

明新科技大學 校內專題研究計畫成果報告

低度潤滑之彈性體摩擦阻力於新式緩衝器之應用
An Application of Sliding Friction of
Lightly Lubricated Elastomer
in a New Class of Mechanical Damper

計畫類別：任務型計畫 整合型計畫 個人計畫

計畫編號：MUST-97 機械-08

執行期間：97 年 3 月 1 日 至 97 年 9 月 30 日

計畫主持人：李志鴻

共同主持人：

計畫參與人員：呂紹君

處理方式：公開於校網頁

執行單位：機械系

中 華 民 國 97 年 10 月 15 日

中文摘要

傳統之運動控制器多是運用流體阻尼的原理 — 利用密封在一密閉空間內之流體通過小孔徑時所產生之阻力來達到速度控制或是吸收能量的效果。但其可能漏油的問題一直是難以克服的課題。故一種能達到相似緩衝效果、無漏油疑慮、且又符合經濟效益之運動控制器的設計一直為產業界所追求。為了滿足此需求，一種利用彈性體潤滑之摩擦力所設計的新式運動控制器(橡潤式運動控制器)便應運而生。其特點為運動平順有如傳統流體阻尼器，也不需要油封，因此去除了長久以來的漏油問題。

本計劃之主要目標有二。其一在於深入研究在橡潤式運動控制器中，潤滑物質處於不飽和狀態下，摩擦介面所表現的物理特性、各項參數對摩擦係數的影響、並嘗試提出能解釋其物理特性之理論。影響摩擦係數的參數包括接觸壓力、滑動速度、潤滑物質塗佈量、表面粗糙度等。其二在於提出一個實用之理論模式方法可以用來估計橡潤式運動控制器之阻力表現。藉由運用有限元素計算工具，我們可以將複雜的接觸與摩擦問題一併在有限元素分析中獲得精確的解答，以求取準確的摩擦力估計值。而所建立的方法可轉化成一實用的設計工具給予開發橡潤式運動控制器的人員。

英文摘要

Most of the motion controllers are designed based on the principle of fluid damping – resistance of fluid going through a small hole between two chambers being used to control the speed of a moving part or to dissipate kinetic energy. However, the possibility of oil leakage has long been a problem hard to overcome. Hence, a new design which can demonstrate resembling damping effect, be cost effective, yet render no concern of oil-leakage has been a priority of research in the industry. To fulfill this need, a new class of motion controller featuring lubricated rubber friction (LRMC) was invented. The main characteristics are fluid-like smooth motion, no need of oil seal, and total elimination of oil leakage.

There are two major goals in this project. First, intensive study will be given on the physical characteristics of friction interfaces and the parametric influence on the coefficient of friction in a condition of unsaturated lubrication which is often seen in LRMC. We will also try to establish a theoretical explanation of the above. The parameters affecting the coefficient of friction include contact pressure, sliding speed, quantity of lubricant applied, surface roughness, surface treatment, time of friction application, and the past parametric influence, etc. Secondly, a theoretical

model will be developed to estimate the sliding force of a LRMC. Through a new style of finite element model, complicated functions of coefficient of friction can be adapted in the calculation of friction problems to obtain accurate results. The method thus established can also be further developed to be offered to the designer of LRMC as a design tool.

目錄

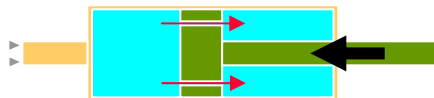
	頁次
一、前言	1
二、研究目的	6
三、研究方法	6
四、結果與討論	7

一、前言

在現代社會中，由於各式機械系統之普及，運動控制器及減震器之應用隨處可見，如汽機車懸吊系統之減震器為一常見實例。運動控制器之主要功能不外乎減低因振動或衝擊所造成之噪音及騎乘者之不舒適感，或是有效控制機械元件之運動速度以達到設計的需求。建築物之關門器(或稱門弓器)能使門自動而緩慢地關上，也是屬於運動控制器之一常見項目。

一般市面上九成以上之運動控制器都是運用流體阻尼的原理——利用密封在一密閉空間內之流體通過小孔徑時所產生之阻力來達到速度控制、或是吸收能量的效果(見圖一)。雖然運用流體阻尼所設計之運動控制器的確可以達到緩衝的效果，但是其可能漏油的問題一直是一項難以克服的課題。將阻尼油密封於運動控制器內需靠彈性體油封與表面極光滑之活動軸的緊密配合。然而隨著運動控制器作動時間之增加，彈性體油封逐漸磨損而使得阻尼油逐漸外漏或空氣滲入。在實務上常發現縱使阻尼油仍填充在內，只要有少許之空氣混入，即能造成極明顯之運動不順暢及緩衝效果銳減之現象。阻尼油之外漏亦常造成機件或環境之污染，其油污與伴隨之臭味常造成極大之困擾。設計不良之流體運動控制器在油封產生小破損時，可能於短時間內迅速惡化，使得阻尼油迅速外洩，而運動控制器也在使用中即迅速失效。這對交通工具尤其造成安全上之顧慮。雖然防止阻尼油之外漏可靠更複雜之機構設計、精密度更高之油封配合、及各項高級材質之使用來達成，但是其伴隨而來之成本增加使這類複雜設計之推廣受到阻礙。因此一種能達到相似緩衝效果、無漏油疑慮、且又符合經濟效益之運動控制器的設計一直為產業界所追求。

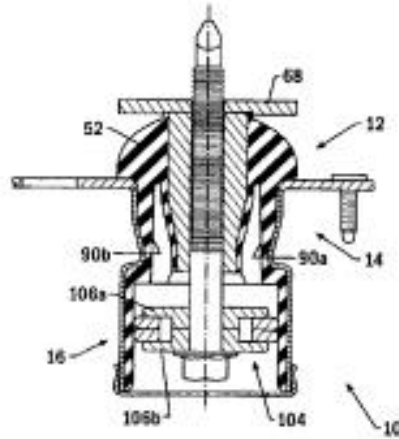
除了漏油的問題之外，傳統流體阻尼在氣溫驟降的環境中，由於流體粘滯係數之改變，其提供之阻尼力也可能產生巨大的變化。因此克服這類因溫度變化所產生之不穩定亦是新一代運動控制器設計開發之重點項目。



圖一、傳統流體阻尼運動控制器示意圖。

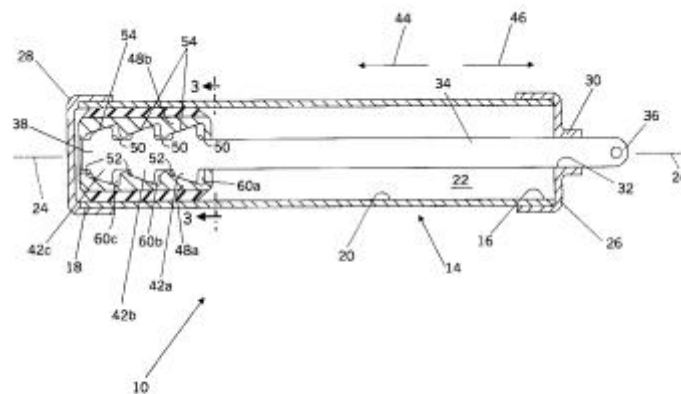
當然運動控制器之設計不只是運用流體阻尼一種方式而已。若是機件位移的幅度很小，則也許使用一個彈性體墊片就能收到不錯的防震效果。但是對於大位移之機件運動，彈性體墊片的設計顯然不切實際。近年來隨著各項彈性體製作與性能量測技術的進步，以及對彈性體結構之力學分析技術之精進，逐漸有人嘗試運用彈性體在有潤滑油脂的情況下與另一平面產生之摩擦力作為阻尼力來設計運動控制器。其特點為運動平順有如傳統流體阻尼器，且流體阻尼之一重要特點——“阻力隨著速度增加而上升”在此種彈性體潤滑摩擦式(以下簡稱橡潤式)運動控制器中也看得到。其所使用之潤滑油脂只少量地存在於摩擦介面上，與傳統流體阻尼器將液體密封於密閉空間中並維持一定的壓力有極大的不同。由於不須要維持內部液體壓力，也就不需要油封，這類的橡潤式運動控制器強調去除了長久以來的漏油問題[1, 2, 23-28]。

圖二所示為美國專利第 6752389 號揭露之 J. Halladay 與 W. Flower 所發明的一種結合彈力支撐與摩擦耗能之裝置[1]，可使用在卡車的懸吊系統或其他避震需求上。如圖二所示在其設計的下半部有一黏結於金屬罐內之彈性體層。在其當中則有數個硬質材料作成之圓盤狀結構，因其尺寸稍大於彈性體層之內徑，而壓迫彈性體層之內壁。當中心軸推動這些硬質圓盤相對於金屬罐有軸向之運動時，硬質圓盤與彈性體層間之摩擦便可作為消耗能量進而消除振動的媒介。



