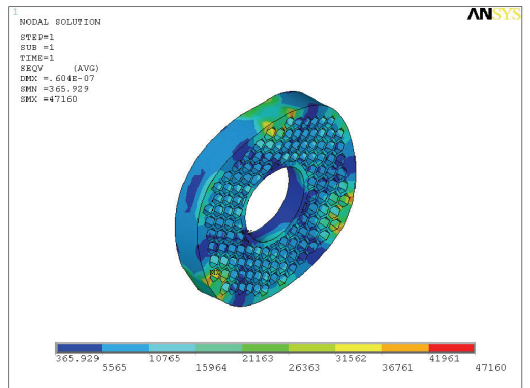
(c)



(d)



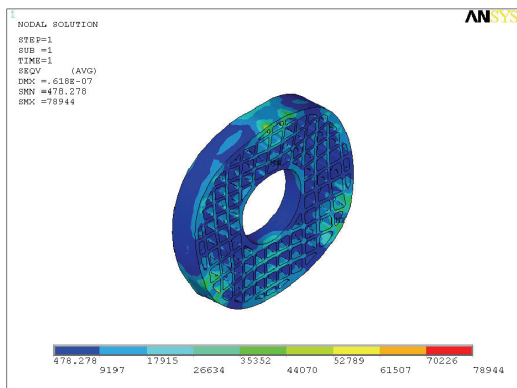
(a)



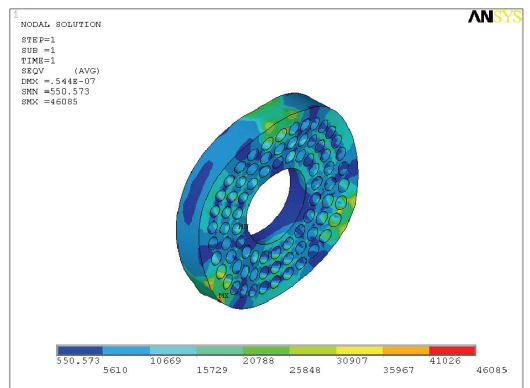
(b)

圖 7.

輕量化鏡片軸向應力分布。(a) 三角形結構輕量化鏡片，(b) 六角蜂巢狀輕量化鏡片，(c) 矩形結構輕量化鏡片，(d) 圓形結構輕量化鏡片。



(c)



(d)

