

機械設計期末書面報告：

平板支架受力分析

班級：機三丙

組別：第七組

組員	分工	負責項目
E14086541 李允評	30%	Ansys 分析、口頭報告
E14094065 劉 樺	20%	手算驗證、口頭報告
E14094049 簡唯倪	20%	資料統整、書面報告
E14093158 朱軒慶	15%	PPT 製作
E14096180 邱彥祺	15%	Solidwork 分析
合計	100%	

指導教授簽名： 劉建聖

日期：民國一百一十二年九月十一日

目錄

一、報告發想.....	3
二、程式模擬.....	3
三、手算驗證.....	12
四、結果分析.....	15
五、報告分工.....	17
六、參考資料.....	17

一、報告發想

趁著暑假優惠買了一台平板之後，連帶著一起買了個平板支架，而支架號稱平板及筆電都能使用，使我們不禁想測試和探討此支架所能夠承受的應力和應力集中容易損壞的點，在負載厚重的筆電後是否還能正常使用，也想試著比較不同材質對應力的承受程度和優缺點。

二、程式模擬

1. SOLIDWORKS:

(1)建模

我們選擇分析的產品資料因為沒有詳細說明是採用哪種鋁合金，因此我們選擇使用 AISI 1060 鋁合金，而尺寸則是根據產品資料給的資訊進行建模。

圖 1-1、圖 1-2 為建模的展示圖。

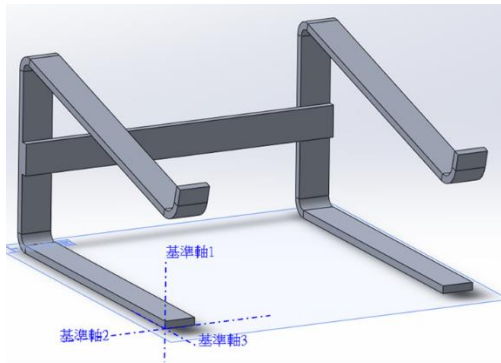


圖 1-1

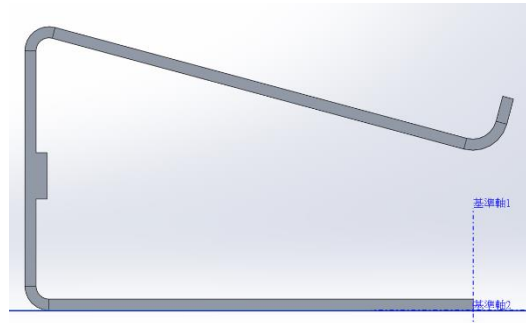


圖 1-2(側視圖)

(2)網格分析

首先設定固定條件，將產品的兩個底面 X、Y、Z 三軸固定，使其不能旋轉及移動；設定產品上兩個頂面的受力，假設人的雙手跟電腦放於支架上總共 5 公斤(49.05 牛頓)進行受力分析。而我們先使用 SOLIDWORKS 預設的網格大小進行一次分析模擬，觀察受力情形後針對受力比較大的區域(板材的彎曲轉角處)的網格進行加密及計算。圖 1-3 為網格分析的展示圖。

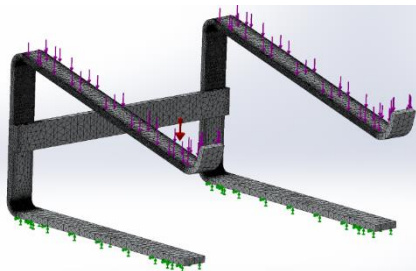


圖 1-3

(3)應力分析

最大應力:我們 SOLIDWORKS 最大應力分析與之後提到 ANSYS 最大應力分析模擬的結果有些出入，最大應力發生的位置不同。圖 1-4 為應力分析的展示圖。圖 1-5 為最大應力發生處的展示圖。

位移:在支撐電腦及平板拖住的地方，整體的位移為向下。圖 1-6 為位移的展示圖。

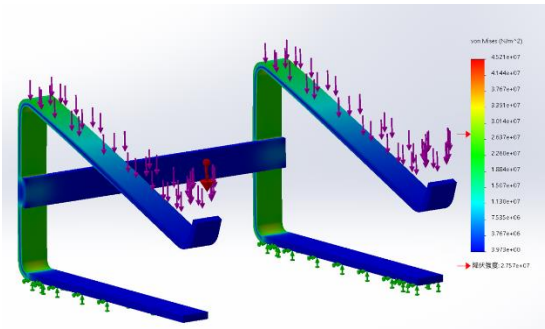


圖 1-4

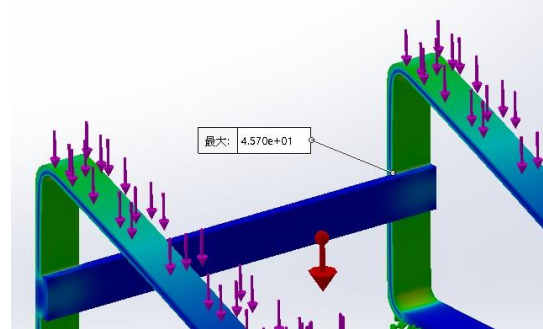


圖 1-5

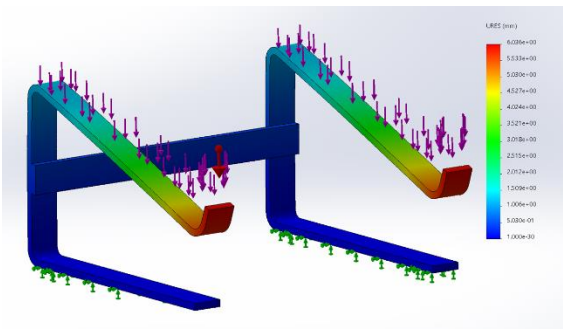


圖 1-6

(4)應變分析

最大應變:最大應變發生於頂部板材轉角彎曲中線的位置。圖 1-7 為應變分析的展示圖。圖 1-8 為最大應變發生處的展示圖。

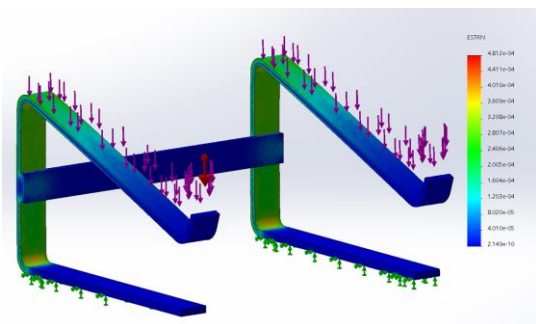


圖 1-7

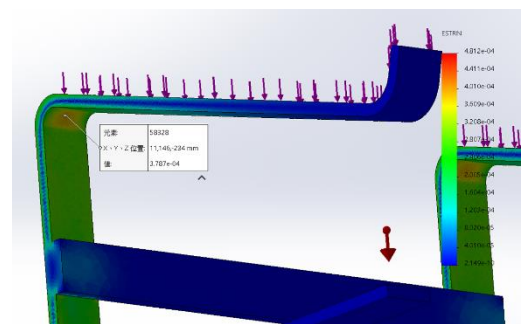


圖 1-8

(5) S-N curve

疲勞強度定義為在指定週期數發生疲勞失敗的應力，以 SOLIDWORKS 進行分析計算所跑出的圖形，預設週期最大值為 10^6 ，圖形中每一個點為一次分析計算，共進行 13 次。圖 1-9 為進行分析計算後的 SN curve 展示圖。

