

移動式油壓沖孔機之機體最佳化分析

蔡國忠¹ 邱建誠²

1.國立宜蘭技術學院機械工程系副教授

2.國立宜蘭技術學院機械工程系學生

摘要

移動式油壓沖孔機主要應用於形鋼、鐵板之沖孔作業，具有沖孔時間快速、移動方便、尺寸精確與操作過程安全等優點。為縮短開發時間，使用有限元素法分析、模擬出理想的設計。本文定出分析之條件，由實體模型在相同條件下與有限元素架構模型作比較，映証出分析結果其有限元素模型及分析方法的正確性。再經由此模型作各形狀修改之探討，得到相關幾何特徵對受力情況改善之關係。經由實驗證明分析的結果能準確的估計機體，其破壞時所能承受最大負載的強度，並以幾何關係之結果作沖孔機的最佳化設計。

關鍵詞：油壓沖孔機、有限元素法、應力分析、最佳化。

Optimization Analysis of The Body of Mobile Hydraulic Puncher

Gwo-Chung Tsai¹ and Jian-Cheng Chiou²

1. Associate Professor of Mechanical Engineering, National I-Lan Institute of Technology
2. Student of Mechanical Engineering, National I-Lan Institute of Technology

ABSTRACT

Mobile hydraulic puncher is mainly used for shape steel or plate to drill holes. It could be fast, movable, exact and safe. Engineer wants to reduce the developing time of the machine. The finite element method (FEM) was applied to perform the analyses to obtain more ideal design. In this paper, the structure of the major body of the hydraulic puncher was designed and the finite element model of the puncher was generated. The loading conditions and boundary conditions for analysis were collected from the in-site field. The results obtained from the finite element analyses agree very well with the results from the experimental tests. More shape style of the hydraulic puncher was developed and FEM continued performing to get the optimization shape. From these designs, finite element analyses, and experimental test, the excellent correlation between the body of the puncher and loading condition can be obtained. The failure of the puncher from the in-site field can be proved by the finite element analysis and the maximum loading compared with the material ultimate strength can be sure. That should be the basic resource for design.

Key Words : hydraulic puncher, FEM, stress analysis, optimization

一、前言

移動式油壓沖孔機主要應用於形鋼、鐵板之沖孔作業，具有沖孔時間快速、移動方便、尺寸精確與操作過程安全等優點。在許多加工場合，需要更輕便、靈活與適切功能的設計。傳統上往往僅以實作、試誤法作開發設計，投入大量時間、成本，不斷的失敗與重建，才能完成可行之方案；故必須導入電腦輔助工程 CAE(Computer Aided Engineering)，使用有限元素法 FEM(Finite Element Method)分析、模擬，歸納出設計的方向與重點。

FEM 用在加工機已經有許多相關的研究，如綜合加工機的設計，考慮到剛性與振動模態對精度的影響及改善 [1-4]，帶鋸機經由分析後作肋板位置尺寸的改善而減少變形量 [5]，火車 Tube 對於疲勞強度的改善 [6]，都有相當顯著的成效。

沖壓機種類繁多，以曲柄壓力機(crank press)，俗稱衝床，以及液壓壓力機(hydraulic press)兩者為大宗，利用模具對板料進行沖壓使胚料分離，被分離母材的部分即為廢料。在大型厚板沖壓件的生產多採用液壓壓力機，其不因板材的厚度而過載，特別對施力行程較大的加工有明顯的優點 [7]。主要因為於衝床依靠飛輪的動能，快速的衝擊板材，然在小孔徑的模具強度不夠；大孔徑衝床動能不足，尤其是開放式壓力機剛性較差，床身在沖壓時的變形容易造成咬模及模具斷裂，降低了模具的壽命和沖壓件的品質。

一般液壓機使用 350 kg/cm² 以下之液壓系統居多 [8]，則整體系統體積過於龐大，對於應付大型構件的加工需求，因為移動不方便，對孔不易而不敷使用。故必須使用 350 kg/cm² 以上之超高壓系統以減小體積，增加移動性的靈活度。在一般鋼構廠中，軋鋼板及 H 形鋼常用規格 [9] 範圍：H 形鋼斷面尺寸從 100 × 50 (高 × 寬) 至 900 × 300 等規格，厚度 5~34 mm；軋鋼板斷面尺寸從 4.5 × 25 (厚 × 寬) 至 36 × 300 等規格。設計時必須按需求等級，分別予以考量。又沖孔的形狀及孔徑的大小不同，都使的加工範圍必須予以區別，尤其胚料材質的不同造成機體負載的不同。考慮孔徑基於構件的連接，以常用鉚釘直徑 [9] 在 10~25 mm 之間，考量容許差而容易鉚接或鎖上螺栓，應在加工範圍加上裕度作為基礎設計。

