

重型商用車輛行駛阻力對能耗影響之研究

顧詠元¹、林克衛¹、許龍興¹、陳銘旭¹

¹財團法人車輛研究測試中心(工程師)

¹E-mail: tom@artc.org.tw

摘要

車輛的節能減碳主要的管制焦點都以小型乘用車輛為主，而重型商用車輛受限於商業用途與數量，經常在車輛節能減碳議題上被忽視與排除，隨著地球暖化效應與能源消耗加劇下，歐美日等先進國家開始管制與訂定重型商用車輛能耗標準。而重型商用車輛因考量最大商業運輸能量為主，故在車輛設計上具有較大車體體積與承受總重量，導致車輛油耗量相對較大，隨著燃油價格提高現已成為商業運輸成本之首位。因此本研究以車輛行駛阻力為研究理論基礎，選擇車重與胎壓為實驗變因，運用實車定速實驗方式研究重型商用車輛能耗相關因素影響，評估耗能參數影響權重與推估最佳節能行駛模式。由研究數據顯示車輛行駛阻力與燃油消耗呈正向相關趨勢，其胎壓不足(TP_{80%})對油耗影響最大約增加2.6%，車重增加最大約增加6.5%，車速則成指數變化，在同檔位下(110km/h 相較於 70km/h)約增加 92.1% 油耗量，顯示車速於高速行車型態下具有最大能耗影響權重。另依據行駛阻力分析，約在 2 倍滾動阻力區域處所對應之車速為最佳節能駕駛速度範圍，以本研究車輛為例適當檔位下(4 檔)最佳節能車速範圍約在 40~70km/h 間，約 40~50km/h 時為最省油之行駛速度。重型商用車輛維持車輛載重於 W75%~W100% 間，同時降低行駛車速在約 3 倍滾動阻力內所對應之車速內時，將具有高效的節能行駛模式。

關鍵詞：重型商用車輛、能耗、行駛阻力、節能駕駛。

1. 前言

重型柴油車輛一般作為商業運輸用車輛，於車輛設計上主要考量最大的商業運輸能量為主，且此型式車輛一般具有較大的車體體積與總重量，故車輛油耗量相對較大，成為商業運輸成本之首位。一般道路行駛條件下若不計斜坡阻力與環境效應下，影響車輛行駛阻力與耗能表現主要由三種阻力型態所構成，分別為滾動阻力、空氣阻力與慣性阻力，而這三種阻力亦受多種因素相互影響，如圖 1 所示，例如車輛重量與輪胎型式、胎壓對滾動阻力的影響；車輛外型設計與正面迎風面積對空氣阻力的影響；車輛重量與駕駛行為對慣性阻力的影響等等。因此本研究以車輛行駛阻力為研究理論基礎，選擇車輛載重與輪胎胎壓為實驗變因，運用實車定速實驗方式研究重型商用車輛能耗相關因素影響，評估耗能參數影響權重與推估最佳節能行駛模式。

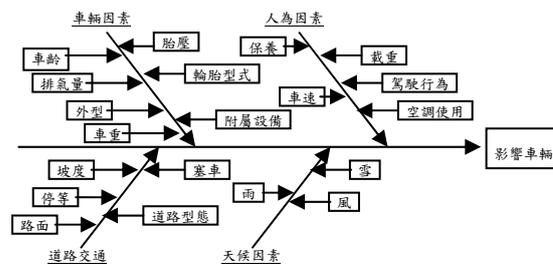


圖 1 車輛相關影響能耗因素[1-5]

2. 車輛行駛阻力分析

車輛藉由引擎輸出的動力，經傳動系統傳至車輪產生驅動力矩，該傳動輪所產生的牽引力(Tractive force)至少必須能克服行車阻力，才能驅動著車輛產生速度與位置的移動。透過車輛行駛阻力的理論分析，方能進一步深入解析影響重型商用車輛之能耗因素。根據車輛行駛阻力產生原因的不同，可將其區分為四種：

$$F_r = R_r + R_c + R_a + R_i \quad (1)$$

其中

F_r ：車輛行駛阻力(vehicle drive resistance)

R_r ：滾動阻力(rolling resistance)

R_c ：斜坡阻力(climbing resistance)

R_a ：空氣阻力(aerodynamic resistance)

R_i ：慣性阻力(inertia resistance)

