

機構 與 機器 設計

中華民國八十二年五月

行政院新聞書出版登記證
局版台誌字第 9132 號

5-82

本期要目

- 磁鼓式機連簡介 \ 陳昭亮
- 關節式自來機器人運動分析 \ 蔣世堅
- 滑動導軌之抗磨擦材料測試與分析 \ 陳錫彥、蔡坤龍

中華民國機械與機器原理學會
出版人：中華民國機械與機器原理學會
主編：黃以文
地址：嘉義縣民雄鄉中正大學機械工程研究所
電話：(05) 270-2255

中華民國機械與機器原理學會
嘉義縣民雄鄉中正大學機械工程研究所
TAIWAN 80424, R.O.C.

621

嘉義縣民雄鄉中正大學機械工程研究所
黃以文先生收

磁鼓式機座簡介

工研院機械所研究員

陳昭亮

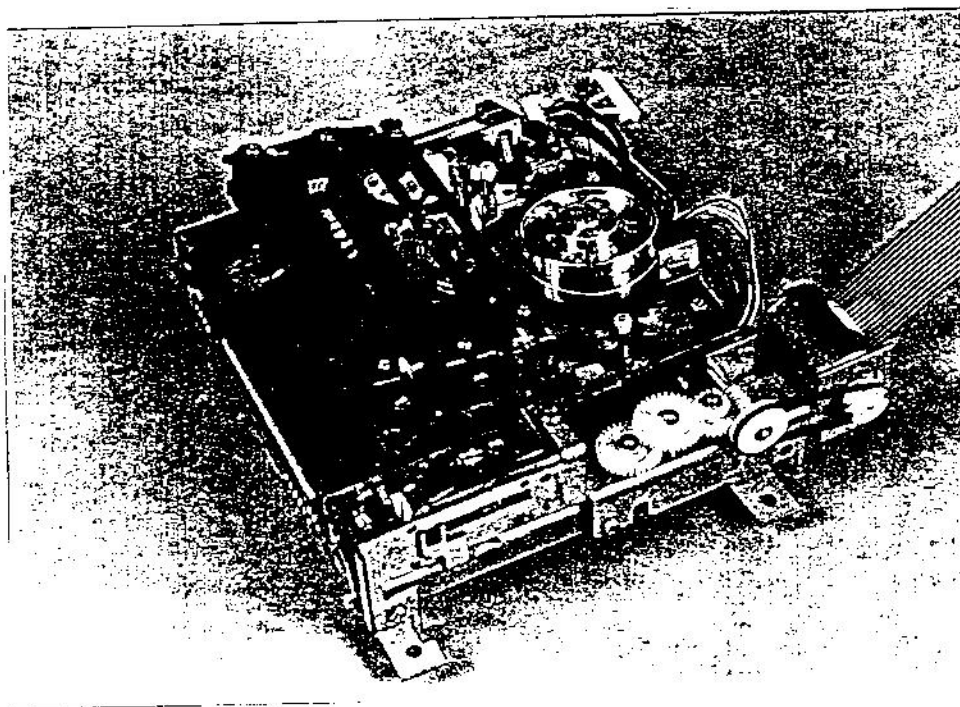
近年來隨著經濟快速發展，人們對於生活品質的要求日漸提昇，尤其消費性電子/資訊電子產品的日新月異更是令人目不暇給；而在此視、聽、電腦週邊領域中，常見者如傳統的錄放影機(VCR)、流行中的攝錄放影機(Camcorder)，另外如曾被看好的數位式錄放音機(DAT)、具有潛力之資料儲存用之數位式數據機(Data Storage DAT)，乃至於未來走向數位化、高畫質化的VCR或Camcorder等都採用到「磁鼓式機座」作為其動作之機構主體。

磁鼓式機座之基本功能，乃是在於讓磁帶以一特定的相對角度及速度繞滑過迴轉之磁鼓，從而經由磁頭讀取/記錄信號，再配合訊號處理系統，以達到資料存取之目的。圖一所示為工研院機械所目前所開發之磁鼓式機座：

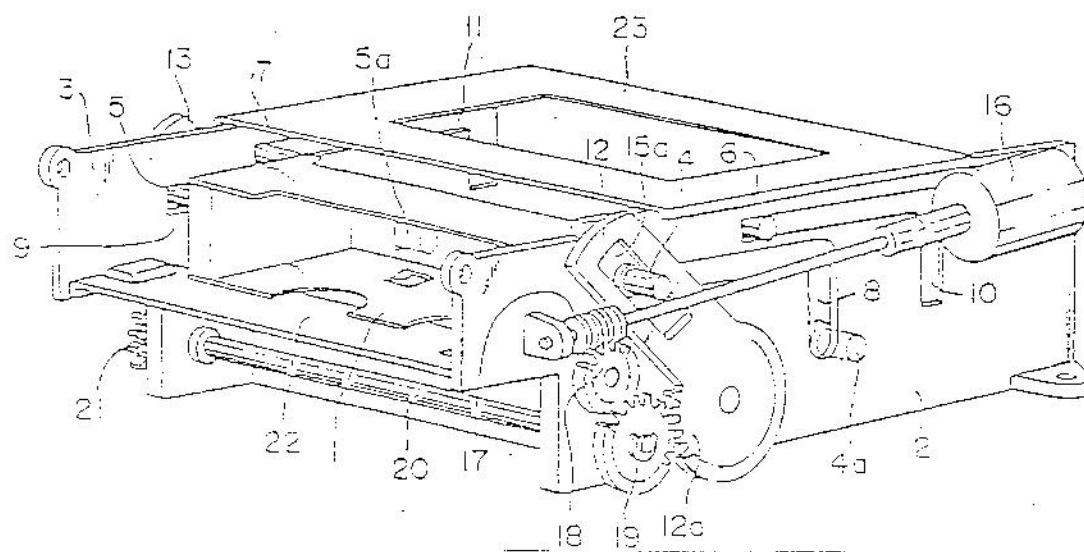
整個磁鼓式機座可分為下列四大部分份：(一)卡匣裝卸機構；(二)捲輪機構；(三)繞帶機構；以及(四)重要組件：包含磁鼓組合以及紋盤組合。本文僅針對機構部份做一概括性的介紹[1]：

一、卡匣裝卸機構(Cassette Loading/Unloading Mechanism) [2]

