電動車鋰電池保護結構之擠壓模擬與輕量化設計

Crush Simulation and Light-Weight Design for Protective Structure of Lithium-Ion Battery in Electric Vehicle

劉晉奇 [1], 周彥廷 [2]

明志科技大學機械工程系

[1] 副教授, 論文聯絡人 [2] 研究生

摘要

本文主旨為設計一款電動車鋰電池保護結構，以防止鋰電池被侵入破壞。依照擠壓試驗規範，本研究採用有限元素分析軟體 ANSYS，對電池保護結構進行兩方向之擠壓模擬。根據分析結果，此結構厚度設計：上蓋 2 mm、外框 6 mm、內框 7 mm、隔板 1 mm，為本研究的最終設計，且兼具安全性與輕量化之優點。在輕量化方面，最終質量已降為原設計之78.69%，可減少電動車之耗能。

關鍵詞：鋰電池、保護結構、擠壓模擬、有限元素分析、輕量化設計。

Abstract

This paper presents the crush simulation and light-weight design for the protective structure of lithium-ion battery modules in electric vehicles. Using the finite element software ANSYS with relevant crush test standards, the crush simulations are finished under two loading directions. As a result, the final design parameters are 2 mm-thickness of the top cover, 6 mm-thickness of outer frames, 7 mm-thickness of inner frames, and 1 mm-thickness of the partition plates. Also, the mass of this design is 78.69% of the original structure. By the use of the light-weight design, the energy consumption can be reduced.

Keywords： Lithium-Ion Battery, Protective Structure, Crush Simulation, Finite Element Analysis, Light-Weight Design.

1. 概論

車用鋰電池具小體積與高能量密度之特性，然而亦有不容忽視的危險性。當電動車與其鋰電池組受到劇烈撞擊時，強大的擠壓力可能造成鋰電池受損變形，一旦產生短路，嚴重時會導致起火燃燒，並釋放大量熱能與毒氣，造成危害。

這類安全問題，已有多項研究成果，包括擠壓試驗等研究[1-8]。文獻[6]指出，各類擠壓規範皆存在差異，以擠壓力為例，例如 SAE J2464、FreedomCAR、USABC 規範將擠壓力定義為必須小於或等於1000倍的受測裝置重量。其他規範如 SAE J2929、UN/ECE Regulation No. 100.02、UL 2580、ISO 12405-3，明確定義擠壓力為100 kN。在文獻[7]，依據碰撞模擬結果，電池的最大負載外力很少會超過200 kN。

Ruiz 等人指出，車用鋰電池須通過一系列的試驗，以確保其使用安全性。透過試驗可了解鋰電池產品之工作反應，並掌握其缺陷與漏洞，做為日後修正依據。該研究中，針對各類試驗規範

進行比較，並給予專業的修正建議。然而，為了因應多變的情況，作者建議可以增加試驗項目，以確保鋰電池之可靠度與安全性[6]。

Pan 等人針對電池組外殼進行擠壓與撞擊模擬，以評估外殼的耐撞保護性，並探討材料與厚度對耐撞性的影響，最後對電池組外殼進行輕量化設計。結果顯示，材料與厚度會影響電池組外殼的耐撞性，而在輕量化方面，頂部外殼由碳纖維強化塑膠製成，亦可實現輕量化[1]。

Dhoke 等人指出，目前電池組外殼的輕量化設計，可採用多材料外殼，即使用塑膠、碳纖維複合材料、鋁合金，以及鋼材等材料[2]。

本文目的是設計一款電動車鋰電池之保護結構，使鋰電池免於被侵入破壞。保護結構之材料選用 6061-T6 鋁合金，並依照擠壓試驗規範，以有限元素分析軟體 ANSYS，分別對保護結構進行兩方向之擠壓模擬，最終希望得出兼具安全性與輕量化之保護結構。

本研究之電池保護結構幾何參數，為自行設計，以區別於其他文獻，然而仍可提供設計概念與方向。在目前文獻中，鋰電池保護結構擠壓模擬研究並不多，故本文提出此設計與分析案例，以供相關領域讀者參考。

2. 問題定義與分析條件

針對上述擠壓試驗規範，若以受測裝置重量決定擠壓力的大小，則施力值可能過小或過大。因此本研究採用文獻[6]提及之數值，即各規範使用之100 kN 擠壓力，做為擠壓試驗模擬之負載。此負載值具有經驗性與代表性，故亦為文獻[1]所採用。