2.1 R_r ：滾動阻力

滾動阻力是車輪在地面上滾動時所產生的阻力，為車輛在低速行駛時主要須克服之行車阻力，基本上與車輛總重量成正比關係，其關係式如下所示：

$$R_r = u_r \cdot W \quad (2)$$

式中

R_r ：滾動阻力(N)

u_r ：滾動阻力係數

W ：車輛總重量 kgf×重力加速度 9.8m/s²,N

除車輛總重量影響滾動阻力因素外，其滾動阻力係數的變動亦將改變滾動阻力大小，而滾動阻力係數變動亦受輪胎特性與地面運動阻力參數所影響。參考表 1 所

示為路面與車輛種類對滾動阻力係數值典型值，可以看出在相同路面中等硬的道路下重型貨車的滾動阻力係數是比小型轎車為低。不同結構輪胎對滾動阻力係數影響程度不同，無論是轎車與貨車輪胎其斜交紋胎面結構皆較子午線胎面結構來的高[6]；另在車輛速度對滾動阻力的影響方面，車輛行駛速度對滾動阻力係數影響很大，車輛行駛速度在 100km/hr 以下時滾動阻力係數呈現逐步增加趨勢但變化不大，但達到輪胎允許之臨界速度時其滾動阻力係數迅速增大，其原因為輪胎發生駐波現象，輪胎邊緣已成波浪狀而非為一圓形，導致滾動阻力與胎溫迅速增大[7]。

表 1 不同路面與車輛型式對滾動阻力係數之影響[6]

車輛型式	路面		
	混凝土	路面中等硬	沙
轎車	0.015	0.08	0.30
重型卡車	0.012	0.06	0.25
牽引車	0.020	0.04	0.20

2.2 R_c ：斜坡阻力

車輛行駛於坡道上時，由於車輛重心之偏移而產生之牽引能量之消耗是造成斜坡阻力之原因，道路坡度角與車輛總重量是主要阻力影響參數並與阻力大小成正比關係，其關係式如下所示：

$$R_c = W \cdot \sin \theta \quad (3)$$

式中

θ ：道路坡度角(°)

W ：車輛總重 kgf×重力加速度 9.8m/s²,N

2.3 R_a ：空氣阻力

空氣阻力是車輛行駛時因空氣流動而產生的阻力，主要由兩個因素形成，一是作用於車輛表面上的法向壓力稱為形狀阻力或壓力阻力，二是具有黏度之空氣於車輛行駛時產生之摩擦阻力，一般可利用兩種方式求得，一種是通過實車滑行試驗模擬，另一種是透過風洞試驗模擬，車輛空氣阻力計算公式是參考空氣動力學中氣流相對速度動壓力公式再乘以經驗比例公式，空氣阻力與車輛行駛速度成指數關係外並與空氣阻力係數及車輛前視投影面積成正比關係，其關係式如下所示：

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 C_D \cdot A \quad (4)$$

式中

R_a ：空氣阻力(N)

ρ ：空氣密度(kg/m³)

V ：車輛行駛速度(m/s)

C_D ：空氣阻力係數(無因次)

A ：車輛前視投影面積(m²)

若以汽車滑行試驗法(CNS 2736 D3017)進行實車

滑行試驗其空氣阻力係數計算，可由下式求得：

$$C_D = \frac{2 \cdot W \cdot \beta \cdot \tan^{-1}(\beta)}{\left(\frac{V_0}{3.6}\right) \cdot t_0 \cdot \rho \cdot A} \quad (5)$$

式中

C_D ：空氣阻力係數(無因次)

W ：車輛總重量 kgf×重力加速度 9.8m/s²,N

β ：滑行參數(無因次)

V_0 ：滑行速度範圍上限值(km/hr)

t_0 ：由 V_0 至 $V=0$ 之全部滑行時間(sec)

ρ ：空氣密度(kg/m³)

A ：車輛前視投影面積(m²)

表 2 為一般典型各種車輛車身形狀的空氣阻力係數，由表中可看出重型貨車之空氣阻力相對於小客車有顯著的提高，主要由於車輛前視投影面積較大所致。

表 2 典型各種車輛車身形狀的空氣阻力係數[6]

車輛類型	空氣阻力係數 C_D
敞篷車身	0.50~0.70
廂式小貨車車身	0.50~0.60
浮頂式車身	0.40~0.55
流線型車身	0.15~0.20
重型貨車	0.80~1.50
大客車	0.60~0.70

2.4 R_i ：慣性阻力

車輛加速行駛時需要克服其車輛質量加速運動時產生的慣性力稱之為慣性阻力，而車輛質量分為平移質量與旋轉質量，車輛加速時主要這由兩個慣性質量因素形成阻力，一般旋轉質量所引起之慣性阻力較小可由量測或車輛總重量之 3%經驗式估算求得，慣性阻力主要與車輛行駛加速度及車輛總重量成正比關係，其關係式如下所示：

$$R_i = (W + W_r) \cdot \frac{\alpha}{g} \quad (6)$$

式中

R_i ：慣性阻力(N)

