

衝孔板件之有限元素分析

學生：黎漢明 許仁泰

指導老師：王柏村 先生

國立屏東技術學院機械工程技術系

摘要：

本文係以有限元素分析軟體，在板件的彈性線性區內作探討、分析衝孔板件的剪應力 (τ_{xy})、主應力 (σ_1)、等效應力 (σ_{eq})，並配合田口式平均值法，找出衝孔加工過程中，影響板件破壞的最主要參數。有限元素模型考慮單一板件，在衝孔板件上承受衝頭衝力、脫料模與母模將板件夾持固定，分析衝孔板件上之應力分佈狀況且考慮環狀均佈力對板件之結果顯示衝力及孔徑愈大相對之板件的剪應力、主應力及等效應力愈大；而在相同基本假設條件下，環狀均佈力面積愈小相對之剪應力、主應力、等效應力愈大。在未來應用上係可提供衝孔加工設計者在設計上作為參考，並可發展一套自動化分析軟體，分析衝孔加工過程中所需要的參數，只要輸入板厚、孔徑、材料性質等相關資料，就可計算出所需的衝力或迴轉速。

前言：

目前衝孔板件之一般分析方法有實驗法、數學運算法、應用軟體計算法，而一般民間對於衝製一孔或槽，係以實驗法完全仰賴個人的經驗，調配所需的衝力與衝速，對於衝孔加工實無效力可言；數學運算法則有計算之艱澀及無法看出板件的應力分佈圖，所以吾人採用應用軟體計算法。

本文採用有限元素分析 (Finite Element Analysis : FEA) [4]，可以藉本文的結果了解有限元素法在分析衝孔板件各應力方面的能力及與其它方法的優劣比較。

有限元素法分析，其成本低，幾何模型可依所欲分析的外型迅速建構完成進行分析，且尺寸可任意合理的調整，更改邊界條件方便容易，設備簡單，重覆多次執行，任何時間可執行，容易且準確地於合理供給條件下獲得求解，而一般實驗法之設備操作複雜，成本高，耗費時間，幾何模型形狀尺寸受限，邊界條件控制麻煩，以及理論幾何模型、外型受拘限等缺點。

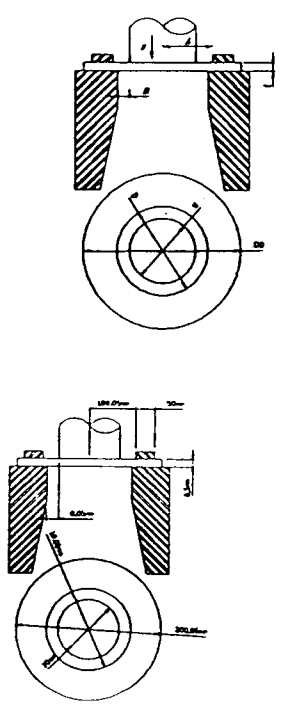
一般影響衝孔板件破壞的設計參數，主要的要素有衝力、板厚、孔徑、間隙等重要參數。本文之目的係在找出影響衝孔板件破壞的主要因素並將衝頭衝力改為環狀均佈力且縮小均佈力面積，觀察各項應力值有何改變。

問題定義與分析目標：

問題定義：

圖一、為衝孔加工及尺寸圖，考慮單一衝孔板件，板件長為 20.05cm，板厚 0.5mm，在板件上承受直徑 10mm 的衝頭衝力作用，脫料模與母模將板件夾持固定，分析板件之應力分佈狀況。