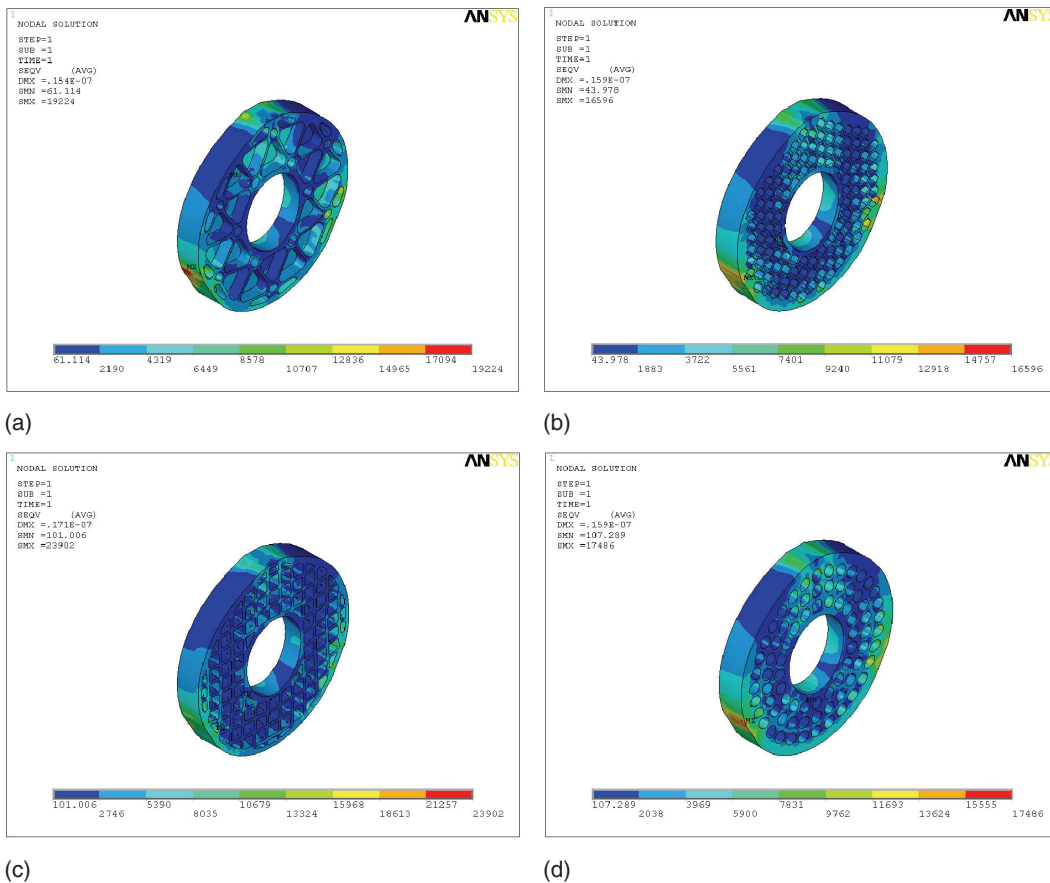


圖 8. 輕量化鏡片徑向應力分佈。(a) 三角形結構輕量化鏡片，(b) 六角蜂巢狀輕量化鏡片，(c) 矩形結構輕量化鏡片，(d) 圓形結構輕量化鏡片。

材料的破壞強度。

圖 8(a)–(d) 則分別為四種減重輕量化鏡片徑向承受 1 g 重力時，所計算 von Mises 等效應力結果，從應力分布圖中可明顯得知，最大等效應力亦皆發生在鏡片外圍 ISM 固定處，其等效應力值分別為三角形減重鏡片 19.2 kPa、六角蜂巢狀減重鏡片 16.5 kPa、矩形結構減重鏡片 23.9 kPa、圓形結構減重鏡片 17.4 kPa。

若光學設計要求在地面重力場作用下，使用氦氖雷射量測鏡面軸向變形 PV 值需小於 $\lambda/5$ ，則綜合上述四種鏡片減重輕量化設計模擬結果顯示，三角形、六角形、矩形及圓形等四種減重輕量化結構設計，均可得到輕量化目的，且鏡片變形誤差及應力值皆符合設計要求。

圖 9–12 分別為四種減重輕量化結構設計，於不同重力場 g 值條件施加下，對未減重鏡片之最大變形與最大應力比較圖。由圖中可明顯地觀察出鏡片在軸向變形及軸向應力部分，皆大於徑向變形與

徑向應力，且隨著減重比例降低變形值與應力值之增加。不同重力場分析可判斷在多少重力場作用下，輕量化鏡片之變形與應力值會超出光學設計要求。

2. 動態模擬分析

鏡片結構動態分析採用子空間迭代法，計算剛體模態外的前 6 個模態振形。鏡片無論減重與否，其第一階自然頻率皆發生在 2 kHz 以上，在整體遙測模組的結構設計上應避免主鏡的第一共振頻率與系統結構的第一共振頻率過於接近。此外，由數值分析模擬結果顯示，未經減重輕量化設計的鏡片(如圖 13 所示)，前二階模態振形皆為垂直鏡片平面 (X-Y 平面) 沿光軸 (Z 軸) 方向的「扭轉模態」，兩者差異在於扭轉形式的不同，而第三階模態振形為「位移模態」，鏡片沿光軸方向前後振動，第四模態和第五模態也都是「位移模態」，只是移動的方向不同，第六階模態振形為「彎曲模態」，鏡片內