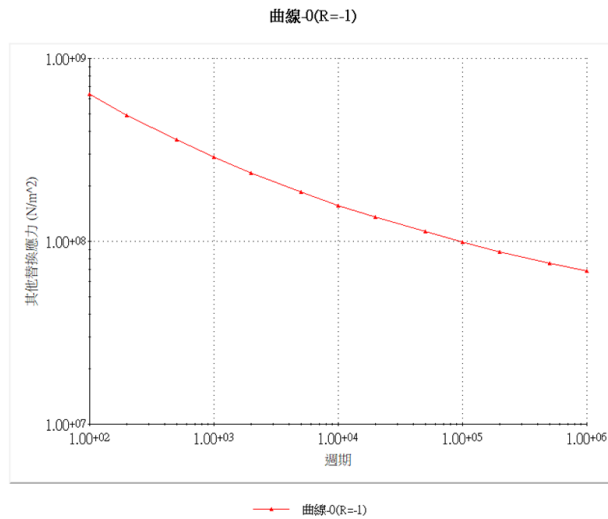


圖 1-9

(6) 疲勞分析

因為我們以 5 公斤(49.05 牛頓)進行受力分析，相較鋁合金的強度能承受的力過於小，所以以 SOLIDWORKS 進行分析出產品的壽命趨近於無限。圖 1-10 為疲勞分析的展示圖。

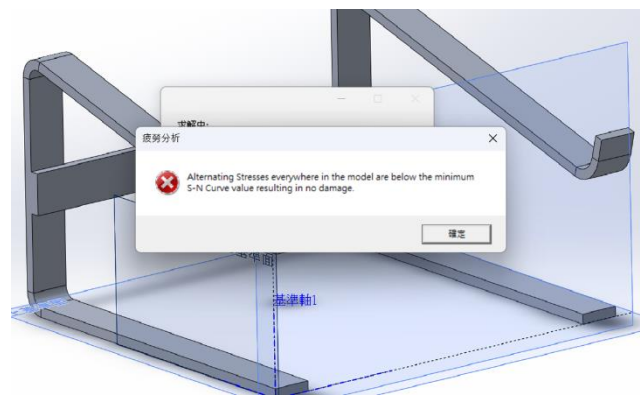


圖 1-10

2. ANSYS:

(1)轉檔及材料設定

首先將在 Solidworks 內畫好的圖檔轉為 IGES 檔案格式匯入 Ansys。因為 Ansys 的資料庫中沒有 Al 1060 合金的材料性質，因此需創建新的材料性質並手動輸入各項參數。由於我們是以學生版的 Ansys 進行分析，分析時限制多且容易閃退或出現許多 Error，所以改用 Ansys 內建的材料 Aluminum Alloy 進行分析。圖 2-1 為轉檔及材料設定的展示圖。圖 2-2 為 Aluminum Alloy 的材料性質展示圖。

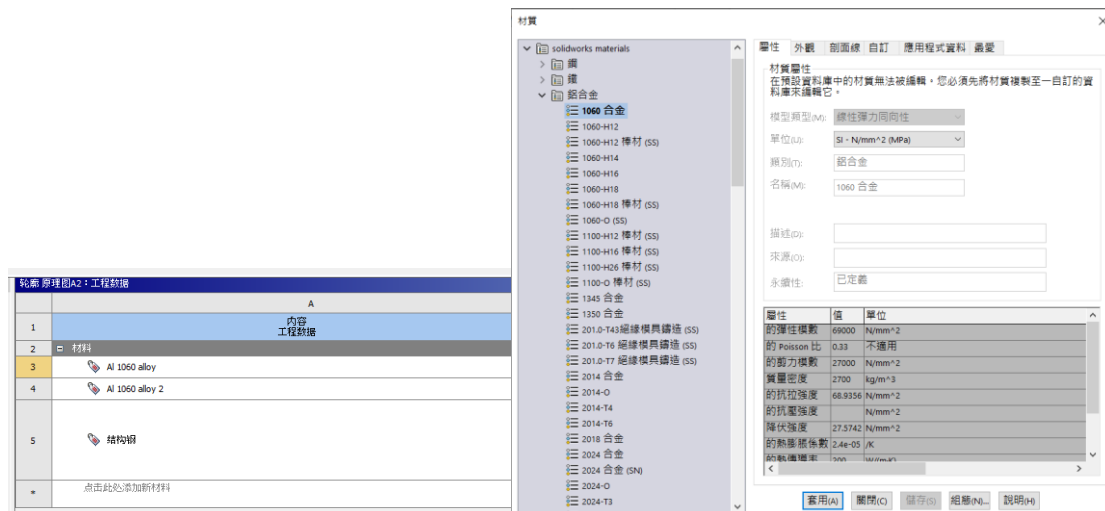


圖 2-1

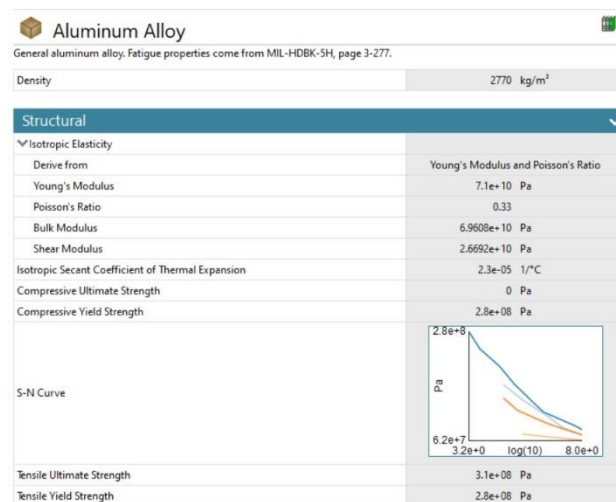


圖 2-2

(右下的小圖為材料試件實際的 S-N curve)