二、設計條件

(一) 沖孔機主要結構

沖孔機結構體的主要尺寸如圖 1 之 C 型結構，由這三個主要尺寸可以清楚的定義出機身的工作能力範圍。

1. 開口深度：俗稱喉深，由沖孔中心至開口最裡部邊界的距離，為沖孔時能夠最大深孔的距離。
2. 開口寬度：俗稱喉寬，亦等於機體喉部最大厚度。
3. 開口高度：俗稱喉高，限制於沖孔行程與機構之設計。

(二) 機體負載

機體受力負載主要是在沖剪過程中金屬變形抵抗與退模的時候產生。而板材與模具間的摩擦阻力產生退模負載，遠小於沖剪阻力故予以忽略不計。沖剪力之估算如下 [10]，

$$P = t \times A \quad \dots\dots\dots(1)$$

- : 最大沖剪力
- : 最大抗剪強度
- : 沖剪斷面積

考慮板材的不均勻性，保守估計板材的最大抗剪強度，採用 0.6 倍的最大抗拉強度計算，為直接使用孔徑大小與板厚作參數而公式 1 修改成如下

$$P = 0.6spDt \quad \dots\dots\dots(2)$$

- : 最大抗拉強度
- D : 最大孔徑
- t : 最大板厚

故假設使用機械構造用碳鋼 S41C 作沖孔胚料，在正常化的條件下，抗拉強度約 55 kg/mm²；則孔徑 27 mm，板厚 16 mm，約需要 44.764 噸的沖壓力。基於材質穩定度不同等因素的影響，採取此速算法估計沖剪力以確定可以穿孔。

(三) 容許變形量

開式沖壓機類似旋轉樑之結構，其撓度或變形量直接影響了準確度或剛性與體積的關係。必須要確定出可接受的開口變形範圍，合理的彈性變形是第一個最先考量條件。

一般上、下模的離隙大約等於胚料厚度的 5~10%[11,12]，為防止胚料斷裂裂紋不重合與零件切口產生毛刺，厚板加工的離隙值將設定在 5%左右，故在設定之沖孔板厚範圍內，以下式表示離係值

$$C = 0.05T \quad \dots(3)$$

C：離隙值

T：胚料厚度

以沖孔板厚 t 16 mm 為例，則離隙值約 0.8 mm，其容許開口變化的角度，參考圖 2

$$q = \tan^{-1} \frac{C}{H} \quad \dots(4)$$

H：開口高度

$$f = \tan^{-1} \frac{H}{R} \quad \dots(5)$$

：開口角度，參考圖 3

$$H' = R \tan(q + f) \quad \dots(6)$$

R：迴轉半徑

$$d = H' - H \quad \dots(7)$$

：變形量

故沖孔板厚 t 16 mm 時機體的容許垂直變形量 約為 2.4 mm，在此負載狀況下，沖模軸心上的垂直變化量應不可超過 2.4 mm 方為容許變形。

由前面所討論的對於設計方面所需之方針，應先考慮所加工的對象，是何種材料、孔徑大小、最大板厚與邊界尺寸。由負載大小的因素下會直接影響到機體的尺寸，為了避免過度的設計，應先決定最大容許的變形量，採取必要的斷面措施，最後再作綴肉的消除工作。所以在重量減輕的方面，最重要的是材料的使用，如何有效率的使用材料，用到恰當好處是最主要的目標。但不免要考慮加工的因素與成本的問題，故借助有限元素軟體進行分析，希望能預期的瞭解材料使用的情況，減少不必要的試驗，求取理想截面之設計趨勢，以及對未來耐用性的監測。

(四) 機體材質特性

沖孔機的結構體主要由鉻鋁鋼作成，其材質特性如下：

彈性模數(Elastic Modulus) $E=200\text{GPa}$

蒲松比(Poisson's ratio) $\nu=0.32$

降伏強度(Yield strength) $S_y=800\text{MPa}$

在一般的情況上材料並非均勻性，材料中可能含有夾渣、孔隙，這可能造成與在理想狀態下所預估的結果造成誤差，故在此討論可能影響的因素與理想化的可能性。

以本例機型 HG-110 為例，其為鍛壓成形而成，由於原料直接使用素材製作，所以夾雜的成分較少，又是經過精鍛而緻密性較高，而附有纖維組織[7,11,12]。材料中原子間的吸引力愈大，則彈性模數愈大[13,14]，且彈性模數為異向性的(anisotropic)與結晶方向有關，而一般鐵金屬之彈性模數即變化不大，所以在工程上均取平均值以作參考。然彈性模數會隨溫度上升而減小，熔點較高之金屬有較大的彈性模數，室溫下的一般低合金鋼料約在 200Gpa 左右。

