

電動車用傳動箱體結構之最佳化設計方法

鄭榮和¹、張桓毓²

¹ 台灣大學機械系教授

² 台灣大學機械系研究生

摘要

車輛產業正逐漸邁向電動車的新時代。電動車最重要的問題在於其續航力不足，輕量化是提升效率的最佳途徑。但輕量化的結果，會使得齒輪箱易產生共振，將導致齒輪箱噪音過大及效率下降。輕量化導致的共振問題不容忽視。因此本研究針對電動車用的傳動齒輪箱之結構設計方法進行研究與探討，針對輕量化與可能發生的共振問題，建構了一套完整之設計流程。本設計流程整合拓樸(Topology)結構最佳化方法以及形貌(Topography)結構最佳化方法，可同時達到其強度、剛性、與振頻的目標需求，以降低因輕量化引起的振動，進而避免其效率下降的問題。

關鍵字：電動車、傳動系統、齒輪箱、最佳化、振動

1. 前言

近年來世界能源危機問題逐漸為人們所重視，在環保意識高漲的情況下，人們紛紛尋找替代能源方案，電動車的發展必要性不容忽視。然而，電動車依然面臨許多發展上的問題，最大的問題仍在於電池系統的能量密度太低。且充放電速度皆受限制，無法像傳統車輛可隨時補充能量，會造成使用者的不安。因此如何在現有的技術下，盡可能地提升電動車的續航力，將成為電動車推廣的成敗關鍵。

為了提高電動車的續航力，需要盡可能地提高效率且減輕重量，傳動系統將會是值得改善的重點項目之一。然而若將傳動系統進行輕量化，會容易導致傳動齒輪箱發生共振，使用於電動車的高轉速動力馬達時影響會更明顯，使得傳動效率降低、運作噪音提高。

為此，台灣大學先進動力研究實驗室為了解決電動車的問題，以達到市面上的都會車輛之性能為目標，自行研究、設計並製造了一台鋰電池純電動車—Green Jumper。本研究將特別針對傳動系統研究減輕重量與提高效率的方法，建立一套完整快速的設計流程，並且在自行開發的電動車上進行本研究的驗證，確保傳動設計流程的完整性。

1.1 文獻回顧

本研究主要是透過結構最佳化設計來降低傳動齒輪箱的重量，並提高其剛性與基頻，以避免因馬達的高轉速引起的齒輪箱共振而導致的噪音與效率降低的問題。若針對齒輪本身的噪音來源主要可分四大類：設計不佳佔 35%、製造不良佔 30%、使用上佔 20% 及裝配精度佔 15%[1]。

若只考慮齒輪對啮合產生的振動，其激振源主要

分為外部激振與內部激振；外部激振主要來自於齒輪軸加工或組裝的誤差，如偏心、彎曲等。而內部激振主要來自齒輪本身的傳遞誤差，如齒型或節距誤差，以及嚙合時產生的彈性變形造成的誤差，都會引起齒輪的振動噪音[2]。

由於齒輪箱畢竟是最終發聲源，因此進一步討論傳動齒輪箱的振動與噪音來源，除了齒輪的振動源外，需另外再加上轉軸、軸承與齒輪箱結構本身的振噪特性等考量。在齒輪箱的設計上，其固有振動頻率須避開齒輪的迴轉頻率範圍，且須具有足夠的重量(及箱體壁厚)及足夠的剛性，以避免共振現象的發生[3]。然而，提高重量的方法與電動車的輕量化目標背道而馳，因此需依靠結構的幾何設計與補強肋設計，在輕量化的前提下盡可能的提高剛性與自然振頻[4]，以避免因結構剛性不足造成齒輪的傳遞誤差，並且避免齒輪箱結構自然振頻位於運作範圍內[5]，進而減少振動與噪音。

得知齒輪、轉軸、以及軸承的受力是設計齒輪箱與挑選軸承的關鍵，可利用 ABAQUS 等有限元素分析軟體[6]或是 ADAMS 等機構分析軟體[7][8]分析齒輪嚙合受力，用以挑選適當的軸承以及分析齒輪箱之受力。透過建立齒輪箱有限元素分析模型，利用齒輪分析得知的受力條件，可以模擬齒輪箱的受力與響應[9][10]，並可進一步進行最佳化設計。

本研究中傳動齒輪箱最佳化方法採用 ESO 演化式結構最佳化方法[11]以及材料分佈法結構最佳化方法[12]，前者藉由逐步移除結構中受力比例較小的網格材料，進而收斂至設定之目標條件；後者以等向性材料對設計區域網格化，設計變數為元素的材料密度值，藉由減少受力較小的元素密度，進而收斂至目標條件。此兩種方法收斂後所剩餘的結構即為較有效的幾何結構，藉此獲得在設定條件內的結構最佳設計。

利用拓樸結構最佳化設計求得輕量化的結構最佳設計後，接著再利用形貌最佳化方法，藉由產生與改變薄殼結構的位置與大小，收斂至最高的剛性與最大的振頻[13]，進而在輕量化的結構下達到降低共振的效果。

經由文獻回顧得知，在傳動齒輪箱的噪音抑制與減振上，除了齒輪跟軸本身的設計與加工上，其餘的組裝、對心、共振等問題幾乎都是跟傳動箱有關。傳動箱的剛性除了影響共振外，也會影響齒輪的背隙誤差，造成振動噪音與效率損失。因此如何提升齒輪箱的剛性與振頻，同時達到輕量化的目標，為本研究中的重點方向。