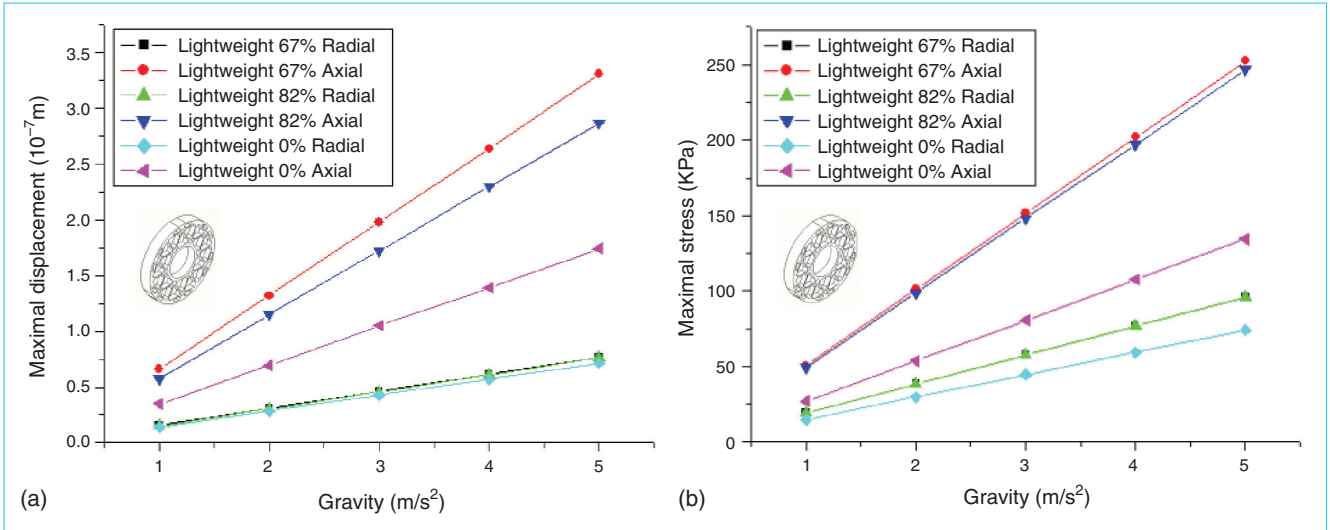


圖 9. 三角形輕量化鏡片不同減重比於不同 g 值下之比較圖。(a) 最大變形比較圖，(b) 最大應力比較圖。

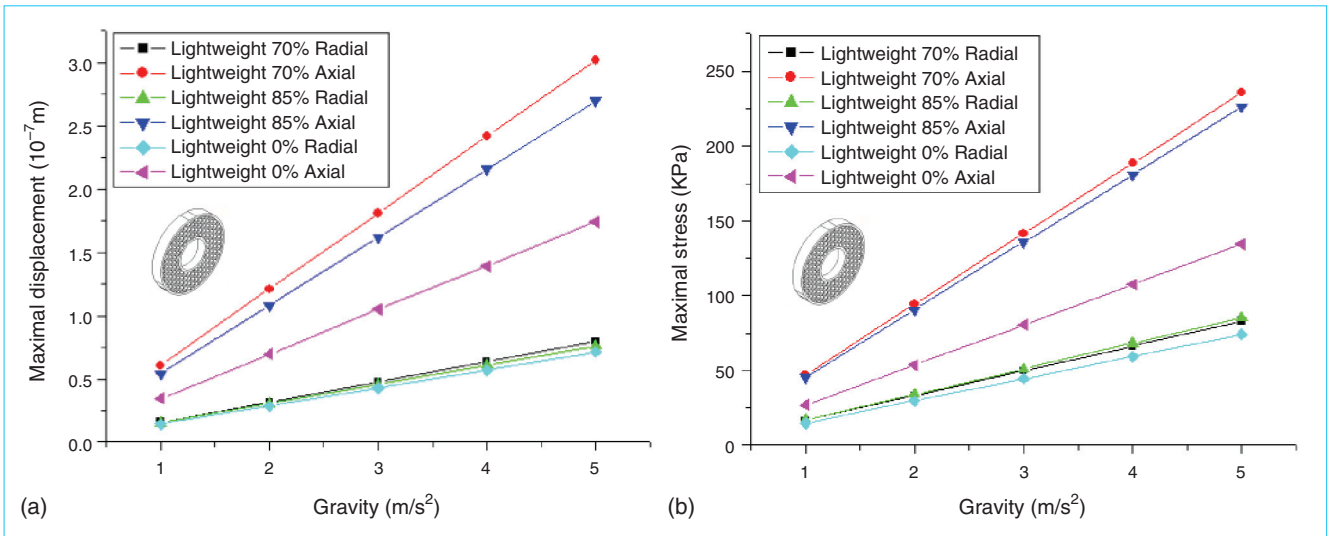


圖 10. 六角蜂巢狀輕量化鏡片不同減重比於不同 g 值下之比較圖。(a) 最大變形比較圖，(b) 最大應力比較圖。

圓部分沿光軸方向呈現彎曲凹凸振動。而三角形結構減重輕量化設計鏡片，其數值分析模擬結果顯示(如圖 14 所示)，前二階模態振形亦皆為垂直鏡片平面 (X - Y 平面) 沿光軸 (Z 軸) 方向的「扭轉模態」，差異也在於扭轉形式的不同，而第三階模態振形為「位移模態」，即整塊鏡片沿光軸方向前後振動，第四模態則較未減重鏡片提早出現「彎曲模態」，鏡片內圓部分沿光軸方向彎曲凹凸振動，到了第五模態及第六模態則都是「位移模態」，只是

移動的方向不同。其他減重結構亦與圖 14 有類似之模態振形。

3. 熱結構耦合模擬分析

光學鏡片減重輕量化設計，除考慮靜態及動態負載之因素外，尚需考量減重結構之熱穩定性，當外在環境處於極大溫度變化時，鏡片結構的熱變形可能導致無法滿足光學設計的要求。得知輕量化鏡片結構溫度分布相當重要，不均勻的溫度分布會造