W ：車輛總重量 kgf×重力加速度 9.8m/s²,N

W_r ：車輛旋轉慣性當量 kgf×重力加速度 9.8m/s²,N

α ：車輛加速度(m/s²)

g ：重力加速度(9.8m/s²)

2.5 車輛行駛性能分析

車輛行駛於道路上時，由引擎動力輸出經變速傳動系統最後由車輪與道路平面形成推動力使車輛前進與後退，而一般評估車輛性能表現最簡單有效的方式即使用車輛行駛性能曲線圖來表示與分析，以進一步推估車

輛最佳節能操作範圍。可由車輛驅動力與行駛阻力兩者間的平衡關係式代表之，如下方程式(7)所示，此關係式亦稱之為行駛阻力方程式，另以引擎性能特性為基礎結合變速系統特性可由方程式(8)，求得車輛驅動力、車速與引擎轉速間之相互關係數據。

$$F_r = R_r + R_c + R_a + R_i$$

$$= \mu_r \cdot W + W \cdot \sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A + (W + W_r) \cdot \frac{\alpha}{g} \quad (7)$$

式中

$$V = \frac{2\pi \cdot r_D \cdot 60 \cdot N}{1000 \cdot i}$$

$$F = \frac{T_E \cdot i \cdot \eta_i}{r_D} \quad (8)$$

上兩式中

F ：驅動力(N)

T_E ：引擎扭力(N.m)

i ：總減速比

η_i ：傳動效率

r_D ：驅動輪滾動半徑(m)

V ：車速(km/h)

N ：引擎轉速(rpm)

3. 實驗方法與步驟

3.1 實驗車輛規格

本次研究對象為1部3.5噸ISUZU NLR85EM 重型柴油小貨車，車輛規格如表3所示。

表3 ISUZU NLR85EM 車輛規格表

車輛規格			
廠牌	ISUZU	變速箱檔數 齒比	前進5檔；後退1檔 1檔：5.315 2檔：3.053 3檔：1.655 4檔：1.000 5檔：0.721 倒檔：5.068 最終減速比：4.100
車輛型式	NLR85EM		
引擎型式	4JJ1E4N		
總排氣量	2999c.c.		
引擎最大馬力	112kW/2800rpm		
引擎最大扭力	375N.m/1600rpm		
全長	4735mm		
全寬	1815mm	驅動方式	後輪單軸
全高	2160mm	輪胎型式	前輪：195-75-R16C
載重量	3490kg	輪胎壓力	後輪：195-75-R16C 4.75kg/cm ²
變速箱型式	手排	驅動方式	後輪單軸



3.2 實驗設備

本次實車油耗實驗部份，規劃於車輛中心國際級試

車場內進行試驗，其實驗設備包括有國際級封閉試車跑道、資料紀錄器、光學速度量測儀、體積式燃油流量計與環境偵測系統等五類型設備，其規格如表4所示。

表4 實驗設備規格表

名稱	廠牌型號	規格
國際級封閉試車跑道	高速周回路	周長 3,575m，最大彎道坡度 38°，設計車速為 160km/h，為橢圓形 3 車道。
	滑行測試道	測試道長 1,569m 及 1,811m，寬 4m，兩端設置迴車道。
資料紀錄器	RACELOGIC VBOX III 100Hz	速度：0~1600km，更新頻率 100Hz，精確度 0.1km/h。 距離精確度：0.05% 時間精確度：0.01s 方向精確度：0.1° 加速度：0~20G，精確度：0.5%
光學速度量測儀	CORRSYS-D ATRON L-350 Aqua	速度：0.3~250km/h 線性度 <±0.2% 距離精確度 <±0.1%
體積式燃油流量計	CORRSYS-D ATRON DFL	流量範圍：0~150l/h 精確度±0.5% F.S. 重現性±0.2%

3.3 實驗條件

本研究設定以車輛載重、輪胎胎壓與車輛速度三種常見行駛能耗因子為研究變因，並於定速條件下進行行駛阻力與油耗實驗，探討車輛油耗影響與行車阻力相互關係。實驗條件設定如表5所示。

