

## 對合式電子機械煞車系統之分析與設計

尤正吉<sup>1</sup> 徐正會<sup>2</sup> 李獻文<sup>3</sup> 陳柏睿<sup>4</sup>

<sup>1</sup>國立台北科技大學車輛系 助理教授

<sup>2</sup>國立台北科技大學機械系 副教授

<sup>3</sup>國立台北科技大學機電整合研究所 研究生

<sup>4</sup>財團法人車輛研究測試中心

E-mail: jhshyu@ntut.edu.tw

### 摘要

本研究主要針對電子機械式煞車系統之作動機構進行設計與分析, 首先針對電子機械煞車相關的專利公報加以收集整理分類與分析, 擇定系統之架構後利用動力源與運動傳遞機構之數學模型進行機構之運動及動力分析與設計, 最後針對電子機械煞車系統作用器進行創新研發, 並配合使用適當的電腦輔助設計軟體(Pro/Engineer Wildfire 2.0), 完成一新型線控煞車系統作用器之概念設計與分析工作。

關鍵詞：電子機械煞車(EMB)、碟式煞車

### 1. 前言

現在汽車工業發達, 汽車性能也不斷地提升, 引擎馬力強大, 行駛速度快, 如何能使汽車在駕駛中遇到突發狀況時, 能在最短距離及時間內使車子煞住, 為行車安全的重要指標, 所以必須有制動效果良好的煞車裝置互相配合。

而電子機械煞車(EMB)系統則完全捨棄液壓系統的使用, 駕駛者踩踏煞車踏板的指令藉由感知器訊號傳遞給 ECU, ECU 直接控制電動馬達調整煞車力的輸出, 根據 Rheinland 邦政府技術監理局檢驗的結果, EMB 系統結合了電子踏板、人體工學設計以及所需操作力較小的三項改善因素, 因此節省半秒鐘的煞車時間, 使時速 100 公里的煞車距離由 88 公尺縮短為 66 公尺, 煞車反應快速為電子機械煞車的一大優點, 除此之外, 良好的煞車性能應能具備下列各項:

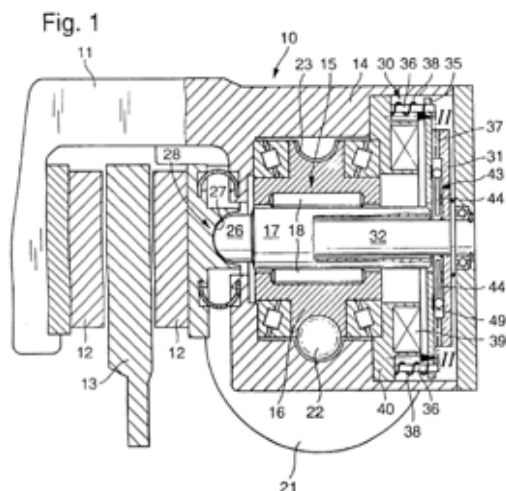
- (1) 制動效果良好, 能夠有效地停住車子, 且因此而不影響乘坐的舒適性。
- (2) 不可以影響到轉向性能。
- (3) 操作容易, 不會使駕駛員產生疲勞。
- (4) 煞車結構良好不易故障。
- (5) 保養及維修容易。

### 2. 電子機械煞車之分類與分析

在汽車工業的新興發展下, 要能達到更正確、迅速的煞車作動則必須仰賴電子化系統的介入驅動方能實現, 有鑑於此, 本計劃案便開始蒐集相關文獻, 根據本研究所收集相關文獻及專利公報中, 其中有關電子機械煞車方面的煞車系統, 大致可分為四大類:

#### 2.1 蝸桿蝸輪式

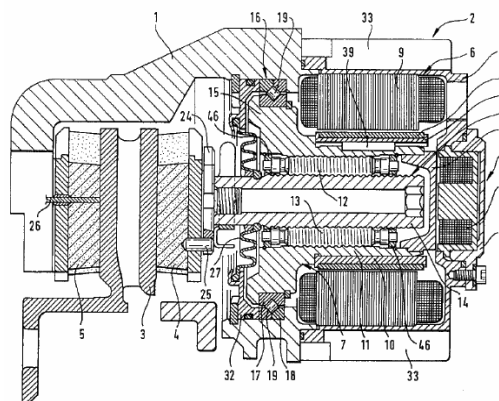
馬達動力係藉由一組蝸桿蝸輪機構傳遞至行星式滾柱, 將旋轉動作轉換為直線運動, 再利用柱塞之直線運動推動煞車來令片壓緊煞車盤, 產生煞車效果, 如圖一所示。