- F : 衝力
- A : 壓桿位置
- B : 間隙
- D : 母模直徑
- d : 衝頭直徑
- t : 板厚
- D₀ : 工件直徑



圖一、衝孔加工及尺寸圖

$$F = S \times L \times t = 468 \times 31.4 \times 0.0005 = 73 \text{ N (衝力)} \quad [3]$$

$$q_n = F/A_n = 0.9688 \text{ Mpa (均佈力)}$$

分析目標：

- 藉由田口式平均值法，找出衝孔加工過程中，影響板件破壞應力〔1〕的最主要參數。
- 縮小環狀均佈力面積，預期各項應力值均會升高，以期能夠提升衝孔加工之效力。

有限元素分析模型架構：

輸入元素型式及其相關資料：

因為是初始架構、且假設衝孔加工問題為2D平面結構，所以我們選用線性 PLANE 42 為初始架構輸入元素，表一為輸入元素型式及其相關資料。

假設條件：

- 馬力數一定（2馬力）。
- 衝壓速度為固定（ $113 \frac{m}{s}$ ）。
- 衝頭衝力視為一均佈力（ $0.9688E6 \text{ Pa}$ ）。
- 衝頭為剛體。

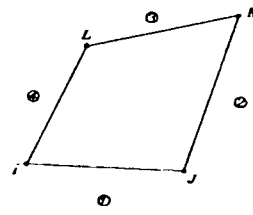
已知條件：

- 軟鋼 [2]
- $E = 200 \text{ Gpa}$ （楊氏係數）
- $\nu = 0.3$ （浦松比）
- $S = 0.8 \times U$ （剪斷強度）
- $B = 0.05 \text{ mm}$ （間隙）
- $t = 0.5 \text{ mm}$ （厚度）
- $U = 585 \text{ MPa}$ （極限強度）
- $D_0 = 10 \text{ mm}$ （工件孔徑）

$$A_n = \frac{\pi D^2}{4} = 78.5E-6 \text{ m}^2 \text{ (均佈力面積)}$$

$$L = 10 \times 3.14 = 31.4 \text{ mm (孔徑之圓周長)}$$

表一、輸入元素型式及其相關資料

使用元素型式	PLANE 42
元素型態	2D 線性平面元素
元素形狀	
每個元素之節點數	4個節點（I、J、K、L）
每個節點的自由度	2個自由度（UX、UY）
輸入相關資料	EX：楊氏係數 NUXY：浦松氏比 KEYOPT（3）= 1 軸對稱形態
欲輸出結果	τ_{xy} 、 σ_1 、 σ_{eqv} 之各項最大應力值 σ_{eqv} 應力分佈圖。

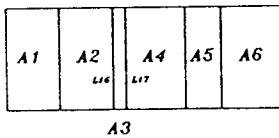
FE model 架構元素分割與架構方法：

架構方法：

由於此板件及負荷為軸對稱，故只取 1/2 模型作軸對稱分析。

元素分割：

可預期的是在間隙部份有最大應力產生，故將其 mesh 細分，且為了避免相鄰元素大小差異甚大，使得求解過程中不夠精確，所以 A2、A4 我們由間隙逐步放大分割，靠近 L16、L17 前後比率分別為 15 : 1 及 35 : 1 其餘的面積為等份分割，但是整個分割須考慮 compatibility 問題（相鄰的節點，必須有相同的位移）。圖二為元素分割示意圖，表二及表三為元素分割相關資料表。



圖二、元表分割示意圖

表二、元素分割資料表

	A1	A3	A5	A6
Element 長×寬	501	1:1	401	601
Element 數	300	10	300	250

表三、元素分割資料表

	A2	A4
Element 前後比率	15 : 1	35 : 1
Element 數	1000	1000

位移限制與負荷條件：

位移限制：

$$L14 : UX = 0 .$$

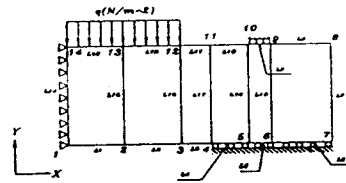
$$L4、L5、L6、L9 : UY = 0 .$$

負荷條件：

均佈力 $q_N = F / A_N$ ，加在 L12 和 L13 上。

求解分析過程技巧：

由於初始架構 FE model 時使用 Ansys5.0 教育版之分析軟體，該軟體僅提供 500 顆元素，使得求得之應力分佈圖都不夠圓滑，而後採用工業版就避免了此項限制，且為了避免相鄰元素大小差異甚大，使得求解過程不夠精確，吾人的改進方法是使用 Lesize 指令將其間隙逐步放大分割。