1.2 研究方法

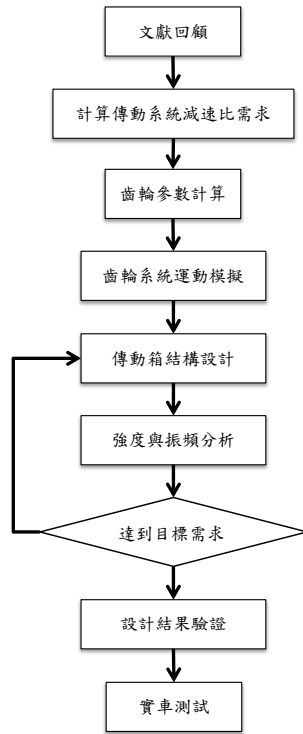


圖 1 研究流程圖

首先根據全車定位與規格，依滿足車輛性能所需的馬達數量與配置計算出最適合的減速比需求，並依據現有的元件限制完成初步的齒輪參數設計。並將齒輪參數繪製成 CAD 圖檔，進行細部的裝配與組裝設計。接著利用 MSC.ADAMS 進行齒輪嚙合運動分析，得知齒輪嚙合時的接觸力以及各部位軸承的受力，依分析結果挑選合適的軸承以及設計配合齒輪之轉軸。並建立完整的傳動齒輪模型。

利用 CAD 模型進行齒輪箱結構的初步設計，並匯入 ABAQUS 中進行應力與變形量之分析。並利用最佳化工具 Optistruct，進行齒輪箱體結構的拓模最佳化，並確認減重後的結構依然符合剛性與強度需求。之後利用 ABAQUS 求取齒輪箱結構的頻率響應，再進行形貌最佳化，將結構基頻盡可能地提高至工作頻率以外，以避免齒輪箱體結構的振動造成的效率損失與噪音等問題。最後以測試平台檢測本研究中的傳動齒輪箱的效率，並以本實驗室所開發的電動車進行實車測試。

2. 傳動齒輪設計

2.1 齒輪參數計算

齒輪的參數計算，首先須從車輛規格開始。傳動齒輪箱設計之重點參數為，減速比、傳動階數、各階減速比，最後才會進入齒輪細部規格參數。本研究針對台灣大學機械系 FORMOSUN 先進動力研究中心所

自行開發的鋰電池電動車—Green Jumper，設計了一組電動車專用的傳動齒輪，以驗證本研究中所提出之電動車傳動齒輪箱最佳化設計方法。

2.1.1 齒輪參數計算

齒輪比的選擇與馬達規格的展開息息相關，因此當決定車輛目標規格後，便可根據現有馬達的規格限制，或是設計馬達的技術限制，挑選適當之齒輪比。本研究中利用本實驗室自行設計之規格展開計算程式作為減速比設計輔助工具。本設計輔助工具基本原理在於車輛動力系統規格需等於車輛行進間所受到的阻力，其原理如下圖 2 所示

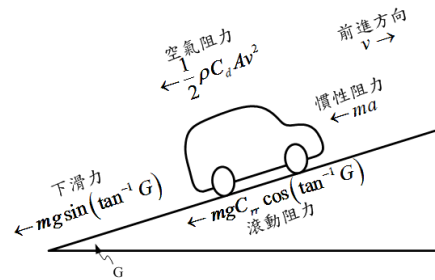


圖 2 車輛行車阻力示意圖

車輛行進間所受的合力可以歸納如下：

$$F = mgC_{rr} \cos(\tan^{-1} G) + mg \sin(\tan^{-1} G) + \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 + ma$$

其中 G 為坡度（單位：%）， a 為車輛的加速度（單位： m/s^2 ）。

車輛行駛所受的阻力為：滾動阻力+重力沿沿坡方向的分力(下滑力)+空氣阻力+慣性阻力的總和，當車輛於平面道路行駛時其下滑力為零。加速時主要需抵抗車輛的慣性阻力，跟車輛重量有關；達到極速時則主要需抵抗空氣阻力，由於空氣阻力與車速平方成正比，因此在極速狀態下其效果便相當明顯。車輛滾動阻力來自於輪胎與路面的變形，為路面正向力乘上一滾動阻力係數，其係數與材料性質有關。因此車輛結構輕量化不只可以減小慣性阻力，還可以減少滾動阻力，是提高效率的最有效途徑。

而動力系統所需要用以克服以上行車阻力之能量可表示如下：

其中 η 為車輛的總體效率。

$$P = \frac{1}{\eta} \left\{ mgv \left[C_{rr} \cos(\tan^{-1} G) + \sin(\tan^{-1} G) \right] + \frac{1}{2} \rho C_d A v^3 + mav \right\}$$

將所受的阻力乘上當時的車速，即為當下的耗能功率；車輛動力系統的功率乘上其效率必須大於或等於其耗能功率，才能提供車輛持續加速或穩定行駛。

由定速爬坡能力之坡度與定速的大小，以及車輛

規格之參數，可直接計算出車輛行駛所受之阻力大小，並進一步換算出爬坡所需功率與扭力。且由車輛加速規格以及車輛參數，可以得到加速功率與扭力。此時可以調整齒輪比的大小與馬達的數量，將馬達的規格參數調整至現有馬達的規格限制範圍，或是目前技術可達到的限制範圍內，最後經由車輛規格與馬達規格所決定之減速比為 5.47，至此便完成減速比的計算。