三、變形量實驗

固定負載變形量實驗是為了驗證模擬結果之正確性，取材原型作負載測試。目的在比較模擬結果的變形量與實際是否符合，以確定分析時所設定的條件與有限元素模型是否正確。

(一) 實驗方法

系統配置如圖 4 所示，設置可調整液壓壓力源及節流裝置加掛以壓力計將液壓輸入沖孔機，使沖孔機作假負載將機體撐開，經由布登式壓力計量測液壓之壓力而推算出目前所出力之負載，分別在各定負載下依標記點位置，量測出負載-位移曲線，利用此線段定義出模數以比較模擬結果。

(二) 實驗步驟

1. 打開調節閥
2. 加壓壓力至定值 (100kgf/cm²~800kgf/cm²)
3. 鎖緊調節閥
4. 紀錄標距點位移量
5. 重複步驟至所需壓力值

實驗結果得到如圖 5 負載-位移關係。

四、有限元素法分析

在 CAD (Computer Aided Design) 系統裡面完成建立幾何模型的主要工作，可以快速、準確的定義與實物相近的特徵尺寸，再將模型輸入前處理器 (pre-processor) 作網格化的工作。原始模型如圖 6，在消除所有細部特徵、圓角、鑽孔、複雜曲面後，而得之簡化模型如圖 7，主要使用 ANSYS 產生四面體元素所得到之有限元素模型。

邊界條件設定如圖 8，因為軸心與機體相對運動，當不考慮軸心之設計時，以油壓缸設為固定端，將反作用力施於下模座模擬之受力狀態。反作用力來自機體之負載，使用表面力 (surface load) 施予之，用此做法可以避免應力過度集中於節點上，而造成誤差或無法求解。

表面力之計算來自於下模座所承受之負載，由此負載除以模具在軸方向的垂直面積得之，則此表面力對面積之乘積即等於機體所受之張力。而在壓縮力的產生將予以乎略，因其發生於軸心拔模時之摩擦力，遠小於張力的大小，不予考慮之。則沖孔過程假設以靜態壓力為主要考慮，由於屬於小變形量而使用 PCG (Pre-conditioned Conjugate Gradient) 解較為快速。

(一) 固定負載變形量分析

為驗證變形量分析之結果，使用 S41C 材質之胚料，孔徑 D27 mm，板厚 t 16 mm，故主要以負載 44.147 Ton. 作測試，依照負載變形實驗所定義，設定負載：X=44.147 Ton.，經實驗得之變形斜率：Y=0.0358X-0.38，所以變形量 Y=1.1 mm。故在施力 44 噸的狀況下，標記點之標準開口高度應約增加 1.1 mm。

分析結果由圖 9 所示之標記位移 1.243 mm，圖 10 表示分析結果之最大應力 83.505kgf/mm²，此時機體的表面應力接近降伏強度，有可能產生塑性變形，由於這只在臨界範圍，未有立即性的影響，機體不會立即斷裂，但不確定能夠承受變化負載的次數。故標記位移的計算結果誤差了 13%，但仍相當有參考價值。每個機體本質上就屬於非均質性，每個機體都會有不同結果，縱使最大應力值可能超估了實際值，如以此作為安全係數之考量時，在設計時得因此估計是否為安全的。

(二) 特徵尺寸分析

為研究結構體特徵尺寸影響力學性質之關係，再行簡化模型，由斷面之模型進而衍生各單一特徵變化之模型，模型特徵代號如圖 11 以及圖 12，每一組僅由單一特徵作變化，各取 5 點再外加 1 點極端值，共分 8 組。

五、幾何特徵之受力關係

在此類似 C 型結構中，主要以偏心負載所形成彎矩之應力最大，而此關鍵於斷面之慣性矩，所以觀察斷面最大應力處之改善分析。每組僅改變一個特徵的尺寸作為參數，施以開口張開 2mm 的變形量，分別把各尺寸參數所造成應力值變化與作用力的改變作比較，討論在設計上較有利的參數。

(一) W1 尺寸影響趨勢

此組 W1 尺寸乃開口的寬度作單一變化，發現隨著尺寸增大應力值有減緩的趨勢，而作用力程遞增之趨勢 (參考圖 13)。顯示增大 W1 尺寸可以增強機體負載，在相同負載下其尺寸越大，則變形量就越少，且應力值降低所以就更堅固。但其仍受限於設計加工範圍的牽制與形狀比例的關係，故並不是無限制的加大尺寸就是好的設計，仍需考量各種因素作調整。

