

# 田口方法運用於電動貨車動力最佳配置之研究

## The Optimization of Powertrain Sizing for Electric Trucks Based on Taguchi Methods

賴宗平

陳明彥

Zong-Ping Lai Ming-Yen Chen

明志科技大學機械工程系

### 摘要

因應氣候變化與資源能源問題，在工業運輸需求上，交通運輸佔全球能源相關二氧化碳排放量的 23%，其中 69% 直接歸因於客運和貨運，佔全球溫室氣體排放量的 15%，因此客貨運車輛的電動化可有效改善溫室氣體的排放，協助達成淨零排碳的目標。本研究中將目標電動化的車型鎖定在 12 噸級的貨運車輛，以滿載的狀況下，爬坡度 30% 的坡並高於每小時 15 公里的行駛狀態，作為車輛的爬坡性能需求，並設定車輛極速每小時 100 公里的限制條件，挑選出 5 種動力馬達規格、5 種變速箱和 5 種差速器齒比等動力元件，通過使用田口方法，可以根據最少的實驗選擇最佳動力總成組件。最終挑選出 27 組動力組合皆可滿足車輛極速需達 100kph 的要求並加以分析，對於商用大型貨車電動化的動力系統而言，選用較大的馬達功率，搭配較低的綜合減速齒比的動力組合，可提升整車的極速性能並維持車輛的爬坡表現。

關鍵詞：動力系統匹配、田口法、電動貨車

### ABSTRACT

In light of frequent climate change and limited energy resources, in the industrial transportation field, the proportion of carbon dioxide amount in the traffic sector is at high level of 23%. Among this percentage, the passenger transport and freight vehicles contribute 69%, which is 15% of global greenhouse gas emission. Thus, the electrification of those commercial vehicles will effectively reduce the carbon dioxide emission as well as help achieve the goal of 'Net Zero Emission.' This study aims at the electrified truck up to 12 tons weight with the specifications of climbing 30% inclined road at the speed of 15 kilometers per hour (kph) and top speed of 100 kph. In order to satisfy the above performance requirement, 5 different types of the traction motors, 5 different ratios of the gearboxes and 5 different differential gearboxes are chosen to assemble the powertrain of such trucks. By using Taguchi methods, the optimal powertrain assemblies can be selected in terms of the minimal experiments. In the end, 27 sets of power combinations were selected and analyzed to meet the vehicle's maximum speed requirement of 100kph. For the electrified power system of commercial large trucks, a larger motor power is selected and a lower comprehensive reduction gear ratio is selected. Such a power combination can improve the speed performance of the vehicle and maintain the climbing performance of the vehicle.

Keywords: Powertrain sizing, Taguchi method, Electric truck

## 1. 前言

對於從事運輸業相關貨運車輛的駕駛來說，面對不同的路況與爬坡能力，車輛的性能是非常重要的。由於貨車本身需要乘載貨物的重量，因此需要龐大的載重能力。然而車輛速度在上坡時受到坡度影響，貨車在上坡時的加速能力因此明顯下降。在部分路段會使後方車輛被迫降速或者變換車道超車，容易導致車禍發生，因此大多數國家的高速公路設計大型車輛專用的爬坡道，如圖 1 所示，如此可使車輛做分流[1]，降低交通事故發生的機率。

以電動車的架構來說，車輛的爬坡性能取決於動力馬達的最大扭矩、變速箱與差速器的傳動比、車輪的直徑、傳動的效率、滾動摩擦係數、車輪與路面的接觸條件等等因素。在車輛設計初期，電動車動力系統當中馬達、變速箱和差速器的選擇往往決定了車輛整體的性能表現。本研究的目的是利用田口方法[2]針對大型電動貨車的動力元件進行篩選，以挑選出最佳的馬達、變速箱和差速器的規格匹配，以符合車輛的性能要求。



圖 1、部分高速公路設置有爬坡道[3]

## 2. 研究流程及設置

本研究所設定的整車動力需求是車輛應能提供足夠的動力來支持車輛產生大於平均負載功率時的平均功率車輛，以走走停停的運行模式運行，且在平坦和緩坡路面上以正常恆定速度行駛[4]；馬達輸出功率應等於車輛所受的阻力加上車輛加速動力。車輛行駛中的阻力由 $F_f$ 滾動阻力、 $F_w$ 空氣阻力、 $F_g$ 爬坡阻力以及

加速度時所遇到的慣性力 $M_v \frac{dV}{dt}$ 組成，表列如公式(1)：

$$P_e = \frac{V}{\eta_t} \left( F_f + F_w + F_g + M_v \frac{dV}{dt} \right) \quad (1)$$