圖二、美國專利第 6752389 號揭露之橡潤式運動控制器一例。

圖三所示為美國專利第 6672575 號揭露之表面效應避震器[2]。在圖中彈性體層並非如上例黏著於外罐之內壁，而是一片片黏著於小於彈性體層內徑的活動件。活動件由軸心推動，且軸心有數個錐狀的斜面推動該活動件。當軸心向左移動時，此斜面即將活動件向外推，連帶著壓迫彈性體抵住外筒產生接觸壓力與摩擦阻力。當軸心向右移動時，此壓迫力即消失使得摩擦阻力大幅減少。此例為橡潤式運動控制器中，可創造出阻力的方向差異性的一種簡易設計。



圖三、美國專利第 6672575 號揭露之橡潤式運動控制器一例。

綜觀以上所述之各類已存在於市場上的橡潤式運動控制器，可以發現它們的

設計十分簡單，不需要精密配合之零件，也都具有不漏油與低成本兩大特點，因此成功地取代了原有之流體阻尼式運動控制器，可見此類新產品不但可行性高且商機龐大。據了解單就門弓器一類產品之全球市場每年就有三十億美元以上之規模，對各式運動控制器之需求總和更是遠高於此數以上。然而受限於部份相關之設計知識未明，此類新設計並未大量的推展開來。究其原因可歸納為以下數點：

1. 摩擦介面之掌握：橡潤式運動控制器之阻力來源主要為一個彈性體件與一個配合件之間的摩擦。因此在這個摩擦介面所表現的摩擦係數直接影響到橡潤式運動控制器的出力大小，精確掌握這個摩擦係數對設計橡潤式運動控制器有很大的重要性。Hsu 等人[3]歸納出在有潤滑劑存在的情況下，聚合物與金屬之間的摩擦共有四種機制：形變、黏著、Schallmach 波、與流體剪力。其中變形表示聚合物受力產生形變迴路時，因其遲滯特性所表現出的應變能消耗現象。工業用彈性體的遲滯性受到其應變大小、方向、及頻率的影響而成為一個複雜的函數[4、17]，Li 等人[4]提出以彈性體力學為基礎之模式法，並藉由一系列的多軸形變實驗驗證了此模式法。Li 等人[5]並應用此計算遲滯性模式法提出一種利用數值分析方法可精確計算如圖二中之橡潤式運動控制器因材料遲滯所造成之阻力。在此例中，彈性體層因受到硬質盤狀結構壓入約厚度的 5%至 20% 並在其上來回滑動，使得彈性體層中絕大部份的材料都經歷到 5%至 40%不等之應變迴路(strain cycles)，這在一般的彈性體避震器中算是不小的程度。然而即便如此，在潤滑劑存在的情況下，Li 等人[6]的理論估計與實驗結果都顯示彈性體遲滯性所造成之阻力只約佔總摩擦力(包含黏著、流體剪力、及遲滯等效應)的 15%。可以想見在無特殊形狀接觸壓迫彈性體表面使整體彈性體經歷明顯之反覆形變下，彈性體遲滯性所造成之阻力比重將大大地降低至可忽略的地步。或者當潤滑劑的作用降低使得總摩擦力的值升高的情況下，彈性體遲滯性對總摩擦力的貢獻也將微乎其微。

黏著為兩接觸表面非常接近時所產生之不可逆的鍵結力。當兩個接觸表面相對滑動時打破這些鍵結力的巨觀表現即為摩擦力。黏著為所謂彈性體乾摩擦的主要效應，有報告[7]指出當潤滑油進入聚合物與金屬的摩擦介面時，因真實的接觸表面積減少，使得黏著效應衰減，也明顯地減低了摩擦力。人們久已發現，彈性體的摩擦係數會隨著接觸壓力升高而明顯降低，且會隨著速度之增加而上升[8]。這是彈性體乾摩擦表現出與一般金屬極為不同之特性。

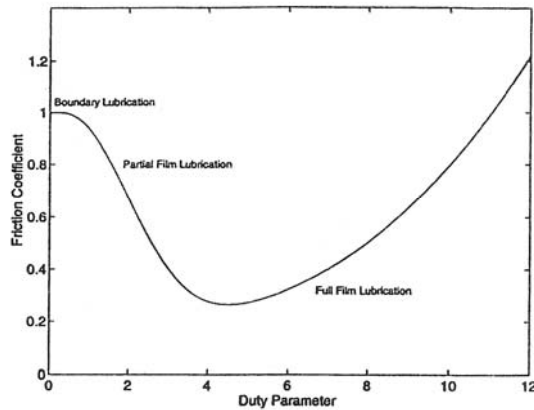
Schallmach 波為發生於軟彈性體在無潤滑的情況下快速摩擦硬質物體的表面，摩擦面所表現出波狀之分離現象。因於 1971 年首度由 Schallmach[9]觀察發表此現象而以其名來命名。Barquins 等人[10]觀察得知當 Schallmach 波發生時，摩擦力對速度、溫度、以及負載的敏感性均大為降低。對一般的橡潤式運動控制器而言，為了確保彈性體件之使用壽命並持續獲得穩定可靠的摩擦係數，潤滑物質的使用多是不可或缺的。因此乾摩擦的現象在橡潤式運動控制器中極為罕見，Schallmach 波在橡潤式運動控制器中發生的頻率也非常的低。

當潤滑劑充分存在於兩個相對滑動的介面中間時，兩物體滑動之摩擦阻力取決於潤滑劑產生之流體剪力。此即流體動力潤滑理論(hydrodynamic lubrication)及彈性流體動力潤滑理論(elastohydrodynamic lubrication)的立論基礎。在潤滑油將接觸介面完全分開的情況下，流體層中壓力(P)、速度

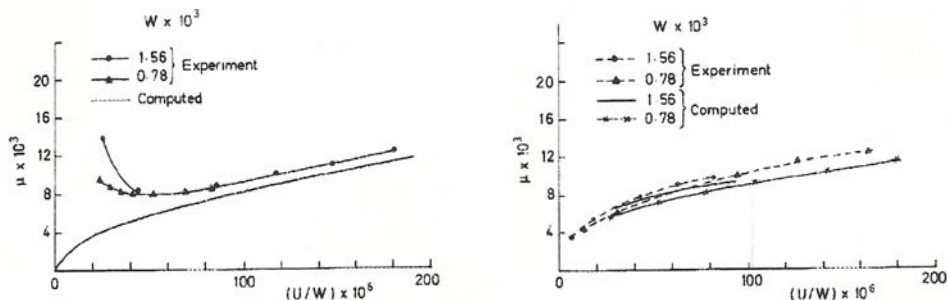
(u)、厚度(h)、及黏滯性(η)等參數之間的關係由雷諾方程式所規範[11、12、13]:

$$\frac{dP}{dx} = 6\eta u \frac{h - h_m}{h^3} \quad (1)$$

由上式計算而得之各參數可進一步推導出流體剪力，即相對滑動件之摩擦阻力。在對金屬的潤滑實驗中發現，不同的實驗條件如壓力與速度可產生不同的摩擦效果，但摩擦係數可歸納成為一單一參數的函數，此即有名的 Stribeck 曲線(見圖四)。當指標參數($\mu_f V/W$)大於一臨界值時，全膜潤滑(full film lubrication)的條件達成，摩擦阻力完全由流體剪力決定。而低於此臨界值時，固體介面的影響開始浮現，而產生部份膜潤滑(partial film lubrication)及邊界潤滑(boundary lubrication)的現象。然而彈性體材質的潤滑摩擦表現出與一般金屬磨潤不盡相同之特性。在一般金屬潤滑所展現之 Stribeck 曲線中，當指標參數低於臨界值進入部份潤滑效應時，摩擦係數會隨著指標參數降低而攀升，然而 Cudworth & Higginson[12]的實驗結果顯示在指標參數遠低於金屬潤滑的臨界值之處，摩擦係數攀升的情況並未發生。在 Cudworth & Higginson[12]的圖表中摩擦係數隨著指標參數降低而一路降低，從未顯示出部份膜潤滑或邊界潤滑的態勢(見圖五右)