主要功能乃是將卡匣由機體外送回到機座上之定位，使磁帶得以由上下帶機構帶出，而後捲繞在磁鼓上。依其置入之方式可分為兩大類：

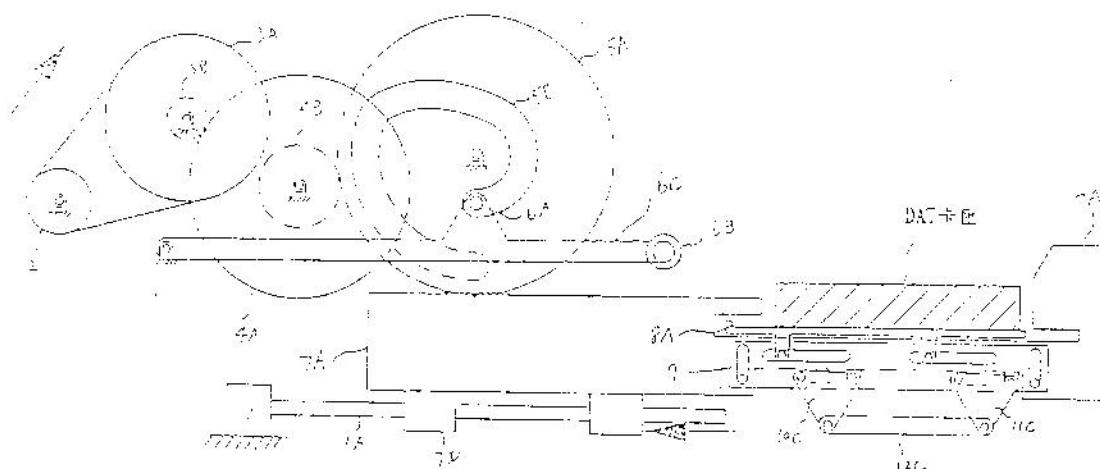


圖一 磁鼓式機座



圖二 壓入式前方裝卸機構 (美國專利4866551)

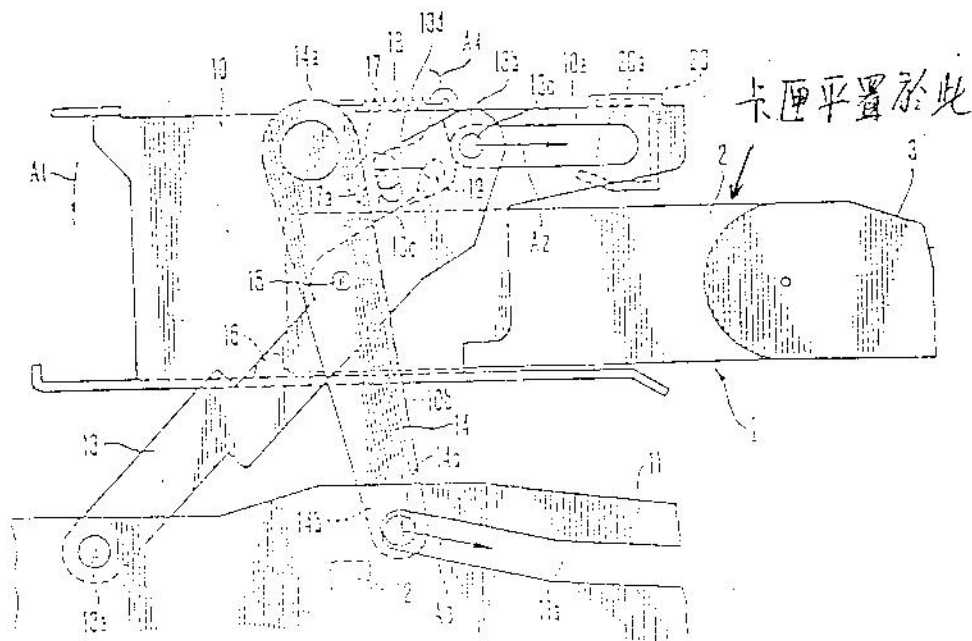
1. 前方裝卸(Front Loading)：卡匣由機體前方置入，卡匣承座所走路徑為倒L型。又可分為壓入式(如圖二所示)及拖盤式(如圖三所示)兩種。兩者之不同乃在於拖盤式是將卡匣置於拖架上，按下按鈕後，卡匣機構才開始動作。而壓入式卡匣則是以水平方式進入機體，觸及微動開關，啓動馬達，卡匣機構才開始動作。



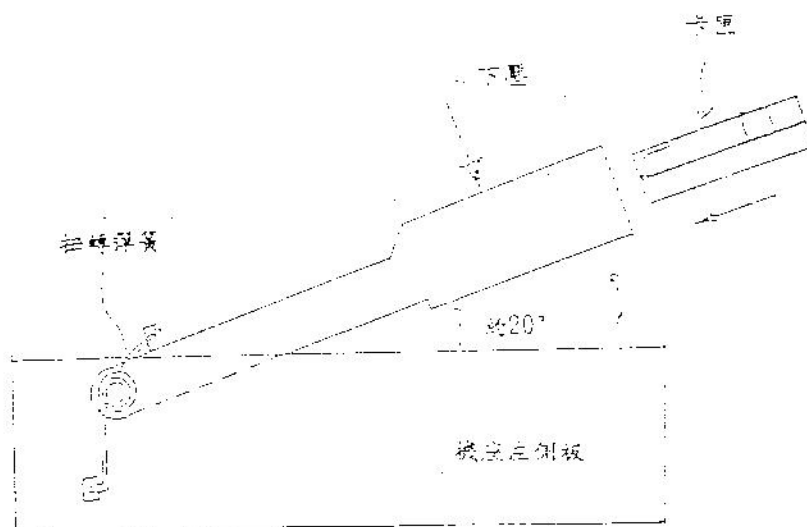
圖三 拖盤式前方裝卸機構(PANASONIC SV-DA10)

2. 上方裝卸(Top Loading)：卡匣由機體上方置入。可分(a)垂直升降式：卡匣由捲輪上方垂直落下(如圖四所示)。(b)傾斜進入式：卡匣與水平成一角度方向進入機座(如圖五所示)。

一般上方裝卸機構皆無驅動源，直接以手下壓方式將卡匣送至定位；退帶時以彈簧回復方式將卡匣承座彈起。一般會加裝一緩衝器，使彈起的動作平穩。



圖四 垂直進入式上方裝卸機構 (美國專利 4775904)



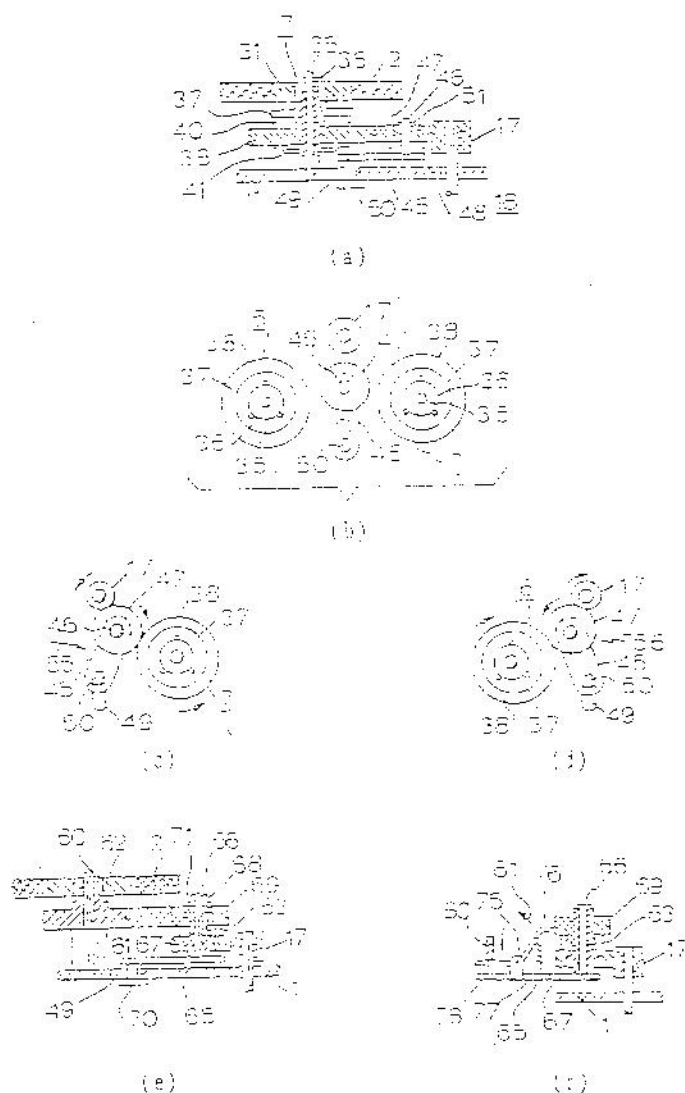
圖五 傾斜進入式上方裝卸機構 (AIWA HD-S1) [2]