2.1.2 齒輪階數與各階減速比計算

為了避免傷害齒輪，一般超過 5 以上的減速比時，會透過多階段齒輪傳遞來減速。由於本研究中是使用 5.47:1 的減速比，因此設定為兩段式傳動，為了減小單一齒輪的負擔，將各階傳動比盡可能地設定相同。可計算出單一階減速比即為 2.33:1，整套傳動齒輪箱內共有四顆齒輪。

本研究利用彩原科技所代理的 MITCalc 軟體輔助齒輪設計，利用 Green Jumper 的馬達規格(如下表 1)，加上齒輪材料、精度、壽命等操作與生產參數，忽略齒型修整與嚙合修正的因素；加上配合馬達轉軸與差速器的限制，調整齒輪的齒數、模數、厚度等，如此便可完成齒輪的設計。

表 1 Green Jumper 馬達規格

極速	最大功率	額定功率	最大扭矩	額定扭矩
6400rpm	31kw	18.7kw	110.5N-m	89.5N-m

表 2 傳動齒輪基本參數表

長度 單位：mm				
	齒輪 1	齒輪 2	齒輪 3	齒輪 4
齒數	22 齒	52 齒	35 齒	81 齒
模數	2.5			
螺旋角	12 度			
壓力角	20 度			
齒寬	21	20	21	20
參考直徑	56.23	132.90	89.46	207.02
中心距	94.86		148.53	
傳動比	2.36		2.31	

傳動齒輪基本參數如上表 2 所示，由於配合實際齒輪的限制，不可能將兩階的傳動比實際設為相同；在盡可能接近的情況下，第一階減速比為 2.36，第二階為 2.31。考量螺旋角過大會造成過大的軸向推力，因此將螺旋角定義為一般設計平均值附近的 12 度，可兼具低噪音與高附載特性，卻也不會造成軸向力過大。避免加工成本過高，壓力角受限於標準規格的 14.5 或 20 度，考量強度因素，只能選擇常見的 20 度壓力角。

2.2 齒輪嚙合分析

為了求得齒輪嚙合接觸力，以及軸承及軸承座的受力，將 CATIA 中齒輪組虛擬組裝與配置匯入 ADAMS. View 中進行嚙合分析。

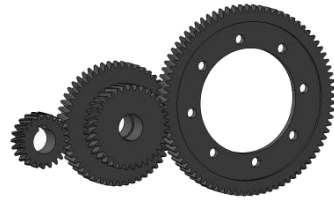


圖 3 CATIA 齒輪配置圖

在 ADAMS. View 中主要需分析兩對齒輪之接觸力，以及各組軸承的受力：馬達軸承、轉軸軸承以及差速器軸承。由於馬達在極點時具有最大功率以及最大扭矩，過了極點後隨著轉速的提高，其力矩也隨之下降，因此本分析中以馬達的極點轉速與最大扭矩作為輸入條件。給予馬達端的齒輪一個定轉速 2666 rpm，並在差速器端施加最大負載 490 N-m。

若初始條件即將轉速與負載設為目標值時，ADAMS. View 分析結果會產生極大的衝擊，不符合實際情況，因此在輸入轉速與力矩時以 ADAMS 中的 STEP 函數輸入，讓前面 0.3 秒有一個加速範圍，並擷取 0.3 秒後的數據作為分析結果。ADAMS 中轉速單位為 rad/s，因此下圖中極點轉速 2666rpm 換算後即為 279.3 rad/s。

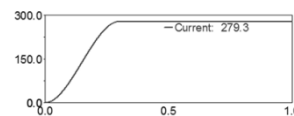


圖 4 馬達轉速曲線

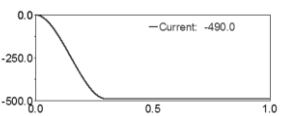


圖 5 輪上負載曲線

所有分析結果整理如下表 3 所示：

表 3 ADAMS 分析齒輪組運作受力

	X 方向	Y 方向	Z 方向
22T-52T 接觸力	-1636N	-3197N	-710N
35T-81T 接觸力	-3236N	2294N	505N
35T 端軸承力	2213N	-2545N	-1218N
52T 端軸承力	1004N	-2961N	0
差速器軸承力	-3187N	2294N	508N

雖然 52 齒軸中其中一端的軸向推力會為零。然而，考慮到於車輛使用上會有倒退檔，因此軸承選擇仍需考慮軸向推力的情況。由於差速器是使用 Toyota Altis 的元件，因此軸承是直接沿用原本的圓錐滾子軸承，在本研究中便不另外計算其規格。而馬達也是使用現有的馬達，因此也不另外計算馬達軸承的規格，但當馬達結構與齒輪箱同時進行設計時，本分析的數據對於馬達軸承的挑選將有很大的幫助。

2.3 齒輪軸承選用

由先前的齒輪受力分析，可以得知各個軸承點的受力情況，並以此受力情況計算所需的軸承規格。由

於傳動齒輪箱中之中繼軸兩端齒輪數不同，因此兩端的軸承受力不同，且只有一端有承受軸向力；然而實際行車時會有倒退檔的需求，倒檔時軸向力將會由另一端承受，為了方便與保險，軸承力計算上以兩者取較大值作為軸承選用受力值，用以計算軸承的軸向與徑向荷載。