圖一 蝸桿蝸輪式

#### 2.2 行星減速式

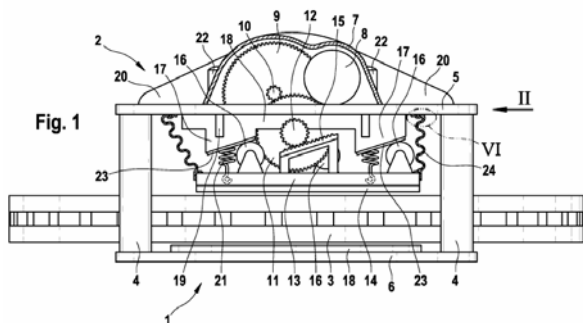
電動馬達和齒輪組形成作用器, 其工作原理為馬達之靜子通電後產生磁場帶動轉子旋轉, 此旋轉運動藉由多組行星式滾柱傳遞至柱塞, 產生減速作用並利用柱塞之直線運動推動煞車來令片壓緊煞車盤, 產生煞車效果, 如圖二所示。



圖二 行星減速式

### 2.3 斜面自鎖式

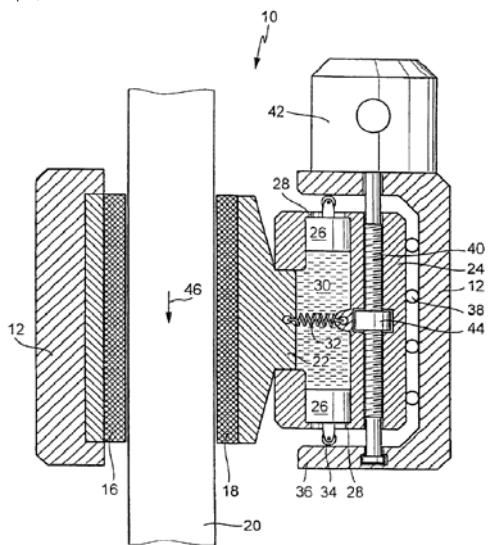
馬達驅動齒輪組產生減速作用，並藉由齒輪來帶動斜面機構上的牙條，將齒輪的旋轉作動轉換為牙條的直線運動，再利用斜面機構之直線運動推動煞車來令片壓緊煞車盤，產生煞車效果，同時受到來自煞車碟盤的摩擦力作用，更進一步地帶動斜面機構來加強煞車力道，如圖三所示。



圖三 斜面自鎖式

### 2.4 液壓自鎖式

馬達帶動制動器做軸向移動，使得兩側的煞車推進活塞其中一端受固定支座擠壓去推擠制動器裡的煞車油，煞車油再去推動煞車來令片壓緊煞車盤，產生煞車效果，同時受到來自煞車盤的摩擦力作用，使得煞車推進活塞得到額外施加的力，更進一步加強煞車力道，如圖四所示。