圖四、Stribeck 曲線。



圖五、Cudworth & Higginson 的金屬潤滑與彈性體潤滑之比較 左:金屬 右:彈性體。

圖五的彈性體潤滑實驗結果告訴我們，在速度相當低或壓力相當高的情況下，摩擦係數仍持續下降。這只有當黏著效應仍未出現的情況下才會發生。由於圖五之實驗量測是在潤滑油充分供應且圓形滾輪可不斷轉動將潤滑油帶入摩擦介面的條件下，且多數的潤滑實驗也皆是如此，這樣的結果並不令人意外。然而一般橡潤式運動控制器的潤滑機制與此並不相同。在橡潤式運動控制器中，潤滑油脂塗佈於彈性體表面後，基本上僅靠本身的力量殘留於摩擦界面內，而並無類似圓形滾輪般的機構可不斷將新鮮的潤滑油帶進摩擦界面。可以想見如此二者間之摩擦特性可能十分不同。在利用圖五的估算中我們發現，帶入一組具代表性的橡潤式運動控制器的操作參數，在相同的平均接觸壓力、速度、以及黏滯性下所得到的摩擦係數估計值約為 0.02，然而以此實際橡潤式運動控制器所量得的摩擦係數在 0.3 左右，二者相差高達十倍以上。其最可能的原因在於一般橡潤式運動控制器的潤滑油脂的存在量處於不飽和的狀態，因此整體的摩擦效果並不能單以流體剪力來描述，有很大部份受到所謂乾摩擦的影響，即固體表面直接接觸所產生的摩擦力。在本文第二章所敘述的乾摩擦與濕摩擦實驗的初步量測比較中我們發現，在類似橡潤式運動控制器的潤滑條件下，彈性體乾摩擦係數約在 0.2 至 0.9 之間，而濕摩擦約在 0.05 至 0.4 之間。在完全相同的巨觀壓力與速度下，乾、濕摩擦間的摩擦係數比例固定在 2 至 4 倍左右，這與 Stribeck 曲線所表現出來的摩擦係數隨著壓力、速度而顯現出乾或溼摩擦的特性有顯著的不同。此外，在已見之各項橡潤式運動控制器實例中，潤滑劑多半為油脂性(grease)並滲雜有各種固體微粒以提昇潤滑的效果。傳統之流體動力潤滑理論建立在牛頓流體之基礎上，其所獲得的結果是否可準確應用在工業用潤滑油脂上還有待確認。因此關於橡潤式運動控制器中，介面摩擦之確實物理情況以及對各參數之間的關係，仍有待進一步實驗量測與理論推導。

2. 彈性體接觸的力學分析：綜上所述，受潤滑之彈性體摩擦實為許多效應之結合，每一個效應在不同的情況與條件下會有不同的表現，單單是把每一個效應的特性掌握清楚就不是一件簡單的事。然而即便擁有這些介面特性的完整資料庫，當我們嘗試設計任何一個為某特殊場合量身打造的橡潤式運動控制器時，我們若不知道在每一個設計中，發生於其摩擦介面的各個重要物理參數如壓力分佈、溫度、粗糙度等，便無從決定介面之摩擦特性，也無法精確估計出摩擦力來。由於彈性體為高度柔軟之物質，當彈性體與其他物質接觸時，極容易隨著被接觸物體的表面外形而變形。因此彈性體接觸時之接觸壓力受到彈性體本身之彈性特性，以及彈性體本身與被接觸物體之外形所影響。不論以彈性體之乾、濕摩擦實驗結果或 EHL 之理論來看，彈性體與被接觸物之間接觸壓力的分佈對介面摩擦力，乃至於橡潤式運動控制器之阻力表現，都有決定性的影響。若不能精確掌握彈性體元件之接觸壓力則無法掌握橡潤式運動控制器之阻力表現。傳統之 Hertzian 接觸理論[14]對一些特定幾何外形之問題提供不錯的參考依據，如圓柱形、球形物體與半平面之接觸問題等。也有一些理論以 Hertzian 接觸理論為基礎，推導出可反映部分彈性體非彈性特性的理論[15]。然而設計橡潤式運動控制器的理論需求仍然高於既有理論所能供給的[16、18-22]。其中最大的問題在於傳統理論多半著墨於簡單的幾何外形、小應

變的線性近似(small strain approximation)、以及線性的彈性材料模式(linear elasticity)。這對於橡潤式運動控制器中，彈性體外形可能為了滿足其他的設計需求而與基本幾何形狀相去甚遠、彈性體作動時其變形量已超過一般認知的小應變、或彈性體所表現出的非線性彈性，甚至是非彈性特性，都會使得運用傳統理論所作的估算與實際值相去甚遠。

3. 介面摩擦穩定性與耐久性之問題: 橡潤式運動控制器之阻力來自於受到潤滑之彈性體件的摩擦。然而此潤滑物質僅塗抹於彈性體之摩擦介面上，而不像傳統流體阻尼器中，活動件可持續浸潤於大量潤滑油中。在橡潤式運動控制器中，潤滑物質並不持續供應的情況下，介面之摩擦係數是否維持可接受的穩定，實在是一個重要的問題。若摩擦係數隨著使用次數之增加而有逐漸變化的現象，則此現象為何，且影響此現象之重要參數為何，吾人如何能控制此現象並設計出表現穩定而又壽命長久之橡潤式運動控制器實為一重要課題。

4. 仿製出流體運動控制器所具備之其他性能: 實用之運動控制器常須具備一些額外的特定功能，以符合使用上的需要，如力量的方向性[2] - 在需要阻力的方向上產生足夠的力量，但是在不需要阻力的反方向上則儘可能不提供阻力。或是具備力量的可調整性，使運動控制器的緩衝力可隨使用者的需要來調整。這些額外的性能要求常見於各式的流體阻尼式運動控制器，通常利用一個單向的開關閥控制流體在不同方向上的流量，便可有效製造出力量方向性的效果。而利用一些螺旋調整裝置來微調流體通過之孔徑大小，亦可有效達到調整阻力大小之目標。這些額外的性能要求在一些應用場合中常是不可或缺的，因此新式的橡潤式運動控制器若不能具備這些功能將無法擴大其市場接受度。如何設計出有用的機構使橡潤式運動控制器能有效地表現出這些功能將持續為這型運動控制器之未來發展方向。

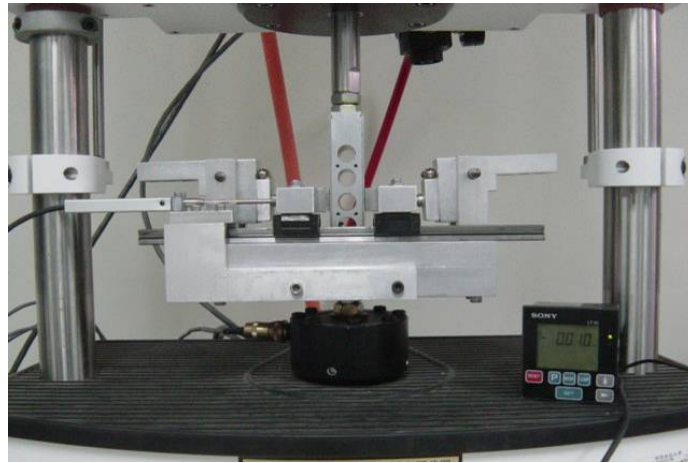
二、研究目的

本計劃之研究目的可分為二大主軸。其一在於深入研究在橡潤式運動控制器中摩擦介面所表現的物理特性、各項參數對摩擦係數的影響、並嘗試提出能解釋其物理特性之理論。其二在於提出一個實用之理論模式方法可以用來估計橡潤式運動控制器之阻力表現，且此方法應具備準確且容易應用於各型橡潤式運動控制器的特點，以期掌握開發這式產品之關鍵設計技術。

三、研究方法

在研究各項參數對摩擦係數的影響部份，我們以實驗量測為主。我們首先以有限元素法來輔助規劃試片的幾何外型以便得到均勻的壓力分佈，並且設計與製作出熱壓模具以製作摩擦試片。將熱壓硫化後的試片裝置於往復運動式摩擦機台以執行摩擦力的量測(見圖六)。經由此實驗方法可量得彈性體在不同的壓力、粗糙度、速度、潤滑油塗佈量等條件下所表現之摩擦特性。最後我們量測進入角度(Entrance angle)對摩擦力的影響來探討潤滑油在微量的狀

況下有倒角的試片與沒倒角的試片之間是否有明顯差異性，以驗證傳統摩擦學(tribology)所依據之流體動力潤滑理論是否仍能合理解釋此摩擦現象。



圖六、往復運動式摩擦測試機台。

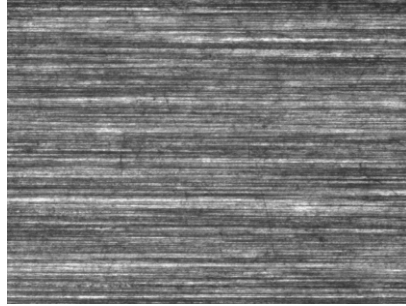
在提出實用之理論模式方法以估計橡潤式運動控制器之阻力方面，我們使用有限元素分析法以精確計算包含大形變彈性體變形、接觸、摩擦等複雜的非線性問題。ANSYS 為我們所主要使用的軟體。透過有限元素分析法我們亦成功地改良了一個既有的橡潤式阻尼產品，解決了挫屈的問題，並使接觸壓力更均勻，大大地延長了產品的使用壽命與穩定性。

四、結果與討論

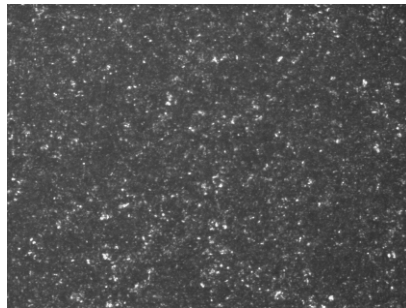
1. 實驗部份

A. 粗糙度

由於摩擦物表面的粗糙度可能影響潤滑油脂殘留量，因此對摩擦係數亦可能產生顯著的影響。因此我們在此概略地研究表面粗糙度對低度潤滑條件下摩擦係數的影響。摩擦板件之各個不同表面粗糙度可藉由表面加工獲得。圖七為未經特殊加工之原始較細緻表面 CCD 影像，其中心線平均粗糙度 $R_a=0.4\mu\text{m}$ ，而圖八為經過表面噴砂處理後較粗糙之表面 CCD 影像圖，其 $R_a=1.98\mu\text{m}$ 。彈性體試片的表面粗糙度則由彈性體模具所決定，因此在製作彈性體模具時，即須規範模具內影響彈性體摩擦面的表面粗糙度。在本實驗中彈性體的表面粗糙度為固定不變的。