(二) W2 尺寸影響趨勢

W2 尺寸為機體背部的寬度作單一變化，發現隨著尺寸增大其應力值與作用力程遞增之趨勢 (參考圖 14)。顯示在相同負載下其尺寸越大有越少的變形量，增大一定程度後其應力值增加就較為趨緩。此部位屬於增強負載的部分，決定這一尺寸用於減少變形量，但須注意應力增加的部分。

(三) W3 尺寸影響趨勢

W3 尺寸為機體中間的寬度作單一變化，發現隨著尺寸增大其應力值在增大後又隨即下降，而作用力程遞增之趨勢 (參考圖 15)。顯示在相同負載下其尺寸越大有較少的變形量，增大一定程度後其應力值就達最大值，此部位屬於減重的部分，決定這一尺寸用於減輕重量，但減少厚度會造成負載能力減少，所以也不可以過小。

(四) T1 尺寸影響趨勢

T1 尺寸為機體開口的厚度作單一變化，發現隨著尺寸增大應力值有減緩的趨勢，而作用力程遞增之趨勢 (參考圖 16)。顯示在相同負載下其尺寸越大有越少的變形量，增大尺寸可以減少應力。此部位與 W1 尺寸屬於相同區域的部分，決定這兩個尺寸用於有效減少應力值。

(五) T2 尺寸影響趨勢

T2 尺寸為機體背部的厚度作單一變化，發現隨著尺寸增大其應力值與作用力程遞增之趨勢 (參考圖 17)。顯示在相同負載下其尺寸越大有越少的變形量，增大一定程度後其應力值增加就較為趨緩。此部位同 W2 屬於增強負載的部分，決定這一尺寸用於減少變形量，但須注意應力增加的部分，而在尺寸逼近中性面的部分就不列入討論。

(六) H1 尺寸影響趨勢

H1 尺寸為機體開口的深度作單一變化，發現隨著尺寸增大其應力值與作用力程遞減之趨勢 (參考圖 18)。顯示在相同負載下其尺寸越大有越多的變形量，負載能力越低。此部位屬於工作設計的部分，決定這一尺寸用以符合預定工作範圍的設計要求，而不便於過大。

(七) H2 尺寸影響趨勢

H2 尺寸為機體總截面的長度作單一變化，發現隨著尺寸增大其應力值與作用力程遞增之趨勢 (參考圖 19)。顯示在相同負載下其尺寸越大有越少的變形量，增大一定程度後其應力值增加就較為趨緩。此部位直接影響機體的大小，屬於負載基本設計的部分，決定這一尺寸用於減少變形量，但須注意應力增加的部分，而尺寸也不便於過大，導致體積太大不方便移動。

(八) R1 尺寸影響趨勢

R1 尺寸為機體開口的圓角作單一變化，發現隨著尺寸增大其應力值與作用力程遞增之趨勢 (參考圖 20)。顯示在相同負載下其尺寸越大有越多的變形量，此部位屬於主要應力集中的部分，決定這一尺寸用於調整設計的柔度，

須注意應力減少時，同時也減少負載能力，但尺寸過小也會造成容易疲勞。

六、結論

綜合以上結果得到，W1、T1 特徵尺寸越大，應力越低，作用力越大。W2、T2、W3、H2 特徵尺寸越大，應力越高，作用力越大。H1、R1 特徵尺寸越大，應力越低，作用力越小。

作用力越大即代表在此固定變形範圍內，其模型能承受負載越大，則意味剛性越好。故 W1、T1 特徵為增強機體強度之必要特徵，既增加負載強度又降低應力值；而 W2 等類尺寸在增強剛性後，卻反而應力升高，在修改此類尺寸時，尤須注意應力的變化。H1 等類特徵會使機體趨向柔性，因為增加了形變範圍，而明顯減低應力。往往每改變一個尺寸就影響了應力流的變化，只要流線有連續性就能持續的影響變化，否則會趨於遲緩如 W2、T1、T2 等尺寸，在接近中性面時變化趨緩。

因此推論使用 W1、T1 尺寸控制應力較為有效，W2、T2 尺寸控制變形量較為有效，在最大應力處，增大其斷面矩，於有限範圍可以增加強度，即可經由這些參考圖表而加以改善模型。