上方裝卸方式之機構較為簡單而且體積較小，適合於小型化，常見於攝錄放影機及隨身聽攜帶式之音響上。壓入式之前方裝卸方式之機構，則常見於一般家用之錄放影機或汽車音響上。而拖盤式之前方裝卸機構，因其行走距離較大、需要較大之空間，通常使用於豪華機型上。

二、接輪機構 (Reel Mechanism)

主要功能乃在於驅動供給輪 (或接取輪) 使磁帶往前或倒退時收入卡匣中。磁鼓式機座依其使用直接驅動馬達 (DD Motor) 之數目，可分為 4DD 及 2DD 兩種。這兩種機座之區別只在於 4DD 之機座中多出的兩個 DD 馬達，乃是分別裝在供給輪和接取輪直接驅動之，因此無接輪機構之必要，為此，我們對其結構進行分析。

機座裡，捲輪的驅動源是來自絞盤馬達，經由皮帶傳遞至捲輪機構。在捲輪機構設計上，有兩點是我們所需考慮的：(1) 是如何換向（亦即驅動供給輪與捲取輪間如何受換）(2) 是齒輪組的搭配，使供給輪（或捲取輪）在不同的模組狀況下有不同的轉速。圖六所示為一般常見之捲輪機構。



圖六 捲輪機構（美國專利4196875）

三、繞帶機構[3]

繞帶機構在機座總成內是最為複雜之一部份，其功能包含了(1) 上下帶(2) 張力控制(3) 速度控制和(4) 行走導引。以下針對繞帶機構之各細項設計分別說明。

1. 導帶：目的在於引導磁帶之行走並改變行走方向或高度，可分下列三種：

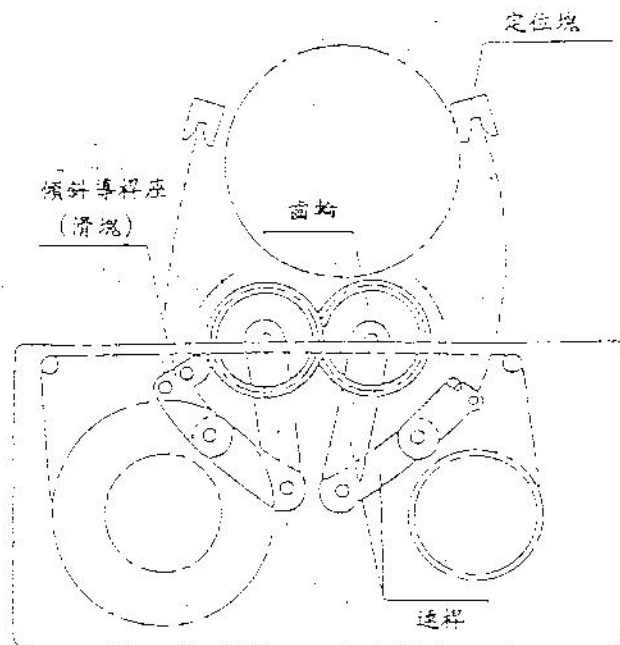
- (1) 垂直導帶—磁帶引導
- (2) 傾斜導帶—改變磁帶行走方向與高度。
- (3) 引導滾輪—磁帶引導，用於路徑改變較大時。

2. 上下帶機構：以移動導桿很均勻平滑地將磁帶拉出卡匣外，而復接繞在磁鼓上，在設計上需考慮以下幾點

- (1) 磁帶拉出及收取時，不可損及磁帶。
- (2) 磁帶拉出至定位時，需能確實固定。
- (3) 機構動作要平滑與確實。
- (4) 機構運動時程的設計，要避免干涉碰撞現象。

常見之機構有兩種型式(1)伸屈連桿式及(2)上帶環式。圖七所示為伸屈連桿式之上下帶機構，其供給側與捲取側各有一組四連桿（或六連桿）裝置，當主動桿被驅動後，帶動傾斜導桿座沿導桿溝槽滑動至定位。

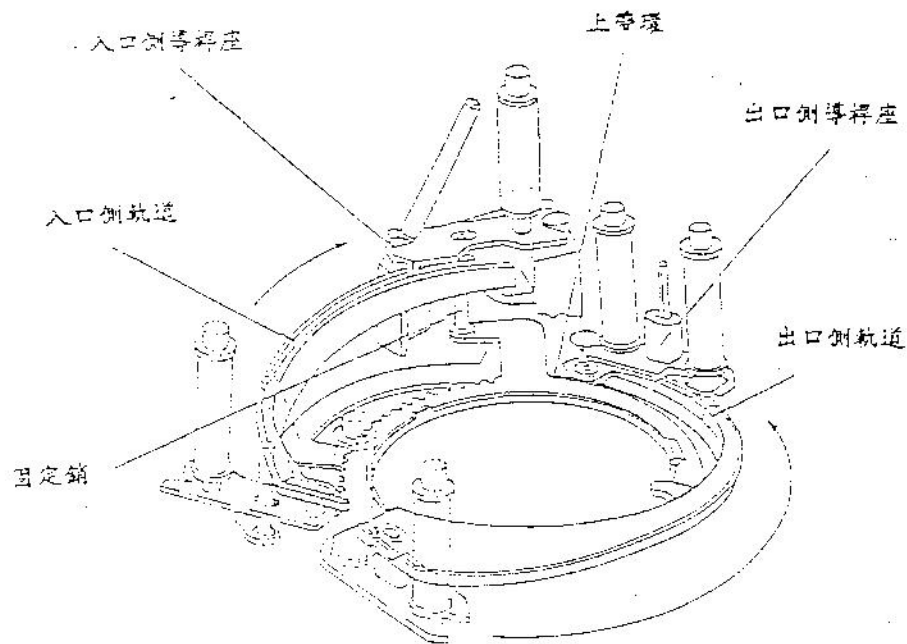
上帶環機構則是利用數個齒輪之搭配，使供給側和捲取側的上帶環（齒輪環）作反向運動，而使傾斜導桿座移動至定位，圖八所示即為其中之一例。



圖七 伸屈連桿式上下帶機構[4]