(2) 支撐架簡化

將支架簡化為懸臂樑，受力情形為 bending，受力面的中間有一個 Transverse hole 於課本 Figure A-15-2 可求出 K_t 。而懸臂樑與牆面之間的圓角可得 notch radius，並透過課本 Figure 6-26 對應相符的 S_{ut} 曲線得出 notch sensitivity。接著設定外部負載，圖 2-3 為支撐架簡化後設定外部負載的展示圖，紅色區域為受力面積，力為-Y 方向 24.525N（為 49.05N 一半的受力，因為兩根 Beam 共同分擔負載）。而圖 2-4 為支撐架簡化後設定固定條件的展示圖，藍色區域為固定條件 Fixed Support，使其 X、Y、Z 方向皆不能移動與轉動。

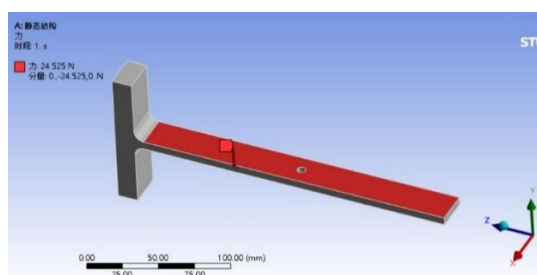


圖 2-3

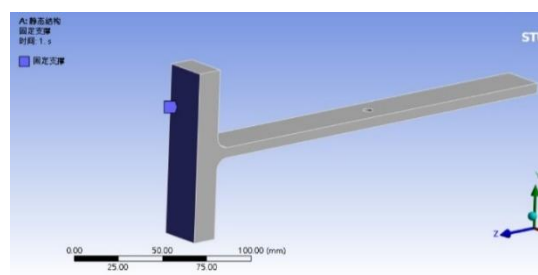


圖 2-4

(3) 以簡化後的幾何模型進行計算

簡化後的幾何以 24.525 N 計算 Von-Mises stress，圖 2-5 為計算 Von-Mises stress 的展示圖，經 Ansys 計算 Von-Mises stress 的最大值發生於圓角轉彎處為 19.606 (Mpa)。圖 2-6 為網格收斂分析的展示圖，圖表 Y 軸為等效應力(MPa)，X 軸則對應下方表格中的 3 個 Case，經過網格收斂分析，並將收斂的判定設定在 5%以內。模擬的結果是經過了兩次的網格加密後變化量在 5%以內，成功達到收斂。因為使用的是 Ansys 學生版，其運算能力受限，經過嘗試，若是將變化量的百分比設定在更小的範圍內，高網格數所需的計算量將超過學生版 license 的授權，因此以 5%作為收斂與否的判斷基準。

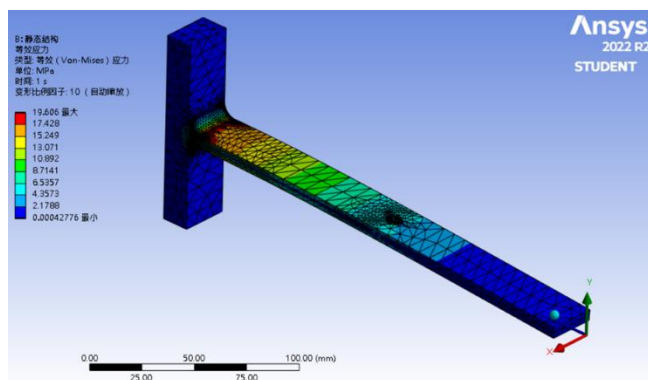


圖 2-5

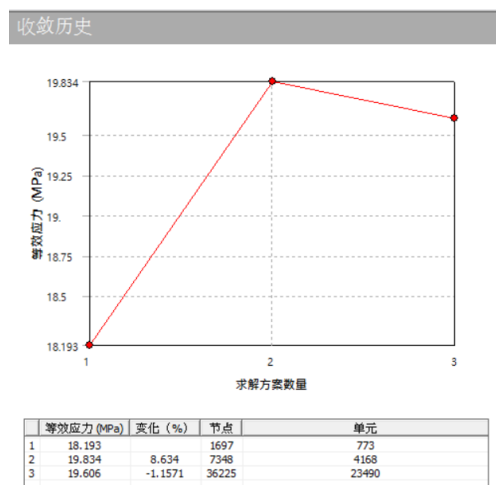


圖 2-6

(4) 簡化後模型的循環負載設定

圖 2-7 為循環負載分析的展示圖，我們以筆電及雙手放於支架上再拿開作為循環，Y 軸會於 loaded 及 0 之間循環，所以設定為 Zero-Based 的循環負載情形，而因為 Ansys 的 Kf 值只能設於 0~1 之間，所以選擇與手算算出 Kf 等於 1 點多最接近的 1 進行分析。疲勞失效準則選擇無(S-N curve)。

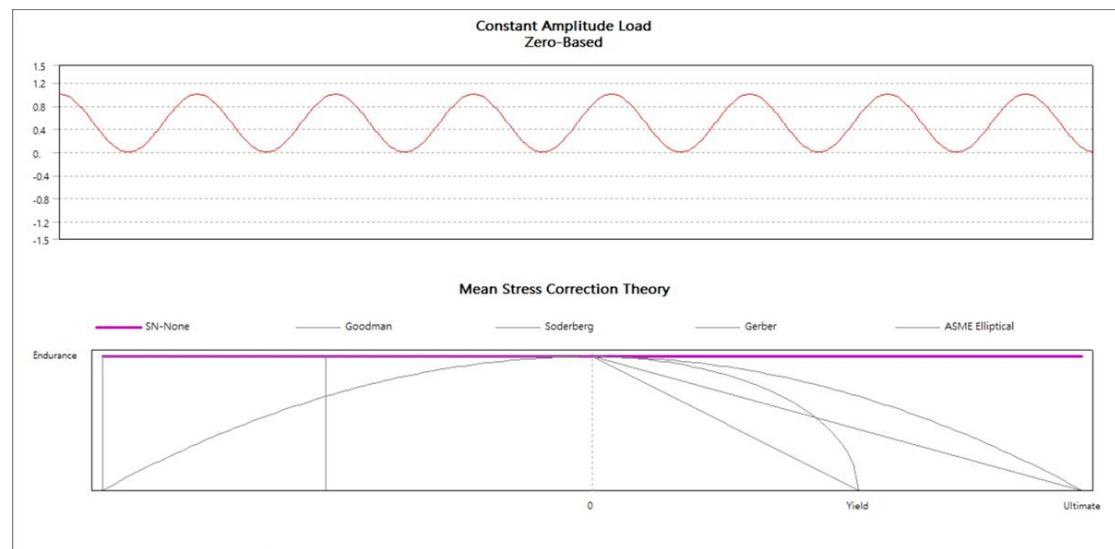


圖 2-7

(5) 簡化後模型的壽命及安全係數

圖 2-8 為壽命分析的展示圖，Ansys 的預設值最大為 10^8 ，進行分析後壽命為無限，遠低於 S-N curve。圖 2-9 為安全係數分析的展示圖，Ansys 的預設值最大為 15，進行分析後最小的安全係數為 8.4402 位於圓角轉彎處。