公式中 $P_e$ 代表的是馬達所輸出的功率(單位為千瓦，kW)， $\eta_t$ 是整體傳動的效率， $V$ 是車速(單位為公里每小時，kilometer per hour，kph)， $t$ 為時間(單位為秒)。

依照公式(1)可以改寫成公式(2)：

$$P_e = \frac{V}{\eta_t} \left( M_v g f_r \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f V^2 + M_v g \sin \alpha + M_v \frac{dV}{dt} \right) \quad (2)$$

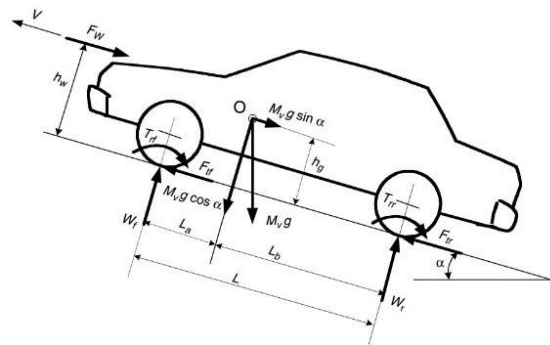


圖 2、作用在車輛上的力[4]

$M_v$ 是車輛總重(單位為公斤，kilogram)， $g$ 代表重力加速度(單位為公尺每平方秒)， $f_r$ 是車輛滾動阻力係數， $\alpha$ 代表車輛行駛的坡度(單位為度)， $\rho_a$ 是空氣密度(單位為公斤每立方公尺，kg/m<sup>3</sup>)， $A_f$ 是車輛的迎風面積(單位為平方米)， $C_D$ 是車輛的風阻係數，可參考圖表 2。

本研究是以商用貨車載重含車重總重為 12 噸做為目標車型，然而目前國內尚無大貨車性能驗證的相關法規，故參考國內電動大客車性能驗證規範之電動大客車的使用性能，規範車輛須能於百分之二十斜度之斜坡上行駛[5]，因此在此研究中我們將整車爬坡的動力需求設定為 30%(≈16.7°)的坡度並保持車速在 15kph 以上。

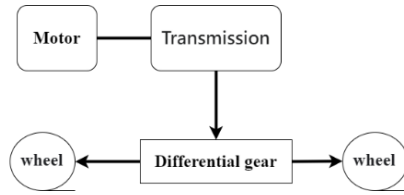


圖 3、電動貨車動力系統架構圖

圖 3 可知馬達端傳遞動力給變速箱進行換檔，並將動力傳遞到差速器上，最後藉由傳動軸將動力傳遞到輪胎上，由於在本研究中暫時不考慮換檔邏輯與傳動系統的動力損失，因此可藉由目標車型搭配的輪胎規格 245/70/R17.5，進而估算輪端扭力。

由公式(1)可知，爬坡時所需的動力，馬達輸出功率  $P_e$  等於阻力功率加上車輛加速度的動力功率，因此由公式(2)可以回推該馬達最高可達成的速度  $V$ 。除此之外，當車輛行駛於最高速度的狀態時應為等速度運動，故我們可知加速度  $a=0(m/s^2)$ ，且設定車輛在無坡度的平路上( $\sin\alpha=0$ )行駛，同時考量滾動阻力  $f_r$  設定為 0.015，車輛總重  $M_v$  為 12000kg，標準重力加速度  $g$  為  $9.81(m/s^2)$ 。我們同時設定車輛高度為 2.5 公尺，車寬為 2.82 公尺，因此可求得公式(2)中的迎風面積  $A_f$  為 7.05 平方公尺，空氣密度數值  $\rho_a$  則參照國際標準大氣(ISA)[6]，空氣密度值為 1.225 千克每立方米。同時針對商用貨車的風阻係數約落在 0.75~0.77 之間[7]，故在本研究中保守設定  $C_D$  值為 0.8。在不考慮傳動損失(即  $\eta_t = 1$ )的前提下，可求得該馬達的功率如公式(3)：

$$P_e = V(1765.8 + 3.4545V^2) \quad (3)$$

除此之外，以車輛爬坡性能來說，需要考量的除了馬達的功率，還有馬達是否能提供的扭力足以讓車輛進行爬坡，依據本研究中車輛的參數設定，不考慮機械損失(即  $\eta_t = 1$ )，利用所有阻力  $T_{Total}$  與輪胎之關係，我們可以推導出公式(4)：

$$T_{Total} = 0.39375(F_f + F_w + F_g + M_v \frac{dv}{dt}) \quad (4)$$

在不考慮機械損失(即  $\eta_t = 1$ )的情形下，可知整車動力輪端最低需求分別為功率 148.24kW 與 14008.8Nm，整車輪端的動力曲線繪製如圖 4。