圖1和2為本研究之電動車鋰電池保護結構，此為原始之鋁合金結構設計，在後述之輕量化分析，會改變各鋁板厚度以探討其抗擠壓能力。

電池保護結構之原始厚度為:上蓋厚度5 mm，外框厚度10 mm，內框厚度10 mm，隔板厚度5 mm，底板厚度25 mm。關於實際狀態，整體材料選用6061-T6鋁合金，以銲接方式製成，而上蓋與內框之間則以螺栓進行固定。

本研究電池模組之單一儲存空間，長度為430 mm，寬度為230 mm，高度則為135 mm。其長邊與內框、隔板之間距為20 mm；其寬邊與內框、隔板之間距為40 mm，其與上蓋之間距為15 mm，如圖3。此間距設計，是為了預留擠壓變形之緩衝空間。

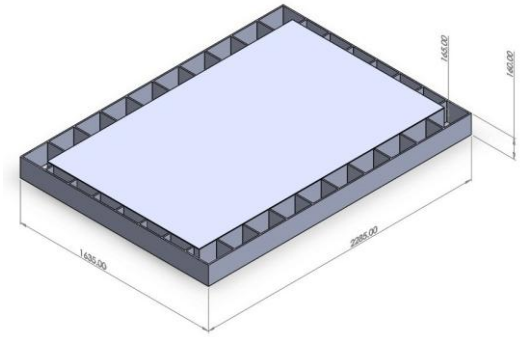


圖1. 電動車鋰電池保護結構 (單位:mm).

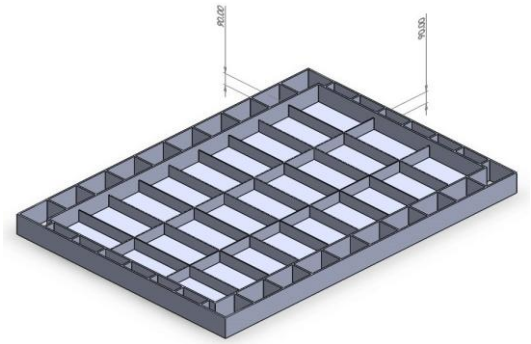


圖2. 電動車鋰電池保護結構之內部電池空間配置 (單位:mm).

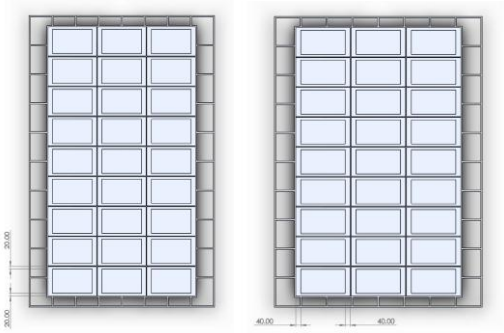


圖3. 電池模組之緩衝空間 (單位:mm).

在有限元素模型中，各鋁板之間均假設為完全接合，且以殼元素(shell elements)做模擬。

本研究為了解鋰電池保護結構在車輛事故中的結構安全性，以擠壓試驗做為模擬項目，分別對保護結構外殼進行兩軸向之擠壓模擬，以評估

其結構強度。

關於擠壓試驗，參考圖4，電池保護結構承受半圓形板之擠壓，另一側由固定擋板支撐，以避免結構受擠壓後移動。有限元素模擬之邊界條件如圖5，分為 x 軸擠壓和 z 軸擠壓兩部分，負載總力均為 F，另一側則設為固定支撐。總力 F 為100 kN，因避免集中力形成局部區域不合理結果，故改以分布力施加於小面積，總力值保持不變。此外，底板面之拘束條件為 y 軸面支撐(UY=0)，模擬平台狀態。