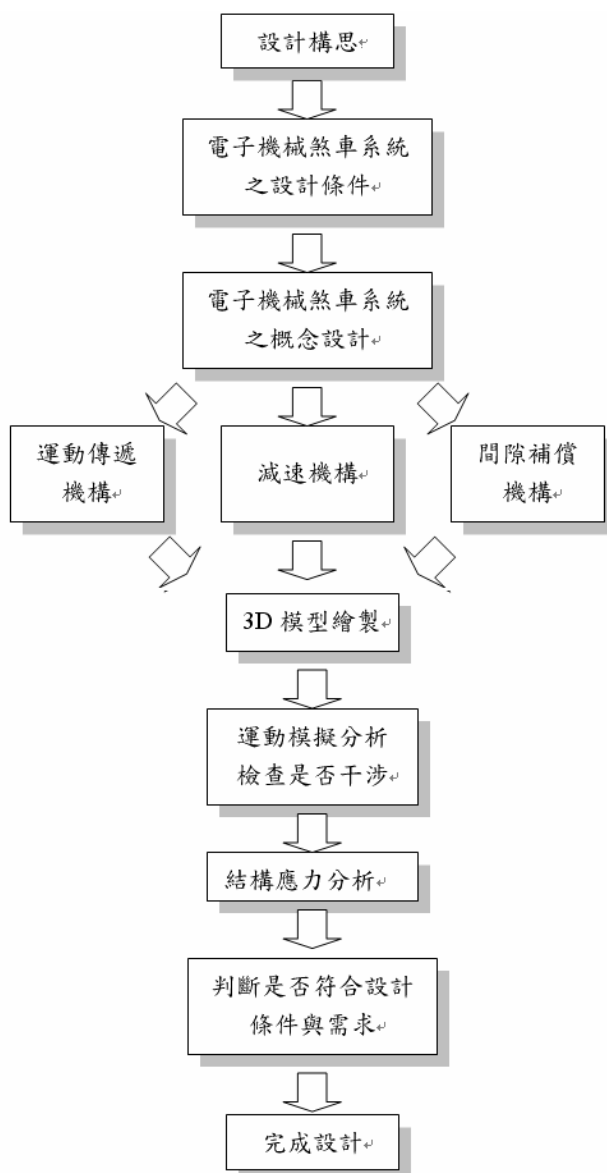
圖四 液壓自鎖式

由現有專利及文獻之分析中，可發現早期設計的減速機構大多為蝸桿蝸輪之設計，或由齒輪或螺旋等所組合而成的行星減速機構，最後再由運動傳遞機構使煞車來令片執行煞車動作。於大多數文獻中可發現：由於煞車來令片之動作屬於直線運動，因此旋轉馬達必須經由一組能將旋轉運動轉換為直線運動之機構，此轉換機構大多使用滾珠螺桿，雖然滾珠螺桿有良好的機械效率，但是價格也較高，提高了製造成本且造成構造之複雜化。近年來，一些比較新式的設計則趨向簡單化，在許

多文獻的實施例中，可看到利用楔形塊模組(斜面)的自鎖效應來加強煞車力道的簡單設計，本研究則同樣應用簡單之肘節機構來加強作用在來令片的煞車力道，同時降低馬達所需之功率。

### 3. 電子機械煞車之機構設計

由於現在汽車工業發達，汽車性能不斷地提升，行駛速度也越來越快，為了增加車輛在高速行駛時煞車的穩定性，碟式煞車已成為當前煞車系統的主流。由於碟式煞車的煞車盤暴露在空氣中，使得碟式煞車有良好的散熱性，當車輛在高速狀態做緊急煞車或在短時間內多次煞車，煞車的性能較不易衰退，可以讓車輛獲得較佳的煞車效果，以增進車輛的安全性。所以本研究選用碟式煞車來當設計的主軸。如圖五所示，為本研究電子機械煞車之設計步驟。



圖五 電子機械煞車之設計步驟

### 3.1 設計條件

為了提供連續煞車時所需之煞車力,作用器必須提供較大的減速比以減少馬達所需之電流,但為了煞車時有較快的響應又必須減少減速比,因此在有限的空間下,若同時考量這些不同的設計需求,作用器必須對馬達動力源、減速機構與運動傳遞機構進行最佳化設計。

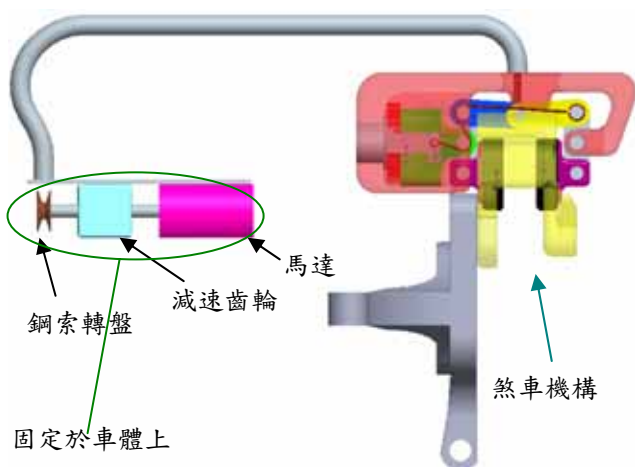
- (a)產生 2000kg 制動力之電子機械煞車系統。
- (b)能產生煞車來令片擠壓碟盤之作動機構。
- (c)由於煞車來令片之移動屬於直線運動,因此使用旋轉馬達之系統必須設計一組將旋轉運動轉為直線運動之機構。
- (d)考慮煞車來令片磨耗,使得煞車間隙加大讓反應時間加長,需設計出自動調間隙機構。
- (e)輪框內有限的空間設計,卡鉗距離碟盤高度需在 70mm 以下。
- (f)減少煞車零件數,以利組裝及降低成本。