在本研究中我們挑選出國內外 5 種符合整車輪端動力需求的馬達，列表 1，變速箱種類 5 種列表 2，5 種差速器列表 3。利用田口方法(Taguchi Methods)[3]找尋相對應的系統匹配。

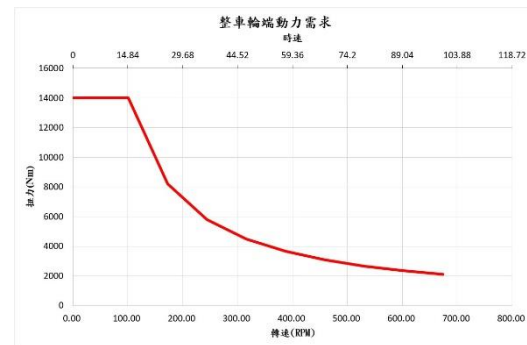


圖 4、整車輪端動力需求

除此之外，我們參照台灣國內現有的柴油貨車 10.4~12 噸概況市場調查，如表 4 所列，發現大多類似的車型最高車速約落在 100~120kph，因此在這裡我們選擇 100kph 作為整車的極速動力需求。

表 1、符合需求的馬達

馬達 編號	額定 轉矩 [Nm]	額定 功率 [kW]	額定 轉速 [rpm]	最大 轉矩 [Nm]	最大 轉速 [rpm]
馬達 1[8]	995	219	2100	1100	4000
馬達 2[8]	952	239	2400	1040	4000
馬達 3[9]	1542	339	2100	2500	4000
馬達 4[10]	1670	133	1670	3130	3300
馬達 5[11]	1433	135	900	3000	3500

表 2、各變速箱第一檔位和最高檔位齒比

變速箱編號	檔位數量	第一檔齒比	最高檔齒比
變速箱 A[12]	2	3.529	1
變速箱 B[12]	4	4.83	1
變速箱 C[12]	4	5.782	1
變速箱 D[13]	4	6.75	0.78
變速箱 E[12]	6	7.05	0.78

表 3、差速器各個終傳比

差速器編號	終傳齒比
差速器一[14]	3.31
差速器二[15]	3.73
差速器三[16]	4.1
差速器四[17]	4.56
差速器五[18]	5.13

表 4、國內 10.4~12 噸級商用貨車性能比較

貨車廠牌	車輛總重 (kg)	最高速度 (kph)	最大爬坡性能 (%)
廠牌 1[19]	11,000	101	45
廠牌 2[20]	10,400	108	60
廠牌 3[20]	11,000		55.8
廠牌 4[21]	12,000	111~120	-
廠牌 5[22]	12,000	120	40.3

### 3. 研究方法與工具

#### 3.1 田口方法(Taguchi Methods)[2]

田口方法 (Taguchi Methods) 是一種將產品帶回設計階段的工程法，著重在於源頭的實驗計劃法(Design Of Experiment, 簡稱 DOE)，起源於 Ronald Fisher，田口玄一博士則引用此概念建立田口實驗方法，利用簡單的直交表去完成實驗規劃，並用最少的實驗搭配來取得有用的資訊與結果。雖然田口實驗方法沒辦法直接找到最佳的組合(全因子法可運用)，但能大幅減少實驗次數得到最佳的趨勢圖表。

在田口實驗我們主要探討品質特性 (Quality Characteristic)，影響品質特性的因子

可分為信號因子(Signal Factor)、控制因子(Control Factor)和干擾因子(Noise Factor)，如圖 5 所示。選用信號因子的目的主要是表達產品之品質特性，在特定的控制因子下，信號因子會隨著品質特性而呈現連續函數變化。控制因子則是代表實驗可以調整的參數，由品質特性上能選出相對應之控制因子，透過適當地選擇控制因子的水準，可以降低品質特性的偏差。干擾因子則是代表我們無法控制之因素，會使品質特性上產生出變異，而造成這個變異原因，可能是內、外部的雜訊等。本研究在於模擬車輛在實際道路上行駛的狀況，因此我們將設定干擾因子為路面的摩擦係數。