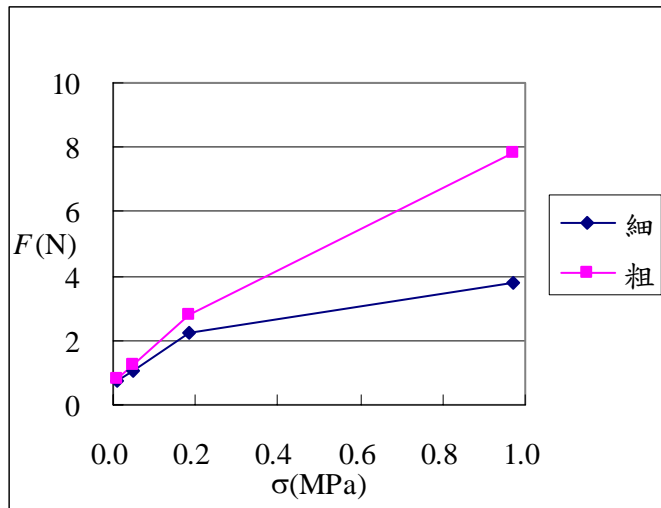


圖七、 摩擦金屬試片(細)。

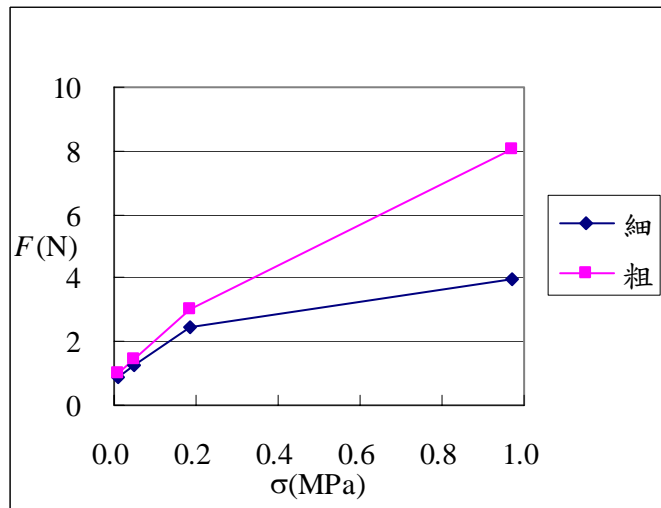


圖八、 摩擦金屬試片(粗)。

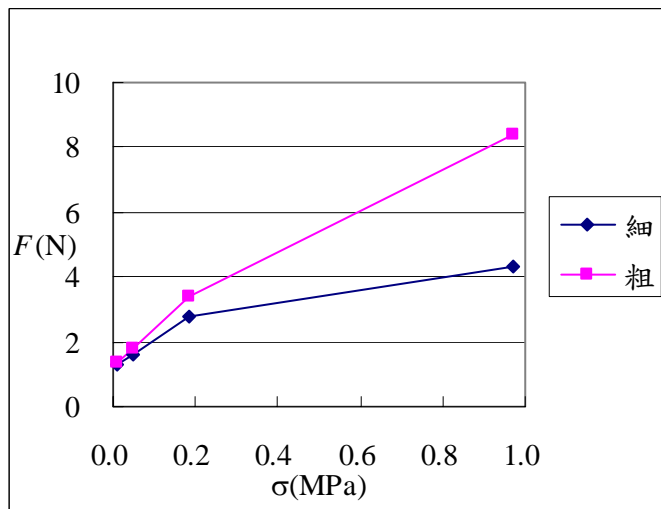
由圖九~圖十一之實驗結果可得知在塗佈大量潤滑油的原始潤滑條件下，在各個不同的速度下，都發現彈性體在較粗糙的金屬表面可獲得較大的摩擦力。且壓力愈大時，粗糙表面所產生之摩擦力會更明顯地大於較細緻的表面。例如當平均接觸壓力為 0.2MPa 時，粗細二者摩擦力相差低於 50%，但是當平均接觸壓力為 1.0MPa 時，粗細二者摩擦力相差已達 100%。一個可能的解釋原因為潤滑油受到壓力推擠後，所留存在摩擦介面上的厚度已小至與表面粗糙度的尺度類似，而不足以維持流體動力潤滑理論所需要的足夠膜厚。因此有大量固體對固體之摩擦點產生，因此表現出常見於乾摩擦之摩擦係數與粗糙度成正比的現象[23]。也就是說，在壓力達到 1MPa 的情況下，雖然一開始塗佈有大量的潤滑油在摩擦介面上，彈性體所表現出之摩擦特性卻較類似於乾摩擦，而非流體動力潤滑理論所描述在有足夠膜厚情況下的摩擦特性。而比較圖九~圖十一我們發現，速度在此情況下對摩擦力的影響並不大。



圖九、大量潤滑 $v=2\text{mm/s}$ 。



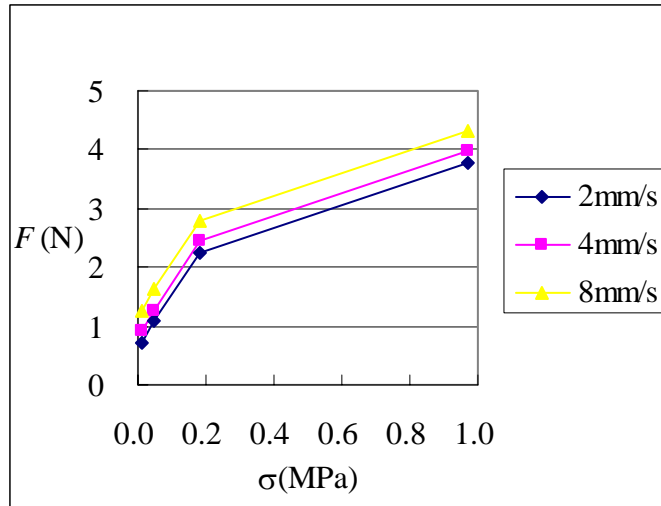
圖十、大量潤滑 $v=4\text{mm/s}$ 。



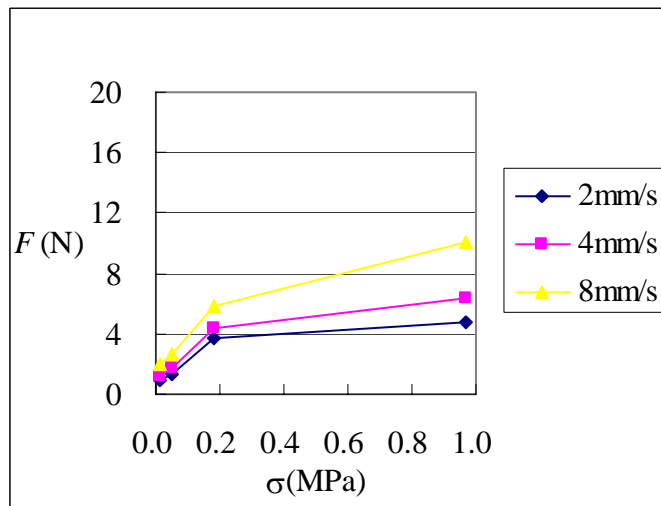
圖十一、大量潤滑 $v=8\text{mm/s}$ 。

B. 接觸壓力

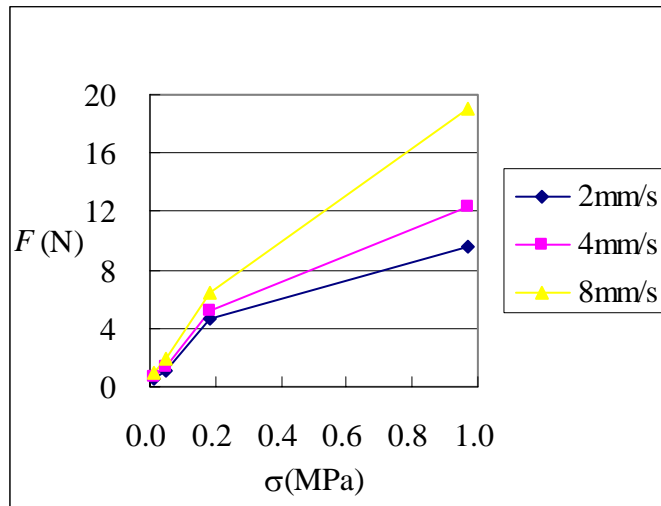
圖十二~圖十四所呈現的結果為在不同初始潤滑油塗佈條件下，以及三種不同滑行速度下，摩擦力與平均接觸壓力的關係。圖十五~圖十七則為相同資料所計算出之摩擦係數。一般來說，在各種初始潤滑條件下，接觸壓力愈大時，摩擦力也愈大。但是摩擦力增加的程度隨著接觸壓力增加而逐漸趨緩，使得摩擦係數隨著接觸壓力增大而明顯地降低。如此的現象在微量潤滑與乾摩擦時最為明顯，但是在塗佈大量潤滑油的實驗條件下，相對地比較沒有一樣顯著的影響。