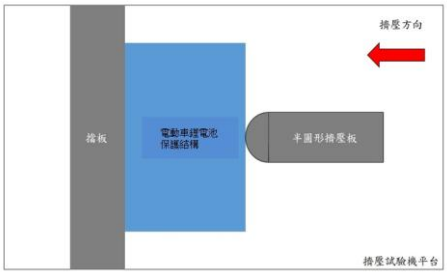
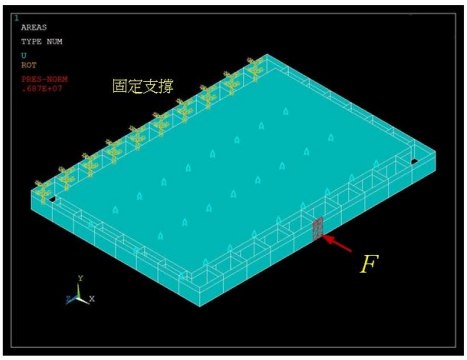
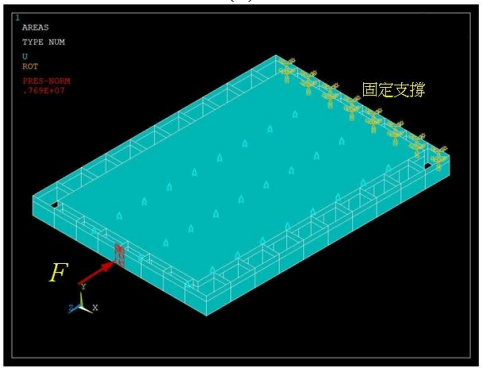


圖4. 擠壓試驗.



(a)



(b)

圖5. 擠壓試驗模擬之邊界條件.
(a)x 軸擠壓, (b)z 軸擠壓.

表 1. 6061-T6鋁合金材料性質[9,10].

材料性質	數值
楊氏模數 E (GPa)	67.29
普松比 v	0.3
降伏強度 S_y (MPa)	269.85
抗拉強度 S_u (MPa)	325.79
密度 ρ (kg/m^3)	2700

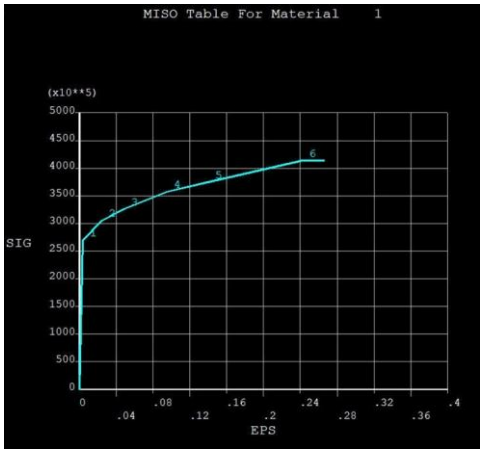
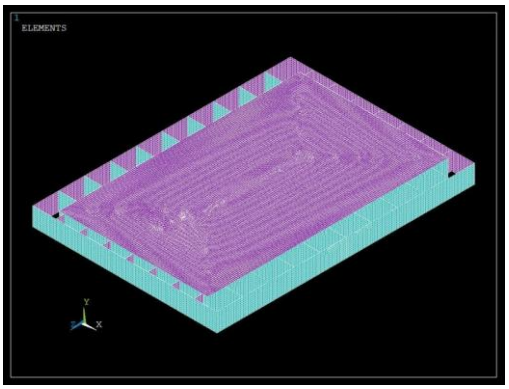
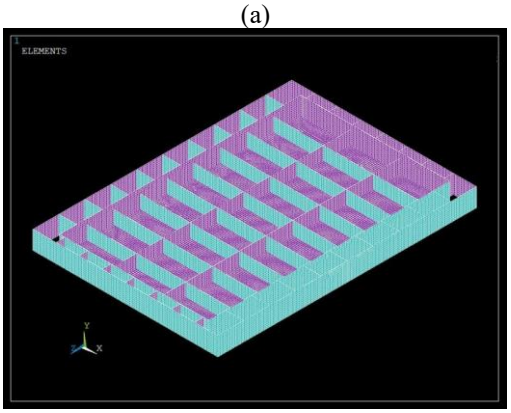


圖6. 6061-T6鋁合金之真應力-應變曲線(應力單位: Pa).



(a)



(b)

圖7. 有限元素模型. (a)整體顯示, (b)內框顯示.