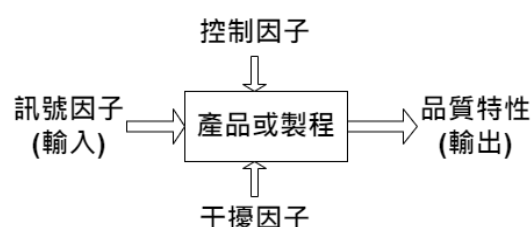


圖 5、影響品質特性的因子

#### 3.2 品質損失函數

田口玄一博士認為產品本身未能發揮原有的機能外，都能稱為品質損失，當產品規格偏離目標時，客戶會體驗到質量損失，這種質量下降不是突然的。在探討最佳化的過程中，越低的品質損失代表有著越高的品質，當品質特性與目標值一致性時，品質損失為最低，故必須找出適合的品質特性的目標函數最為重要，依照不同的目標要求，品質特性可以分為以下三種：

- (1) 望目特性 (Nominal-the-best Characteristic)，此特性具有特定目標值，當常使用例子為，尺寸、換檔壓力、間隙、黏度等。
- (2) 望大特性 (Larger-the-Better Characteristic)，目標值為無窮大，例如：強度、壽命、燃燒效率等。
- (3) 望小特性 (Smaller-the-Better Characteristic)，目標極端值是零，例

如:磨耗、收縮、雜音水準等。

品質特性的量測值通常不適合直接用來作為品質指標，因此田口法中使用信號雜訊比 (Signal-to-noise ratio，縮寫為 SNR 或 S/N)，作為品質的計量單位。S/N 越大表示產品品質損失越小或其品質變異越小，S/N 比的單位為分貝，且定義如下所示：

$$S/N = -10 \log \left\{ \frac{\text{訊號之強度}}{\text{雜訊之強度}} \right\} \quad (5)$$

### 3.3 直交表

在田口法中可以使用直交表(Orthogonal Array)來簡化實驗並分析實驗資料。在本研究中我們挑選 5 種車用馬達(如表 1)、5 組變速箱(如表 2)和 5 組差速器齒比(如表 3)，因此可知共有 125 種動力組合搭配需要進行評估。由於這三個因子(馬達、差速器、變速箱)彼此之間相互獨立，因此透過  $L_{25}(5^3)$  直交表的分析，我們可以得出只需 25 組的實驗即可，如此可以大幅簡化實驗數量。

$L_{25}(5^3)$  是田口法中直交表的簡稱，L 代表是直交表的英譯 Latin square，其下標為 25 代表直交表的實驗次數，括弧中的  $5^3$  則表示實驗中有 3 個因子各有 5 個水準，如表 5 所示。

### 3.4 車輛模型

在本研究中所計算的整車動力需求是建構在車輛動態的力學模型之上。車輛在行駛過程當中會受到許多阻力，包括滾動阻力、風阻、爬坡阻力和慣性阻力等，皆會影響動力組合的輸出功率，公式(2)中可見各項因子對其造成的影響。如圖 5 所示，至於滾動阻力係數則參考文獻[23]的資料，設定各個路面類型滾動阻力係數，如表 6，並將此阻力視為田口實驗設計法中的干擾因子，以獲得較穩健的動力組合。

表 5、 $L_{25}(5^3)$  直交表

實驗 次數	馬達 編號	差速器 編號	變速箱 編號
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	1	4	4
5	1	5	5
6	2	1	2
7	2	2	3
8	2	3	4
9	2	4	5
10	2	5	1
11	3	1	3
12	3	2	4
13	3	3	5
14	3	4	1
15	3	5	2
16	4	1	4
17	4	2	5
18	4	3	1
19	4	4	2
20	4	5	3
21	5	1	5
22	5	2	1
23	5	3	2
24	5	4	3
25	5	5	4

表 6、路面滾動阻力係數[23]

路面類型	摩擦係數	
良好的瀝青或混凝土路面	0.010-0.018	
一般瀝青或混凝土路面	0.018-0.020	
碎石路面	0.020-0.025	
良好的卵石路面	0.025-0.030	
坑洼路面	0.035-0.050	
壓緊土路	乾燥的	0.025-0.035
	雨後的	0.050-0.150



#### 4. 結果與討論

本研究使用 Minitab[24]軟體進行田口法，利用軟體中統計中的 DOE 功能創建田口實驗設計，並選用 5 個水準，3 個因子數，採用  $L_{25}(5^3)$  直交表，並輸入相關參數進行計算，如圖表 6 所示。軟體全名為 Minitab Statistical Software，是一個統計套裝軟體，由 Minitab 股份公司發行。

首先我們考量整車爬坡時的扭力需求，依照第一節所設定的爬行坡 30% 的工况，馬達輸出的最大轉矩經過傳動系統的齒比放大之後，需要高於整車最大的轉矩需求 14008.8Nm。