七、參考文獻

1. G.C. Tsai, P.C. Chen, C.W. Chang (1997), Finite Element Analysis of Rotary Table of Tool Machine, 中華民國第二十一屆全國力學會議。
2. 張充鑫 (1990), 數值控制工具機設計與精度分析之研究, 宜蘭農工學報, 第二期。
3. 朱智義、廖益成、陳鴻川、紀衍圻、巫茂熾、林肇遠、許益通、紀華偉 (2000), 臥式綜合加工機整機剛性模擬分析, MSC.Software Taiwan Solution Forum, 台北。
4. 劉勝安 (2001), 綜合加工機動態特性與結構強化之研究, 大葉學報, 第 10 卷, 第 1 期, 第 61-67 頁。
5. 林正彥 (1999), 手工具之帶鋸機分析及改善, ANSYS 論文集-第五期應用技術通訊, 虎門科技股份有限公司, 台北。
6. 林正彥 (1999), 火車 U-TUBE 之強度分析及改善, ANSYS 論文集-第五期應用技術通訊, 虎門科技股份有限公司, 台北。
7. 劉玉文 (1996)、李喜橋/著, 機械製造, 文京圖書, 台北。
8. 陳靖 (1998), 液氣壓學, 文京圖書, 台北。
9. 小栗富士雄、小栗達男/著, 黃揆森/譯 (1998), 機械設計圖表便覽, 眾文圖書, 台北。
10. M.F. Spotts, T.E. Shoups (1998), Design of Machine Elements 7th Edition, Prentice Hall Inc.,
11. 鋼鐵材料手冊(1998), 中國材料科學學會, 台北。
12. 林昇立 (2000), 塑性加工學, 高立圖書, 台北。
13. Lawrence H. Van Vlack/原著, 李志偉、劉森源、張庭瑞/譯 (1996), 材料科學與工程(第六版), 文京圖書, 台北。
14. Williard Callister JR./著, 陳文照、曾春風、游信和/譯 (1999), 材料科學與工程, 高立圖書, 台北。
15. Metals Handbook Vol. 1 10th Edition, ASM (1990)
16. Metals Handbook Vol. 8 9th Edition, ASM (1985)
17. Standard Methods of Bend Testing of Metallic Flat Materials for Spring Applications, ' ' E 855, Annual Book of ASTM Standards Vol. 03.01, ASTM, Philadelphia (1984)
18. Standard Methods for Young ' s Modulus, Tangent Modulus, and Chord Modulus, ' ' E 111, Annual Book of ASTM Standards Vol. 03.01, ASTM, Philadelphia (1984)
19. Standard Methods for Poisson ' s Ratio at Room Temperature, ' ' E 132(Reap proved 1979), Annual Book of ASTM Standards Vol. 03.01, ASTM, Philadelphia (1984)
20. R.C. Hibbeler/原著, 沈勇全等/譯 (1997), 材料力學, 高立圖書, 台北。
21. ANSYS 5.6 User ' s Guide, ANSYS Co., (1999)
22. Aerospace Structural Metals Handbook, American Metals and Ceramics Information Center (1986)
23. 張印本、陽良太、嚴世明 (1997), ASTM 金屬材料規格與對照, 全華圖書, 台北。