6061-T6鋁合金之材料性質，如表1數值所示[9,10]，該文獻提供之工程應力-應變曲線，轉換成真應力-應變曲線數據，如圖6所示，此資料為

彈塑性之非線性計算所需。

ANSYS 之彈塑性分析模型，採用多線性(multi-linear)模式，包括降伏點共給定6點於圖6之真應力-真應變關係圖，若圖6之點座標定為 (ε_{true}, σ_{true})，此6點之數據如下(應力單位為 MPa)：(0.0040102, 269.85)、(0.0246, 305.45)、(0.0487, 326.41)、(0.0953, 357.5)、(0.1397, 374.65)、(0.2421, 414.05)。

3. 有限元素模型

本研究之有限元素模型如圖7，由 ANSYS 軟體之 SHELL181殼元素所組成，元素總數量為50728個，元素尺寸皆設為0.015 m。

SHELL181如圖8所示，它是四節點元素，每個節點有六個自由度，包含 x、y、z 方向之位移(UX,UY,UZ)，以及繞 x、y、z 軸之旋轉角(ROTX, ROTY, ROTZ)。SHELL181適合分析薄至中等厚度之殼結構，可應用於線性分析，或大應變之非線性分析 [11]。

針對有限元素網格收斂性，以下做說明。以 0.0175、0.01625、0.015 mm 三種元素尺寸建立全結構網格做擠壓模擬，分別得到最大 von Mises 應力值：272、272、274 MPa，與內框最大位移：0.650、0.651、0.658 mm。當元素尺寸接近0.015 m 時，不同尺寸之結果差距小於1%，故網格已達收斂，分析結果具有一定之準確度。

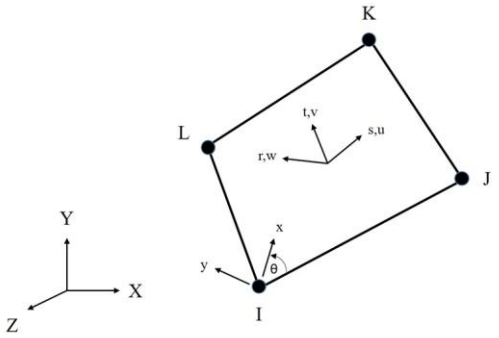


圖8. ANSYS SHELL181殼元素[11].

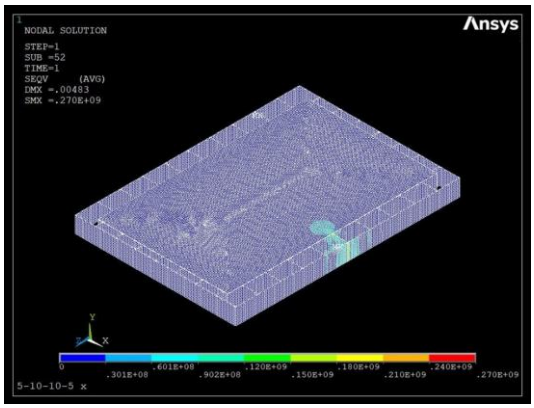
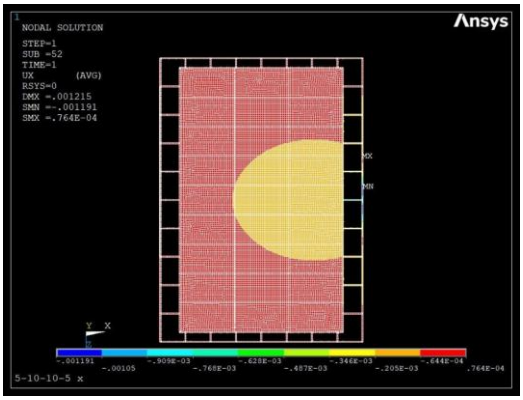
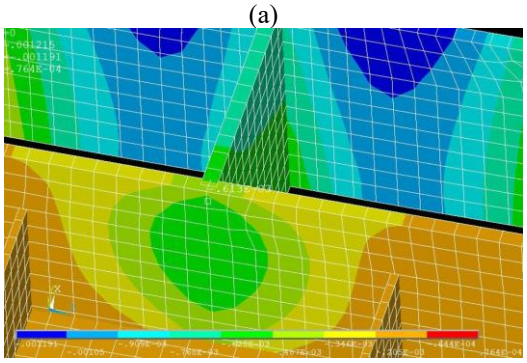


圖9. 原始厚度設計之 x 軸擠壓模擬結果: von Mises 應力(單位 Pa).



(a)



(b)

圖10. 原始厚度設計之 x 軸擠壓模擬結果: 變形位移(x 向,單位 m).(a)整體, (b)局部顯示.