圖 6 為 Minitab 軟體的設定畫面，我們將表 1 中的馬達扭力參數、表 2 中的變速箱齒比和表 3 中的差速器齒比輸入軟體進行田口法的最佳化設計，可得到圖 7 之結果。

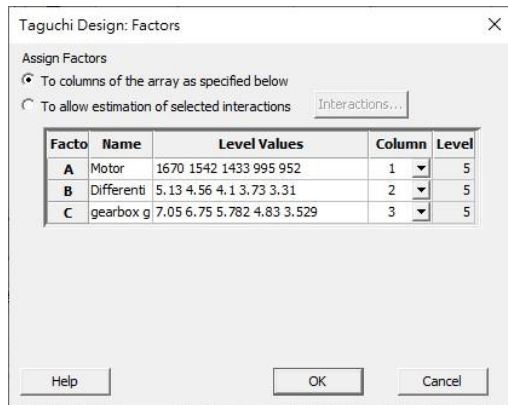


圖 6、因子參數輸入

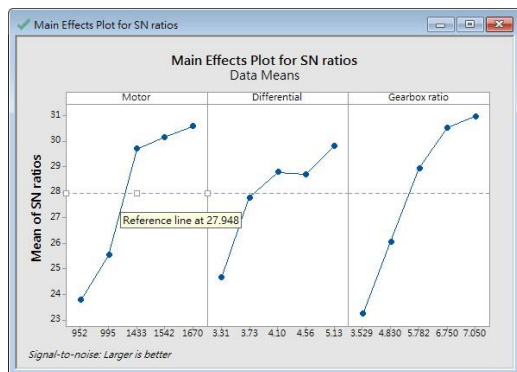


圖 7、以馬達額定轉矩為基準的 S/N 比值

圖 7 為採用馬達額定轉矩、變速箱齒比和差速器齒比作為因子所得到的 S/N 比。首先我們以 5 種馬達 S/N 比值的平均值作為篩選條件，計算出 S/N 比的平均值為 27.948。

挑選標準參考線

$$= \frac{30.5794 + 30.1549 + 29.7048 + 25.5276 + 23.7716}{5} = 27.948 \quad (6)$$

所以我們篩選出較佳的 3 種馬達規格、3 種差速器齒比和 3 種變速箱齒比，共有 27 組動力組合有較佳的動力表現，如表 7 所列。

表 7、最佳動力匹配組合

額定轉矩(Nm)	1433	1542	1670
馬達編號	5	3	4
差速器齒比	4.1	4.56	5.13
差速器編號	三	四	五
變速箱齒比	5.782	6.75	7.05
變速箱編號	C	D	E

比對  $L_{25}(5^3)$  直交表內的各項數據，如圖 8 所示，我們可以看出，在挑選的標準 S/N 比值 27.984 之上，倘若以馬達的最大額定輸出功率來做計算，即使車輛在 30% 坡度的上坡路段，仍然可以維持時速 30kph 以上，輪端的扭力值皆在我們所設定的最低整車動力需求 14000.8Nm 之上。換句話說，在所有的動力組合當中，皆可滿足整車的爬坡性能要求。

表 8、最佳動力組合的爬坡最高車速比較表

重型商用車輛		Rated	車輪半徑	0.39375
滿載狀態		12000	kg	
C1	C2	C3	C4	C5
馬達額定功率 (kW)	馬達最高轉速 (RPM)	差速器齒比	變速箱最高檔齒比	最高車速 (km/hr)
1670	3300	4.1	5.782	20.7
1542	2940	4.1	5.782	18.4
1433	3500	4.1	5.782	21.9