91 年 09 月 04 日投稿

91 年 09 月 20 日接受

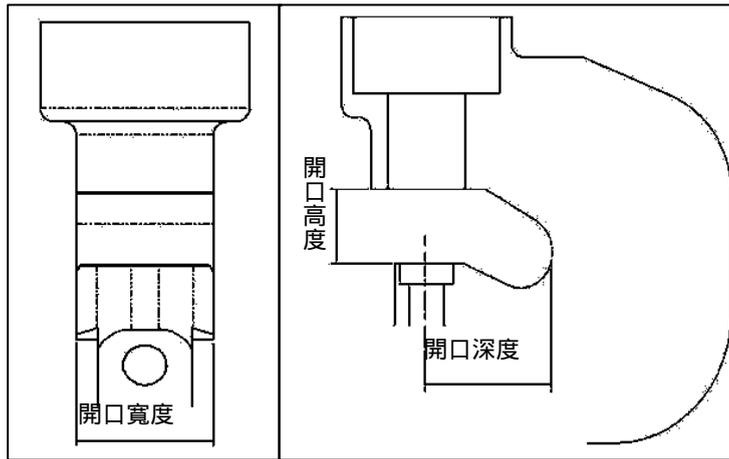


圖 1 主要結構尺寸

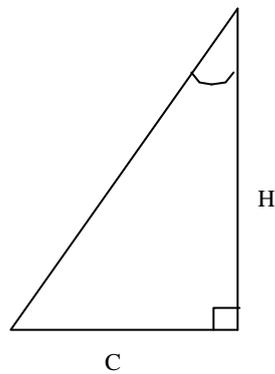


圖 2 開口變化角度 與離隙值 C 及開口高度 H 之示意圖

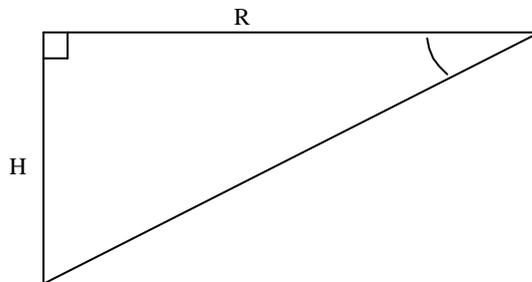


圖 3 開口角度 與迴轉半徑 R 及開口高度 H 之示意圖

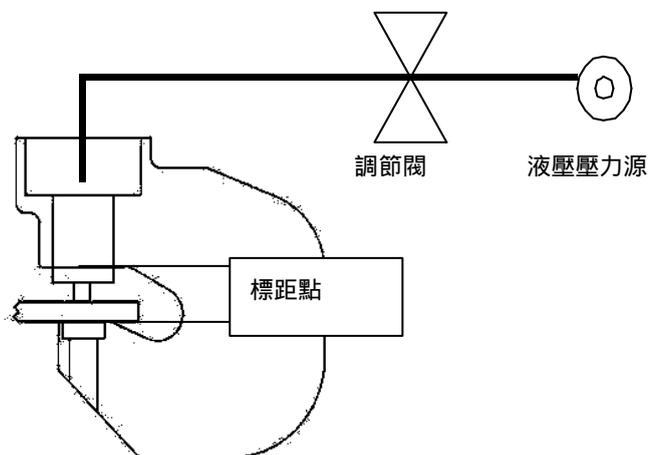


圖 4 負載實驗配置

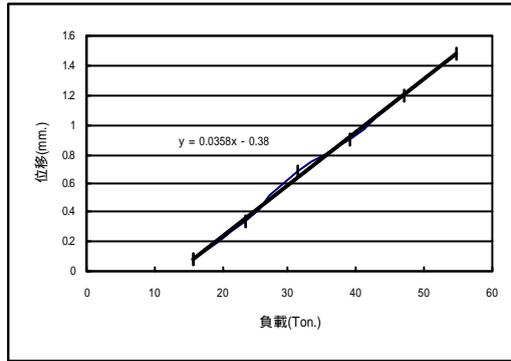


圖 5 定負載下之位移量



圖 6 未修改前之模型

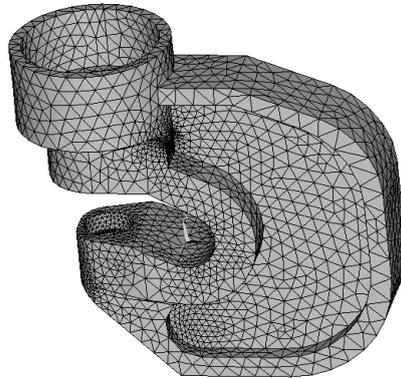