3. 張力控制與速度控制機構：磁帶張力乃是在維持磁帶與磁頭間之最佳接觸狀況，使磁頭得以很正確的讀取或記錄訊號於磁帶上，雖然絞盤對於磁帶之拉力為一定，但由於磁帶與磁鼓以及導桿間之摩擦，同時由於供給輪之負載關係，會使磁帶之張力產生變化。為保持穩定之張力，便需要如圖九所示之張力控制機構。

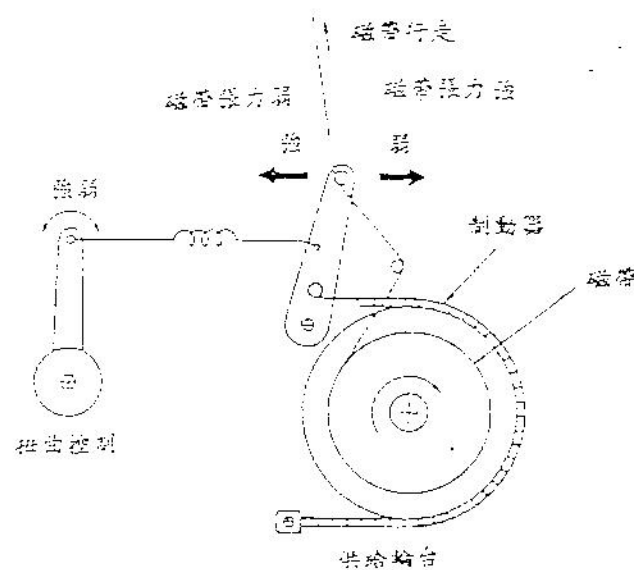
當讀取或記錄時，束緊滾輪壓向絞盤軸。此時，動力由絞盤軸傳至束緊滾輪，磁帶夾在束緊滾輪與絞盤軸間而被帶動。所產生之定速驅動，係由絞盤軸及束緊滾輪間之摩擦而產生。此時，當束緊滾輪壓向絞盤軸時，束緊滾輪提供



圖八 上帶環式上下帶機構(PANASONIC NV-S5)[5]

足夠的正向壓力，才能產生拉動磁帶行走之摩擦力。此正向力過大或過小均會造成速度之不平穩。一般而言，此一正向壓力均藉由拉伸彈簧之裝置來達成。

以上的略介紹磁鼓式機座之機構部份，其功能與設計時之考慮要素。基本上這些機構均是利用連桿裝置、齒輪組之配合或凸輪之搭配，來達成其作動之要求。惟目前我們在從事磁鼓式機座之設計工作上，由於專利之限制以及空間大小之要求，所造成設計之困擾頗多，仍有賴我們一起努力，並盼望有志於此者加入我們的工作行列。



圖九 磁帶張力控制機構[3]

1. 陳昭亮, "磁鼓式機座之設計與發展", 工研院機械所內部文件, 編號 ITRIMI-104-T106(81), 1992 年。
2. 朱志中, "DAT 機座卡匣裝卸機構之比較分析", 工研院機械所內部文件, 編號 ITRIMI-082-T210(81), 1992 年。
3. 潘春秀, "DAT 機座繞帶機構分析比較", 工研院機械所內部文件, 編號 ITRIMI-082-T213(81), 1992 年。
4. 梶野二郎, VTR 機構設計, 株式會社トリゲワックス, 日本, 1985 年, pp. 23~77.
5. 香田稔等, "新型「フレンヒュー」の小型、輕量化技術走行パスと兩面非球面レンズが決め手", Nikkei Mechanical, 1991 年 8 月 5 日, pp. 40~52.

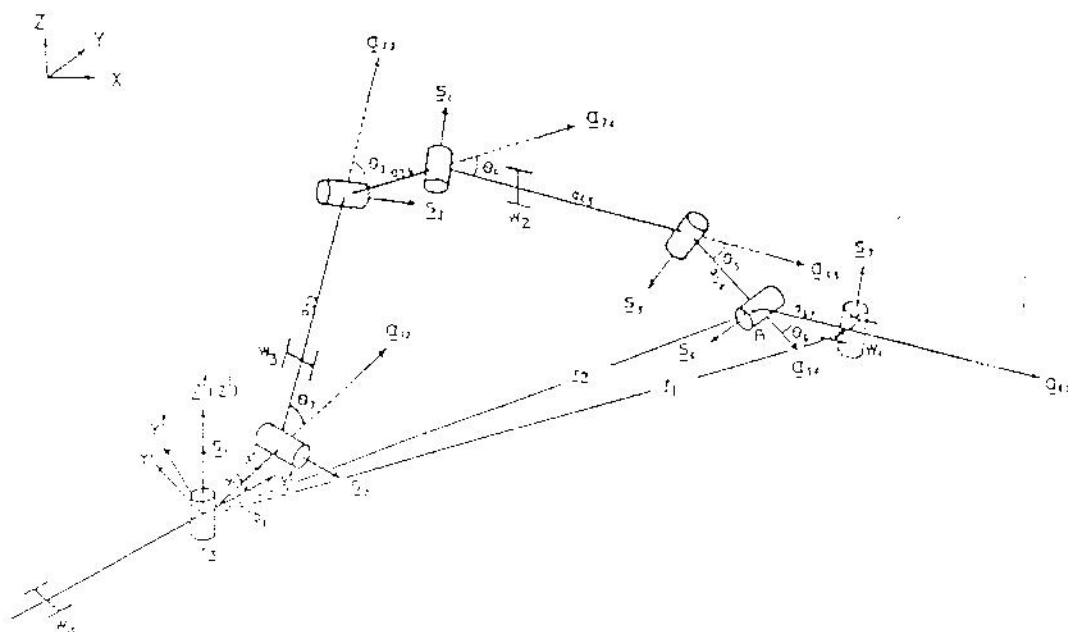
蔣世堅

筆者在美國佛羅里達大學機器人研究中心(CIMAR)時曾參與美國能源部新核能廠自走機器人(mobile robot)設計計劃。所設計的機器人為一具有卅四個關節的“蛇形”自走式機器人。如直接對其作運動分析實在是件非常困難的工作。因此利用“追隨領袖”的方式(Following-the-leader Algorithm)，將此簡化成為對一個空間6R閉路式機構(6R open-loop mechanism)分析的問題。此簡化後的問題非常類似一般機器人的分析，但因在機構上的設計並無像一般機器人特殊的結構，故在作運動學分析時，無法簡單地以幾何學方法來求得數學解。因此採用最佳化方法來求算運動中各關節角度。今將此問題與解決方法簡述於后。

所設計的自走式機器人系統被命名為 ATMS (Articulated Transporter/Manipulator System)，係由 18 節串接而成，每節之間有一對軸線相垂直但不相交的旋轉關節(revolute joint)，整個系統即有卅四個旋轉關節，如此之構造使得 ATMS 具水平與垂直運動的能力。ATMS 在運動中，每一瞬時如必須要計算出卅四個關節之角度，這將耗費相當的電腦運算時間。ATMS 在平面上作水平運動時，靠著每節底部的一對輪子作移動。在 ATMS 之初期設計，其每對輪子並無轉向的功能，(Steering)，故系統在平面上作轉彎的運動時即面臨了輪子會側向移動的問題。為了解決此問題，ATMS 系統在平面上轉彎時，即需將其每組中的第二節以關節的轉動將其輪子提離地面，同時第三節也以同樣的方式將其輪子提離地面，以作側向移動。