表 9、直交表 S/N 比值列表

重型商用車輛				Rated							車輪半徑	0.39375
滿載狀態	12000	kg	摩擦係數	0.015	0.018	0.02	0.025	0.03	0.04	0.035	信噪比均值	
排序/列	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	27.948
	馬達額定轉矩	差速器齒比	變速箱齒比	扭力值	一般路面	良好柏油路面時速	一般柏油路面時速	碎石路面時速	良好的卵石路面時速	坑洼路面時速	壓緊土路(乾燥的)時速	信噪比
1	1670	5.13	7.05	60398	51.31	51.24	51.19	51.07	50.94	50.69	50.82	34.15743767
2	1670	4.56	6.75	51403	46.07	45.99	45.93	45.80	45.66	45.38	45.52	33.21036407
3	1670	4.1	5.782	39589	38.11	38.01	37.95	37.78	37.61	37.28	37.44	31.53526249
4	1670	3.73	4.83	30087	30.22	30.10	30.01	29.80	29.59	29.16	29.38	29.46838633
5	1670	3.31	3.529	19507	17.70	17.48	17.34	16.97	16.60	15.82	16.21	24.52565866
6	1542	5.13	6.75	53396	47.28	47.20	47.15	47.02	46.88	46.61	46.75	33.43872486
7	1542	4.56	5.782	40656	38.90	38.80	38.73	38.57	38.41	38.08	38.24	31.71606073
8	1542	4.1	4.83	30536	30.64	30.52	30.44	30.23	30.02	29.60	29.81	29.59189476
9	1542	3.73	3.529	20298	18.92	18.72	18.59	18.25	17.90	17.18	17.54	25.16636441
10	1542	3.31	7.05	35983	35.33	35.22	35.15	34.97	34.79	34.42	34.61	30.86160372
11	1433	5.13	5.782	42505	40.22	40.13	40.07	39.91	39.75	39.43	39.59	32.01258434
12	1433	4.56	4.83	31562	31.58	31.46	31.38	31.17	30.97	30.56	30.77	29.86101572
13	1433	4.1	3.529	20734	19.57	19.37	19.24	18.91	18.58	17.88	18.23	25.48304546
14	1433	3.73	7.05	37683	36.66	36.56	36.49	36.32	36.15	35.80	35.97	31.19215625
15	1433	3.31	6.75	32017	31.98	31.86	31.78	31.59	31.39	30.98	31.19	29.97536108
16	995	5.13	4.83	24654	24.60	24.45	24.34	24.08	23.82	23.29	23.56	27.60670058
17	995	4.56	3.529	16012	10.72	10.36	10.12	9.48	8.79	7.21	8.04	19.07656685
18	995	4.1	7.05	28760	28.95	28.82	28.73	28.51	28.29	27.84	28.07	29.08223697
19	995	3.73	6.75	25052	25.06	24.90	24.80	24.55	24.29	23.77	24.03	27.77364693
20	995	3.31	5.782	19043	16.94	16.71	16.56	16.18	15.78	14.96	15.38	24.09900571
21	952	5.13	3.529	17235	13.58	13.30	13.11	12.62	12.11	11.02	11.57	21.85055979
22	952	4.56	7.05	30605	30.70	30.58	30.50	30.29	30.08	29.66	29.87	29.61045013
23	952	4.1	6.75	26347	26.48	26.34	26.24	26.00	25.76	25.26	25.51	28.27667572
24	952	3.73	5.782	20532	19.27	19.07	18.94	18.61	18.26	17.56	17.92	25.33911992
25	952	3.31	4.83	15220	8.37	7.90	7.58	6.70	5.68	2.66	4.44	13.78127452

倘若以馬達的最高轉速作為考量（變速箱為第一檔位），如表 8 所列，這將會大幅限制爬坡時可達到的最高車速。如表 9 中的 C5 排序 3 欄所列，我們以一般路面(摩擦係數值為 0.015)的狀況來做計算，爬坡時的車速將會降低 18kph 至 21kph 之間。但皆可滿足我們在一開始所設定的車輛爬坡動力要求(以 15kph 時速行駛 30%的坡度路面)。

根據以上的數據分析，我們得到以車輛爬坡需求為考量的 27 種最佳動力組合。除了爬坡的動力需求之外，我們還需要考慮車輛極速的性能需求(車輛極速需達到至少 100kph 以上)。因此我們分別針對這 27 種動力組合進行最高車速的計算，計算結果如表 10 所示。

表 10、最佳動力組合的最高車速比較表

重型商用車輛 Rated			車輪半徑		0.39375	
滿載狀態			12000		kg	
C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
馬達額定轉矩 (Nm)	差速器齒比	變速箱第一檔齒比	馬達最高轉速 (RPM)	馬達額定功率 (kW)	變速箱最高檔齒比	最高車速 (km/hr)
1670	5.13	7.05	3300	133	1	103.55
1670	5.13	6.75	3300	133	1	103.55
1670	5.13	5.782	3300	133	1	103.55
1670	4.56	7.05	3300	133	1	103.55
1670	4.56	6.75	3300	133	1	103.55
1670	4.56	5.782	3300	133	1	103.55
1670	4.1	7.05	3300	133	1	103.55
1670	4.1	6.75	3300	133	1	103.55
1670	4.1	5.782	3300	133	1	103.55
1542	5.13	7.05	4000	339	1	115.7429
1542	5.13	6.75	4000	339	1	115.7429
1542	5.13	5.782	4000	339	1	115.7429
1542	4.56	7.05	4000	339	1	130.2107
1542	4.56	6.75	4000	339	1	130.2107
1542	4.56	5.782	4000	339	1	130.2107
1542	4.1	7.05	4000	339	1	144.8198
1542	4.1	6.75	4000	339	1	144.8198
1542	4.1	5.782	4000	339	1	144.8198
1433	5.13	7.05	3500	135	1	101.275
1433	5.13	6.75	3500	135	1	101.275
1433	5.13	5.782	3500	135	1	101.275
1433	4.56	7.05	3500	135	1	104.24
1433	4.56	6.75	3500	135	1	104.24
1433	4.56	5.782	3500	135	1	104.24
1433	4.1	7.05	3500	135	1	104.24
1433	4.1	6.75	3500	135	1	104.24
1433	4.1	5.782	3500	135	1	104.24