表5 實驗條件設定

ISUZU NLR85EM	
車輛重量設定條件	實際車輛重量(kg)
空車重量+136kg(W _{0%})	2476
空車重量+可承載重量之50(W _{50%})	2915
空車重量+可承載重量之75(W _{75%})	3203
空車重量+可承載重量之100(W _{100%})	3490
輪胎胎壓設定條件	實際車輛胎壓(kg/cm ²)
原廠標準胎壓(TP _{100%})	4.75
原廠標準胎壓之(TP _{70%})	3.33
原廠標準胎壓之(TP _{130%})	6.18
車輛試驗車速	檔位設定(前進5檔，後退1檔)
20km/h	2檔
30km/h~40km/h	3檔
50km/h~60km/h	4檔
70km/h~110km/h	5檔

3.4 實驗規劃

本次研究透過1部重型貨車實際於封閉試車跑道進行重型柴油整車油耗測試與滑行阻力實驗，分析車輛載重與胎壓與速度對車輛油耗影響與行車阻力相互關係，推估最佳經濟車速與行駛條件。本項研究實驗規劃共分為兩個部份，行駛阻力方面參考 CNS 標準汽車滑行試驗法(CNS 2736 D3017)、定速油耗方面參考中國 GB/T 12545.1-2001 與日本 JIS D1012-82 等速燃料消耗量試驗法，實驗程序參考圖2及圖3所示。

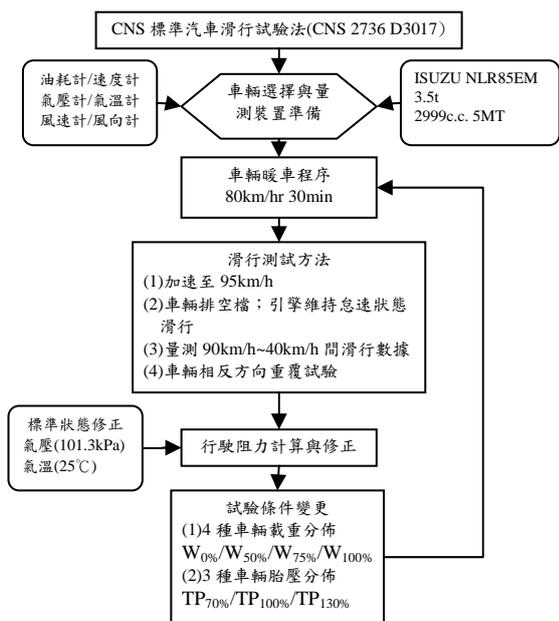


圖 2 CNS 標準汽車滑車試驗法實驗流程

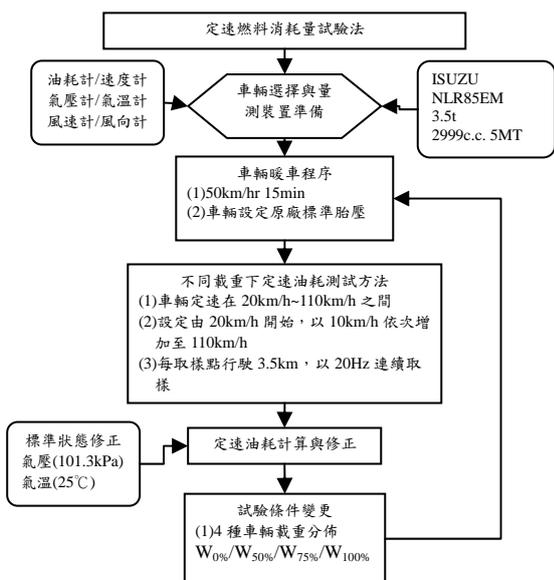


圖 3 定速燃料消耗量試驗法實驗流程

4. 實驗結果分析

4.1 滑車阻力分析

(1)滑車速度與時間關係

本次以車輛總重與胎壓兩種參數為變因，共進行 4 種不同車輛總重型式與 3 種不同胎壓條件，共計 12 種變化參數進行車輛行駛阻力滑車測試，ISUZU NLR85EM 車型的滑車測試經計算後其滑車速度與時間關係如表 6 與圖 4 所示，由於測試車輛為同一部車輛假設空氣阻力為一定值，車輛在滑車中車輛負載所產生之慣性力會大於負載所產生之滾動阻力，故由表及圖上可以看出隨著車輛負載增加其滑車時間會隨之延後，如相同胎壓下($TP_{100\%}$)，車速由 90km/h 滑車到 40km/h， $W_{0\%}$

的滑車時間為 44.6sec， $W_{50\%}$ 為 49.2sec， $W_{75\%}$ 為 53.1sec， $W_{100\%}$ 為 57.1sec，最大約增加 29.4% 的滑車時間，若車速由 90km/h 滑車到 0km/h，最大約增加 18.1% 的滑車時間，另由上述分析顯示車速較高時車輛阻力主要受限於空氣阻力，在滾動阻力與空氣阻力的結合下，車速由 90km/h 滑車到 40km/h 時其滑車時間斜率會大幅的增加。