圖 7 網格化後之模型

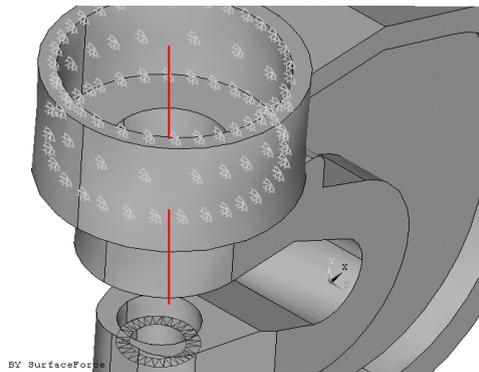


圖 8 邊界條件

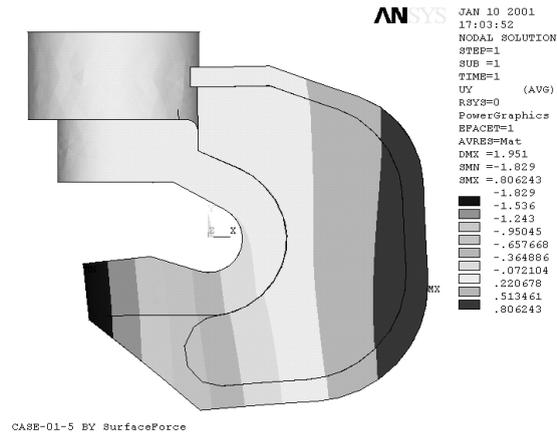


圖 9 垂直方向位移

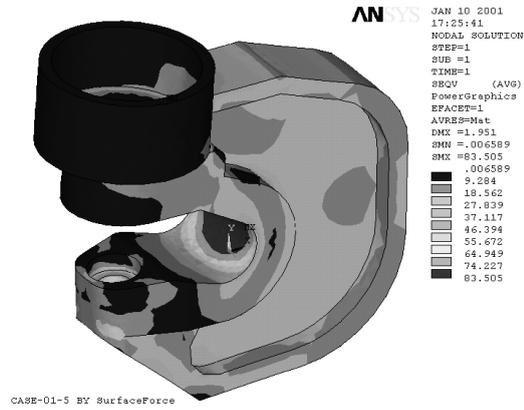


圖 10 Von Mises 應力分佈圖

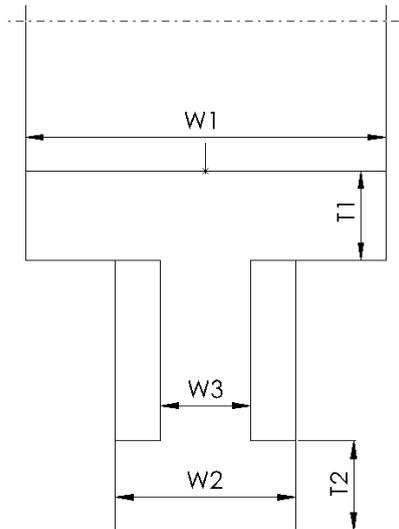


圖 11 模型特徵代號

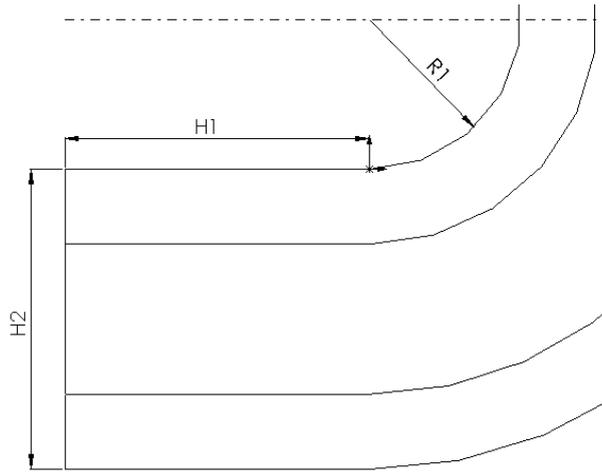


圖 12 模型特徵代號

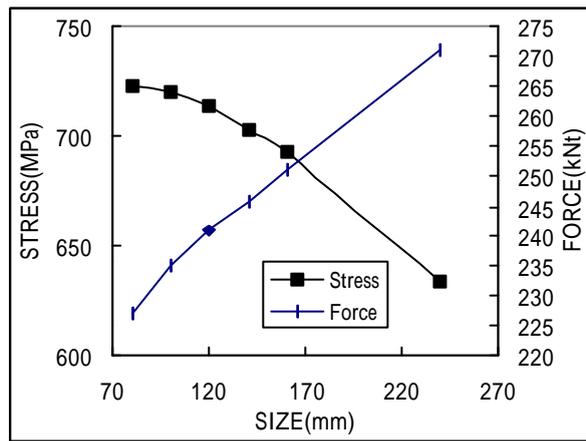


圖 13 W1 尺寸之應力與作用力趨勢

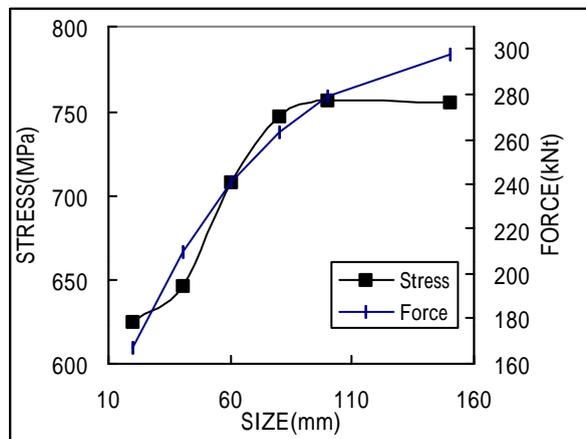