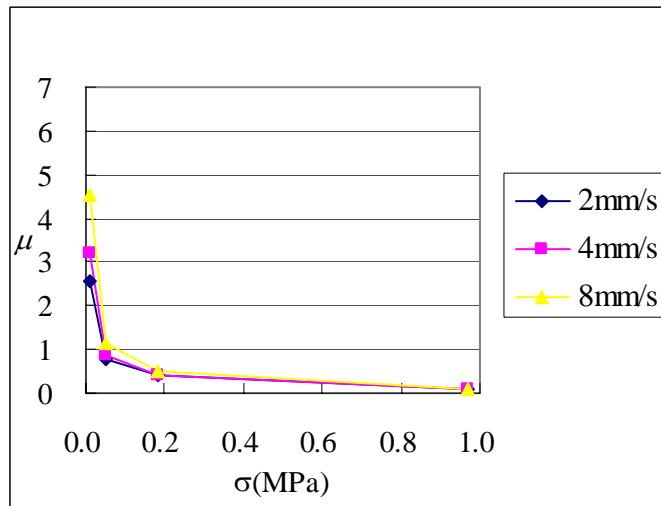
圖十二、大量潤滑之摩擦力。



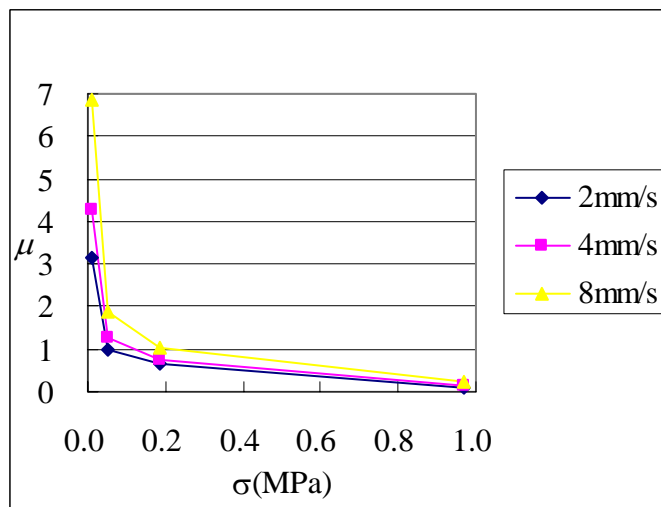
圖十三、微量潤滑之摩擦力。



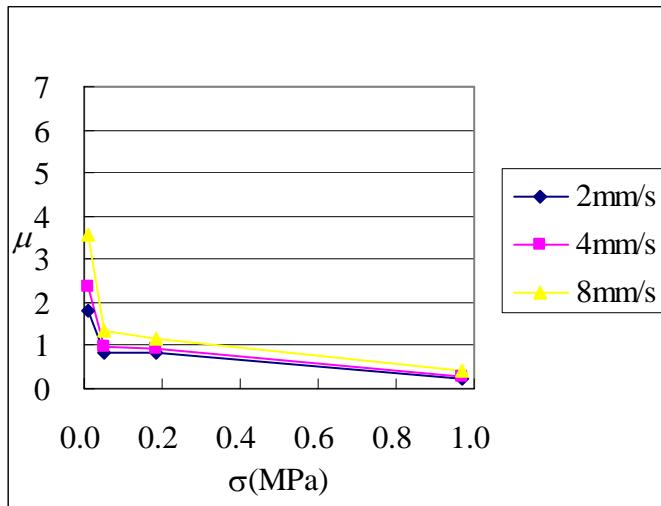
圖十四、乾摩擦之摩擦力。



圖十五、大量潤滑之摩擦係數。



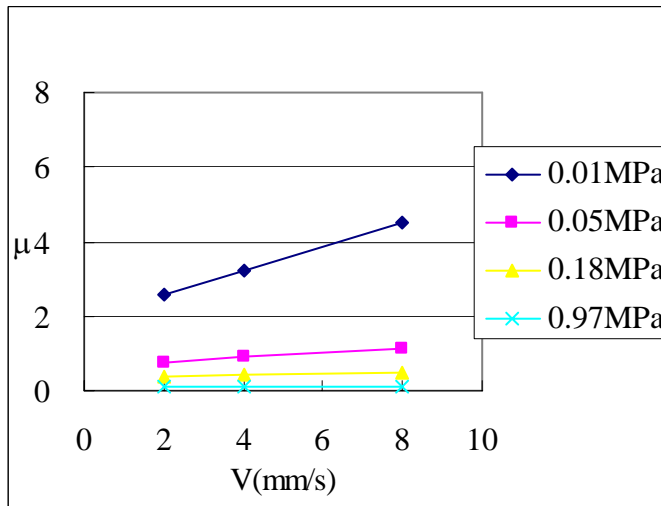
圖十六、微量潤滑之摩擦係數。



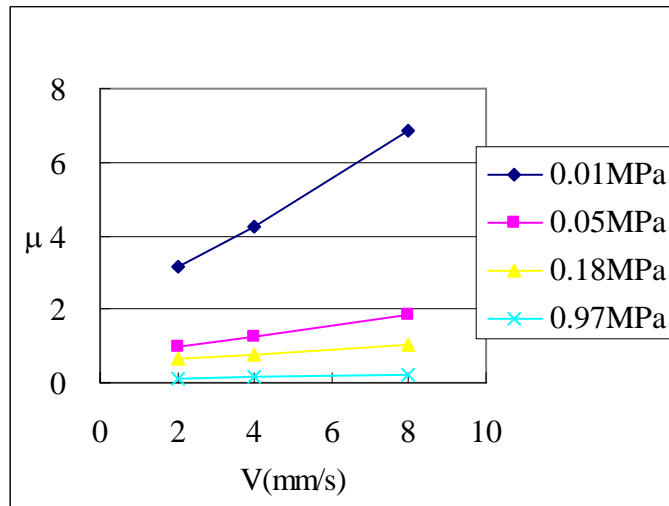
圖十七、乾摩擦之摩擦係數。

C. 速度

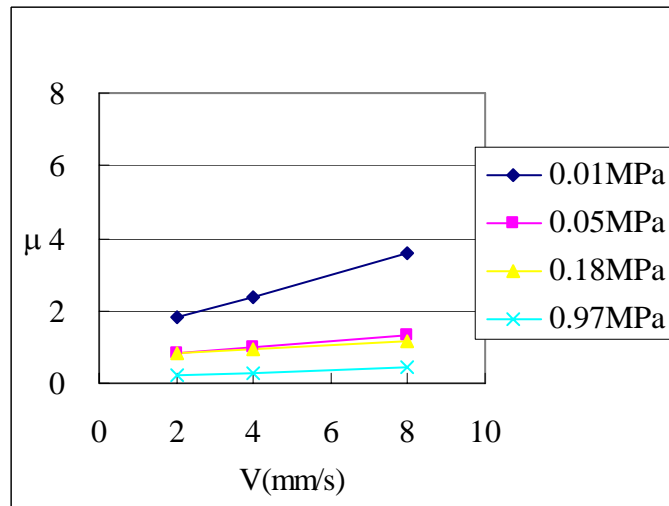
圖十八~二十顯示滑動速度對於摩擦係數有一定的影響。基本上，在各種壓力條件下，摩擦係數隨著速度之增加而增加。有趣的是乾摩擦係數並非一直是三種實驗條件下之最大值，反而是微量潤滑的條件在低接觸壓力的情況下，可以產生明顯高於乾摩擦的摩擦係數。關於潤滑物質的初始塗佈量對摩擦係數的影響，我們將在下一節中有完整的闡述。