ATMS 因此可以被分成每三節為一單元，稱之為組。每個瞬時僅計算第一組中六個關節的旋轉角度，而其隨餘關節的角度則以“追隨領袖”的方式從前組之運動記錄中直接採用。因此可節省電腦計算各關節角度所需的時間。對 ATMS 運動分析，其關節角度之計算可以簡化成對圖一中之機構進行之。



圖一 6R 開路式機構

三、ATMS 之運動分析

如前所述，ATMS 之運動分析簡化成為對一 6R 開路式機構之分析。此問題可以敘述如下：已知第四節之位置（圖一中之 W_4 ），欲求得 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 之角度，使得第一節 (W_1) 位於所規劃之路徑上，同時向著路徑切線方向。ATMS 所遵循的路徑是由直線與圓弧所組成。如果 ATMS 整組之各節均位於同一直線或圓弧路徑上時，角度之計算則非常單純。但是當該組之運動位於直線到圓弧或圓弧到直線之換區時，就有為了避免輪子側移而需將第二、三節提離地面的運動方式。如欲以數學式 (close form) 的方法來解如圖一中之 6R 機構，將會遇到解一個八階多項式之問題。屆時將必須藉由數值方法來求解。面對此情形，採用最佳化的方法來求解運動中所需之六個角度 ($\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$) 將是一個適當的選擇。

從圖一所示 6R 機構的骨架模型，我們可以很容易地在已知第四節之位置 (W_4) 後，導出 ATMS 第一節的位置 (W_1) 與方位 (α_6, β_7 與 β_7) 和六個角度 ($\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$) 之間的關係式，即所謂的前進分析 (Forward Analysis) [1]。在完成前進分析後，只要已知 $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 六個角度，即可算出 ATMS 第一節所在之位置 W_1 與它的方位 (orientation) α_6, β_7 。

在以最佳化方法來求 $\phi_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 之前，我們必須依一些運動要求條件來建立一個最佳化的目標函數 (Objective Function)，而這些要求條件即為令 ATMS 之第一節能完全遵循在規劃好的路徑上運動。這些要求條件將依其由直線到圓弧運動或由圓弧到直線運動而不同。在進一步討論各運動要求條件以建立最佳化的目標函數之前，將先把整個運動中求解各角度的步驟加以介紹，如此能對整個過程先有了解。

步驟 1：依各要求條件建立目標函數，此目標函數中之變數為 ATMS 第一組中的六個旋轉角度。

步驟 2：選定 ATMS 第一組中各關節角度的起始值。

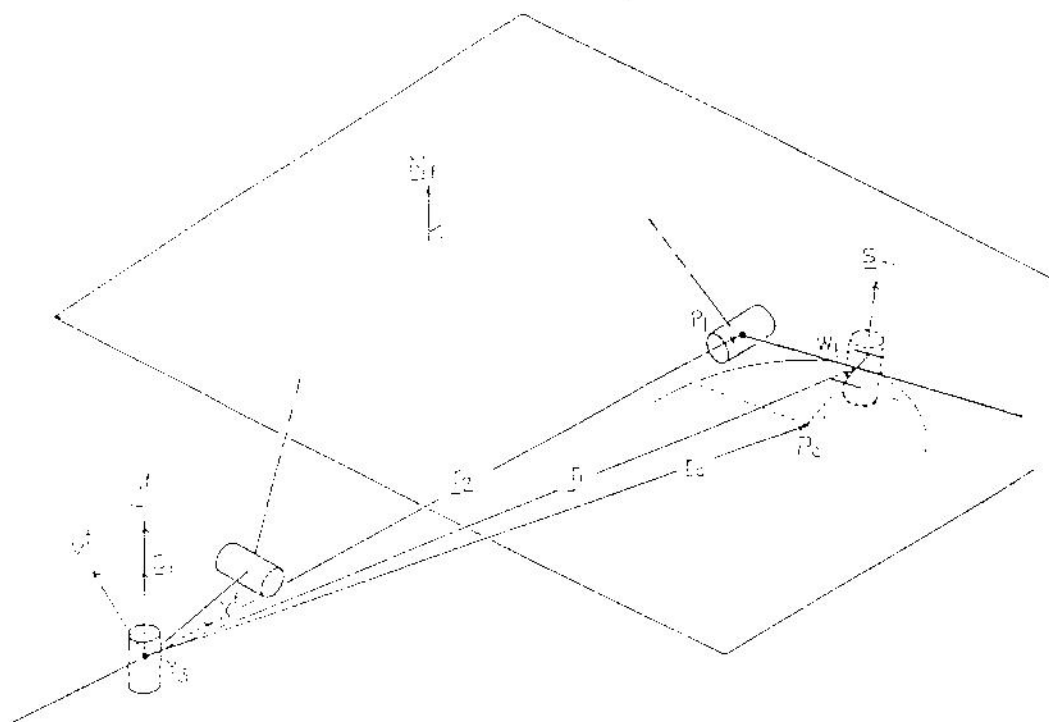
步驟 3：利用各角度與前進分析，計算出目標函數之函數值。運用搜尋方法找到一組角度使得目標函數有最小的函數值。而此組角度即為 ATMS 下一運動第一組之關節角度。

步驟 4：將上步驟中求得之角度，第一節的位置與方位記錄於運動記錄中。在進行下一運動時，則將記錄中的各組角度向後依次傳遞。而計算得之第一節的位置與方位也將成為未來某個特定時間第四節之位置與方位。

四、訂定目標函數

針對本問題，其目標函數為 ATMS 之第一節的位置和方位與所要求條件間的差異。我們的目的即是希望找到一組角度能使此差異達到最小。運動之要求條件在不同的運動狀況下將有不同。

A. 從直線到圓弧運動之運動要求條件為：(圖二)



圖二 直線到圓弧運動

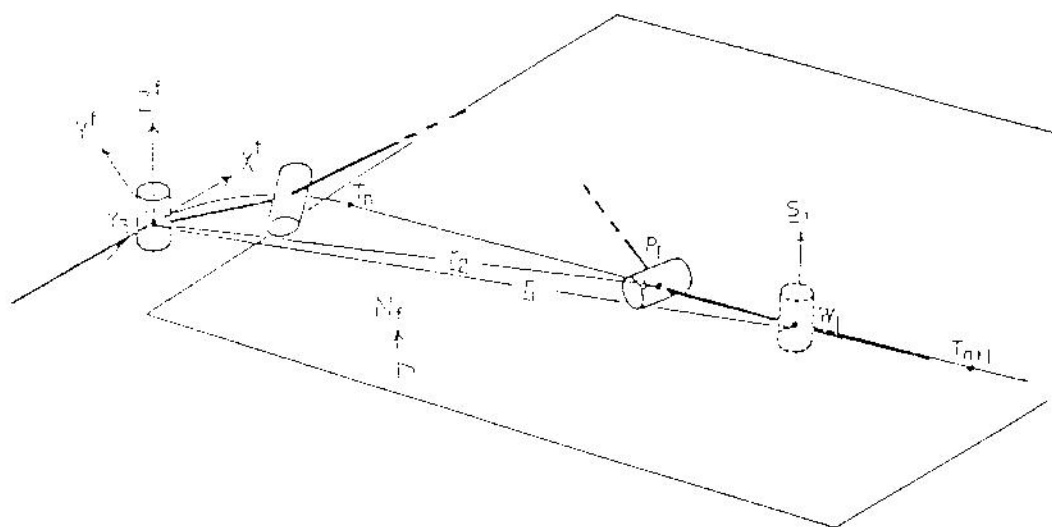
1. w_1 點必須在圓弧路徑所在之平面上。
2. w_1 與圓弧路徑之圓心 P_c 間的距離必須等於圓弧路徑之半徑。
3. 垂直於 ATMS 第一節頂部之向量 $\vec{s}_7$ 必須與路徑平面之正向量 (Normal vector) 同方向。
4. 第一節的方向向量 $\overrightarrow{P_1 w_1}$ 必須為圓弧路徑之切線方向，即 $\overrightarrow{P_1 w_1}$ 必須垂直於 $\overrightarrow{P_c w_1}$ 。