圖三、邊界條件示意圖

分析方法：

田口式平均值分析方法：

田口式平均值分析〔5〕乃是將原先需多次實驗才能得知的參數影響效果，簡化成一系列數次之實驗，以便得到所需的結果，所以本文選用田口式平均值分析法來進行分析。由於衝孔板件的破壞是由應力破壞為主，所以設定剪應力、主應力及等效應力為目標函數，由於期望的是各項應力值是愈大愈好，因而選用望大特性來計算這些目標函數；表四為定義之設計參數及水準，所定義的設計參數有衝力、板厚、孔徑、間隙四種參數，表中 Level2 有括弧的為此一衝孔機械的中間值，而衝力的單位為 Pa，是因為假設衝力為一均佈力， $0.9688E6 \text{ Pa}$ 代表實際衝力 73N，衝速為 $113 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ，Lever1、Lever3 為此一衝孔機械的下限及上限；表五為依據表四所配置的矩陣實驗直交表，其中共有九組實驗。

表四、設計參數及其水準

	Level 1	Level 2	Level 3
衝力	0.8688E6	(0.9688E6)	1.0688E6
板厚	0.4 mm	(0.5 mm)	0.6 mm
孔徑	9 mm	(10 mm)	11 mm
間隙	0.04 mm	(0.05 mm)	0.06 mm

(註：衝力單位為 Pa)

表五、矩陣實驗直交表

exp. No.	衝力 (A)	板厚 (B)	孔徑 (C)	間隙 (D)
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	2
6	2	3	1	1
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

環狀均佈力之比較分析：

目的：

縮小環狀均佈力面積，預期各項應力值均會上升，進而提高衝孔加工之效力。

基本假設條件：

- 馬力數一定。
- 衝頭衝力為一均佈力。
- 衝孔速度為固定。
- 衝頭為剛體。

環狀均佈力的符號及計算：

D_0 ：外孔徑

D_N ：欲改變的內孔徑

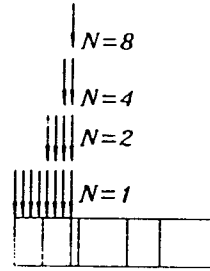
A_N ：欲改變之環狀均佈力面積

F：衝頭衝力

σ_N ：欲改變的環狀均佈力

$$\sigma_N = F / A_N$$

$$A_N = \pi / 4 (D_0^2 - D_N^2)$$



圖四、環狀均佈力架構示意圖

圖四為環狀均佈力架構示意圖，其中 N = 1、2、4、8 分別為作用在半徑上的均佈力、 $\frac{1}{2}$ 半徑上的均佈力、 $\frac{1}{4}$ 半徑上的均佈力、 $\frac{1}{8}$ 半徑上的均佈力等以此類推。