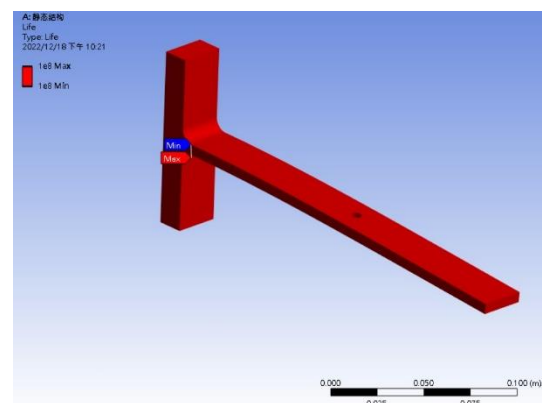


圖 2-8

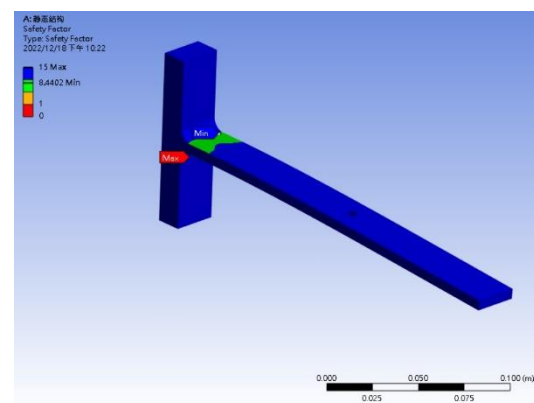


圖 2-9

(6) 簡化後模型的 fatigue sensitivity

圖 2-10 為 fatigue sensitivity 分析的展示圖，疲勞敏感性圖表，可得負載增加或減少對於疲勞壽命的影響，它顯示了疲勞結果如何隨著模型關鍵位置處的載荷而變化。X 軸的 1(100%) 為當前受力情況，圖中顯示出負載從當前負載的 50% 增加至當前負載的 150% 時，模型壽命相應的變化。在有限壽命的情況下進行分析時，圖形應為左上至右下的曲線，但因為我們施加的負載遠小於鋁合金的強度，所以壽命趨近於無限。

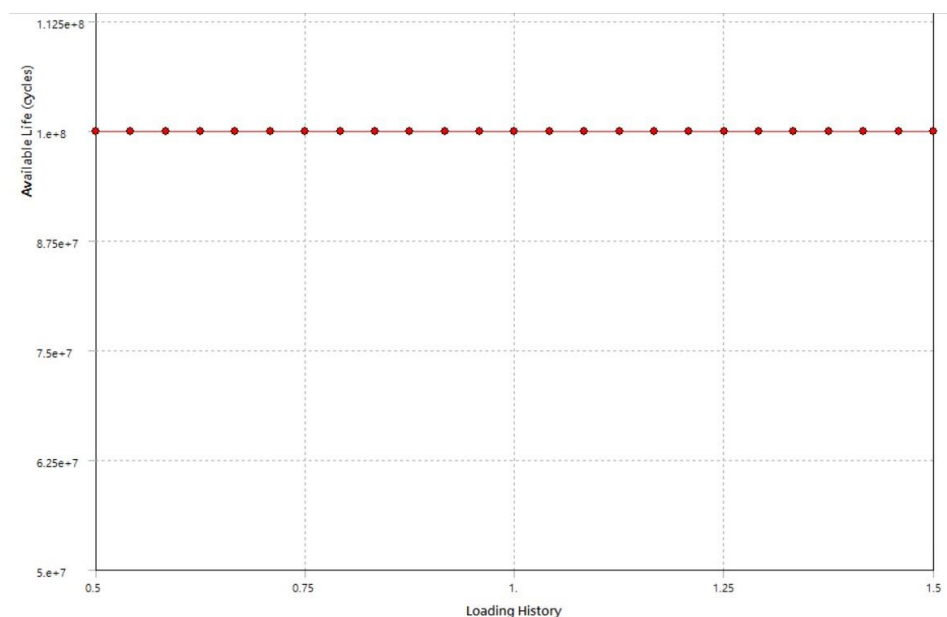


圖 2-10

(7) 支撐架(無簡化)的分析

設定外部負載，圖 2-11 為支撐架設定外部負載的展示圖，紅色區域為受力面積，兩個 Beam 共同承受-Y 方向的力 49.05N。圖 2-12 為支撐架設定固定條件的展示圖，支架底部藍色區域為固定條件 Fixed Support，其 X、Y、Z 方向皆不能移動與轉動。

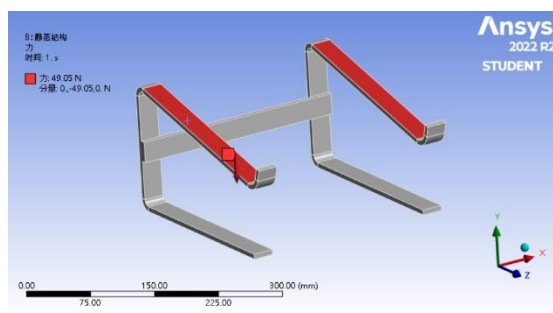


圖 2-11

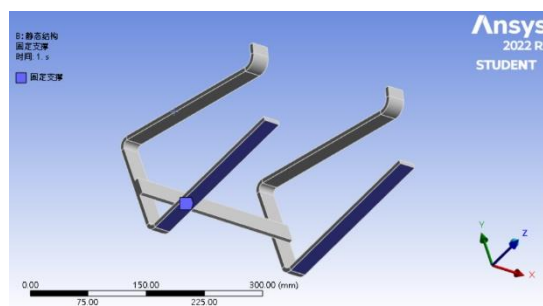


圖 2-12

(8) 支撐架(無簡化)進行計算

以 49.05N 計算 Von-Mises stress，圖 2-13 為計算 Von-Mises stress 的展示圖，經 Ansys 計算 Von-Mises stress 的最大值發生於頂部的圓角轉彎處為 25.393(Mpa)。圖 2-14 為網格收斂分析的展示圖，圖表 Y 軸為等效應力(Pa)，X 軸則對應下方表格 3 個 Case，經過網格收斂分析，並將收斂的判定設定在 5% 以內。模擬的結果是經過了兩次的網格加密後變化量在 5% 以內，成功達到收斂。因為使用的是 Ansys 學生版，其運算能力受限，經過嘗試，若是將變化量的百分比設定在更小的範圍內，高網格數所需的計算量將超過學生版 license 的授權，因此以 5% 作為收斂與否的判斷基準。