上述的四個要求條件，可用數學式來表示。而當 $\phi_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 無法滿足上述四個要求條件時，將會有一誤差值產生，而今此誤差分別為 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ 與 ε_4 。而目標函數即可訂為：

$$F(\phi_1, \theta_i) = w_1 \varepsilon_1^2 + w_2 \varepsilon_2^2 + w_3 \varepsilon_3^2 + w_4 \varepsilon_4^2 \quad (i=2, 3, \dots, 6)$$

其中 $w_1, \dots, w_4$ 為各條件的加權因數 (weighting factor)。

B. 圓弧到直線運動之要求條件為：(圖三)



圖三 圓弧到直線運動

1. w_1 必須位於直線 $\overline{T_n T_{n+1}}$ 上。
2. P_1 必須位於直線 $\overline{T_n T_{n+1}}$ 上。
3. 垂直於 ATMS 第一節頂部之向量 $\vec{s}_7$ 必須與路徑平面之正向量 (Normal vector) 同方向。

同樣地，此三項要求條件可以數學式表示。而以其差異 $\varepsilon'_1, \varepsilon'_2, \varepsilon'_3$ 建立之目標函數可以表示如下：

$$F(\phi_1, \theta_i) = w'_1 \varepsilon_1'^2 + w'_2 \varepsilon_2'^2 + w'_3 \varepsilon_3'^2 \quad (i=2, 3, \dots, 6)$$

其中 $w'_1, \dots, w'_3$ 為各條件之加權因素。

上述的目標函數中對 $\phi_1, \theta_2, \dots, \theta_6$ 之角度數值並無限制，但ATMS之各關節均有 $\pm 60^\circ$ 旋轉角度之限制。為了使得所求得的角度不超過其旋轉極限，在目標函數中必須要加入角度限制條件。其限制除了結構上的角度限制外， θ_2 之角度將被限制在 $0^\circ \leq \theta_2 \leq 60^\circ$ ，因為要避免 θ_2 之角度變成負值，而使得ATMS處於路徑平面之下之情形發生。而這些限制條件可以一內罰函數(interior penalty function)來表示：[2]

$$P(\phi_1, \theta_i) = \frac{-1}{|\phi_1| - 60} + \frac{-1}{\varepsilon - \theta_2} + \sum_{j=3}^5 \frac{-1}{|\theta_j| - 60} \quad (i = 2, \dots, 5)$$

將內罰函數加入前面所建立的目標函數，即可得一偽目標函數(Pseudo objective function)如下：

$$\Phi(\phi_1, \theta_i, r_p) = F(\phi_1, \theta_i) + r_p P(\phi_1, \theta_i)$$

其中 r_p 為一正值的內罰函數參數。

有此偽目標函數後，可以Hooke and Jeev's 或其它的搜尋方法來求所需的關節角度，且所得之角度能符合所訂之限制條件。

五、結論

對於目標函數中之加權因素及偽目標函數中之內罰函數參數 r_p 均需作適當之選定，以達到良好的效果。ATMS運動角度的計算在位置與方位誤差達小數點二到三位的情形下其在VAX-11/750電腦上運算速度為10~15Hz。

六、參考文獻

1. Duffy, J., Analysis of Mechanisms and Robot Manipulator, John Wiley and Sons, New York, 1980.
2. Vanderploats, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design: with Application, McGraw-Hill, New York 1984.

本刊長期徵稿
意者請洽本會
高雄聯絡處

滑動導軌之抗摩擦材料測試與分析

陳錫彥、蔡坤龍

摘要

本文係針對滑動導軌之摩擦現象以理論與實驗來加以說明。分(1)測試台軟體說明(2)滑軌摩擦係數測試結果(3)實驗討論及心得。

測試台軟體係包括機械電機硬體與電腦軟體之系統，量測項目包括摩擦力及上浮量，整套量測系統為半自動化，除機械設計之限制外，其餘利用軟體控制。

由實驗結果可發現，運用理論及線性迴歸可大致掌握摩擦係數特性，但純流體潤滑發生點，因與動壓效應形成環境有關，成因複雜需由實驗來求出。

1. 前言

導軌是精密機械中之導引元件，為機械幾何運動精度的基礎，在精密定位中皆有決定性地位。

導軌之基本型態分為滑動導軌、滾動導軌、液壓導軌及氣壓導軌，其中滑動導軌剛性最強，適用於重切削或磨床及大型工具機，本文即是研究滑動導軌之潤滑摩擦狀況，以描述摩擦特性為重點。

2. 理論介紹

2.1 邊界摩擦

所謂邊界摩擦為兩固體邊界真實接觸，摩擦會使兩接觸面摩擦係數變大並造成表面材料破壞，其微觀情況如圖1。

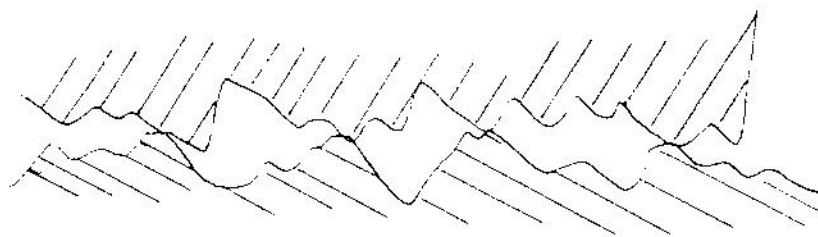


圖1 邊界摩擦微觀圖

因此一般潤滑油都有添加劑防止邊界直接摩擦，如添加極壓劑或極性分子。使用抗摩擦材料如PTFE TEFLON等皆可有效降低邊界摩擦係數。

2.2 純流體摩擦

在適當條件下兩相對滑動面處於流體潤滑時，上滑動塊會被油膜舉起，因此邊界面不再接觸，如圖2所示。此時摩擦係數會突然降的很低。

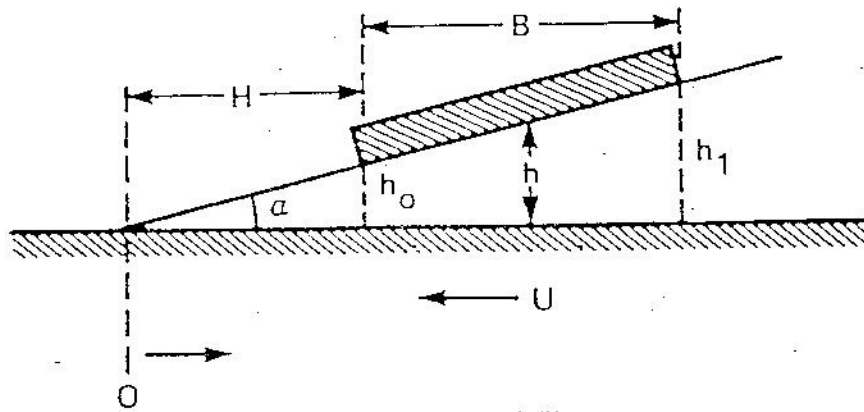


圖2 兩相對滑動面示意圖 (Ref 1)