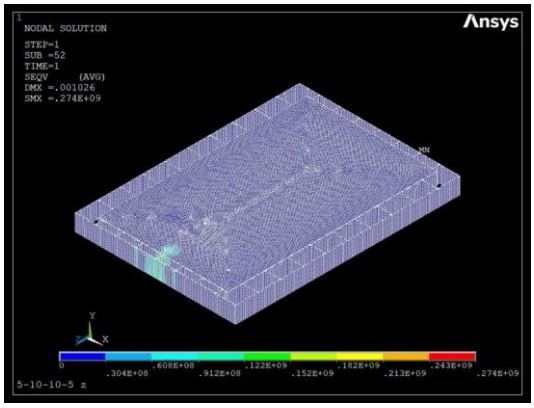
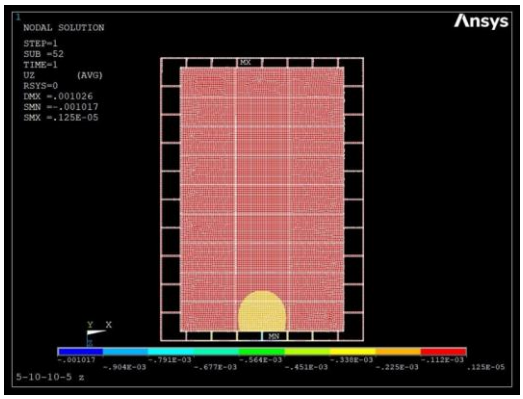
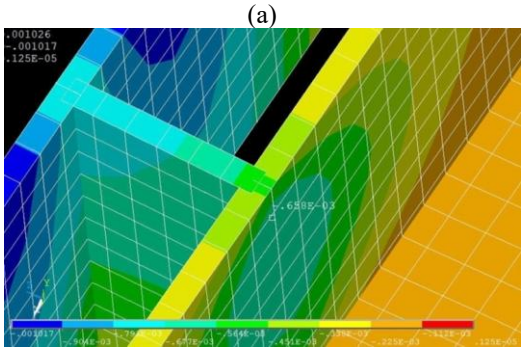


圖11. 原始厚度設計之 z 軸擠壓模擬結果: von Mises 應力(單位 Pa).



(a)



(b)

圖12. 原始厚度設計之 z 軸擠壓模擬結果: 變形位移(z 向,單位 m).(a)整體, (b)局部顯示.

4. 結果與討論

4.1 原始厚度設計之電池保護結構

首先針對原始厚度設計之電池保護結構，進行兩軸向之擠壓試驗模擬，以評估其結構強度。

結果顯示，x 軸擠壓產生之最大 von Mises 等效應力 ($\sigma_{eqv,max}$)為270 MPa、內框最大位移量 d_{imax} 為0.613 mm；z 軸擠壓產生之最大 von Mises 等效應力$\sigma_{eqv,max}$ 為274 MPa、內框最大位移量 d_{imax} 為0.658 mm，如圖9~12所示。由上述結果可知，von Mises 應力皆小於6061-T6鋁合金之抗拉強度，沒有損壞風險，而內框受擠壓變形後，也未侵入鋰電池模組之安裝位置(原預留緩衝空間為20和40 mm)，可見原始厚度設計鋰電池組抗撞外殼，已具備良好的結構強度與剛度。

針對上述最大 von Mises 應力與最大侵入變形量，若考慮實際測試之允收標準，本研究安全準則可定義為：

(1) 最大 von Mises 應力 < 材料抗拉強度。

(2) 保護結構與電池模組距離 > 5 mm。

(3) 不產生結構破壞或穿透。

上述之應力判斷準則採用抗拉強度做為門檻值，這是因為結構擠壓變形已達塑性區，故不用降伏強度做門檻。此外，本案不考慮大於1之安全因子。

後續將針對原始厚度設計結構，進行減重分析，以達成最佳輕量化之保護結構設計。在輕量化過程中，底板不參與優化，原因是底板需承載電池總重。

4.2 第1階段輕量化設計

第1階段之輕量化設計，是針對上蓋進行減重(即厚度變薄)，其餘之外框厚度、內框厚度，以及隔板厚度皆保持不變，並進行兩軸向之擠壓模擬。

在 x 軸向擠壓方面，$\sigma_{eqv,max}$ 隨著上蓋厚度降低，自270 MPa 升至272 MPa，內框位移 d_{imax} 自0.613 mm 升至1.463 mm，如表2~3。在 z 軸向擠壓方面，$\sigma_{eqv,max}$ 隨上蓋厚度降低，自274 MPa 升至280 MPa，內框位移 d_{imax} 自0.658 mm 升至1.546 mm，如表4~5所示。鋰電池保護結構質量，隨著上蓋厚度降低，自328.07 kg 降至305.58 kg，如表6所示。