從表 10 中可以觀察出，挑選出的 27 組動力組合皆可以變速箱的最高檔為讓車輛行駛於 100kph 時速以上。由於變速箱編號 C、D 和 E 這三組的最高檔齒比皆為 1，因此我們可以得知，造成車輛極速差異的關鍵因素主要取決於所選擇差速器的齒比、馬達的最高轉速和馬達的額定功率。

表 10 中的最高車速是根據馬達的最大轉速、變速箱的最高檔位齒比和差速器的齒比計算得知，也同時考量馬達的額定功率，以公式 (2) 進行計算出該馬達可提供最大功率時的車速。因此當馬達功率較小時，如編號 10 的馬達額定功率僅為 133kW，即使馬達可達較高的轉速，但卻因為無法克服車輛行駛的阻力而使得最高車速有所限制。同樣的情形發生在編號 9 的馬達上，其額定功率為 135kW，因此限縮了車輛只能在時速 104 公里左右行駛。然而編號 8 的馬達因為額定功率高達 339kW，因此大幅增加車輛可達到的最高速度至 133kph 至 152kph。觀察編號 8 馬達的這 9 組實驗數據，我們可以得知選擇搭配較低的差速器齒比可相對提升車速，而不因馬達的最高轉速條件所受限。

綜合以上討論結果，對於商用重型貨車而言，動力組合的選擇傾向選用較高功率的馬達，以避免因為提供不足的馬力無法滿足高速時的阻力。另一方面，從整車爬坡動力需求的面向來看，以較低的綜合減速齒比(變速箱最高檔位齒比乘以差速器齒比)較佳，可降低馬達最高轉速因減速比而對整車車速的限制。

## 5. 結論

本研究針對電動動力系統的規格匹配，以 12 噸級商用大型貨車為目標車型，採用田口法從 5 種馬達類型、5 種變速箱類別和 5 種差速器型號挑選出最佳的 27 種動力組合，以  $L_{25}(5^3)$  直交表將原本 125 種動力配對組合化簡為 25 個實驗，因而大幅降低設計車輛動力系統時規格匹配的成本與時間。

本研究所挑選的馬達、變速箱和差速器組合皆可以滿足整車對於爬坡的動力需求(行駛於坡度 30% 的路面時至少需能達到時速 15 公里)。從田口法 S/N 比的分析當中，共挑選出有 27 組較佳的動力組合。然而由於馬達轉速的最高限制，多數車輛只能以 18kph 至 28kph 之間行駛於斜坡上。除此之外，考量整車極速的性能需求，將此 27 組動力組合加以分析，可以得知所有組合皆可滿足車輛極速需達 100kph 的要求。但從實驗數據中可以觀察出馬達的功率限制了整車可達成的最高車速。

由以上的分析可以得知，對於商用大型貨車電動化的動力系統而言，選用較大的馬達功率，並搭配較低的綜合減速齒比，如此的動力組合可提升整車的極速性能並維持車輛的爬坡表現。

## 6. 致謝

本研究在此特別感謝臺塑汽車貨運股份有限公司 (Formosa Plastics Transport Corporation) 提供相關資料指點方向去蒐集資訊，及資金能讓本研究更佳完整。

## 7. 參考文獻

- [1]. Hou, Q., Meng, X., Huo, X., Cheng, Y., Leng, J. (2019). Effects of Freeway Climbing Lane on Crash Frequency: Application of Propensity Scores and Potential Outcomes. 517, 246–256. <https://doi.org/10.1016/j.physa.2018.09.117>
- [2]. Wikipedia Taguchi Methods。Retrieved from: [https://en.wikipedia.org/wiki/Taguchi\\_methods](https://en.wikipedia.org/wiki/Taguchi_methods)
- [3]. Google 街景. (2022, August)。Retrieved from: <https://www.google.com/maps/@25.0569481,121.4079407,3a,15y,254.26h,91.91t/>