### 3.2 電子機械煞車系統之概念設計

依據前面的設計條件,以下本研究探討新型電子機械式煞車系統之機構設計,此新型電子機械式煞車系統之機構應具備有運動傳遞機構、減速機構、間隙補償機構之設計。

#### 3.2.1 分離式設計

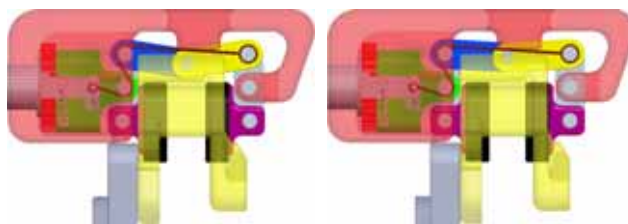
在驅動源方面,現有的專利大多把驅動馬達與減速機構裝配於煞車卡鉗上,而該煞車卡鉗係固設於肘節臂上,這樣的設計不但讓整個煞車系統佔用龐大空間,無形中也增加了非承載重量。非承載重量越大,則由路面的衝擊中所獲得的動能就越大,車輪容易跳離地面,因此非承載重量應儘可能的小。本設計的煞車系統設計為了減輕非承載重量且避免煞車卡鉗與懸吊系統發生干涉,擬將驅動源的馬達與減速機構裝配於車身上,另採取鋼索連接驅動源與卡鉗內的煞車制動機構,也就是將驅動源與煞車制動機構採分離式設計,如圖六所示。



圖六 分離式設計

#### 3.2.2 運動傳遞

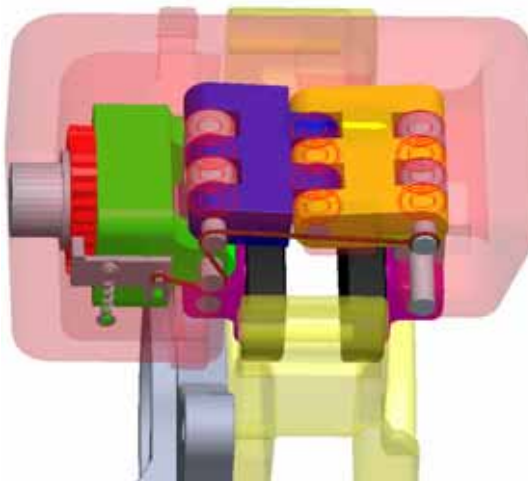
首先馬達作動,帶動減速齒輪放大煞車力道,帶動鋼索轉盤,再藉由鋼索來拉動肘節機構之肘節點,使得肘節轉動,利用槓桿原理將肘節力量經由擺臂傳至來令片上,擺臂用來改變施力方向來擠壓煞車來令片,完成煞車動作。當肘節機構推動煞車來令片的同時,如果肘節機構未在中心位置,先接觸到煞車碟盤的一側所產生反作用力亦使浮動式卡鉗向反方向移動,達到自動調整中心位置的效果,而使兩側的煞車來令片夾緊煞車碟盤,產生制動作用。在此設計中,肘節機構除了當作為運動傳遞機構外,同時也會放大鋼索施加於肘節的力量,進一步加強煞車力道。煞車作動如圖七所示。



圖七 煞車作動之初始位置及制動位置

由於肘節機構係由鋼索來拉動,鋼索僅能提供拉力,無法施加推力於肘節機構,故必須設計一回復機構來讓肘節機構恢復到釋放狀態,以使煞車來令片脫離煞車碟盤。本設計在肘節機構的轉動關節連接處加入了橡膠墊片,如圖八所示。

- (1) 當煞車踩下時,肘節機構受鋼索拉動而產生轉動,橡膠墊片因連接處的摩擦力作用而產生扭轉變形。
- (2) 煞車放鬆後,橡膠墊片恢復原來形狀,同時將煞車來令片拉回,煞車來令片被拉回之行程只有橡膠墊片之變形量,使煞車來令片與煞車碟盤分離,並保持一定間隙。