表2. x 軸向擠壓之上蓋厚度輕量化,伴隨之$\sigma_{eqv,max}$ 變化值.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	$\sigma_{eqv,max}$ (MPa)
輕量化前	5、10、10、5	270
輕量化後	4、10、10、5	270
	3、10、10、5	272
	2、10、10、5	272

表3. x 軸向擠壓之上蓋厚度輕量化,伴隨之內框 d_{imax} 變化值.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	內框 d_{imax} (mm)
輕量化前	5、10、10、5	0.613
輕量化後	4、10、10、5	0.752
	3、10、10、5	1.02
	2、10、10、5	1.463

表4. z 軸向擠壓之上蓋厚度輕量化,伴隨之$\sigma_{eqv,max}$變化值.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	$\sigma_{eqv,max}$ (MPa)
輕量化前	5、10、10、5	274
輕量化後	4、10、10、5	272
	3、10、10、5	275
	2、10、10、5	280

表5. z 軸向擠壓之上蓋厚度輕量化,伴隨之內框d_{imax}變化值.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	內框 d_{imax} (mm)
輕量化前	5、10、10、5	0.658
輕量化後	4、10、10、5	0.731
	3、10、10、5	0.973
	2、10、10、5	1.546

表6. 上蓋厚度輕量化,伴隨之鋰電池保護結構質量變化值.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	保護結構質量(kg)
輕量化前	5、10、10、5	328.07
輕量化後	4、10、10、5	320.57
	3、10、10、5	313.07
	2、10、10、5	305.58

上述之$\sigma_{eqv,max}$，數值皆小於6061-T6鋁合金之抗拉強度。而根據內框位移 d_{imax} 數據，經變形圖判斷內框並未侵入鋰電池模組邊界。

第一階段之輕量化設計，最終結果為厚度2、10、10、5之幾何組合，即上蓋厚度2 mm、外框厚度10 mm、內框厚度10 mm、隔板厚度5 mm。結構輕量化結果，由原始設計之328.07 kg 減至305.58 kg。

4.3 第2~4階段輕量化設計

第2階段之輕量化設計，是以第1階段的結果為起點，只降低外框厚度，其餘厚度保持不變，並進行兩軸向之擠壓模擬，結果如表7。

完成第2階段輕量化後，再以類似方式，依序完成第3和第4階段。表7~9為第2~4階段計算結果彙整，即優化歷程。第4階段為最終結果，輕量化之最終質量數值為258.15 kg。

第1~4階段之減重優化(最佳化)程序，可視為應力與空間約束之逐步敏感度削減策略。

如圖13~15所示，此為第4階段輕量化最終結果 (厚度：上蓋 2 mm、外框 6 mm、內框 7 mm、隔板1 mm)之應力圖與位移圖。由變形位移可看出，內隔板變形量不大，未侵入電池組邊界。

表7. 第2階段輕量化相關數值結果.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	擠壓方向	$\sigma_{eqv,max}$ (MPa)	內框 d_{imax} (mm)	保護結構質量 (kg)
輕量化前	2、10、10、5	x	272	1.463	305.58
		z	280	1.546	
輕量化後	2、9、10、5	x	273	1.499	300.51
		z	281	1.612	
	2、8、10、5	x	277	1.525	295.45
		z	283	1.687	
	2、7、10、5	x	285	1.593	290.39
		z	283	1.784	
	2、6、10、5	x	309	1.665	285.32
		z	289	1.917	

表8. 第3階段輕量化相關數值結果.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	擠壓方向	$\sigma_{eqv,max}$ (MPa)	內框 d_{imax} (mm)	保護結構質量 (kg)
輕量化前	2、6、10、5	x	309	1.665	285.32
		z	289	1.917	
輕量化後	2、6、9、5	x	309	1.945	282.36
		z	292	2.135	
	2、6、8、5	x	309	2.363	279.4
		z	308	2.503	
	2、6、7、5	x	317	3.193	276.43
		z	323	2.662	

表9. 第4階段輕量化相關數值結果.