相同車輛載重下，隨著胎壓提高車輛滾動阻力會降低，行駛阻力變小而延長滑車時間，如在全載($W_{100\%}$)條件下比較不同胎壓比例分佈，車速由 90km/h 滑車到 40km/h， $TP_{70\%}$ 為 57.8sec， $TP_{100\%}$ 為 57.1sec， $TP_{130\%}$ 為 63.2sec，若車速由 90km/h 滑車到 0km/h， $TP_{70\%}$ 為 155.6sec， $TP_{100\%}$ 為 153.8sec， $TP_{130\%}$ 為 178.4sec。胎壓的下降將會隨著車輛種類與輪胎型式而有不同的影響，受胎面與地面接觸情況而異。

表 6 ISUZU NLR85EM 車型滑車速度與時間關係

車重 (Weight)	V_0 (km/h)	胎壓 (Tire Pressure)		
		$TP_{70\%}$	$TP_{100\%}$	$TP_{130\%}$
$W_{0\%}$	V_0 (km/h)	90	90	90
	t_0 (sec)	134.9	130.2	154.2
	t_{40} (sec)	47.3	44.6	51.3
	β	1.93	2.00	2.08
	RMS	0.092	0.203	0.177
$W_{50\%}$	V_0 (km/h)	90	90	90
	t_0 (sec)	154.5	141.7	157.8
	t_{40} (sec)	53.1	49.2	55.2
	β	2.00	1.95	1.93
	RMS	0.141	0.124	0.201
$W_{75\%}$	V_0 (km/h)	90	90	90
	t_0 (sec)	158.7	145.5	167.3
	t_{40} (sec)	55.4	53.1	59.1
	β	1.93	1.80	1.90
	RMS	0.149	0.247	0.111
$W_{100\%}$	V_0 (km/h)	90	90	90
	t_0 (sec)	155.6	153.8	178.4
	t_{40} (sec)	57.8	57.1	63.2
	β	1.75	1.75	1.90
	RMS	0.103	0.143	0.115

備註：
 (1) V_0 ：滑車速度範圍上限值(km/h)；(2) t_0 ：由 V_0 至 $V=0$ 之全部滑車時間(sec)；
 (3) t_{40} ：由 V_0 至 $V=40$ 之全部滑車時間(sec)；(4) β ：滑車參數(無因次)；
 (5) RMS ：速度均方根差

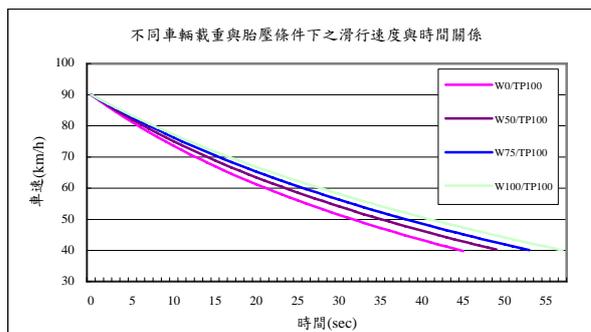


圖 4 滑車速度與時間關係

(2)車重、胎壓與車速對行駛阻力關係

利用車輛滑行速度與時間關係可推導出車輛行駛時之滾動阻力與空氣阻力，因測試車輛為同一部車輛故假設空氣阻力為一定值，但滾動阻力會隨著車輛載重與輪胎狀態而有所變動，由圖5可以看出滾動阻力隨著車輛負載增加呈線性比例上升，以正常胎壓條件來說車輛全載狀態下相較於空載條件約增加28.2%滾動阻力，而在70%正常胎壓(TP_{70%})條件下約增加38.5%滾動阻力，130%正常胎壓條件下約增加33.1%滾動阻力，說明車輛載重對胎壓不足狀態下之車輛滾動阻力影響變動相對較大，因輪胎的變形狀況將加劇滾動阻力的增加，尤其在車輛全載狀況下，但在W_{75%}車重下胎壓不足(TP_{70%})現象對行駛阻力影響則不顯著，主要受輪胎型式、輪胎胎面與地面之接觸現象所影響，由此可知車輛在定速行駛下重型商用車輛胎壓的變動對車輛能耗影響是相對有限的。表7為本實驗車輛在不同車輛載重與胎壓下對滾動阻力之實驗關係式，具有良好之線性關係其相關係數(R²)皆達0.9000以上。