又對於輪式車輛，其軸承壽命通常以工作里程來表示(百萬公里)，其參考資料如下表 4 所示：

表 4 輪式車輛軸承壽命參考值

軸承壽命 [10 ⁶ km]	車輛類型
0.1 - 0.3	公路車輛
0.8	軌道車輛 - 貨車
1.5	軌道車輛 - 地鐵，有軌電車
3	軌道車輛 - 客車
3 - 5	軌道車輛 - 柴油或電力機車

將所參考的輪式車輛壽命指標，以下列公式重新計算軸承壽命需求：

$$L_h = \frac{10^9}{60\pi \cdot n \cdot D} \cdot L_{km}[h]$$

其中 n 為轉速[1/min]、D 為輪直徑[m]

依照公路車輛建議值，取中間值 0.2，計算出轉軸軸承壽命需求為 3250h，並由軸承的受力計算所挑選的軸承壽命是否符合需求。考慮組裝與取得的便利性，加上成本之考量選擇最常見的單列深溝滾珠軸承，依需求所計算出之軸承規格[14]如下表 5 所示：

表 5 軸承規格挑選結果

	內徑	外徑	厚度	基本額定負荷	基本額定負荷
單列深溝滾珠軸承	30mm	72mm	19mm	26700 N	15000 N

經過計算，將所挑選出的軸承外部尺寸，繪製成 CATIA 圖檔，與齒輪組進行虛擬組裝，確認空間配置後，接著便可著手進行傳動箱體結構的設計。

3. 傳動齒輪箱體結構最佳化設計

3.1 傳動齒輪箱體設計考量

電動車的傳動齒輪箱與汽油引擎車的傳動齒輪箱

之最大差異，在於變速與離合系統的存在與否。傳統車輛所搭載之變速系統體積龐大且重量較重，為了變速需求，需搭配離合裝置與變速機構，因此整體齒輪箱重量較高。而電動車的傳動系統沒有變速需求，因此可以省下相當多的重量，機構也簡單，可以盡可能地達到輕量化的設計。

由於引擎本身所搭載的變速箱體積與重量都相當高，因此箱體結構本身較不容易發生共振；而當電動車用傳動齒輪箱達到如此極度輕量化與體積最小化的程度後，本身即相當容易被激發。以世界上目前存在的電動車來說，電動車用馬達的轉速往往大幅超過目前車用汽油引擎的轉速，因此電動車用傳動齒輪箱的工作頻率範圍會遠大於傳統汽油引擎車的頻率範圍，會使得共振情形更容易發生。基於這些原因，電動車的傳動齒輪箱結構需針對其振頻進行最佳化分析，盡可能地在輕量化的結構上達到最高的基頻，避免基頻落在工作範圍內，進而達到避免共振的效果。

藉由基頻的提高，可避免箱體的振動模態被激發，造成過大的振動噪音。且基頻的提高也意味著結構剛性的提升，結構剛性提升可以避免齒輪組運作時，轉軸軸承基座的變形造成的齒輪背隙變化與轉軸不對心等問題；當那些情況發生時，會使得齒輪組啮合振動變大，進而造成更大的運作噪音與效率的損失。

3.2 結構最佳化理論說明

拓樸是一種數學方法，能在給訂的空間中生成最佳化的形狀和材料分布。利用將結構分割成有限元素網格，在設定的限制條件下利用 Optistruct 中的近似法與最佳化方法可以決定最佳的加載路徑，改變材料的分佈以達到設計目標函數的最佳化。拓樸最佳化可使用薄殼元素或是實體元素，利用均勻化法 (Homogenization) 和密度法 (Density) 兩種方式來定義材料的調整規則。由於在本研究中的最佳化方法須考量到製造加工等相當多的限制(如挖除方向、對稱限制等)，而只有密度法可以在滿足這些限制的前提下進行最佳化設計。[15]

在密度法中，每個元素的材料密度被直接當作設計變量，在 0~1 之間連續變化。0 和 1 分別代表“空”或“實”；中間的值代表假設的材料密度值。基於此方法，材料的剛性被假設與密度呈線性關係。密度法可適用於各種等向性材料，也可用於非等向性材料(包含複合材料)；此時用於計算的有效材料屬性與原始材料的屬性成比例。由於其有效性及普遍適用性，密度法是所有拓樸最佳化問題的預設求解方法。

3.3 齒輪箱結構最佳化設計方法與流程

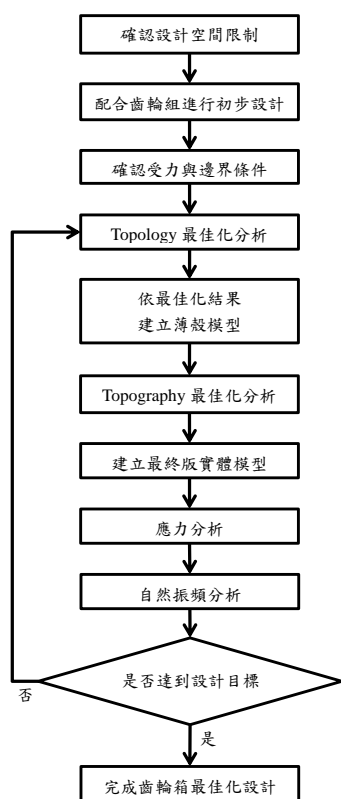


圖 6 齒輪箱結構最佳化設計流程圖

首先根據齒輪組配置以及軸承位置，作為齒輪箱內部限制，必須保留其運作空間；再根據與馬達連接面以及外部元件等作為設計外部限制，於 CATIA 中繪製初步設計模型。利用 ADAMS 分析得知各軸承端的受力，除了可用以計算所需之軸承規格外，若假設軸承為一剛體，即可用以作為齒輪箱外殼的受力條件，同時以與馬達組裝面作為邊界條件，即可著手進行齒輪箱的最佳化設計。