說明	厚度(mm): 上蓋、外框、內框、隔板	擠壓方向	$\sigma_{eqv,max}$ (MPa)	內框 d_{imax} (mm)	保護結構質量 (kg)
輕量化前	2、6、7、5	x	317	3.193	276.43
		z	323	2.662	
輕量化後	2、6、7、4	x	317	2.669	271.86
		z	321	2.592	
	2、6、7、3	x	317	3.219	267.29
		z	322	2.632	
	2、6、7、2	x	317	3.389	262.72
		z	322	2.768	
	2、6、7、1	x	320	2.839	258.15
		z	322	3.144	

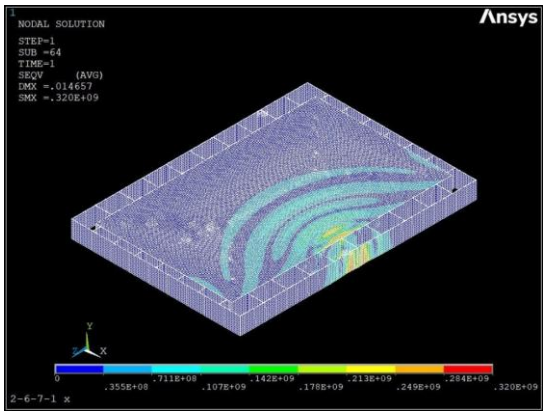


圖13. 最終設計 *x* 軸擠壓 von Mises 應力(單位:Pa).

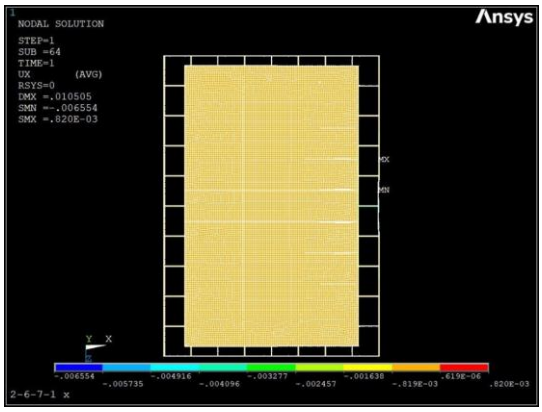


圖14. 最終設計 *x* 軸擠壓之整體變形圖(位移 UX, 單位:m).

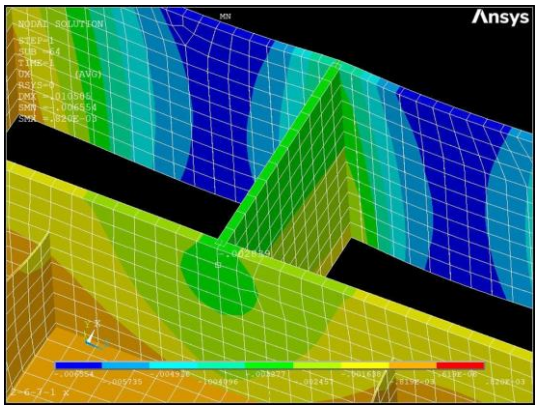


圖15. *x* 軸擠壓之施力點附近區域變形圖(最終設計條件, 位移 UX, 單位:m).

圖16和圖17為第2階段輕量化之應力與位移變化趨勢圖，以 von Mises 應力為例，當外框厚度變薄時(10 mm 減至 6 mm)，應力值逐步上升，且呈現加劇之上升趨勢。根據材料力學彎曲應力式，圖16應力上升趨勢應由慣性矩降低所致，然而本研究結構較為複雜，故應力趨勢非簡單之變化。

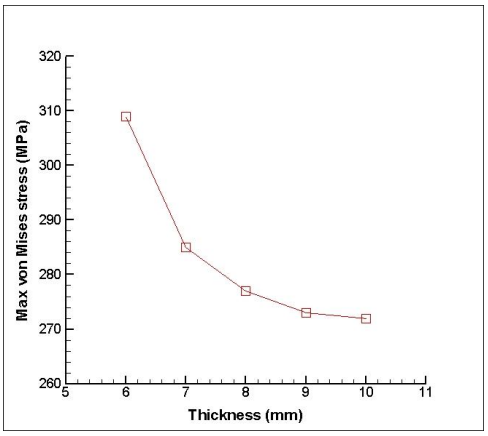


圖16. *x* 軸擠壓之第2階段輕量化結果: 最大 von Mises 應力變化值.