其理論分析由 Reynolds equation 導出 (假設兩平面為不可壓面)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

若假設滑動面無限寬則 $p/\alpha = 0$ 且在穩態下則 $h/\partial t = 0$ 因此上式簡化成

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = -6U\mu \frac{dh}{dx} \quad (2)$$

解出微分方程式得

油膜厚度係數

$$K = \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad (3)$$

荷重

$$W = \frac{6U\mu B^2 L}{h_0^2 K^2} \left\{ \ln(1+K) - \left(\frac{2K}{2+K} \right) \right\} \quad (4)$$

摩擦係數

$$F_f = \frac{W}{2} \tan \alpha + \left(\frac{\mu U B L}{h_0 K} \right) \ln(1+K) \quad (5)$$

壓力中心

$$\bar{x} = B \left\{ \frac{2(3+K)(1+K) \ln(1+K) - K(6+5K)}{2K[(2+K) \ln(1+K) - 2K]} \right\} \quad (6)$$

若滑動接觸面長度大於寬度則 Reynolds equation

簡化成

$$h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 6U\mu \frac{dh}{dx} \quad (7)$$

解此微分方程式得壓力方程式

$$p = \frac{3U\mu}{h^3} \frac{dh}{dx} \left[y^2 - \left(\frac{L}{2} \right)^2 \right] \quad (8)$$

解出此式可得 h_1/h_0 比值與壓力分布之關係如 (圖3)

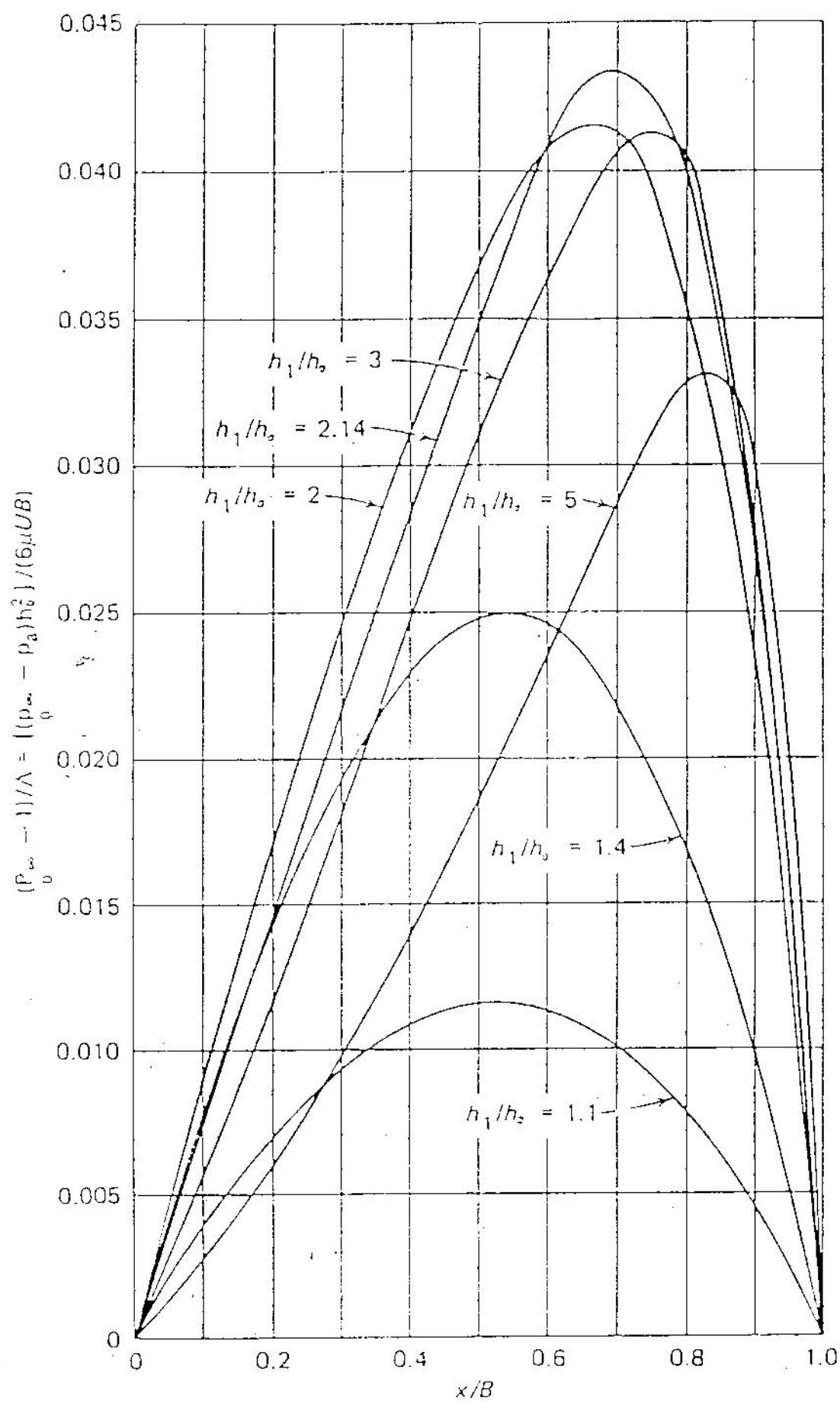


圖3 壓力分布與傾斜角之關係[ref 2]