圖十八、大量潤滑之速度影響。



圖十九、微量潤滑之速度影響。



圖二十、乾摩擦之速度影響。

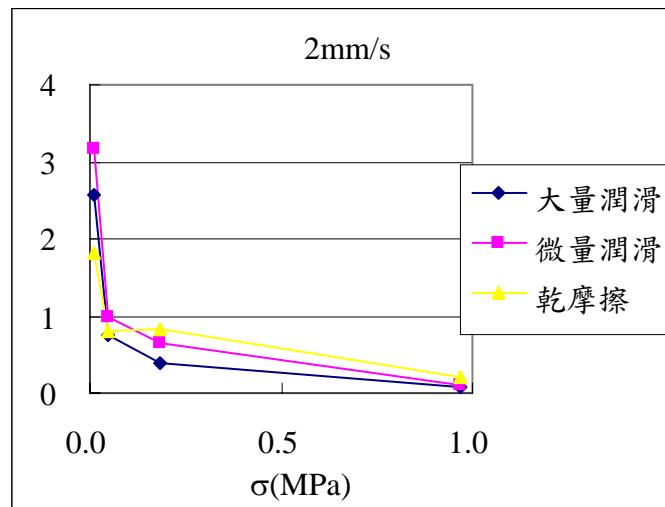
D. 潤滑劑原始塗佈量

潤滑物質塗佈量之影響在圖二十一~二十三所示，三種實驗條件中的大量潤滑反映出在本摩擦實驗中所能施加之最多潤滑物質塗佈量。我們預先將大量的潤滑油脂塗抹於摩擦金屬板件與彈性體試片上，待彈性體試片壓迫金屬板件並執行往復數次摩擦行程後，油膜厚度、摩擦力、及摩擦係數等參數即達到平衡狀態。此時大部份的潤滑油脂均已被推擠至摩擦軌跡外，由於油脂塗佈於開放空間中且其內部之原始壓力極低，再增加潤滑油脂之預先塗抹量亦不能改變平衡狀態時之介面油膜厚度及摩擦係數等參數，故此殘留於介面中之潤滑物質即為所謂之潤滑油最大塗佈量。

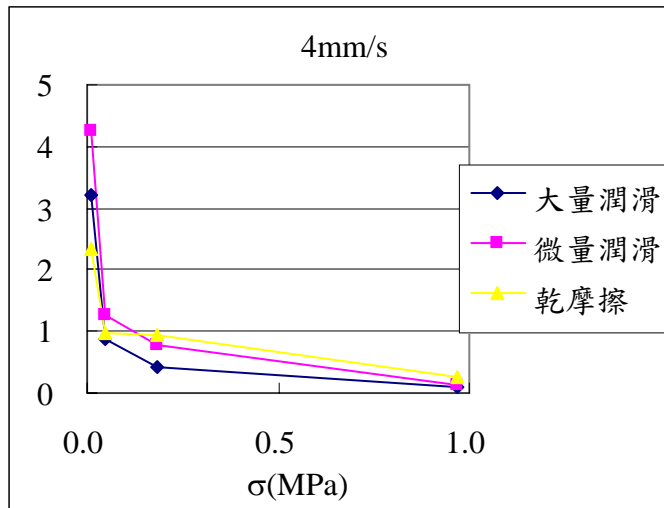
在此系列觀察中我們發現，若逐步減少潤滑油脂的塗佈量，在相同速度與壓力條件下可有效提高摩擦係數。如此推論在完全不施加潤滑油脂時，應可得到最高的摩擦力。但是我們發現在極低的接觸壓力時，摩擦力的大小呈現微量潤滑 > 大量潤滑 > 乾摩擦的情況。合理的推論之一是，當接觸壓力極

低時，乾摩擦實驗產生 Schallmach waves 的表面跳動波，使得摩擦力明顯減少[9]。而微量潤滑中的少量潤滑油脂仍能有效地黏結摩擦介面，維持接觸點之數量，因而有效提高摩擦力。至於大量潤滑的實驗中，低壓力使得潤滑油並沒有如高壓力時被推擠至摩擦介面外，因此有足夠的潤滑效應使摩擦力維持於低度狀態。

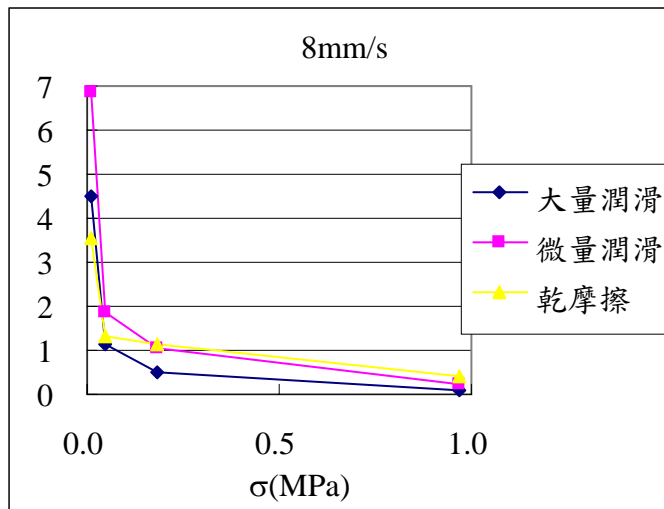
當接觸壓力逐漸變大時，摩擦係數逐漸轉變為微量潤滑 > 乾摩擦 > 大量潤滑。當壓力增加後橡膠開始緊貼金屬，在有潤滑油的摩擦實驗中，摩擦係數持續隨著壓力的增加而下降。但是乾摩擦在此轉換過程中，甚至有稍微增加，可能是因為接觸壓力增加使得 Schallmach waves 的表面跳動情形逐漸消除。最後在壓力極大時，摩擦係數已經變為乾摩擦 > 微量潤滑 > 大量潤滑，因摩擦試片獲得一個巨大的壓力時使得橡膠在摩擦軌跡中能夠緊密的接觸金屬摩擦試片。因此乾摩擦試驗獲得最多的固體接觸點而具有最高之摩擦係數。塗佈微量潤滑油的試驗仍有潤滑油殘留提供些許潤滑作用，因此具有低於乾摩擦的摩擦係數。而大量潤滑的試驗在高接觸壓力下，仍有多於微量潤滑的殘留油量，因此摩擦係數成為最低。由以上結果得知，原始的潤滑油塗佈量對各種壓力與速度條件下產生之 μ 均有明顯的影響，因此橡膠之摩擦係數不能靠單一的 Stribeck 曲線[21]來決定，因為橡膠的初始潤滑條件也成為一個重要的影響參數。



圖二十一、潤滑形態對 μ 之影響($v=2\text{mm/s}$)。



圖二十二、潤滑形態對 μ 之影響($v=4\text{mm/s}$)。



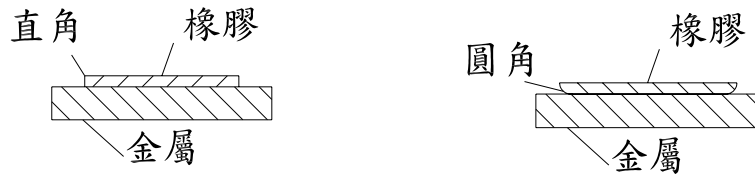
圖二十三、潤滑形態對 μ 之影響($v=8\text{mm/s}$)。

E. 進入角度(Entrance angle)

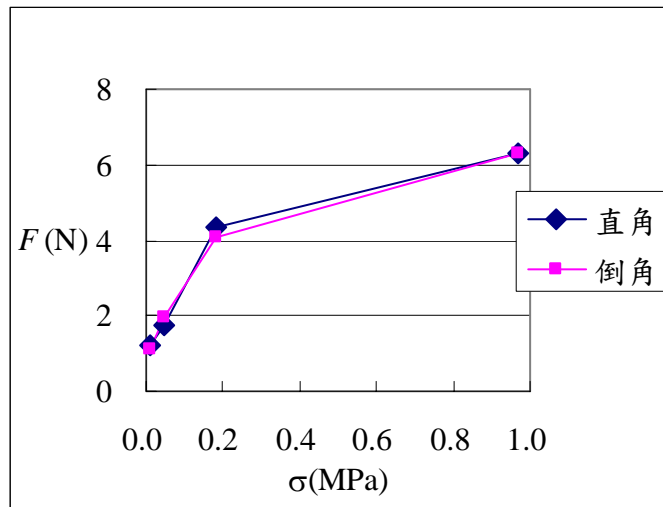
在液動潤滑理論中最具代表性的特性之一為進入角度之影響。由於橡潤式阻尼器多半是採用在微量潤滑油之情形下作動，而當潤滑油為微量的狀況下，其進入角度是否對阻力產生影響，可以驗證液動潤滑理論是否仍適用於微量潤滑的情形下。藉由測試有倒角與沒有倒角的試片之間是否有差異即可達成此驗證。

我們測試兩種不同型式的橡膠試片，其一之進入角度設計為直角如圖二十四(a)，意味著試片之真實進入角度將小於工件加工之平均公差(即約 0.1mm)所產生之斜面。另一種試片之進入角度為半徑 1mm 的倒圓角如圖二十四(b)所示。二種試片均在微量潤滑或大量潤滑的條件下進行測試。微量潤滑之實驗結果圖示於圖二十五與圖二十六。由圖中結果可得知，在初始塗佈量為微量潤滑油的條件下，其摩擦力幾乎不受進入角度之影響，由此可推論潤滑油的進入量並不會受到進入角度之影響。由於液動潤滑理論之基礎在於流體依