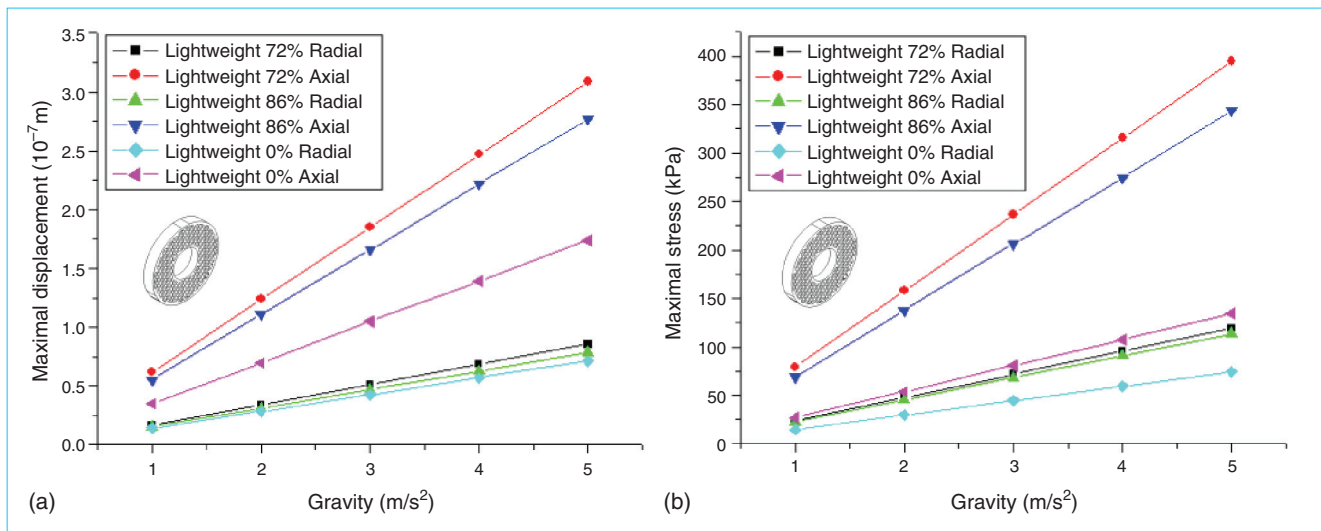


圖 11. 矩形結構輕量化鏡片不同減重比於不同 g 值下之比較圖。(a) 最大變形比較圖，(b) 最大應力比較圖。

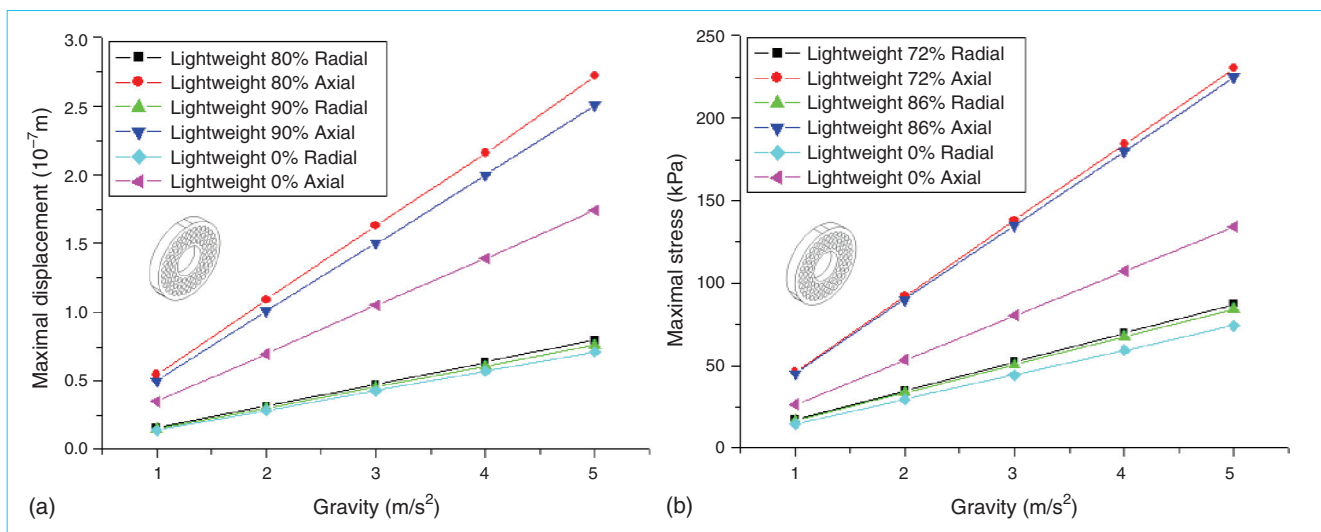


圖 12. 圓形結構輕量化鏡片不同減重比於不同 g 值下之比較圖。(a) 最大變形比較圖，(b) 最大應力比較圖。

成鏡片結構的翹曲變形及內應力之產生。圖 15 與 16 分別為未減重及三角形減重鏡片之溫度場、位移場及應力場之數值模擬分析結果，其他減重結構亦與圖 16 有類似分析結果。未減重鏡片之最大熱變形為 $0.466 \mu\text{m}$ ，最大熱應力為 541 kPa 。三角形減重鏡片最大熱變形為 $0.453 \mu\text{m}$ ，最大熱應力為 519 kPa 。六角蜂巢狀減重鏡片之最大熱變形為 $0.450 \mu\text{m}$ ，最大熱應力為 537 kPa 。矩形結構減重鏡片之最大熱變形為 $0.469 \mu\text{m}$ ，最大熱應力為 540 kPa 。圓形結構減重鏡片之最大熱變形為 0.459

μm ，最大熱應力為 526 kPa 。當鏡片承受 $35 \text{ }^\circ\text{C}$ 之溫度梯度時，無論何種變形量均已超過鏡片容許範圍，因此有效降低熱變形方式為控制溫度的均勻性。