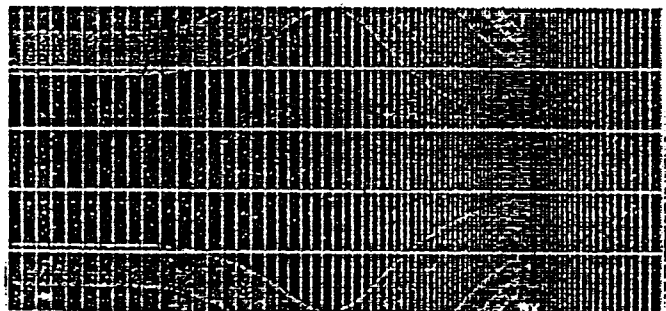
結果與討論：

有限元素分析模型之驗證：

由於對於初架構之 FE Model 的正確性不太確定，所以必須對於架構的模型加以驗證，以便進行下一步驟的分析。

曲線圓滑與對稱性驗證：

由圖五發現應力曲線與對稱軸非常垂直，代表架構的 FE Model 吻合所設定之對稱邊界條件的問題，又應力曲線非常圓滑所以代表 mesh 分割適當。

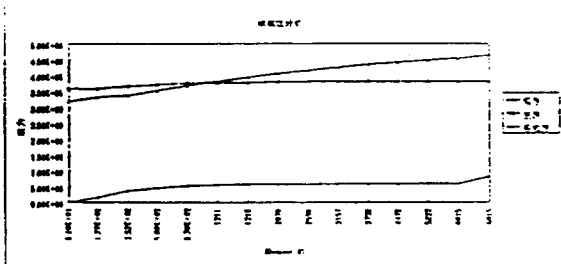


圖五、 σ_{eq} 應力分佈圖

有限元素分析模型之收斂分析：

對於初架構的 FE Model 所取的 Element 數不足夠，並不太確定，所以逐步作細分割之分析，由圖六及表六 Element 數在 1216 個時，各項應力值已收斂至 $\pm 5\%$ 以內，所以我們取 6015 個 Element 數作平均值分析之有限元素模型。

■ 有限元素分析模型之收斂性分析：



圖六、收斂性分析圖

表六、收斂性值表

Element 數	τ_{xy}	收斂值 τ_{xy} %	σ_1	收斂值 σ_1 %	σ_{eqv}	收斂值 σ_{eqv} %
61	35700000	100	3.6E+09	100	3.19E+09	100
177	1.74E+08	79.48278	3.6E+09	0	3.33E+09	4.204204
352	3.62E+08	51.9337	3.67E+09	1.907357	3.39E+09	1.769912
580	4.7E+08	22.97872	3.72E+09	1.344088	3.54E+09	4.237288
870	5.33E+08	11.81989	3.78E+09	1.06383	3.69E+09	4.065041
1211	5.7E+08	6.481228	3.77E+09	0.265252	3.83E+09	3.655352
1216	5.9E+08	3.389831	3.78E+09	0.26455	3.95E+09	3.037975
2070	5.9E+08	0	3.8E+09	0.528316	4.07E+09	2.948403
2590	5.91E+08	0.189205	3.81E+09	0.262467	4.17E+09	2.398082
3157	5.92E+08	0.168919	3.81E+09	0	4.27E+09	2.34192
3738	5.94E+08	0.3367	3.81E+09	0	4.35E+09	1.63908
4472	5.95E+08	0.168067	3.81E+09	0	4.42E+09	1.58371
5222	5.97E+08	0.335008	3.82E+09	0.26178	4.49E+09	1.55902
6015	5.97E+08	0	3.82E+09	0	4.55E+09	1.318681
6015	8.2E+08	27.48	3.82E+09	0	4.65E+09	2.150538

田口式平均值之分析結果：

表七為利用矩陣實驗直交表及配合 ANSYS 軟體計算所得之各項最大應力值，經由表七的結果我們利用望大特性計算如表八，而後再利用田口式平均值方法將各項 η 值計算如表九。

表七、矩陣實驗直交表結果：

τ_{xy}	σ_1	σ_{eqv}
5.96E+08	4.85E+09	5.30E+09
5.69E+08	3.69E+09	4.13E+09
5.22E+08	2.86E+09	3.26E+09
7.89E+08	6.46E+09	7.05E+09
7.05E+08	4.60E+09	5.13E+09
4.40E+08	2.39E+09	2.73E+09
9.68E+08	7.95E+09	8.66E+09
5.98E+08	3.81E+09	4.27E+09
5.76E+08	3.14E+09	3.59E+09

表八、訊號雜訊比 (η) 分析結果

η_{xy}	η_1	η_{eqv}
175.5049	193.7148	194.4855
175.1022	191.3405	192.319
174.3534	189.1273	190.2644
177.9415	196.2047	196.9638
176.9638	193.2552	194.2023
172.8691	187.568	188.7233
179.7175	198.0073	198.7504
175.534	191.6185	192.6086
175.2084	189.9386	191.1019