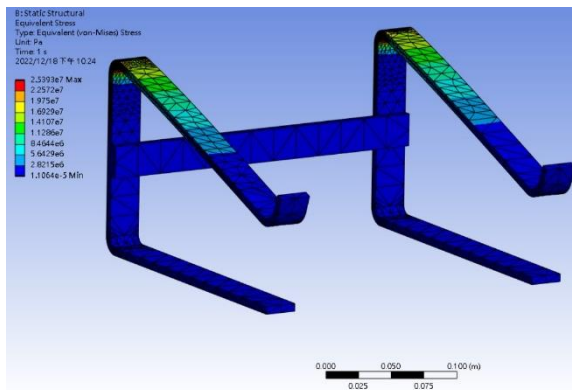


圖 2-13

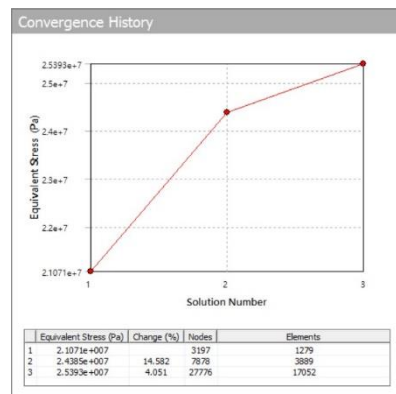


圖 2-14

(9) 支撐架(無簡化)的循環負載設定

圖 2-15 為循環負載分析的展示圖，與簡化後的循環負載一樣，以筆電及雙手放於支架上再拿開作為循環，Y 軸會於 loaded 及 0 之間循環，所以設定為 Zero-Based 的循環負載情形，而因為 Ansys 的 Kf 值只能設於 0~1 之間，所以選擇與手算算出 Kf 等於 1 點多最接近的 1 進行分析。

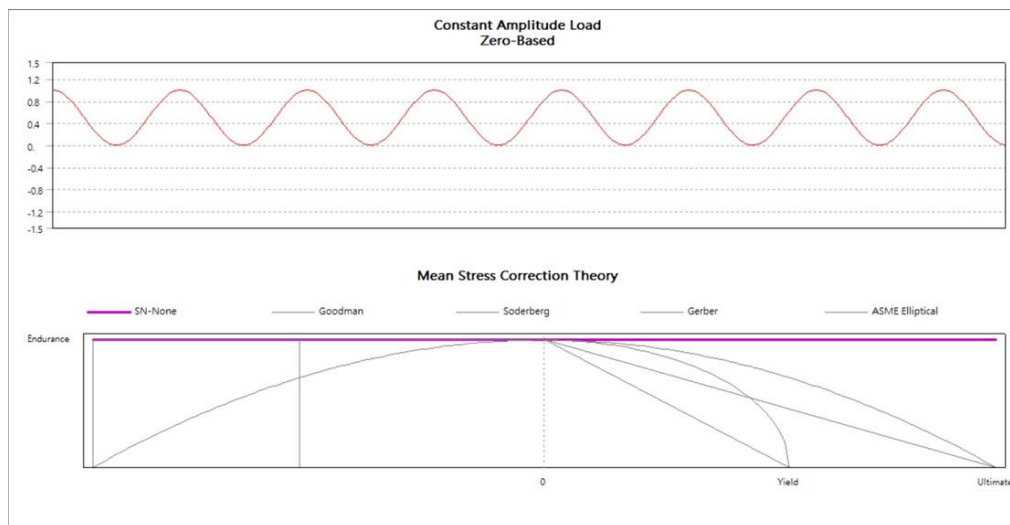


圖 2-15

(10) 支撐架(無簡化)的壽命及安全係數

圖 2-16 為壽命分析的展示圖，Ansys 的預設值最大為 10^8 ，進行分析後壽命為無限，遠低於 S-N curve。圖 2-17 為安全係數分析的展示圖，Ansys 的預設值最大為 15，進行分析後最小的安全係數為 6.5167 位於頂部圓角轉彎處。

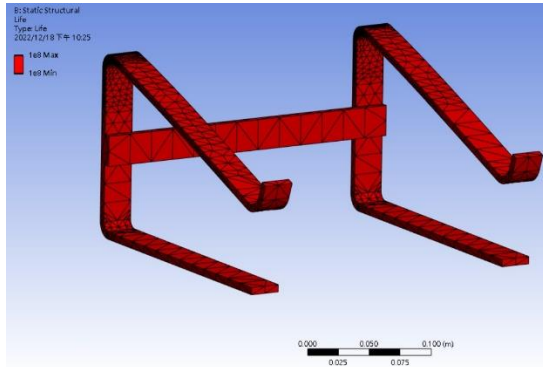


圖 2-16

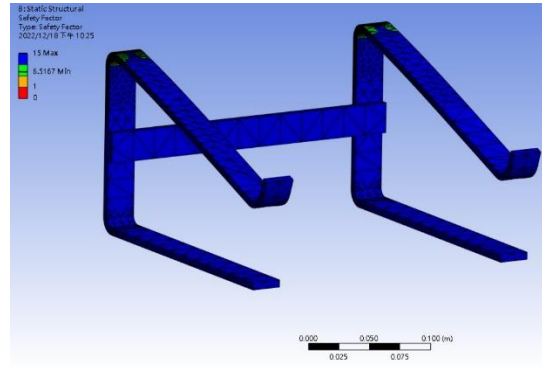


圖 2-17

(11) 支撐架(無簡化)的 fatigue sensitivity

圖 2-18 為 fatigue sensitivity 分析的展示圖，與簡化後的 fatigue sensitivity 相同，在有限壽命的情況下進行分析時，圖形應為左上至右下的曲線，但因為我們施加的受力遠小於鋁合金的強度，所以壽命趨近於無限。疲勞失效準則選擇無(S-N curve)。