四、結論與建議

光學鏡片口徑加大可提高光學成像品質及取像靈敏度，大口徑鏡片可滿足研究人員在影像清晰及微弱信號偵測要求，但其受到重力場、溫度及輻射

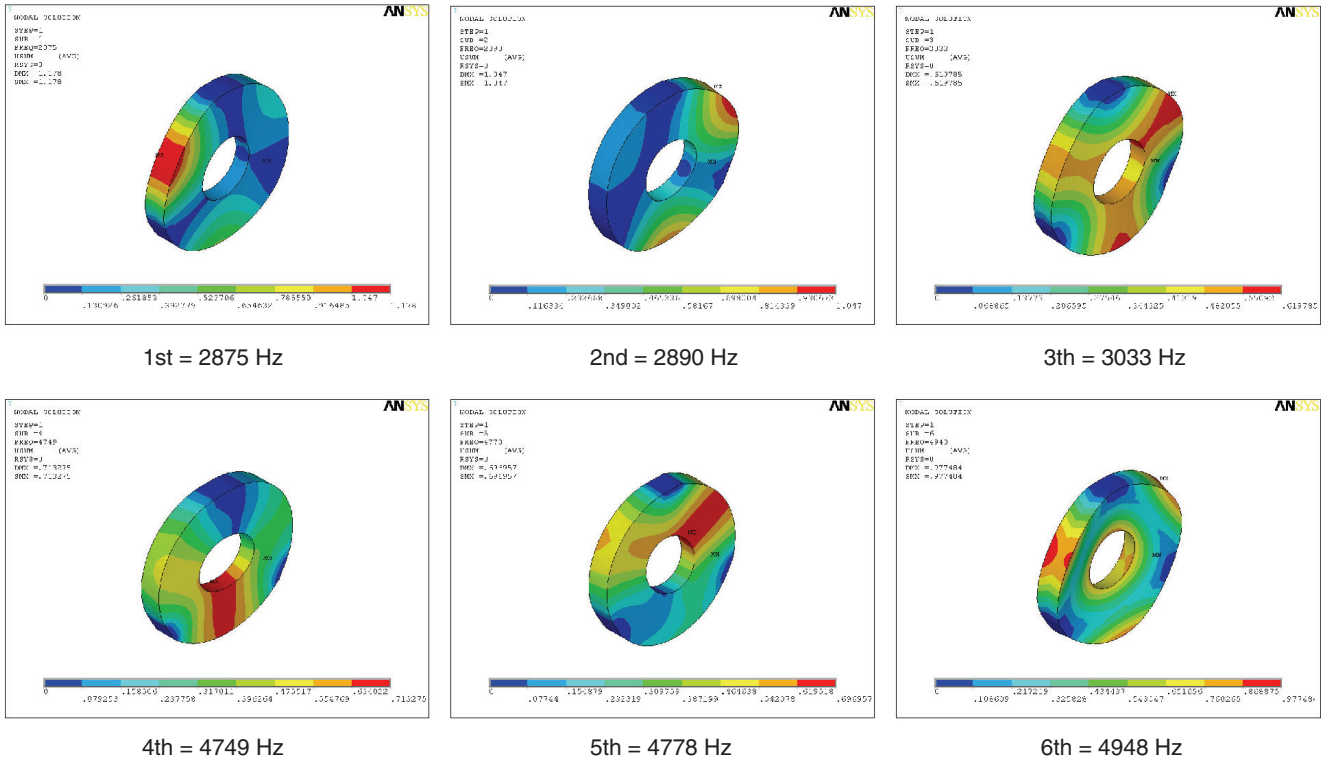


圖 13. 未輕量化鏡片自然頻率及模態振形。

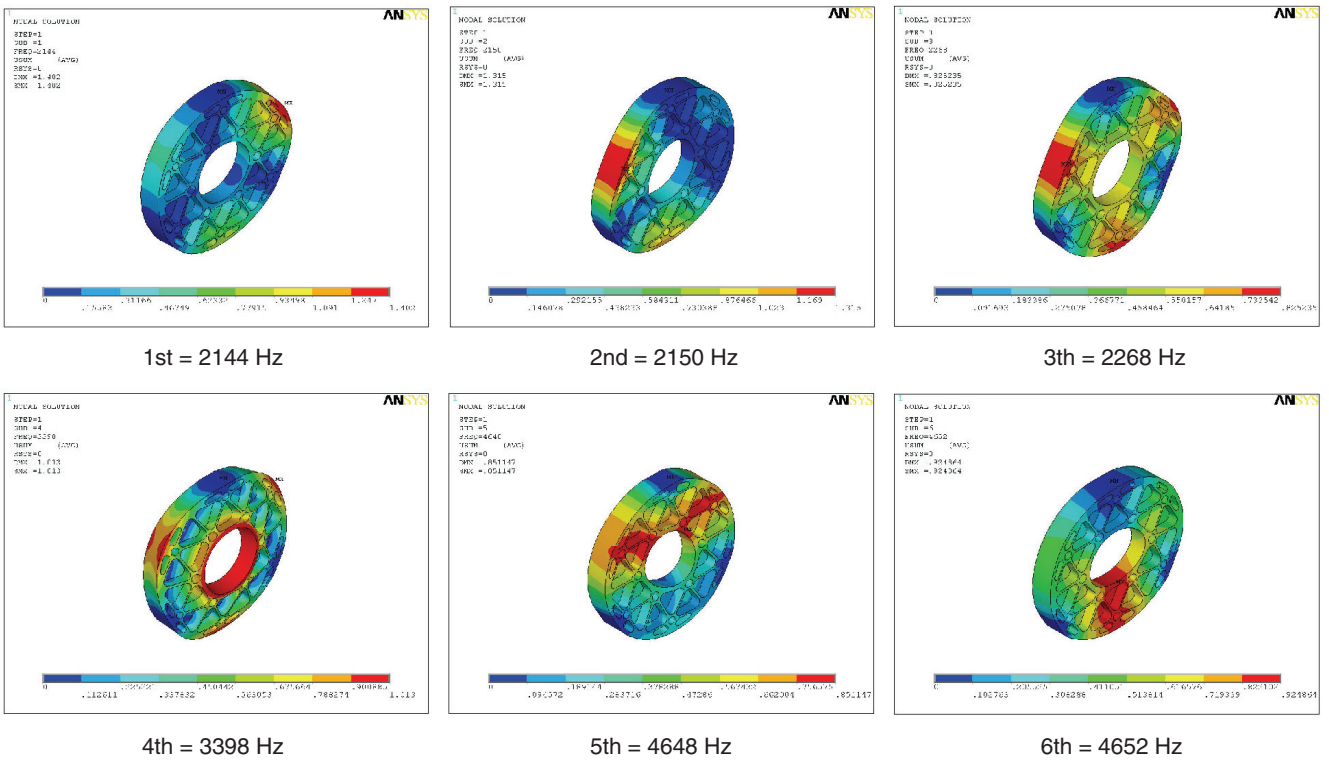


圖 14. 三角形結構輕量化鏡片自然頻率及模態振形。

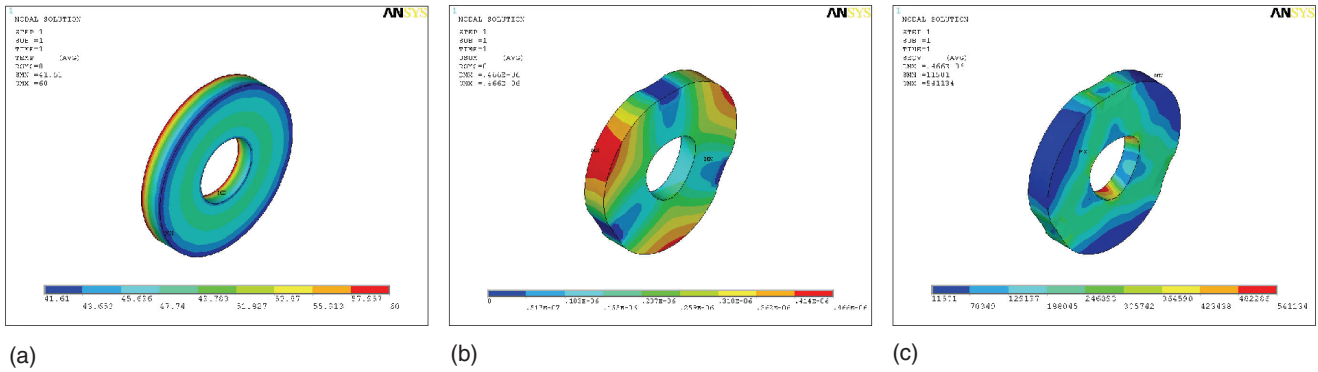


圖 15. 未減重鏡片熱結構耦合分析。(a) 溫度場，(b) 位移場，(c) 應力場。

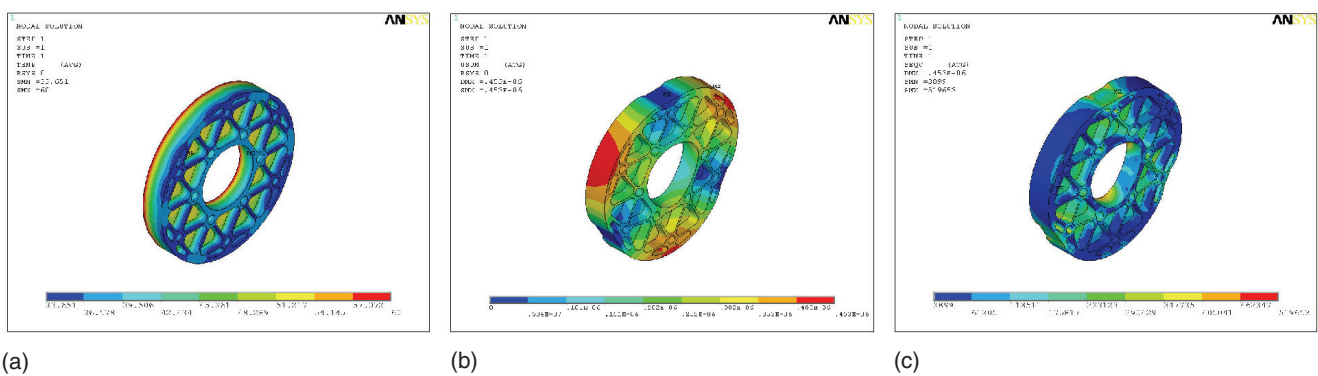


圖 16. 三角形結構輕量化鏡片熱結構耦合分析。(a) 溫度場，(b) 位移場，(c) 應力場。

線影響，而產生鏡片變形，適得其反讓成像品質變差，故其鏡片輕量化工程是非常重要的課題。大口徑光學酬載鏡片輕量化設計主要朝兩大方向發展，一是輕量化新材料的開發，另一是減重新技術的發展，此兩項技術要獲得良好的光學精度要求，勢必要能掌控重力及溫度等因素所造成變形之影響。本文根據 Zerodur 光學反射鏡片的設計要求，使用有限元素法分析光學鏡片，對於三角形、六角形、矩形及圓形輕量化結構設計之靜態、動態及熱結構耦合性能進行模擬分析，求得符合大口徑光學反射鏡輕量化之最佳結構，分析結果顯示四種減重輕量化設計均得到輕量化目的，鏡片自重變形誤差及應力值皆符合設計要求。

從製造及組裝觀點考量，圓形鏡片較不適合矩形開孔輕量化結構，而圓形開孔輕量化結構雖然加工容易，但輕量化效果不佳，整體而論以三角形及六角蜂巢輕量化結構綜合性能較佳。