表九、平均值分析結果

	τ_{xy}	σ_1	σ_{eqv}
Ma ₁	174.9869	191.3942	192.3563
Ma ₂	175.9248	192.3426	193.2965
Ma ₃	176.82	193.1881	194.1536
Mb ₁	177.7213	195.9756	196.7332
Mb ₂	175.8667	192.0714	193.0433
Mb ₃	174.1436	188.878	190.0298
Mc ₁	174.636	190.9671	191.9391
Mc ₂	176.0841	192.4946	193.4616
Mc ₃	177.0116	193.4633	194.4057
Md ₁	175.8924	192.3029	193.2633
Md ₂	175.8963	192.3053	193.2642
Md ₃	175.943	192.3168	193.2789

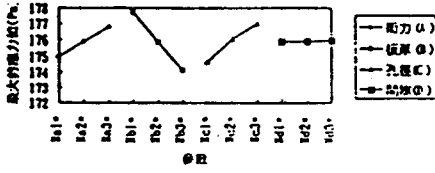
註： $Ma_1 = 1/3(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3)$
 $Ma_2 = 1/3(\eta_4 + \eta_5 + \eta_6)$
 $Ma_3 = 1/3(\eta_7 + \eta_8 + \eta_9)$
 $Mb_1 = 1/3(\eta_{10} + \eta_{11} + \eta_{12})$
 $Mb_2 = 1/3(\eta_{13} + \eta_{14} + \eta_{15})$
 $Mb_3 = 1/3(\eta_{16} + \eta_{17} + \eta_{18})$
 $Mc_1 = 1/3(\eta_{19} + \eta_{20} + \eta_{21})$
 $Mc_2 = 1/3(\eta_{22} + \eta_{23} + \eta_{24})$
 $Mc_3 = 1/3(\eta_{25} + \eta_{26} + \eta_{27})$

圖七、八、九分別以剪應力、主應力、等效應力為目標函數的結果圖。

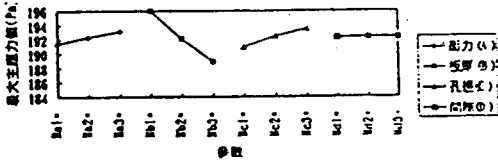
環狀均佈力分析結果：

表十、環狀均佈力分析結果：

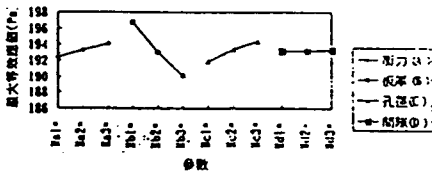
等份數 N	ϵ_m	誤差%	σ_1	σ_1 誤差%	σ_{eq}	σ_{eq} 誤差%
1	5.90E+08	0	3.81E+09	0	1.27E+09	0
2	8.07E+08	2.800659	3.86E+09	1.295337	1.39E+09	2.733485
3	7.31E+08	19.28865	4.63E+09	17.71058	5.29E+09	19.28168
4	8.71E+08	32.26177	5.50E+09	30.72727	6.31E+09	32.32964
5	1.02E+09	42.15686	6.41E+09	40.56162	7.36E+09	41.9837
6	1.17E+09	49.57265	7.34E+09	48.09264	8.44E+09	49.40758
100	1.55E+10	96.19355	9.70E+10	96.07216	1.12E+11	96.1875
1000	1.53E+11	99.61438	9.57E+11	99.60188	1.11E+12	99.61532