圖 14 W2 尺寸之應力與作用力趨勢

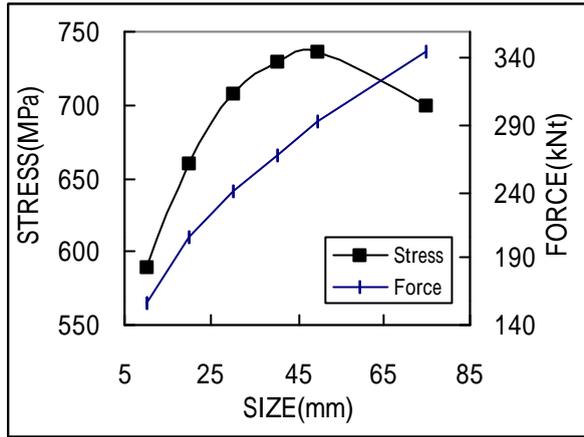


圖 15 W3 尺寸之應力與作用力趨勢

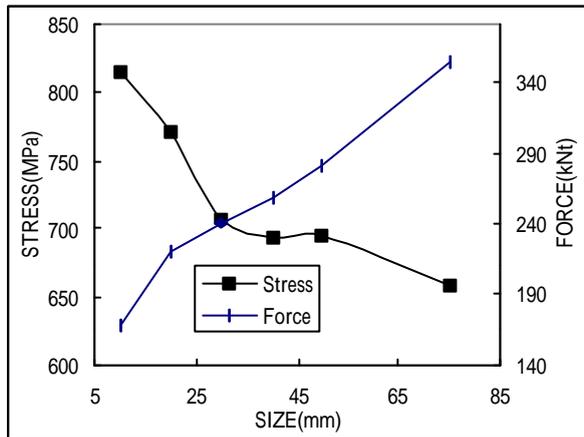


圖 16 T1 尺寸之應力與作用力趨勢

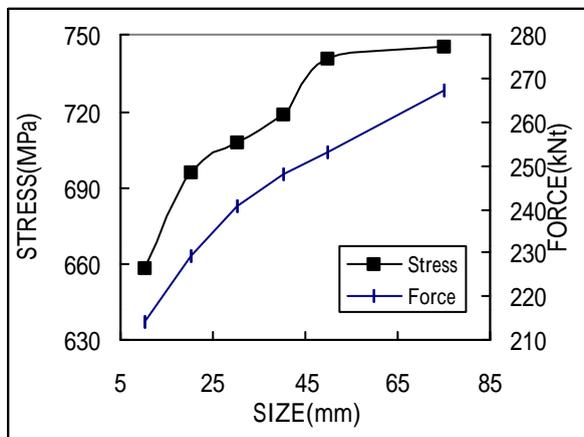


圖 17 T2 尺寸之應力與作用力趨勢

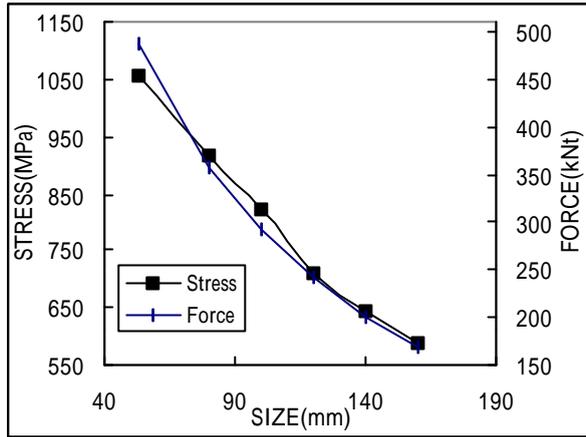


圖 18 H1 尺寸之應力與作用力趨勢

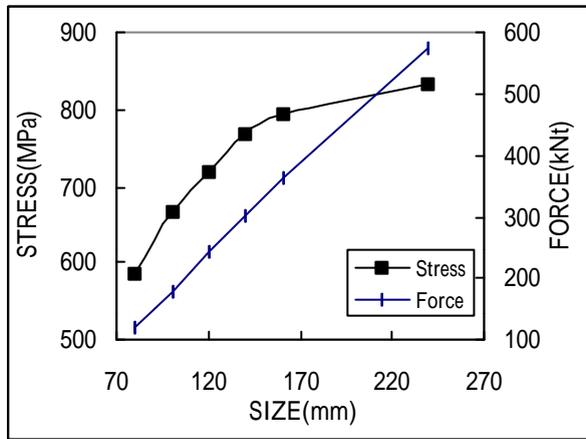


圖 19 H2 尺寸之應力與作用力趨勢

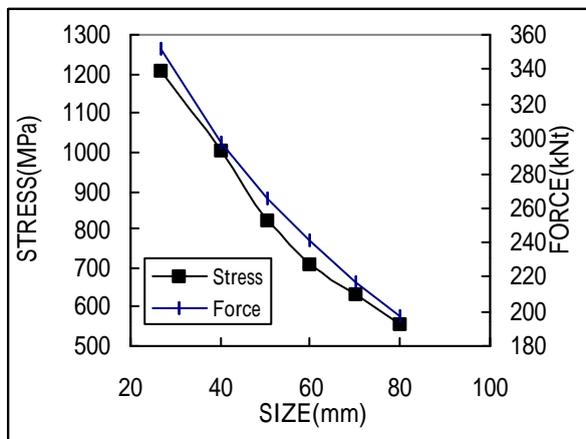


圖 20 R1 尺寸之應力與作用力趨勢