未來可針對三角形及六角蜂巢輕量化結構之肋厚度、內切圓直徑、鏡片厚度及減重比等結構參數來進行最佳化設計，並在實際工程測試中進一步驗證。此外，光學模擬常用 Zernike 多項式進行描述波前像差分析，由干涉圖說明鏡片球像差、色差及偏心傾斜。在機械熱應變力分析模式亦有類似情況，足證熱應變會影響光學成像品質，未來擬由 Zernike 多項式分析連結光機模擬，為系統組裝工程人員綜合分析，在各項機構設計輔助下，使影像達成最佳之設計值。

參考文獻

1. H. F. Meissinger and S. Dawson, *Acta Astronautica*, **45**, 533 (1999).
2. T. M. Valente, *Proc. SPIE*, **1340**, 47 (1990).
3. R. D. Blevins, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Van Nostrand Reinhold, New York (1979).
4. J. W. Pepi, *Proc. SPIE*, **748**, 172 (1987).

5. R. Williams and H. F. Brinson, *Circular Plate on Multipoint Supports*, J. Franklin Inst., 297 (1974).
 6. K. B. Doyle, V. L. Genberg, and G. J. Michels, *Integrated Optomechanical Analysis*, Washington: SPIE, 72 (2002).
 7. T. M. Valente and D. Vukobratovich, *Proc. SPIE*, **1167**, 20 (1989).
 8. A. Anees, *Handbook of Optomechanical Engineering*, 1st ed. New York: CRC, 82 (1997).
-

• 林育全先生為國立成功大學機械工程博士候選人，現任國家實驗研究院儀器科技研究中心助理研究員。

- 李龍正先生為國立清華大學化學博士，現任國家實驗研究院儀器科技研究中心副研究員。
- Yu-Chuan Lin is a Ph.D. candidate in the Department of Mechanical Engineering at National Cheng Kung University. He is currently an assistant researcher at Instrument Technology Research Center, National Applied Research Laboratories.
- Long-Jeng Lee received his Ph.D. in chemistry from National Tsing Hua University. He is currently an associated researcher at Instrument Technology Research Center, National Applied Research Laboratories.