由於本研究中所使用的最佳化工具難以達到同時多重目標的最佳化，因此便先針對結構應力進行拓撲最佳化以求得最小的重量，再利用該最佳化結果進行結構基頻之形貌最佳化以提高基頻。根據本研究中之最佳化流程，可以達到比原始傳動齒輪箱更輕的重量，以及更小的振動、噪音以及效率損失。

由於最佳化過程中需經過相當多次的迭代計算，因此模型的網格不適合切太細，且模型中許多細節也必須省略，以避免分析過程過於耗工費時。因此得到最佳化結果後，需再建立細部的實體模型，以較精確的分析步驟確定最終決果合乎設計限制與滿足需求。最後才能進行細部設計以利製造加工。

3.4 傳動箱結構最佳化分析設計

3.4.1 結構最佳化模型建立

首先根據齒輪組與其軸承之配置，進行齒輪箱外殼的初步設計模型，針對其運作空間、軸承位置以及組裝平面建立分析模型。但由於傳動箱體結構主要是

封閉薄殼，因此過大的設計範圍會使得相當多的必須存在的薄殼結構被移除，而導致最佳化結果難以使用與辨識。因此需分別設置多個設計區域與非設計區域，以及個別增加限制條件，以使得最佳化的結果可便於加工與使用。

因此，先針對現有元件配置建立薄殼模型(圖 7)，在薄殼結構間針對預計的補強肋位置建立設計區域(圖 8)，如此便可保有完整的薄殼結構，並可得到最輕量且有效的補強肋位置與形狀。

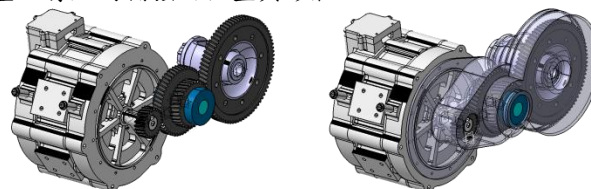


圖 7 針對現有配置建立薄殼模型

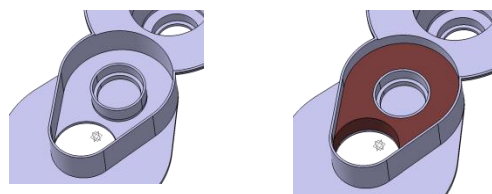


圖 8 於薄殼間建立最佳化設計區域

在進入結構最佳化之前，先將現有的薄殼結構利用 ABAQUS 進行其應力與變形的分析。利用前述之 ADAMS 分析結果，如先前表 3 所示。並以與馬達的組裝面作為邊界條件，進行結構分析。

傳動箱材料為 T6061 航太鋁合金，原始薄殼結構重量為 2.9kg，經由 ABAQUS 計算得知其最大應力為 96.1MPa，最大位移為 0.23mm，以應力限制來說傳動齒輪箱的初步設計即可達到需求(分析結果如下圖 4.7)，但以傳動齒輪箱的設計考量來看，不應以其應力作為判斷標準。例如本初步設計模型的應力分析結果，最大應力仍遠不及降伏應力，但其最大位移 0.23 對於齒輪組的嚙合精度來說已經過高，因此最佳化設計的目標主要為滿足剛性需求。

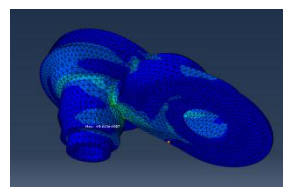


圖 9 齒輪箱薄殼結構 ABAQUS 分析應力分布圖

前述靜態分析是為了得知當齒輪嚙合時產生的軸承力所造成的結構變形與應力大小，因結構變形將造成齒輪嚙合振動與噪音；但當齒輪組產生了振動之後，若結構本身設計不良，結構會與齒輪組發生共振將振動與嚙合噪音放大，因此還需進行動態分析，觀察齒輪箱結構對於齒輪組工作振動的響應。動態分析的初步判斷，是以其自然振頻做為判斷標準，若前幾階的自然振頻均落在馬達運轉的頻率範圍內，則結構便越

容易發生共振。因此先將此齒輪箱薄殼結構進行自然振頻分析，檢查其自然振頻範圍，以便與最佳化後結果進行比對。

以 Green Jumper 的馬達規格來看，其最大轉速是 6400rpm，極點轉速是 2666rpm。在極點之前為馬達的定扭矩區，可以輸出最大的扭矩，過了極點後即進入定功率區，之後扭矩即開始下降。因此過了極點後，雖然轉速提高但負載下降，齒輪的振動反而不會大幅增加。因此便先將頻率標準定在極點轉速時的振動頻率。以馬達最大轉速 6400rpm 來說，連接輸入的齒輪為 22 齒，其第一階齒輪組嚙合頻率為 2346.7Hz，第二階為 1581.9Hz；而若是在馬達極點轉速 2666rpm，其第一階齒輪組嚙合頻率則為 977.5Hz，第二階為 659.0Hz。