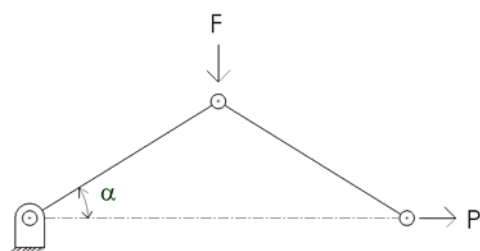
圖八 橡膠墊片放置位置

#### 3.2.3 減速機構

根據設計需求得知,我們要讓煞車來令片去擠壓碟盤,必須要有一個力量放大的機構,且輸入力量來自馬達輸出,故我們要將放大至 2000kg,才能產生足夠的

煞車力道。因此我們利用力量放大機構中常見的肘節機構，利用機構中的肘節效應可在短距離產生極大力量，如圖九所示，F輸入一力量且兩桿件在共線位置，其輸出力P趨近於無限大。考慮到煞車來令片磨耗的問題，煞車間隙加大而煞車來令片作動距離也加大，肘節角度會因為煞車來令片的作動距離而產生變化。在未磨耗時，煞車來令片接觸煞車碟盤產生作用力時的肘節角度約為172.4度，煞車來令片磨耗將要進行間隙補償時，肘節角度約為173度，接著進行間隙補償的動作，又回復到未磨耗時的狀態，故本研究中肘節機構在產生煞車作用時的肘節角度會在172.4~173度之間變化。

$$P = \frac{F}{2 \tan \alpha}$$

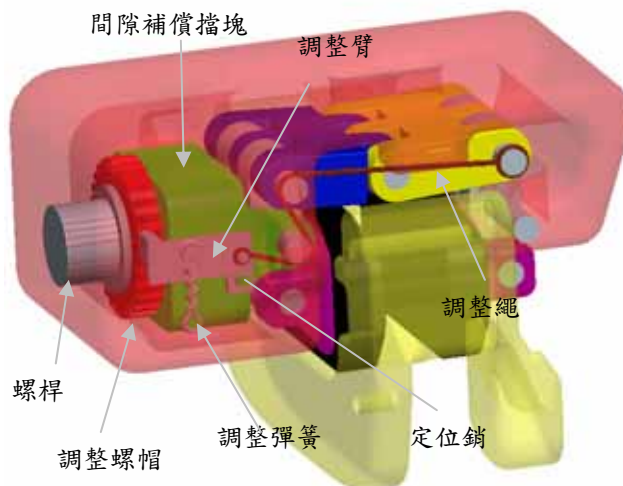


圖九 肘節效應

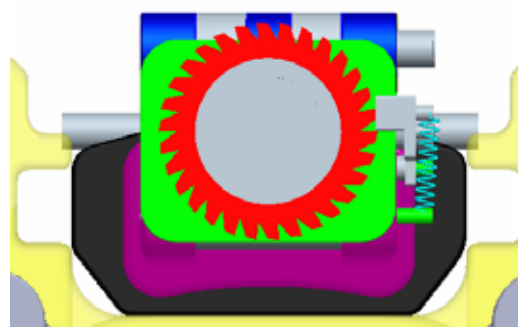
### 3.2.4 間隙補償機構

當煞車來令片使用一段時間後會漸漸磨耗，來令片與煞車碟盤之間隙也會漸漸變大，使煞車反應時間變長，增加煞車距離，影響煞車性能，因此使用一段時間後就需調整煞車來令片與煞車碟盤之間隙。本設計據此設計出一間隙補償機構。