- [Data=!3m6!1e1!3m4!1sYUkegVhRm\\_1C LXpWBqG\\_rg!2e0!7i16384!8i8192.](#)
- [4]. Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. M. (2018). Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles. CRC press.
- [5]. 附件一、電動大客車性能驗證規範.行政院公報交通建設篇, 26(219), 20201117.
- [6]. ISA 國際標準大氣. (2021, April 30). Acft.l 飛機撚。Retrieved from: <https://acftlhc.com/blogs/aviation-theory-%E8%88%AA%E7%A9%BA%E7%90%86%E8%AB%96/isa-%E5%9C%8B%E9%9A%9B%E6%A8%99%E6%BA%96%E5%A4%A7%E6%B0%A3>
- [7]. W. H. Hucho, Aerodynamics of Road Vehicles, 4th edition, Warrendale: Society of Automotive Engineers (SAE), 1998.
- [8]. Electric Machines – High Torque with High Efficiency \_ Danfoss. EM-PMI375-T1100 電機數據表。Retrieved from: <https://assets.danfoss.com/documents/161614/AI269157678703zh-000101.pdf>
- [9]. Electric Machines – High Torque with High Efficiency \_ Danfoss. EM-PMI540-T1500 電機數據表。Retrieved from: <https://assets.danfoss.com/documents/188829/BC265856800806zh-000201.pdf>
- [10]. 電動巴士驅動電機- EVPM 系列晟昌機電。Retrieved from: <https://www.solpowermotor.com/tw/electric-vehicle-motor/electric-bus-traction-motor/evpm-series>
- [11]. IE5 超超高效率大型電動巴士用動力系統.大同股份有限公司。Retrieved from: <https://www.taiwanexcellence.org/tw/award/product/1100331>
- [12]. EATON EMobility EV Transmissions。Retrieved from: <https://www.act-news.com/wp-content/uploads/2020/10/Eaton-EV-Transmissions-brochure-1019.pdf>
- [13]. 6 AS 1000 TO ZF-AS Tronic Lite (Truck)。Retrieved from: <https://autosurdelevante.com/wp-content/uploads/2020/05/13809646766AS1000TO.pdf?x10434>
- [14]. Differential (Reman) DAF 1717000。Retrieved from: <https://www.rema-germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/20386/differential-reman-daf-1717000?c=20397>
- [15]. Differential (Reman) DAF 1750974R。Retrieved from: <https://www.rema-germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/20380/differential-reman-daf-1750974r?c=20397>
- [16]. Differential (Reman) DAF AMPB708。Retrieved from: <https://www.rema-germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/502/differential-reman-daf-ampb708?c=20397>
- [17]. Differential (Reman) DAF 1425704。Retrieved from: <https://www.rema-germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/498/differential-reman-daf-1425704?c=20397>
- [18]. Differential (Reman) DAF 1425703R。Retrieved from: <https://www.rema-germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/498/differential-reman-daf-1425703r?c=20397>

- [germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/433/differential-reman-daf-1425703r?c=20397](http://germany.com/truck/final-drive/differentials/daf/433/differential-reman-daf-1425703r?c=20397)
- [19]. 台北合眾汽車有限公司. (2022, April) 。  
Retrieved from:  
[https://www.isuzu.com.tw/f-series/?car\\_type=frr11](https://www.isuzu.com.tw/f-series/?car_type=frr11)
- [20]. 和泰汽車股份有限公司. (2017) 。  
Retrieved from:  
<https://Www.Hino.Com.Tw/Car.Aspx?25>.
- [21]. 拖拉庫-加航通運關係企業. (2020) 。  
Retrieved from:  
<http://truckman.com.tw/product/sitrak%E8%B3%BD%E5%BE%B7%E5%8D%A1-C3-12%E5%99%B8-4x2-%E5%A4%A7%E8%B2%A8%E8%BB%8A%E5%BA%95%E7%9B%A4/>
- [22]. DAF 台灣總經銷台塑汽車 。 Retrieved from:  
[http://Www.Daf.Com.Tw/Dm/Dm\\_01.Htm](http://Www.Daf.Com.Tw/Dm/Dm_01.Htm)  
[1](http://Www.Daf.Com.Tw/Dm/Dm_01.Htm)
- [23]. 不同地面材質的滾動阻力數 。 Retrieved from:  
<https://baike.baidu.com/item/%E6%BB%9A%E5%8A%A8%E9%98%BB%E5%8A%9B%E7%B3%BB%E6%95%B0/19501448>
- [24]. Minitab 。 Retrieved from:  
<https://www.sfi-minitab.com.tw/>