圖七、剪應力為目標函數之結果



圖八、主應力為目標函數之結果



圖九、等效應力為目標函數之結果

討論：

由有限元素模型之收斂性分析得知，所選用的線性元素 (PLANE42) 已收斂至±5%以內，但是以二次元素 (PLANE82) 作收斂性比較，除剪應值突然增大27.481%以外，對於其它應力值都合乎，若證明 PLANE82 是由另外一曲線構成，且知材料是由剪應力破壞，最好使用 PLANE82 二次元素來模擬實際情況會比較適合。

田口式平均值分析結果可得知，間隙大小對破壞應力結果影響並不顯著，若要提升衝孔加工之效力應以衝力、孔徑為主要考量會較好。

本文所分析探討的方向均在線性區作討論，若要完全符合實際衝孔過程，則探討方向應在塑性變形區較為適合。

從環狀均佈力分析結果得知：環狀均佈力面積逐漸縮小，各項應力值均逐漸上升，雖然有提升衝孔加工的效力，但是也應該考量實際衝頭的負荷能力。

由表七的收斂值表，可看出主應力值在最後幾組實驗中誤差幾乎為零，預期第 5222 顆元素實驗應該已收斂且接近零誤差，但其誤差值反而增加，這可能的原因是分析軟體在浮點計算上也會有許些誤差。

結論：

本文以 ANSYS 軟體作衝孔板件有限元素分析並以田口式 (ANOM) 對四個參數作應力值分析，總結如下：

1. 衝力愈大相對之主應力 (σ_1)、等效應力 (σ_{eqv})、剪應力 (τ_{xy}) 愈大。
2. 板件愈厚相對的主應力 (σ_1)、等效應力 (σ_{eqv})、剪應力 (τ_{xy}) 愈小。
3. 間隙對主應力 (σ_1)、等效應力 (σ_{eqv})、剪應力 (τ_{xy}) 並無顯著影響。
4. 相同假設條件下，環狀均佈力面積越小，相對之主應力 (σ_1)、等效應力 (σ_{eqv})、剪應力 (τ_{xy}) 愈大。

未來發展：

提供衝孔加工設計者，在設計上作為參考要素。期望後人能發展一套自動化分析軟體，分析衝孔加工過程中所需的參數，只要輸入板厚、孔徑、材料性質等相關資料，可計算出所需的衝力或迴轉速。

參考文獻：

1. 向榮松、黃誌程、楊淵成、譚仲明、蔡宏榮，1995，機械設計 (上)，高立圖書有限公司，台北。
2. 林有鑑、羅玉林，1990，機械元件設計，全華科技圖書股份有限公司，台北。
3. 邱先拿，1995，"衝壓加工基本技術 (3)"，機械技術。
4. Elisha Z. 1992, The Finite Element Method in Machine Design, Prentice-Hall International, Inc.
5. Madhav S.P., 1989, Quality Engineering Using Robust Design, Prentice-Hall PTR, Englewood Cliffs, New Jersey 07632

Finite Element analysis of the Hole-Punched Plate

Hann-Ming Li, Ren-Tay Sheu
Bor-Tsuen Wang

Department of Mechanical Engineering
National Pingtung Polytechnic Institute

ABSTRACT

This work uses ANSYS, a software for finite element analysis, to discuss the hole-punched plate in its linear elastic region. With the analysis of means (ANOM) method, the shear stress (τ_{xy}) principal stress (σ_1) and equivalent stress (σ_{eqv}) can be determined and used to find the major factor of the hole-punched plate in the hole-punching process. The Finite element model is first constructed. The punch force is assumed to be evenly distributed around the hole, while the upper die and lower die are fixed. Under this condition, the stress distributions of the plate can be analyzed. Results show that the larger the punch force and the diameter of the hole, the larger the τ_{xy} , σ_1 and σ_{eqv} . Under the same assumptions, the circular ring force applied on the hole are also studied and shown that the τ_{xy} , σ_1 and σ_{eqv} will be increased. This work provides, a good reference in designing the hole-punching. It is also expected that a software can be developed to determine the necessary parameters, such as punch force and velocity for the hole-punching process, while users input the thickness of the plate, the hole diameter and the material properties.