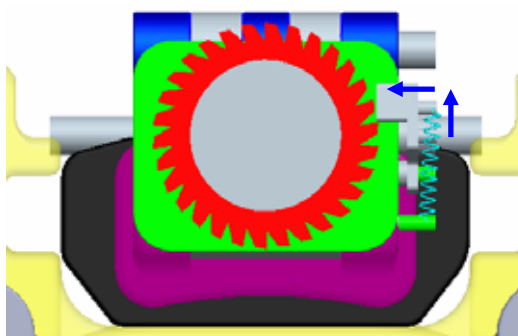
- (1) 如圖十所示間隙補償機構為一螺桿與螺帽之組合，其構造包括調整繩、調整臂、螺桿、調整彈簧、調整螺帽、間隙補償擋塊。
- (2) 首先將螺桿固定於浮動式卡鉗上，在螺桿中間位置設置一個凸圓，使其在肘節機構作動時能夠用以支撐煞車力量。調整臂裝置於間隙補償擋塊上，且調整臂可在定位銷上作旋轉及滑動。利用肘節機構推動煞車來令片所產生的位移變化來驅動調整臂往上提，並設置一個調整彈簧讓調整臂回歸到初始位置。煞車來令片與碟盤之間隙越大，調整臂的提升量就越多，當間隙超過一定範圍後，調整臂往上提升高度超過調整螺帽一個齒距，到達下一個齒。
- (3) 在煞車放鬆時，調整彈簧將調整臂拉回去帶動調整螺帽轉動，調整螺帽順著螺紋往煞車來令片方向前進一個齒的螺距距離，並且推動間隙補償擋塊往前進，達到間隙補償的效果，如圖十一所示，同時肘節角度也回復到未磨耗前的角度。



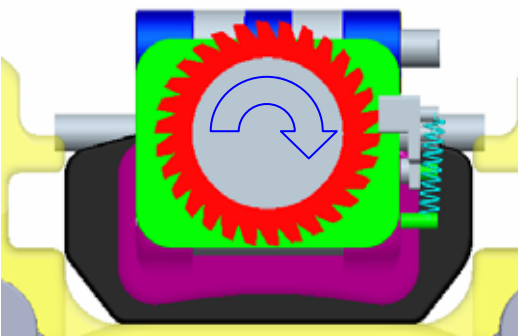
圖十 間隙補償機構



(a) 作動前



(b) 煞車作動，調整臂往上提



(c) 煞車放鬆，調整臂帶動調整螺帽推動一齒

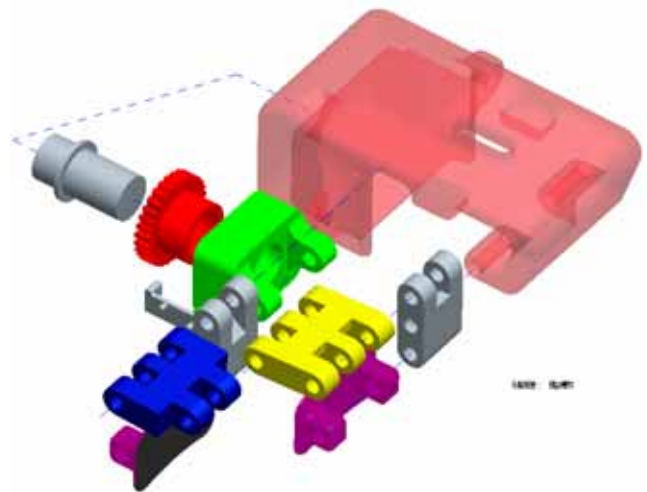
圖十一 間隙補償之作動方式



#### 4. CAD 模型建立與分析

依據機構設計中所訂立之各種條件與方式,本研究以CAD軟體Pro/Engineer wildfire 2.0, 將電子機械煞車系統之實體繪出, 並組立各個元件。經由軟體的分析, 可確認各個元件在不同的位置上, 有沒有發生干涉或是無法作動的問題。如圖十二、圖十三所示, 為本研究所設計之電子機械煞車系統之3D模型。如圖十四所示, 為本研究設計電子機械煞車之爆炸圖。