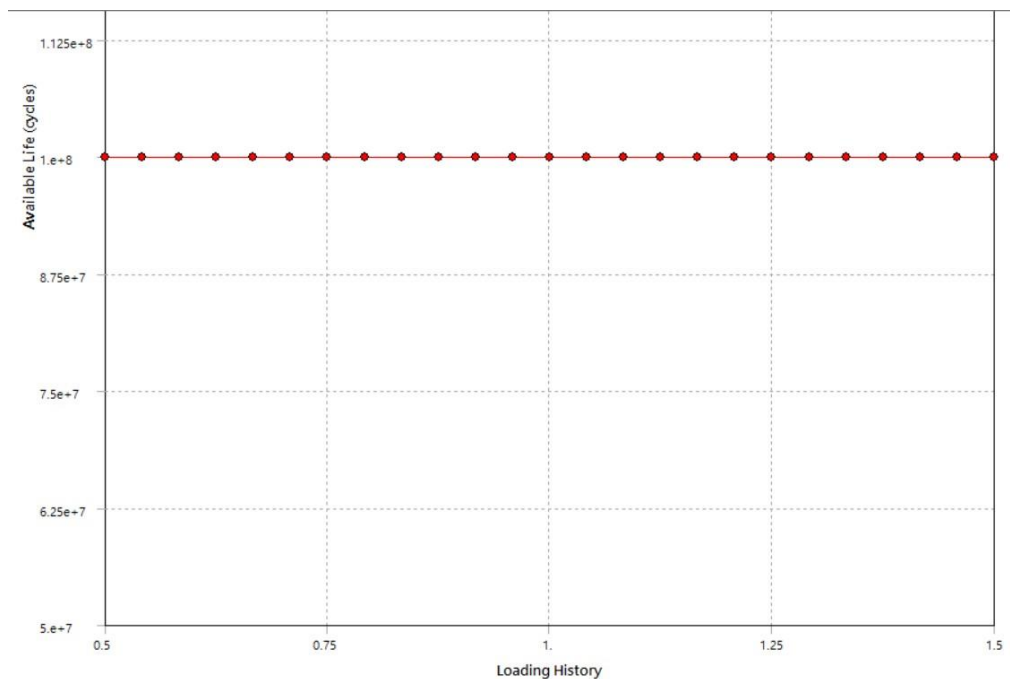


圖 2-18

三、手算驗證

分為三大步驟，首先將機構簡化成一根 beam 計算最大應力與我們手算誤差值較小(5.5%)，再放到原本的機構計算誤差也在能接受的範圍(14.6%)，假設 r 值及缺口計算循環次數及安全係數，最後算出結果為無限壽命。因為 Ansys 的資料庫中沒有 Al 1060 合金的材料性質，創建新的材料性質以手動輸入參數後，分析時限制多且容易閃退等出現許多 Error，所以改用 Ansys 內建的材料 Aluminum Alloy 進行分析，因此手算部分也分別以兩種材料進行計算。

1.材料(Solidwork 分析)：AISI 1060 鋁合金 (以 goodman 的方法)

$$S_{ut} = 68.936 \text{ MPa}$$

$$S_y = 27.574 \text{ MPa}$$

板材→等效圓半徑

$$d = 0.808 * \sqrt{0.025 * 0.006} = 9.896 \text{ (mm)} \text{ (eq.6-24)}$$

$$K_a = 3.04 * (68.936)^{-0.217} = 1.2132 \text{ (eq.6-18)}$$

$$K_b = 1.24 * (9.89)^{-0.107} = 0.97 \text{ (table 6-2, eq.6-19)}$$

$$K_c = 1 \text{ (only bending, eq 6-25)}$$

$$K_d = 1 \text{ (已知極限強度適用於工作溫度)}$$

$$K_e = 0.897 \text{ (table 6-4, 90\%信賴)}$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} = 34.468 \text{ (MPa)} \text{ (eq.6-10)}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

$$= 1.2131 * 0.97 * 1 * 1 * 0.897 * 34.468 = 36.3842 \text{ (MPa)} \text{ (eq.6-17)}$$

假定 $r = 0.007 \text{ m}$ ，缺陷 $d = 0.006 \text{ m}$

$$\text{From Fig A-15-2 } \frac{d}{h} = 1, \frac{d}{w} = 0.24 \rightarrow K_t = 1.8$$

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08 * 103 * 68.936 + 1.51 * 105 * 68.936^2 - 2.67 * 108 * 68.936^3 = 0.0967 \text{ (eq. 6-35)}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 0.464 \text{ (eq. 6-34)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.464 * (1.8 - 1) = 1.3712 \text{ (eq. 6-32)}$$

若 S_{ut} 低於 70kpsi，f 帶 0.9 ($S_{ut} = 68.936 \text{ MPa} = 9.998 \text{ kpsi}$)

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} = 105.7948 \text{ (eq 6.13)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9 * 68.936}{36.3842} \right) = -0.07726 \text{ (eq. 6-14)}$$

$$\sigma_a = \frac{|36.48-0|}{2} = 18.24 \text{ (eq. 6-8)}$$

$$\sigma_m = \frac{|36.48+0|}{2} = 18.24 \text{ (eq. 6-9)}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{(Kf * \sigma_a)^2} = 25.01 \text{ (MPa) (eq. 6-66)}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{25.01}{105.7948}\right)^{\frac{1}{-0.07726}} = 1.28 * 10^8 \text{ cycles (eq. 6-15)}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = 1.3056 \text{ (eq. 6-41)} \rightarrow \text{無限壽命}$$

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_a'} = 1.1025 \text{ (eq. 6-43)} \rightarrow \text{尚未降伏}$$

$$\text{Moment} = 2.5 * 9.81 * 0.231 / 2 = 2.833 \text{ (kg*m}^2\text{/s}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I} = \frac{M * \frac{h}{2}}{\frac{1}{12} * b * h^3} = \frac{2.833 * \frac{0.006}{2}}{\frac{1}{12} * 0.025 * 0.006^3} = 18886666 \text{ Pa} \doteq 18.89 \text{ MPa}$$