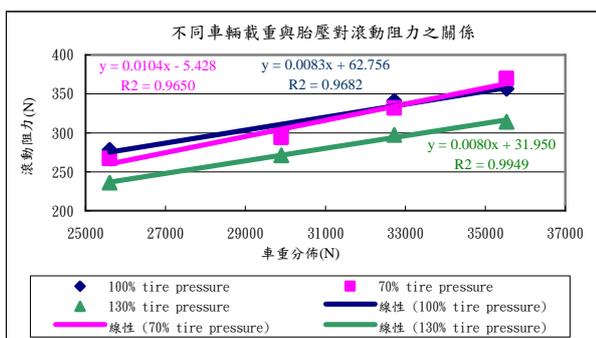


圖5 不同車輛載重與胎壓對滾動阻力之關係

表7 不同車輛載重與胎壓對滾動阻力關係

車輛重量分佈 (Weight)	滾動阻力(N)		
	胎壓比例分佈(Tire Pressure)		
	TP _{70%}	TP _{100%}	TP _{130%}
W _{0%}	267.0	278.1	235.9
W _{50%}	294.1	302.9	271.3
W _{75%}	331.5	341.3	297.2
W _{100%}	369.8	356.6	314.0
線性關係式			
y: 滾動阻力	y=0.0104x-5.428	y=0.0083x+62.756	y=0.0080x+31.950
x: 車重			
R ²	0.9650	0.9682	0.9949

車輛定速行駛於平坦道路上時，其行駛阻力為滾動阻力與空氣阻力之和，以 $F = A + C \cdot V^2$ 表示，其係數A與C由滑行實驗數據求得，圖6為不同車重與胎壓下車速與行駛阻力之關係，隨著速度的增加則阻力值呈指數型態上升，而滾動阻力與空氣阻力相當時所對應之車速為43.8km/h，較一般小客車為低，主要受車輛前側投影面積較大影響空氣阻力所致。

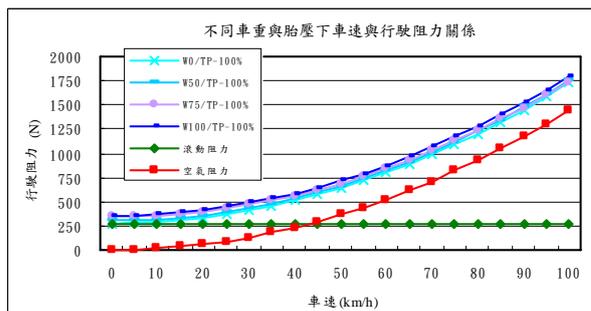


圖6 不同車重與胎壓下車速對行駛阻力關係

4.2 能耗因子對車輛燃油消耗影響分析

本研究以定速燃料消耗試驗法變更車重與胎壓能耗因子條件下進行燃油消耗量測，並與滑行實驗所得之車輛行駛阻力進行比較分析。

(1)不同胎壓下對車輛燃油消耗影響分析

由圖7中可以看出相較於正常胎壓下不同車重之胎壓變化對行駛阻力與燃油消耗影響不大約介於±3.0%內，於W_{50%}車重下兩者較無相關趨勢變化，隨著負載增加則呈現正向相關變化，車重於W_{75%}以上狀態時隨著車輛載重的增加，車輛行駛阻力與燃油消耗率同步呈正向增加趨勢，當車輛處於相同載重量下，胎壓降低(TP_{80%})對油耗影響最大約增加2.6%行駛阻力最大約增加3%。

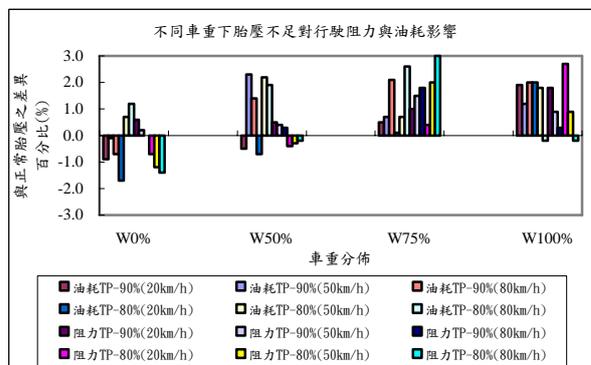


圖7 不同車重下胎壓不足對行駛阻力與油耗影響

(2)不同車重下對車輛燃油消耗影響分析

由圖8中可以看出各車速在適當變速檔位下定速30~70km/h間具有較佳油耗表現，其燃油消耗率皆維持在10km/L以上，定速50km/h時具有最佳油耗表現，最高可達14.85km/L的油耗表現，而此點相對之行駛阻力為640.1N約相當2倍滾動阻力值處，即車輛滾動阻力等於空氣阻力點。比較不同車速下車重增加對行駛阻力與定速油耗之影響，由圖9可發現隨著車載重量增加，行駛阻力與燃油消耗率亦呈正向相關變化，全載重(W_{100%})相對於空車重行駛阻力平均約增加10.5%，燃油消耗率平均約增加6.5%，W_{75%}載重相對於空車重W_{0%}行駛阻力平均約增加6.6%，燃油消耗率平均約增加4.6%，W_{50%}載重相對於空車重行駛阻力平均約增加3.4%，燃油消耗率平均約增加2.5%，而在最佳油耗範