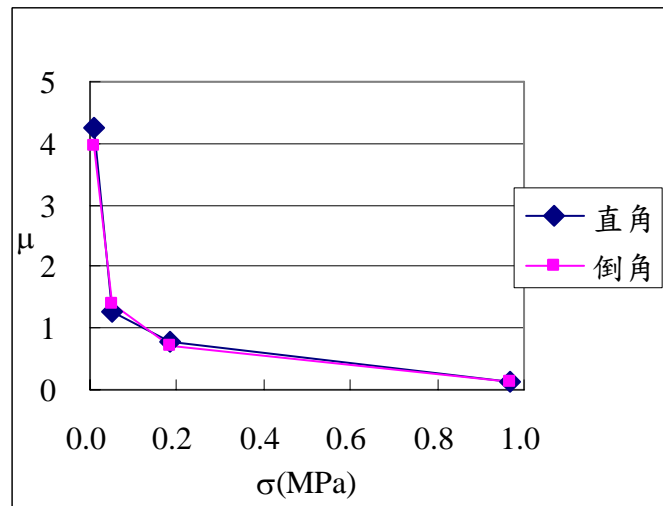
據進入角度與壓力來決定介面膜厚及阻力等，因此當阻力不受進入角度之影響時，亦可宣告液動潤滑理論將無法解釋在此條件下之摩擦特性。



圖二十四、(a)直角與(b)圓角試片。



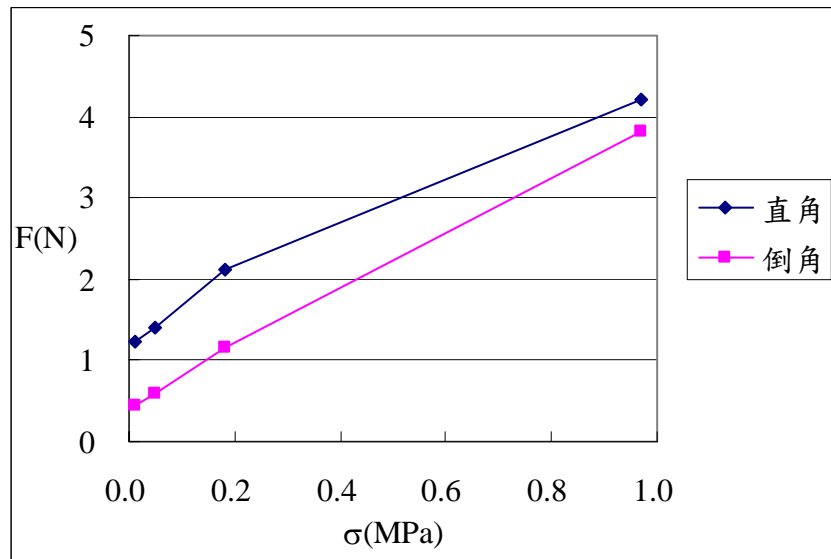
圖二十五、微量潤滑條件下進入角度對摩擦力的影響。



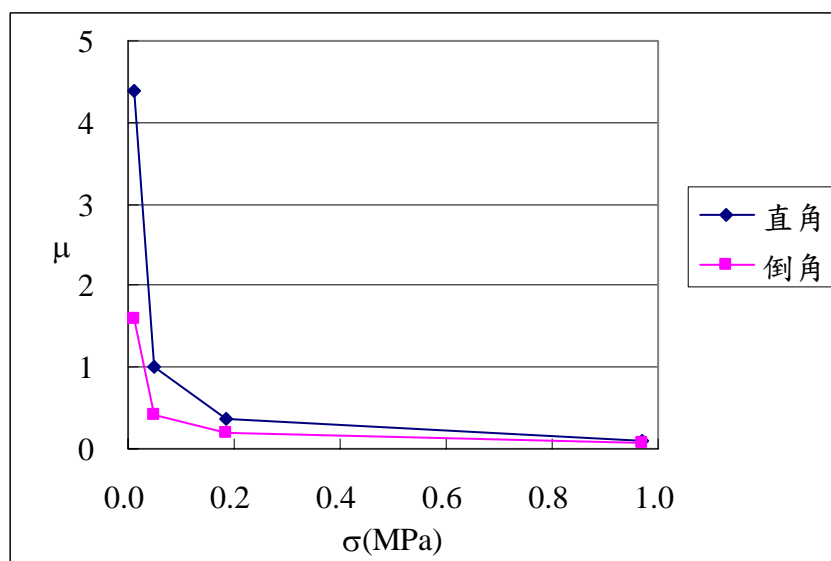
圖二十六、微量潤滑條件下進入角度對摩擦係數的影響。

我們發現在大量潤滑條件下，進入角度的確會對摩擦力產生影響。如圖二十七與二十八所示，有倒角的試片所產生之摩擦力與摩擦係數明顯低於無倒角之試片。合理的推論即如液動潤滑理論所述，有倒角的試片無法像無倒角試片般有效率地將潤滑油推擠出去，因此有較多之潤滑油進入接觸介面，因而產生較高之潤滑效果。這樣的效果在低壓力時尤其顯著，當正壓力低

時，雖然潤滑油之側邊為開放而並無任何阻擋，但是潤滑油本身之塑性使膜厚維持在一定程度，因而顯現出液動潤滑之效果。如圖所示在低接觸壓力時直角試片摩擦力超過有倒角試片的二倍有餘，但是當接觸壓力接近 1MPa 時，二者之差別已低於 10% 了。由此可見當壓力逐漸增加時，越多的潤滑油被推擠至摩擦軌跡以外，潤滑油膜厚越低，固體接觸點越多，因此摩擦特性越偏離液動潤滑理論之預測，摩擦力與摩擦係數也越不受到進入角度的影響。此外值得注意的是，在接觸壓力趨近於零時，摩擦力明顯並沒有趨近於零。這可能是因為潤滑油所表現之 Bingham 固體特性 - 油脂在流動前具有一非零之降伏剪應力須先克服。



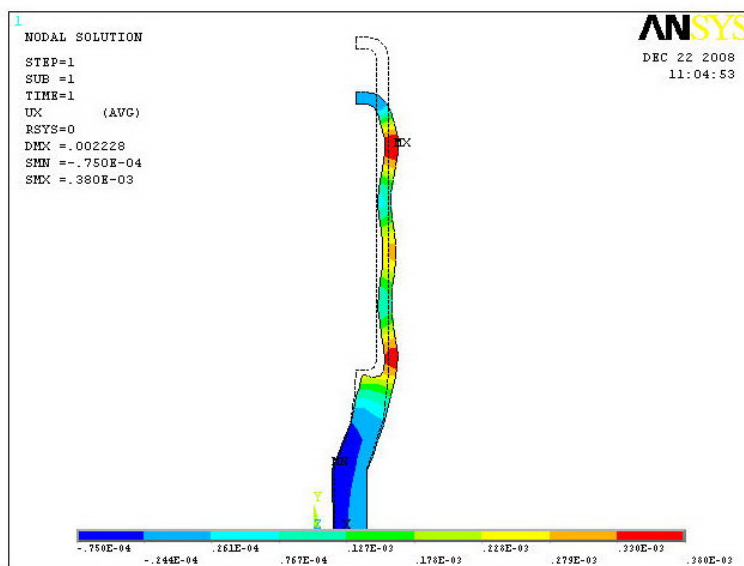
圖二十七、大量潤滑條件下進入角度對摩擦力的影響。



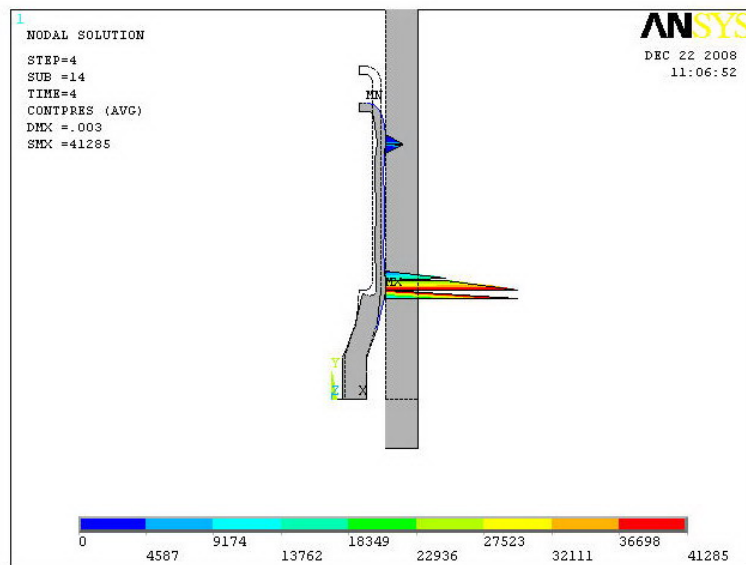
圖二十八、大量潤滑條件下進入角度對摩擦係數的影響。

2. 理論模式 - 有限元素分析法

在這個部份我們針對一個開發中的橡潤式阻尼器進行理論模式之力學分析，並針對其現有之數項缺點進行改進。該橡潤式阻尼器由一軸對稱之彈性體套筒接觸摩擦一環繞於其外徑之硬質套筒所組成。如圖二十九之有限元素分析結果所示，當此彈性體套筒受到軸向壓迫時，其筒壁並不會均勻膨脹，而呈現軸向挫屈的現象。如此的現象造成接觸面無法掌控，且接觸壓力不均勻，接觸面集中於某些特定位置的現象。如圖三十所示，當此彈性體套筒接觸環繞外徑之硬質套筒並向上滑行時，接觸與摩擦面集中於下方，而上方的彈性體套筒表面多半不產生接觸，因此衍生接觸壓力高度集中於下方的問題。由於此壓力集中的問題使得摩擦力不穩定，且高度集中的接觸壓力使彈性體套筒的磨耗集中於此處，使其使用壽命受到折扣，因此須要改善。