由於極點轉速前的齒輪需傳遞的扭矩最大，且也是最常操作的區域，因此在這範圍內的共振須盡量避免。但以初步薄殼結構的自然振頻結果，可以觀察到前 11 個振頻都在其工作範圍內，而第 12 振頻更是接近極點時的工作頻率。甚至若以馬達最大轉速下的工作頻率來看，前 28 個振頻都在其範圍內，因此可以得知目前結構的剛性是偏差的，且在操作時容易與齒輪組發生共振。故在結構進行拓模最佳化改善之後，需再進行結構的形貌最佳化以提升其基頻至工作範圍之外，並且盡量減少在此範圍內的共振點數量。

3.4.2 傳動齒輪箱結構拓模最佳化

為了保持最佳化分析結果的完整性與可製造性，於初步設計模型上建立五個設計區域。分別在差速器兩個軸承座周圍、中繼軸兩個軸承座周圍，以及與馬達組裝面周圍。如下圖 10 所示。

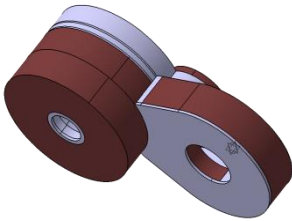


圖 10 齒輪箱薄殼結構與設計實體區域

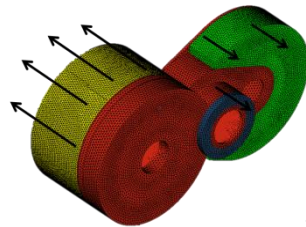


圖 11 HyperMesh 有限元素形貌變量與齒輪的運作空間干涉，令加強肋的起肋方向為元素的法向量，並以各齒輪轉軸為生成方向之對稱軸，以確保其可加工性與對稱性。如上圖 14 所示。

將所繪製的設計模型匯入 HyperMesh 中，建立分析模型與設定最佳化參數。為了減少建立模型所需的時間，在最佳化分析中使用的是四面體二階元素 (C3D10)，可兼顧方便與準確性。

由於本研究中的傳動齒輪箱需要以三軸 CNC 加工，因此限制結構挖除方向平行刀具切削方向，並令其所生成的補強肋方向對稱於齒輪與差速器轉軸軸心，以提升可加工性。如上圖 11 所示。為了避免設計過程中產生過多的細小元素，導致無法加工或是難以使用等問題，再加上一個最小零件的限制，令所生成的最小零件不得小於 3mm，以提高最佳化計算結果的可行性與可辨識度。

由於剛性需求才是本研究中的傳動齒輪箱的重點考量項目，因此主要需限制各軸承座的最大位移。由前面文獻回顧可得知齒輪組間節距的變化對於齒輪振動

與噪音影響甚鉅，因此需盡可能地減小軸承座的徑向位移。在設定位移限制時將 X 方向與 Y 方向的位移限制都設在 0.01mm，而由於軸向的位移對於齒輪運作影響較小，因此將 Z 方向位移限制設在 0.05mm。在這些限制下令設計區域體積最小化，可得到滿足剛性需求的最佳設計。

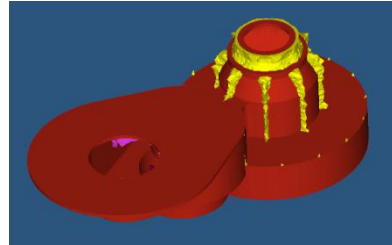


圖 12 Optistruct 拓模最佳化計算結果

3.4.3 傳動齒輪箱結構形貌最佳化

由於 Optistruct 中的形貌最佳化只能適用於薄殼網格，因此需先將原始的初步設計模型改為薄殼模型後(如下圖 4.13)，匯入 HyperMesh 中，並建立好有限元素模型，之後才進行最佳化的參數設定。

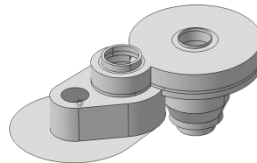


圖 13 初步設計的薄殼模型

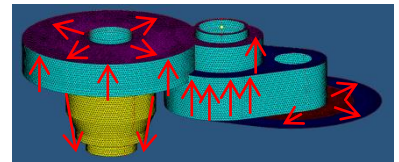


圖 14 最佳化模型與加強肋生成方向

由於本研究中需盡可能地提高傳動齒輪箱的基頻，因此在最佳化參數的設定中，將設計目標函數訂為其第一振頻的最大化。為了便於分別指定其生成與對稱方向以及設計限制，將整個模型分為五個設計區域，並將與馬達的连接面設定為一個非設計區。為了避免形貌變量與齒輪的運作空間干涉，令加強肋的起肋方向為元素的法向量，並以各齒輪轉軸為生成方向之對稱軸，以確保其可加工性與對稱性。如上圖 14 所示。

由於在本研究中的模型網格尺寸均為 3mm，因此根據常用的建議值，將最小肋寬訂在 5mm，起肋高度為 10mm，起肋角 60 度，並容許設置邊界的緩衝區。同時有五個設計區域，意即擁有五個設計變數，目標函數為整個模型的第一振頻最大化，經過數次迭代後收斂結果如下圖 15 所示。