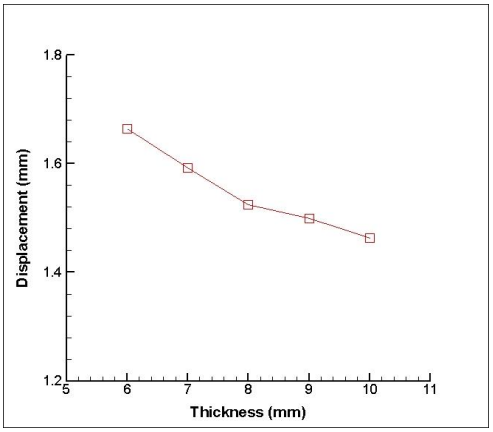


圖17. *x* 軸擠壓之第2階段輕量化結果:內框位移變化值.

5. 結論

根據有限元素分析之計算，得出第1~第4階段結構輕量化結果，四階段最終質量分別為305.58 kg、285.32 kg、276.43 kg、258.15 kg，對比於原設計之328.07 kg，第4階段質量已降為原設計之78.69%，輕量化成效顯著。

對於抗擠壓保護結構，此厚度設計：上蓋 2 mm、外框 6 mm、內框 7 mm、隔板 1 mm，為本研究的最終設計，且兼具安全性與輕量化優點。

本研究發現，在此最終設計下，保護結構在承受 100 kN 擠壓力時，其內部最大 von Mises 應力（270~280 MPa 區間）仍低於 6061-T6 鋁合金的抗拉強度，且內框變形位移（未超過 3.4 mm）遠小於預留的緩衝空間（20~40 mm），證明了減薄設計的安全性。本研究最終實現高達 21.31% 的

減重效果（由 328.07 kg 降至 258.15 kg），這對於延長電動車續航里程有直接貢獻。

本研究未來可持續執行以下研究方向，以提供更好的研究創見：(1)加入實驗驗證、(2)多目標遺傳演算法、(3)響應曲面法、(4)不同材料或結構之拓撲優化、(5)動態衝擊分析、(6)製造可行性、(7)多工況之研究、(8)增加簡化電池模型。

6. 致謝

本文作者感謝審稿者提供之修改意見，使本文內容更加充分完整。作者亦感謝教育部與明志科技大學之經費支持，補助採購 ANSYS、Solid Works、Siemens Simcenter 和 SmartDO 軟體。

7. 參考文獻

1. Pan, Y., Xiong, Y., Dai, W., Diao, K., Wu, L., & Wang, J. (2022), “Crush and crash analysis of an automotive battery-pack enclosure for lightweight design.” *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 27(2), pp. 500–509.
2. Dhoke, A., & Dalavi, A. (2021), “A critical review on lightweight design of battery pack enclosure for electric vehicles.” *International Journal of Sustainable Transportation Technology*, Vol. 4(2), pp. 53-62.
3. Uerlich, R., Sanalkumar, K.A., Bokelmann, T., & Vietor, T. (2019), “Finite element analysis considering packaging efficiency of innovative battery pack designs.” *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 25(6), pp. 664-679.
4. Krüger, C., Spohr, S., Merdivan, D., & Urban, P. (2022), “Avoiding structural redundancies between the vehicle body and the battery housing based on a functional integration approach.” *Automotive and Engine Technology*, Vol. 7(3-4), pp. 197-208.
5. Chombo, P.V., Laoonual, Y., & Wongwises, S. (2021), “Lessons from the electric vehicle Crashworthiness leading to battery fire.” *Energies*, Vol. 14(16), pp. 4802.
6. Ruiz, V., Pfrang, A., Kriston, A., Omar, N., Van den Bossche, P., & Boon-Brett, L. (2018), “A review of international abuse testing standards and regulations for lithium ion batteries in electric and hybrid electric vehicles.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 81, pp. 1427-1452.
7. Zhao, Y., Zhan, Z., Zhao, Z., Ou, Y. & Wang, J. (2026), “Multi-objective optimization of EV battery packs: Lightweight and safety via Pearson-RSM-NSGA-II.” *Journal of Engineering Research*, Vol. 14, pp. 335–346.
8. Arslan, M., Karamangil, M.I. & Beytüt, H. (2026), Advances of lightweight and crashworthiness of electric vehicle battery boxes: a review.” *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 69, pp. 143.
9. *MatWeb - Aluminum 6061-T6*. https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b8d536e0b9b54bd7b69e4124d8f1d20a
10. Cho, Y., & Kim, T. (2016), “Estimation of ultimate strength in single shear bolted connections with aluminum alloys (6061-T6).” *Thin-Walled Structures*, Vol. 101, pp. 43-57.
11. *ANSYS Documentation - ANSYS Help 18.1*.