圖 3-1 為以其他多種理論計算安全係數的結果展示圖，安全係數計算皆不同但皆為無限壽命。

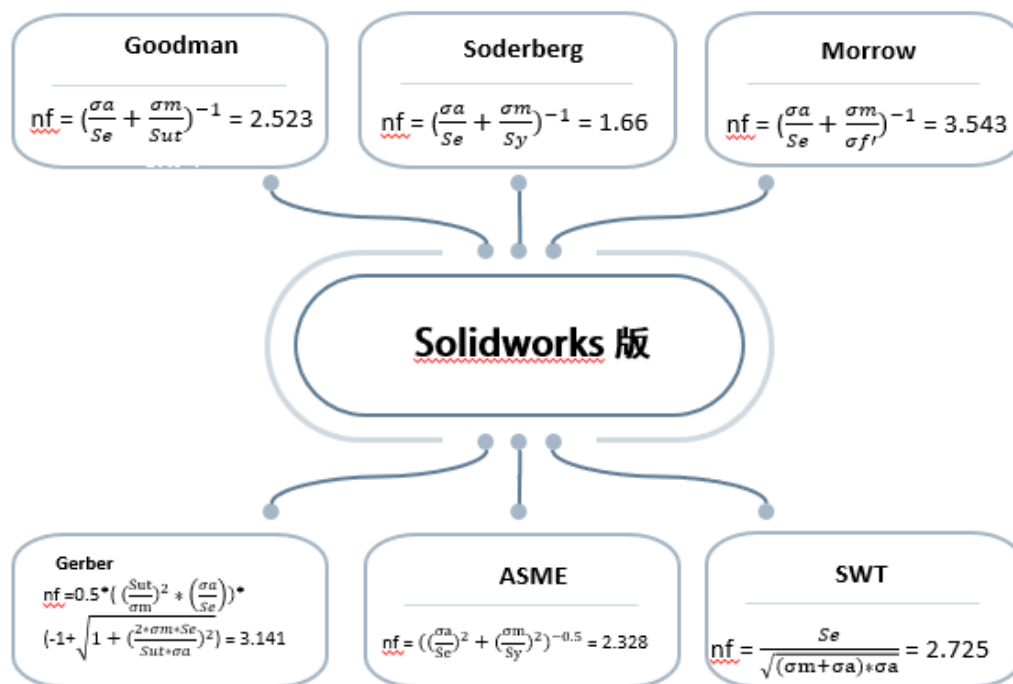


圖 3-1

2. 材料(Ansys 分析)：Aluminum Alloy (以 goodman 的方法)

因 Ansys 最多只能設 Kt 值為 1，雖然與老師上課說的有出入，但課本也大部分的鋼鐵材料都以 $K_t = K_f = 1$ 去計算，所以我們也以此條件進行計算。

$$S_{ut} = 310 \text{ MPa}$$

$$S_y = 280 \text{ MPa}$$

板材→等效圓半徑

$$d = 0.808 * \sqrt{0.025 * 0.006} = 9.896 \text{ (mm) (eq.6-24)}$$

$$K_a = 3.04 * (310)^{-0.217} = 0.8755 \text{ (eq.6-18)}$$

$$K_b = 1.24 * (9.89)^{-0.107} = 0.97 \text{ (table 6-2, eq.6-19)}$$

$$K_c = 1 \text{ (only bending, eq 6-25)}$$

$$K_d = 1 \text{ (已知極限強度適用於工作溫度)}$$

$$K_e = 0.897 \text{ (table 6-4, 90\%信賴)}$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} = 155 \text{ (MPa) (eq.6-10)}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

$$= 0.8755 * 0.97 * 1 * 1 * 0.897 * 155 = 118.073 \text{ (MPa) (eq.6-17)}$$

假定 $r = 0.007 \text{ m}$ ，缺陷 $d = 0.006 \text{ m}$

因 ansys 最多只能設 Kt 為 1

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.464 * (1 - 1) = 1 \text{ (eq. 6-32)}$$

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} = 659.26 \text{ (eq 6.13)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.9 * 68.936}{36.3842} \right) = -0.1245 \text{ (eq. 6-14)}$$

$$\sigma_a = \frac{|18.88 - 0|}{2} = 9.44 \text{ (eq. 6-8)}$$

$$\sigma_m = \frac{|18.88 + 0|}{2} = 9.44 \text{ (eq. 6-9)}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{(K_f * \sigma_a)^2} = 9.44 \text{ (MPa) (eq. 6-66)}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{9.44}{659.26} \right)^{-\frac{1}{-0.1245}} = 6.48 * 10^4 \text{ cycles (eq. 6-15)}$$

圖 3-2 為以其他多種理論計算安全係數的結果展示圖，安全係數計算皆不同但皆為無限壽命。

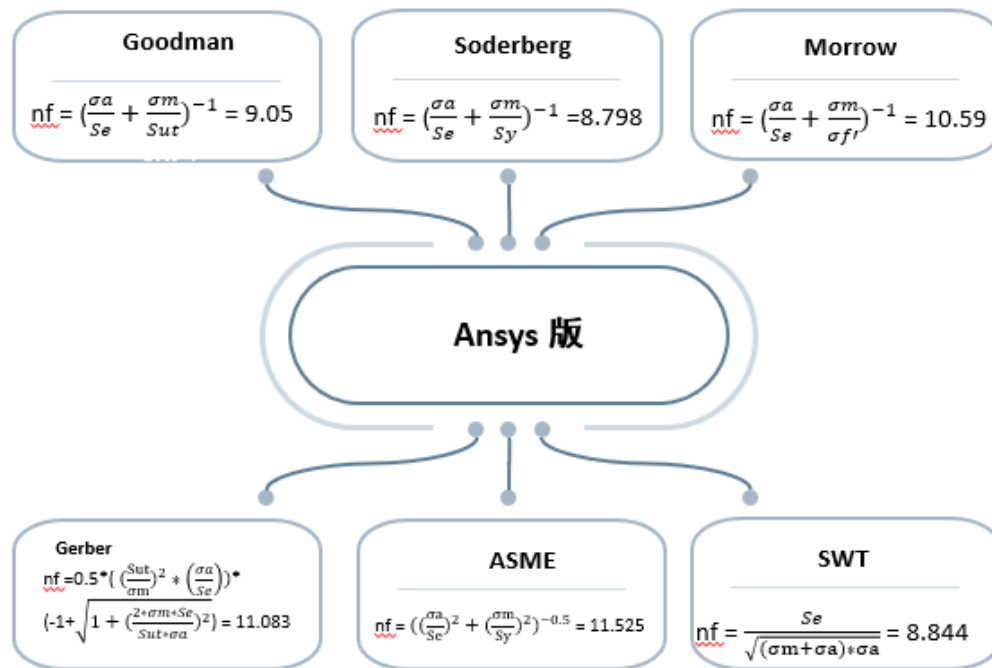


圖 3-2

四、結果分析

(1) Solidworks 最大應力分析

以簡化機構進行分析，Solidworks 理論值為 19.31 MPa，與手算驗證的誤差為 $\frac{|19.31-18.89|}{19.31} * 100\% = 2.17\%$ ，圖 3-3 為簡化機構的分析結果展示圖。而未簡化機構的 Solidworks 理論值為 45.18 Mpa，因為計算的結構變複雜，所以與手算驗證的誤差較大，為 $\frac{|45.18-18.89|}{45.18} * 100\% = 58.19\%$ ，圖 3-4 為未簡化機構的分析結果展示圖。