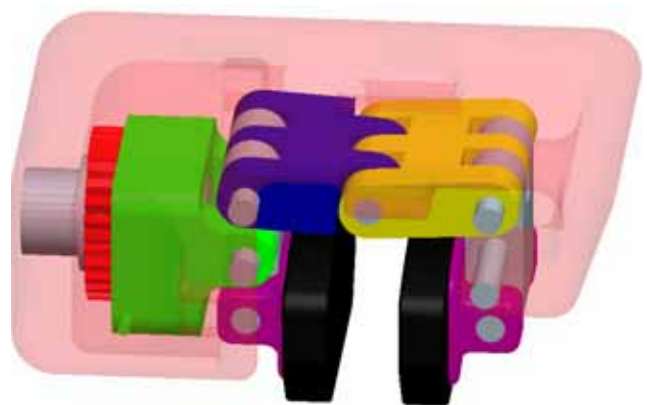
確認其作動正常無誤後, 便可開始分析煞車作動之應力分析, 首先為了方便分析, 必須對模型做簡化的動作, 如圖十五所示。而本研究設計之材料主要為灰鑄鐵, 灰鑄鐵的材料性質: 密度為 $7.2\text{g/cm}^3$ , 楊氏係數為 $110\text{GPa}$ , 最終壓應力為 $820\text{MPa}$ , 浦松比為 $0.28$ 。當煞車來令片未磨耗時, 煞車制動機構所分析出之應力, 其最大應力值為 $296.88\text{MPa}$ , 如圖十六所示。當煞車來令片磨耗殆盡需更換時, 煞車制動機構所分析出之應力, 其最大應力值為 $346.98\text{MPa}$ , 如圖十七所示。