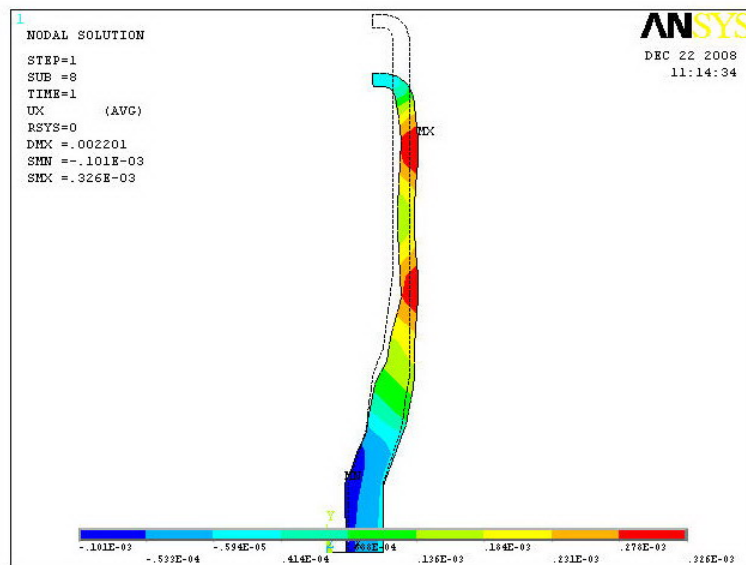


圖二十九、原始設計之挫屈問題。

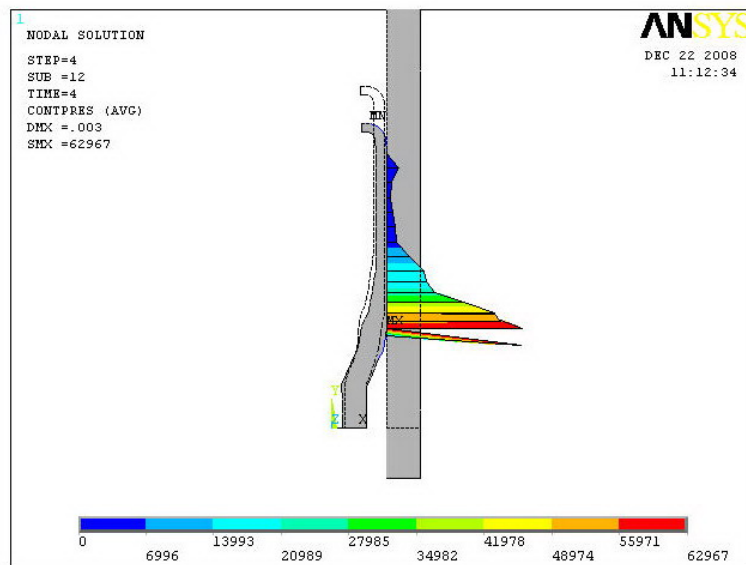


圖三十、原始設計之接觸不均勻問題。

在我們先前的研究中發現[24]，此類彈性體套筒的變形會因摩擦累積軸向壓力而造成套筒向外膨脹，因此正向接觸力與摩擦力都會隨著軸向壓力的累積而成指數成長。越接近套筒下方，正向接觸力與摩擦力增加的越迅速。為了減慢正向接觸力與摩擦力的增加速率，我們提出一種新的設計，即將下方的彈性體套筒壁厚逐漸增加，使得套筒向外膨脹的程度因套筒壁厚的增加而減緩。如此可有效達到減少接觸壓力極中的目的，也使得軸向挫屈的現象獲得改善。圖三十一與圖三十二為改良後之彈性體套筒有限元素分析結果。如圖所示，挫屈的程度由原先的三折進步為二折，且接觸壓力的分佈圖也顯示，相較於原來大部份的彈性體表面都沒有接觸外筒產生摩擦，如今大部份的彈性體表面都接觸外筒產生摩擦，接觸壓力與摩擦的分佈都較為均勻。



圖三十一、改良設計後之挫屈情形獲得改善。



圖三十二、改良設計後之接觸壓力較為均勻。

參考文獻：

1. J. Halladay, W. Flower, R. Cook, Mount Having Integrated Damper and Load Carrying Spring, United States Patent # 6752389, 2004.
2. W. Flower, D. Hodgson, P. A. Masterson, P. J. Bachmeyer, Surface Effect Damper, United States Patent # 6672575, 2004.
3. G. Hsu, A. E. Yagle, K. C. Ludema, J. A. Levitt, Modeling and Identification of Lubricated Polymer Friction Dynamics, J. Dyn. Syst., Meas., Control, 122, 2000.
4. C. G. Li, P. Steif, Multiaxial Cyclic Response of Filled Rubber, Rubber Chem. Technol., 72, pp. 193-204, 2000.
5. C. G. Li, P. Steif, Sliding Resistance on a Constrained Rubber Layer Due to Rubber Hysteresis, Rubber Chem. Technol., 72, pp. 217-224, 2000.
6. C. G. Li, P. Steif, Frictional Sliding on a Constrained Rubber Layer: A Simple Model For a Class of Damping Devices, Rubber Chem. Technol., pp. 205-216, 2000.
7. J. M. Thorp, Tribological Properties of Selected Polymeric Matrix Composites Against Steel Surfaces, Friction and Wear of Polymer Composites, Freidric, K., ed., Elsevier, New York, pp. 89-136, 1986.
8. F. P. Bowden, D. Tabor, The Friction and Lubrication of Solids, Oxford University Press, 1964.
9. A. Schallmach, How Does Rubber Slide, Wear, 17, pp. 301-312, 1971.
10. M. Barquins, A. D. Roberts, Rubber Friction Variation with Rate and Temperature: Some New Observations, J. Phys. D: Appl. Phys., 19, pp. 547-563, 1986.
11. 溫詩鑄, 楊沛然, 彈性流體動力潤滑, 清華大學出版社, 1992.

12. C. J. Cudworth, G. R. Higginson, Friction of Lubricated Soft Surface Layers, *Wear*, 37 pp. 299 – 312, 1976.
13. C. J. Hooke, J. P. O' Donoghue, Elastohydrodynamic Lubrication of Soft, Highly Deformed Contacts, *J. Mech. Eng. Sci.*, 14, 1, 1972.
14. K. L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
15. W. D. May, E. L. Morris, D. Atack, Rolling Friction of a Hard Cylinder Over a Viscoelastic Material, *J. Appl. Phys.*, 30:1713–1724, 1959.
16. D. Dowson, Elastohydrodynamic and Micro-Elastohydrodynamic Lubrication, *Wear*, 190, pp. 125–138, 1995.
17. A. I. Medalia, Effect of Carbon Black on Dynamic Properties of Rubber Vulcanizates, *Rubber Chem. Technol.*, 51, pp. 437–523, 1978.
18. M. Hlavacek, D. Vokoun, Elastohydrodynamic Lubrication of Cylinders with Soft Incompressible Coatings Firmly Bonded to the Substrate, *Wear*, 197, pp. 1–8, 1996.
19. J. B. Medley, Some Background Theory for the Cushion Bearing Concept in Joint Replacement Implants, *Wear*, 175, pp. 9–16, 1994.
20. C. J. Hooke, A Note on the Elastohydrodynamic Lubrication of Soft Contacts, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 200, pp. 189–194, 1986.
21. P. K. Gupta, On the Heavily Loaded Elastohydrodynamic Contacts of Layered Solids, *J. Lub. Techn.*, pp. 367–374, 1976.
22. K. Herrebrugh, Solving the Incompressible and Isothermal Problem in Elastohydrodynamic Lubrication Through an Integral Equation, *J. Lub. Techn.*, pp. 262–270, 1968.
23. G. Palasantzas, Influence of Self-Affine Roughness on the Adhesive Friction Coefficient of a Rubber Body Sliding on a Solid Substrate, *Surface Science*, pp. 191–196, 2004.
24. C. Li, S. W. Wang, Modeling of an Elastomeric Friction Damper Featuring Pressure-Dependent Friction Coefficient, *Proceedings of the International Conference BALTRIB' 2007*, 2007.

計畫成果自評

本計畫在執行期間有大學部及研究所學生數名參與於實驗設計 施作 及有限元素分析等工作上。參與的學生對彈性體摩擦 潤滑效應 有限元素分析法及相關基本理論等方面都有接觸與認識。在學術研究方面，由於橡潤式阻尼器為一種新近發展之阻尼器設計，相關研究仍極缺乏，因此本計畫之成果極富學術發表價值，目前作者正整理相關資料撰稿以為期刊發表之中。