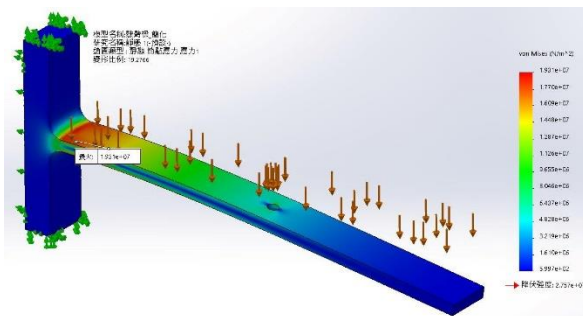


圖 3-3

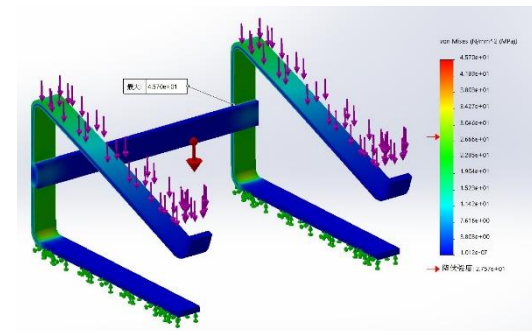


圖 3-4

(2) Ansys 最大應力分析

首先以簡化機構進行分析，Ansys 理論值為 19.606 MPa，與手算驗證的誤差為 $\frac{|19.606-18.89|}{19.606} * 100\% = 3.65\%$ ，圖 3-5 為簡化機構的分析結果展示圖。而未簡化機構的 Ansys 理論值為 25.393 Mpa，因為計算的結構變複雜，所以與手算驗證的誤差較大，為 $\frac{|25.393-18.89|}{25.393} * 100\% = 25.61\%$ ，圖 3-6 為未簡化機構的分析結果展示圖。

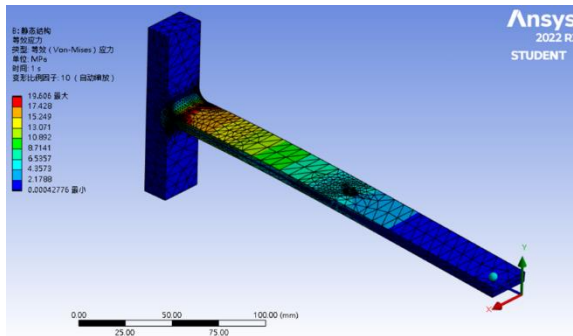


圖 3-5

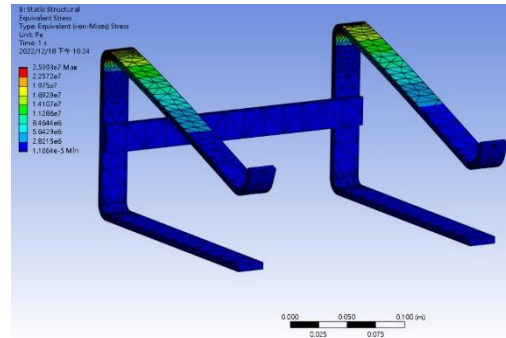


圖 3-6

(3) 安全係數

因為 Solidworks 無法計算安全係數，所以在此只分析 Ansys 的安全係數誤差值，而手算部分採用 Soderberg 進行比較。首先以簡化機構進行分析，Ansys 理論值為 8.4402，與手算驗證的誤差為 $\frac{|8.4402-8.798|}{8.4402} * 100\% = 4.24\%$ ，圖 3-7 為簡化機構的分析結果展示圖。而未簡化機構的 Ansys 理論值為 6.5167，因為計算的結構變複雜，與手算驗證的誤差較大，為 $\frac{|6.5167-8.798|}{6.5167} * 100\% = 35\%$ ，圖 3-8 為未簡化機構的分析結果展示圖。

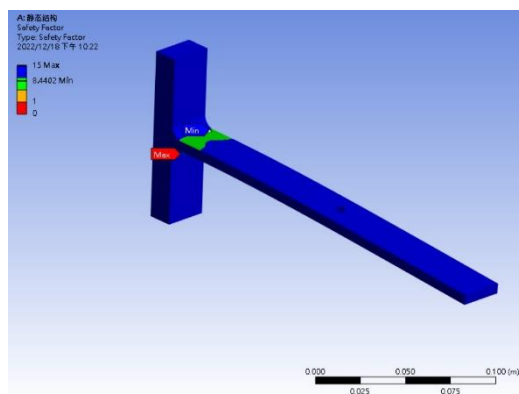


圖 3-7

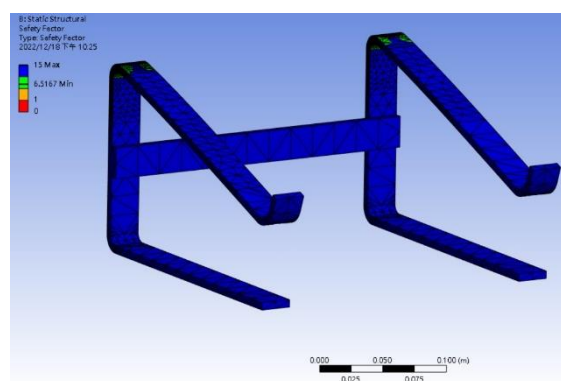


圖 3-8

(4)循環次數

因為 Solidworks 無法計算循環次數，且 Ansys 的循環次數最多只有到 10^8 次，但我們的循環次數遠大於 10^8 次，故此處不做誤差比較。

(5)分析結果討論：

因為手算驗證皆以簡化機構作為分析依據，所以誤差值會非常小，而放到未簡化機構中，因計算的結構變複雜，且平板支架會有角度設計，因此誤差值會較大。另一方面 Ansys 的分析誤差也較 Solidworks 小，所以這可能也是老師特別要求我們以 Ansys 進行分析的原因。但我們不論是在手算或是在電腦分析時，皆假設其為平均分布力，實際應用上時因雙手在打字不可能為分布力，且平板電腦在攜帶時可能會有撞擊、掉落等狀況發生，會導致缺口破裂，進而影響支架使用壽命，故雖然我們計算與模擬雖然都是無限壽命，但在實際使用情況時，卻仍可能與分析狀況有出入。

五、報告分工

朱軒慶 E14093182： PPT 製作
劉 樺 E14094065： 手算驗證、口頭報告
李允評 E14086541： Ansys 分析、口頭報告
簡唯倪 E14094049： 資料統整、紙本報告
邱彥祺 E14096180： Solidworks 分析

六、參考資料

- [1] Shigley's Mechanical Engineering Design 11/e , Budynas Nisbett, Mc Graw Hill
- [2] ANSYS Mechanical Workbench 基礎教學課程 Part1【結構力學分析】 | 山姆 CAE 學院
<https://www.youtube.com/watch?v=ij2yelxFfBY&t=1s>
(最後瀏覽日：2022/12/18)
- [3] Fatigue Analysis in ANSYS | Fatigue Failure | HCF High Cycle & LCF Low Cycle Fatigue Life | GRS |
<https://www.youtube.com/watch?v=LEHfQsu1I2Y>
(最後瀏覽日：2022/12/18)