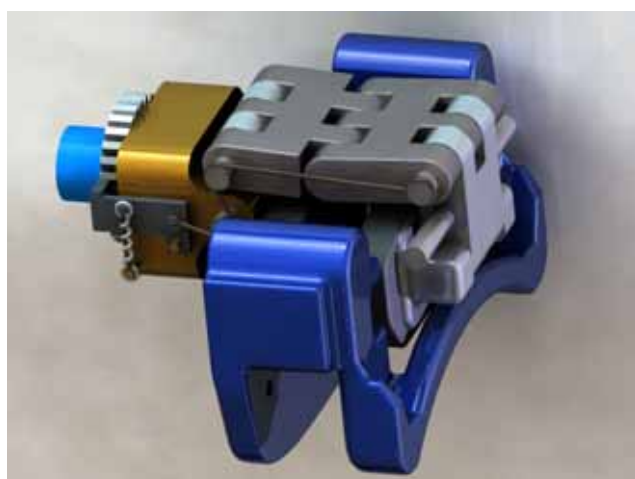
圖十四 煞車機構之爆炸圖



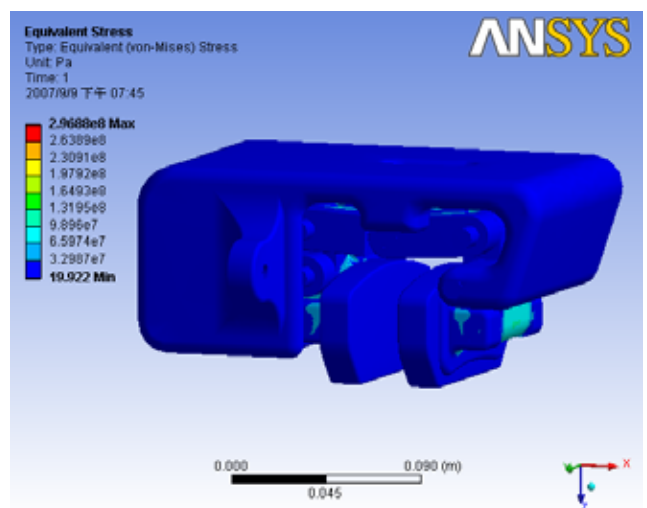
圖十二 電子機械煞車系統之3D模型



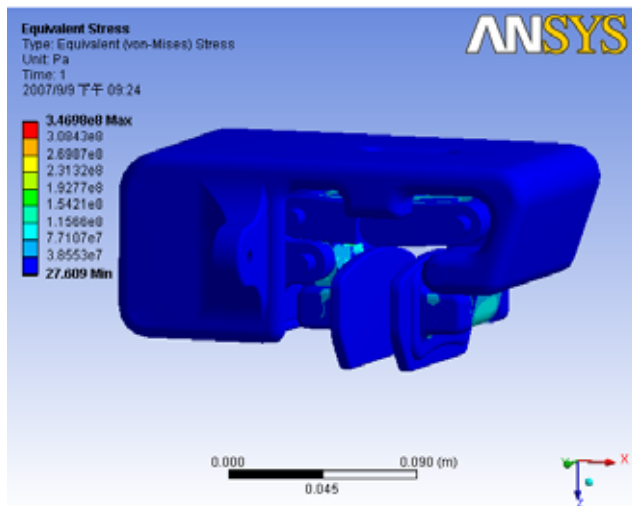
圖十五 簡化模型



圖十三 電子機械煞車系統之內部3D模型



圖十六 施力設定



圖十七 未磨耗時, 卡鉗之應力分析

## 5. 結論

本研究藉由廣泛蒐集各類型電子機械煞車之相關文獻, 並將其分類分析其煞車作動方式, 發現許多設計缺失處, 進而發展出一新型之電子機械煞車。其中考量到組裝難易度、材料成本、外觀及整體體積, 經過機構合成與各裝置的設計, 此外本研究藉由Pro/Engineer Wildfire 2.0 3D電腦繪圖軟體, 繪製電子機械煞車之CAD模型, 包括各零件圖與組立圖, 並利用其內含之動態模擬功能, 對所設計之電子機械煞車進行動態模擬, 另外進行靜態與動態的干涉分析, 結果顯示本研究之新設計無干涉情形發生, 為一合理之電子機械煞車, 故目前計畫專利申請中。

本研究之電子機械煞車與其他專利相比較可得下列特點:

- (1) 將驅動源的馬達與減速齒輪裝配於車身上, 本設計的煞車系統的分離式設計減輕非承載重量且避免煞車卡鉗與懸吊系統發生干涉。
- (2) 本研究之電子機械煞車應用簡單之肘節機構來加強作用在煞車來令片上的煞車力道, 同時降低馬達所需之功率。
- (3) 本研究採取浮動式卡鉗與對向式作動方式的設計, 使煞車在作動時可以自動調整位置且兩側的煞車力道也較平均, 碟盤兩側的來令片磨耗速率也比較一致, 改善了大部分專利設計採用單向作動的缺點。

## 6. 誌謝

本文為車輛研究測試中心分包學術機構研究計畫之部分研究成果, 特別感謝車輛研究測試中心對本研究之經費補助, 以及研發人員之全力配合與協助, 提供寶貴的意見, 使本研究順利完成。

## 7. 參考文獻

- [1] Schaffer Wolfram "Electro-mechanical brake system for a vehicle," U.S. Patent 6,279,690, 2001.
- [2] Schaffer Wolfram "Electromechanical brake," U.S. Patent 6,189,661, 2001.

- [3] Booz Othmar and Koepff Georg "Magnetic brake and electromechanical braking device with a magnetic brake," U.S. Patent 6,471,017, 2002.
- [4] Bill Karlheinz, Balz Juergen and Dusil Vladimir "Electromechanical Disc Brake," U.S. Patent 6,158,558, 2000.
- [5] Schwarz Ralf "Electromechanically actuated brake," U.S. Patent 6,315,092, 2001.
- [6] Backes Wendelin, Zernickel Alexander, Hartmann, Juergen, Grau Ulrich, Dorsch Werner, Rirth Peter, Jungbecker Johann, Schmit Stefan, Schwarz Ralf, Hoffmann Oliver and Nell Joachim "Actuating unit with a threaded pinion, aplanetary gear and actuating element influenced thereby," U.S. Patent 2003,050,147, 2003.
- [7] Geyer Andreas and Christofaro Alessandro "Linear electromechanical actuator for motorized vehicle brake, has thread drive and coupling that exhibit high frictional force with thread, so that rotation of sleeve is ensured by moving nut and screw in opposite directions," D.E. Patent 102,006,019,882, 2006.
- [8] Cao Chi-thuan, Baumann Dietmar, Hofmann Dirk, Vollert Herbert, Nagel Willi, Henke Andreas, Foitzik Bertram, Goetzelmann Bernd and Frick Hans "Self-Reinforcing electromechanical Disc Brake," W.O. Patent 2,007,012,523, 2007.
- [9] Pascucci Antonio, Hartmann Henry and Schautt Martin "Motor vehicle brake system comprising a parking brake function and electromechanical wheel brake for such a motor vehicle brake system," U.S. Patent 2005,167,212, 2005.
- [10] Goetzelmann Baumann Dietmar Ho, "Electromechanical self-energizing disk brake," C.N. Patent 1,833,118, 2006.
- [11] Dietmar Baumann, Herbert Vollert, Hannel Schmidt and Frieder Keller, "Disc Brake," U.S. Patent 6,926,126, 2005.