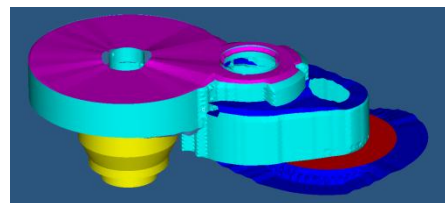


圖 15 傳動齒輪箱形貌最佳化計算結果

3.4.4 傳動箱結構應力與自然振頻分析

將以上兩種方式得出的最佳化結果匯入 CATIA 中，將面架構的模型轉換為實體模型，並進行分析結果的整合與聯集，建立較細部的分析模型，以生成同時兼顧輕量化、強度以及振頻最佳化的齒輪箱結構，如下圖 4.16 所示。

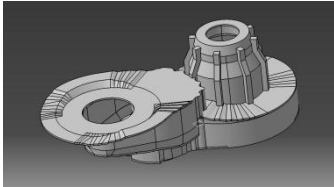


圖 16 傳動齒輪箱最佳化整合 CAD 圖檔

將經過最佳化設計過後之模型，再匯入 ABAQUS 進行振頻與應力分析。由於最佳化後之曲面較複雜，因此較難以使用六面體元素進行分割，為了節省建模時間，仍使用二階四面體元素 C3D10 作為網格類型。依照之前齒輪分析得知的軸承座受力作為負載，同樣地以與馬達連接面作為邊界條件，分析其受力與變形狀況。

此時其最大應力變為 86MPa，其軸承座的最大位移 0.16mm，最佳化結果之重量僅有 2.75kg，其應力值與原始的初步設計接近，但有些微下降；最大位移減少了 30%，可得知結構剛性有大幅的提升。並且再進行結構自然振頻的分析。

藉由最佳化方法將傳動箱體結構的基頻增加了 22%，連帶使整體的振頻皆提升。原始初步設計之結構的前十一階振頻皆落在馬達極點轉速的工作頻率範圍之內，經過最佳化過後的馬達結構僅有前七個振頻在該範圍內；若考慮到整個馬達的最大轉速，原始設計的前二十八階振頻皆在最大轉速的工作頻率範圍內，而經過最佳化的齒輪箱結構僅有前二十階振頻落在工作範圍內。由此可知，在整體重量不變的情況下，經過最佳化設計的齒輪箱結構之結構剛性明顯地有所提升，有助於減少齒輪啮合的節距誤差，並可減少共振現象，因此可以提高效率與減少噪音的產生。

4. 設計結果驗證

4.1 原始傳動箱結構分析

目前在 Green Jumper 上使用的傳動齒輪箱是未經過最佳化的成品，由於該傳動齒輪箱未經過最佳化設計，因此其重量較高，結構總重為 6.06 kg。未經過最佳化的齒輪箱體結構的質量分布不均，相同的齒輪啮合力負載下，最大應力為 107MPa，軸承座之最大位移為 0.62mm。由此可得知經過最佳化之後的傳動齒輪箱之分析結果確實較原始的設計為佳。

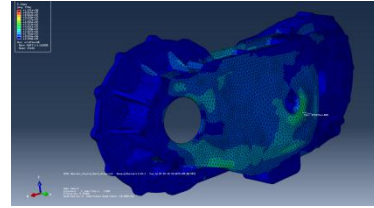


圖 17 未最佳化之傳動齒輪箱應力分析

4.2 原始傳動箱結構分析

為進行傳動齒輪析結構的響應分析，需先得知各軸承座位置的受力頻率，將 3.4 節中所進行的 ADAMS 齒輪組啮合分析結果，將中繼軸軸承以及差速器軸承的受力進行 FFT 轉換。

將以上所有軸承位置的週期受力輸入 ABAQUS 的分析模型中，邊界條件與前述之靜態分析相同，以求得結構所受之加速度對頻率的響應，並比對最佳化前與最佳化後的結構響應。雖然經過最佳化後的結構質量較原始的為輕，但由於其剛性有所提升，且由於自然振頻的提升，因此各軸承座位置的加速度會較未最佳化的齒輪箱為低，下圖 18、圖 19 為最佳化前後的 35 齒端軸承座之 X 方向加速度之比較。

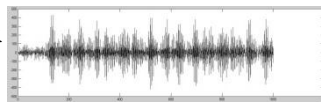


圖 18 未最佳化

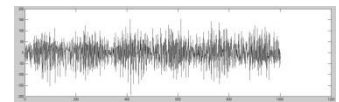


圖 19 最佳化後

再將該軸承座之受力進行 FFT 轉換，可得到結果如圖 20、圖 21 所示。可看出經過最佳化後的結構在各頻率下的加速度均較低，且在相同的轉速下，可擁有較低的振動頻率，較不容易對於車上的元件產生傷害。

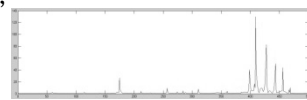


圖 20 未最佳化

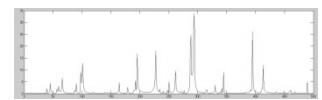


圖 21 最佳化後

4.3 傳動系統實車振動測試

為了驗證本研究中模擬分析的可信度，以目前所搭載在 GreenJumper 上的傳動齒輪箱進行實車測試，量測各軸承座位置的加速度與分析結果進行比對。實車測試場地是在台灣大學水源校區的停車場，由於校內的速度限制，因此極速只能測到時速 20 公里，相當於馬達轉速 1000 轉。

由於車速不快，因此軸向的受力不明顯，故主要量測的目標為軸承座的徑向加速度。由於傳動齒輪箱的各軸承位置之加速度在實車測試時會受到路面振動與前進時的加速度影響，因此須將量測到的加速度減去車輛行車狀態的加速度，才是實際的加速度值。