圖(30~70km/h)之影響百分比相對較大，主要是因為行駛阻力的變動對高燃油經濟性區域影響比重較大所致。

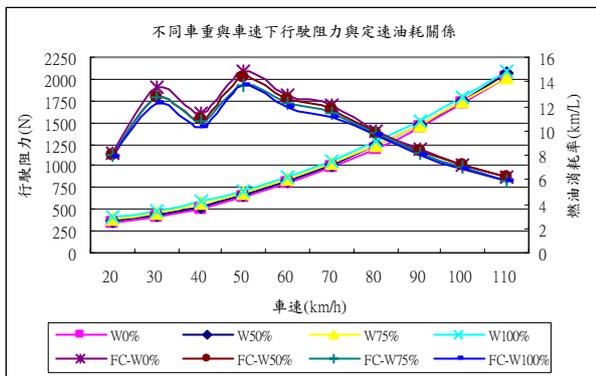


圖 8 不同車重與車速下行駛阻力與定速油耗關係

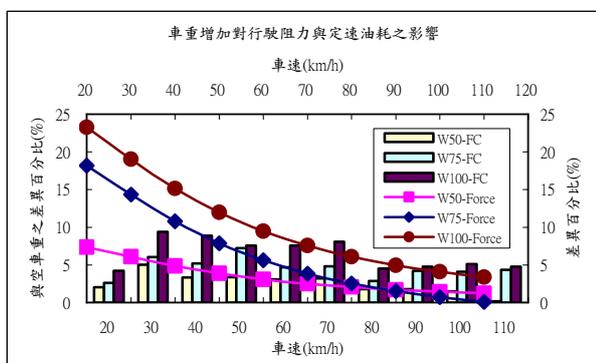


圖 9 車重增加對行駛阻力與定速油耗之影響

70~110km/h 為相同檔位下之行駛阻力與燃油消耗率變化，參考圖 10 所示，取各車重之平均值可求出燃油消耗率對行駛阻力之指數關係式($y = 21.54e^{-0.0006x}$)，從圖中亦可發現車輛行駛在高速型態時燃油消耗率變化將大於車速變化，如車輛定速 110km/h 時相較 70km/h，車速約增加 57%，而燃油消耗則擴增到 92%，綜合以上說明對於運輸路線以高速行車型態為主時，維持車輛載重在可承載之 $W_{75\%} \sim W_{100\%}$ 間，降低車輛運輸的空置容量，可提高能源使用效率以增加單位油耗量之行駛公里數，且在動力輸出足夠正常行駛下搭配調降行車速度，將可達成有效節能效果。若以本車數據推估，在不考慮交通狀況條件下，若車輛以全載($W_{100\%}$)定速 70km/h(油耗:0.09L/km)進行貨物運輸將較車輛以半載($W_{50\%}$)定速 100km/h(油耗:0.14L/km, 2 趟次=0.28 L/km)節省 1.6 與 3.1 倍(雙趟次計算)燃油消耗量，但單趟計次須增加 43% 時間耗費，雙趟計次可節省 57% 時間。若車輛主要以市區行車型態行駛時，行駛阻力維持在 2 倍滾動阻力值區域附近將可獲得較佳節能效果，以本車為例最佳節能車速範圍在 30~70km/h 間。