先以實車測試時的行車狀態下之馬達轉速與負載狀態，如同前面所述之流程，建立 ADAMS 分析模型，

並將該狀態下之軸承座受力匯入 ABAQUS 進行傳動齒輪箱之振動分析，並擷取其加速度對時間的關係，再進行 FFT 轉換以得到各頻率下之振動加速度，並也將實車測試所得之加速度進行 FFT 轉換。比較結果如下圖 22、圖 23 所示。

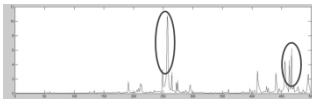


圖 22 模擬結果

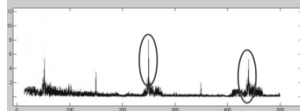


圖 23 實測結果

將實車測試與分析結果進行比對，結果如下表 6 所示，頻率之誤差較小，均在 10% 以內，然而加速度誤差卻高達 35%。由於傳動系統之齒輪運作本身就相當複雜，須考量的點包含齒輪本身之齒型修整、軸承、轉軸、組裝等各種條件，均會影響齒輪實際啮合的受力，因此從 ADAMS 分析齒輪受力，再匯入 ABAQUS 分析時，本身就可能與實際齒輪的情況有所差異，因此在加速度量測上的誤差會較大。而齒輪箱結構之振動頻率與馬達與齒輪之運作頻率相關，馬達運作頻率由馬達本身所安裝的解角器(Resolver)所測得，齒輪啮合頻率是由轉速與齒數所得出，因此在頻率的量測上誤差會較低。

表 6 實車測試與分析結果誤差比對

分析結果	實測結果	加速度誤差	頻率誤差
10.8m/s ² , 260Hz	8.0m/s ² , 250Hz	35.0%	4.0%
6.2m/s ² , 470Hz	5.2m/s ² , 440Hz	19.2%	6.8%

雖然實車測試與分析結果仍有些誤差，但仍可觀察出分析結果與實際結果之間的相關性，因此在本研究中所提出的最佳化設計方法之最佳化設計結果與原始未最佳化結果之比對仍有一定的可信度。

4. 結論

本研究係針對電動車與傳統車輛所使用傳動系統之差異，以及傳動齒輪箱之設計考量不同，建立一套新的傳動齒輪箱結構的最佳化設計流程，可以同時達到輕量化以及提升剛性與自然振頻，達到提高效率與減少噪音的效果。本設計流程能兼顧便利、可靠、低成本以及可製造性，有助於電動車產業與關鍵零組件的未來發展。

5. 致謝

這篇論文主要要感謝瑞裕學長與俊志學長給我相當多分析上的指導與建議，令我的分析得以順利完成。也特別感謝士盟科技的王思蓉小姐，教導我基本軟體操作，以及協助我建立分析模型。同時也感謝經濟部技術處的蘇評揮顧問，時常關心我的論文方向並給予相當豐富且有用的建議。感謝飛菱實業的張啟德先生，協助加工並且親自將零件送過來，也感謝熱情擔任團隊顧問的褚鴻才先生，這段時間內的建議與鼓勵。

6. 參考文獻

[1] 小原敏治，2006，“齒輪入門”， KHK 小原齒車工業株式會社

[2] 楊文宏，“齒輪傳遞誤差與振動關聯性之探討”，國立中正大學機械工程研究所碩士論文

[3] 大山政一，石川昌一，“トラブルのない歯車”，技術評論社，1974

[4] Y. Xue, Z. Wang, B. Shao, Z. Jiang, "Study on Vibration Modal of the Different Gearbox-box Structure," *JOURNAL OF MECHANICAL TRANSMISSION*, Vol.36, 2008

[5] 葉俊成，“直流馬達與齒輪箱之噪音分析與減量”，國立台灣科技大學機械工程研究所碩士論文

[6] 楊中豪，“正齒輪之參數化應力分析”，國立中正大學機械工程研究所碩士論文

[7] ZH. HUANG, XJ. ZHANG, YJ. ZHOU, "Simulation of contact force of involute gear meshing," *Journal of Central South University (Science and Technology)*, Vol.42, No.2, Feb. 2011

[8] ZP. HUANG, JS. MA, W. LI, MS. LUO, "Study on Gear Pair Meshing Impact Simulation," *Advanced Manufacture and Management*, Vol.25, No.10, 2006

[9] 陳清松，“螺旋齒輪及箱體有限元素分析及實驗”，國立成功大學機械工程學系碩士論文

[10] 陳源甫，“螺旋齒輪減速機箱體結構電腦模擬分析及實驗”，國立成功大學機械工程學系碩士論文

[11] Y.M. Xie, G.P. Steven, "A simple evolutionary procedure for structural optimization," *Computer & Structures*, Vol.49, No.5, PP.885-886, 1993

[12] Mlejnek, H.P., "Some Aspects of Genesis of Structures," *Structural Optimization*, Vol.5, pp.64-69, 1992

[13] W.X. JIA, Z.Y. HAO, J.C. YANG, "Low noise design of oil pan based on topography optimization," *Journal of Zhejiang University*, May 2007

[14] 綜合目錄，五連軸承有限公司

[15] 張勝蘭，基於HyperWorks的結構優化設計技術，機械工業出版社，Nov. 2007