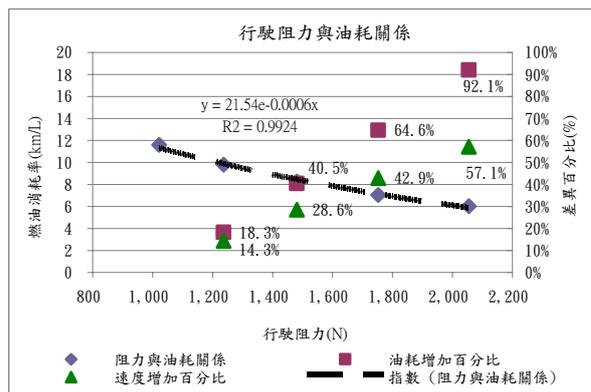


圖 10 行駛阻力與定速油耗關係

(3) 車輛行駛特性分析

以本研究車輛為例透過車輛行駛性能曲線分析可以瞭解車輛最高行駛速率與最佳節能行駛範圍，從圖 11 可以看出驅動力與行駛阻力交叉點處，即動力平衡點為此車最高行駛車速約在 115km/h，引擎轉速約為 2580~2850 間，行駛阻力為 2180N，由驅動力曲線(曲線平緩區域)可看出 5 檔時適當行駛車速以 60~115km/h 為佳，4 檔時適當行駛車速以 40~70km/h 為佳，依據國內交通速限規範，在高速公路下最節能之定速行駛車速為 60~70km/h(5 檔)，約 3 倍行駛阻力處；一般道路下最節能之定速行駛車速為 40~50km/h(4 檔)，約 2 倍行駛阻力處。

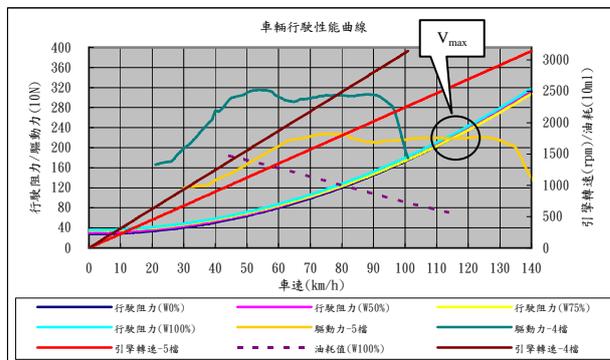


圖 11 車輛行駛性能曲線

5. 結論

- (1) 重型車輛行駛阻力與燃油消耗率呈現正向相關趨勢，當車輛定速行駛於中、低車速(0~50km/h)時，各耗能因素影響比重程度為行駛速度 \approx 車輛載重 $>$ 胎壓效應，當車輛定速行駛於中、高車速(50~100km/h)時，為行駛速度 $>$ 車輛載重 $>$ 胎壓效應。
- (2) 胎壓降低($TP_{80\%}$)對油耗影響最大約增加 2.6%，車速則與油耗成指數函數變化，相同檔位下 110km/h 相較於 70km/h 最大約增加 92.1% 油耗，車重增加最大約增加 6.5% 油耗。
- (3) 依據行駛阻力分析，約在 2 倍滾動阻力區域處所對應之車速為最佳節能駕駛速度範圍，以本研究車輛

為例最佳節能車速範圍在 40~70km/h 間，若在適當檔位下(4 檔)，車速約在 40~50km/h 時為最省油之行駛速度。

- (4) 由於重型車輛載重變因對油耗影響比例不高，其運輸路線節能配置上於高速行駛型態時，車輛載重應維持於 $W_{75\%}$ ~ $W_{100\%}$ 間，降低車輛運輸的空置容量，調降行駛車速在約 3 倍滾動阻力所對應之車速(約 60~70km/h)為較佳節能行駛車速。

6. 致謝

本研究承蒙經濟部能源局 100 年度「車輛節能應用技術研究」計畫贊助，計畫編號 100-D0406，始得完成，謹此致謝。

7. 參考文獻

- [1] Ang, B. W. & Fwa, T. F., "A study on the fuel-consumption characteristics of public buses Energy", *Energy*, Volume 14, Issue 12, pp. 797-803, 1989.
- [2] Chang, M. F. & Herman, R., "Trip Time Versus Stop Time and Fuel Consumption in Cities," *Transportation Science*, Vol. 15, No. 3, pp.183-209, 1981.
- [3] Decicco, J. & Ross, M., "Recent advances in automotive technology and the cost-effectiveness of fuel economy improvement", *Transportation Research Part D*, Vol. 1, No. 2, pp. 79-96, 1996.
- [4] Essenhigh, R. H., "Effect of Vehicle Size and Engine Displacement on Automobile Fuel Consumption", *Transportation Research*, Volume 13, Issue 3, pp. 175-177, 1979.
- [5] Evans, L., "Driver behavior effects on fuel consumption in urban driving", *Human Factors*, Vol. 21, No. 4, pp. 389-398, 1979.
- [6] 馮超等編輯委員會，汽車工程手冊 基礎篇，第一版，人民交通出版社，北京，中國，2001。
- [7] Thomas D. Gillespie 著，林筱增譯，車輛運動力學，第一版，科技圖書股份有限公司，台北，台灣，2008。