靜力分析

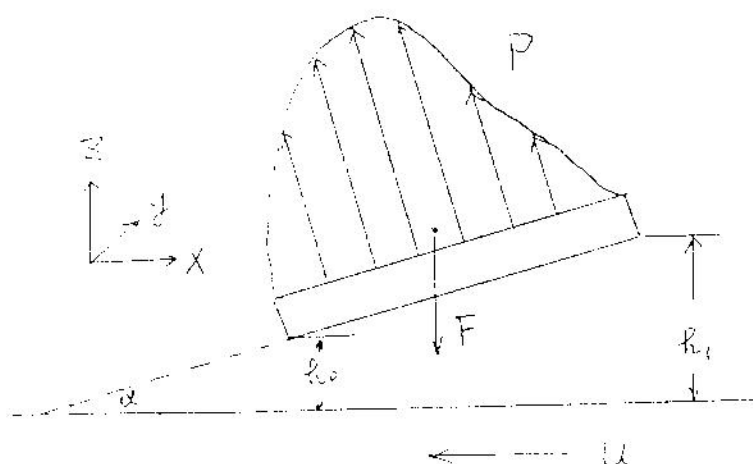


圖4 自由體靜力平衡圖

由於兩相對滑動面相對運動造成上滑動面之純流體潤滑必需滿足力平衡

$$\sum M_y = 0 \quad (9)$$

$$\sum P = F \quad (10)$$

因此壓分佈狀態影響 h_1/h_0 比值，也就是窄縫上滑軌因應用情況不同而有不同摩擦係數，這是較難掌握的。

以實驗台所施之力在中央支點處會使得 h_1/h_0 值接近 1 或因而接近後端時 $h_0 = 0$ 以維持力矩平衡，如此 h_0 之量測有可能因而成負值。

利用 (圖 5) 估計 $h_1/h_0 \approx 1$ 代入式 (3) 求出 K 再代入式 (4) 中，由於已知實驗之 W, U, μ, B, L 值，利用數值解法求得 h_0 再加上已知 $W, U, \mu, B, L, \tan \alpha$ 值求出 F_f 值與實驗比對。

若理論與實際相差不遠，則在形成純流體潤滑後摩擦係數走向將互相吻合。

在前段邊界潤滑及混合摩擦區則利用統計之迴歸分析找出最近似之多項曲線以達到求出經驗公式之目的，由於影響純流體潤滑形成之難易，在窄縫應用上涉及長、寬比及尺寸大小，油進入點是否有斜楔或足夠之圓角，倒角以利油順利進入及壓力分佈狀況等等，因此需以實驗決定前段狀況以迴歸分析前段混合摩擦加上純流體潤滑形成後之理論預測，當然我們可以設計滑軌使之更易形成純流體潤滑。

3. 實驗方法

3.1 實驗設備介紹

實驗測試機構如圖所示，量測摩擦力及上移量，並更換試驗塊以測試不同材質、面積、長寬比。

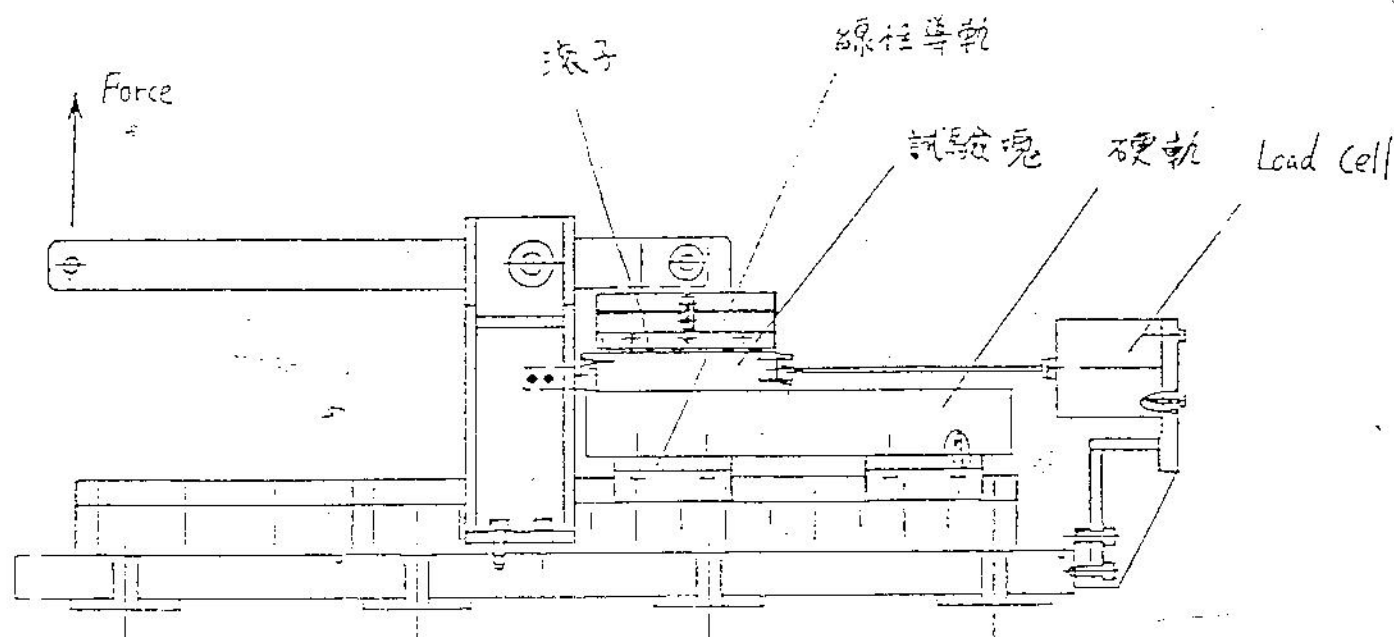


圖5 滑動導軌實驗台前視圖

3.2 實驗步驟

1. 準備實驗塊
2. 量測試驗塊上端滾子之動靜摩擦係數
3. 校正 Load Cell 及設定其 Amplify 之低通濾波頻率
4. 校正連接位移計之距離 / 電壓比值
5. 以「馬達輸出之穩定度之統計」
6. 校正 A/D 卡 (卡同適用精皮檢驗並有有效期限之儀器)
7. GPIB 通訊及 A/D, D/A 卡控制程式寫作
8. 利用電腦改變變數做實驗
9. 撰寫分析程式量測完畢立即分析, 判定數據可靠性
10. 繪製實驗結果

3.3 實驗軟體、資料分析

實驗控制主程式係利用 GPIB 卡與 HP 3852A 通訊傳輸程式資料, 利用 A/D²N D/A 卡控制馬達及電壓, 從起始點開始量測至終點, 電壓驅動 Trigger 截止量測摩擦力但繼續量測上浮量至所設定變數為止, 再將實驗結果寫回 PC。

量測完畢後可藉 BASIC 寫成之程式直接觀察量測結果分別為速度摩擦力、前上浮量、後上浮量。為了能快速取得有效平均值, 利用程式顯示時間—力量圖以視窗選取最後一段摩擦係數平均 (或可設定自動選取) 並檢測該次量測之前後上浮量及摩擦係數變動異常之警告, 如此可一次整理某個試品在某個壓力下之各種速度對摩擦力之分析圖。

再利用 Lotus 1-2-3 繪圖並做迴歸分析、比較。至於純流體潤滑理論計算則是利用數值計算上浮量反代入求摩擦力。

4. 實驗結果與分析

4.1 實驗條件

實驗條件

油：Vertra No. 2 動黏度 63 CST (40 °C) ISO 黏度級數 68 比重 0.889 黏度指數

以換算成 absolute viscosity

$$\text{viscosity } 63 \times 10^{-8} \times 889 \text{ kg/m}^3 = 0.056 \text{ Pa} \cdot \text{sec}$$

試驗材料：

A	15cm × 7cm	7.5cm × 6.5cm
B	15cm × 7cm	7.5cm × 5cm
C	15cm × 7cm	7.5cm × 5cm

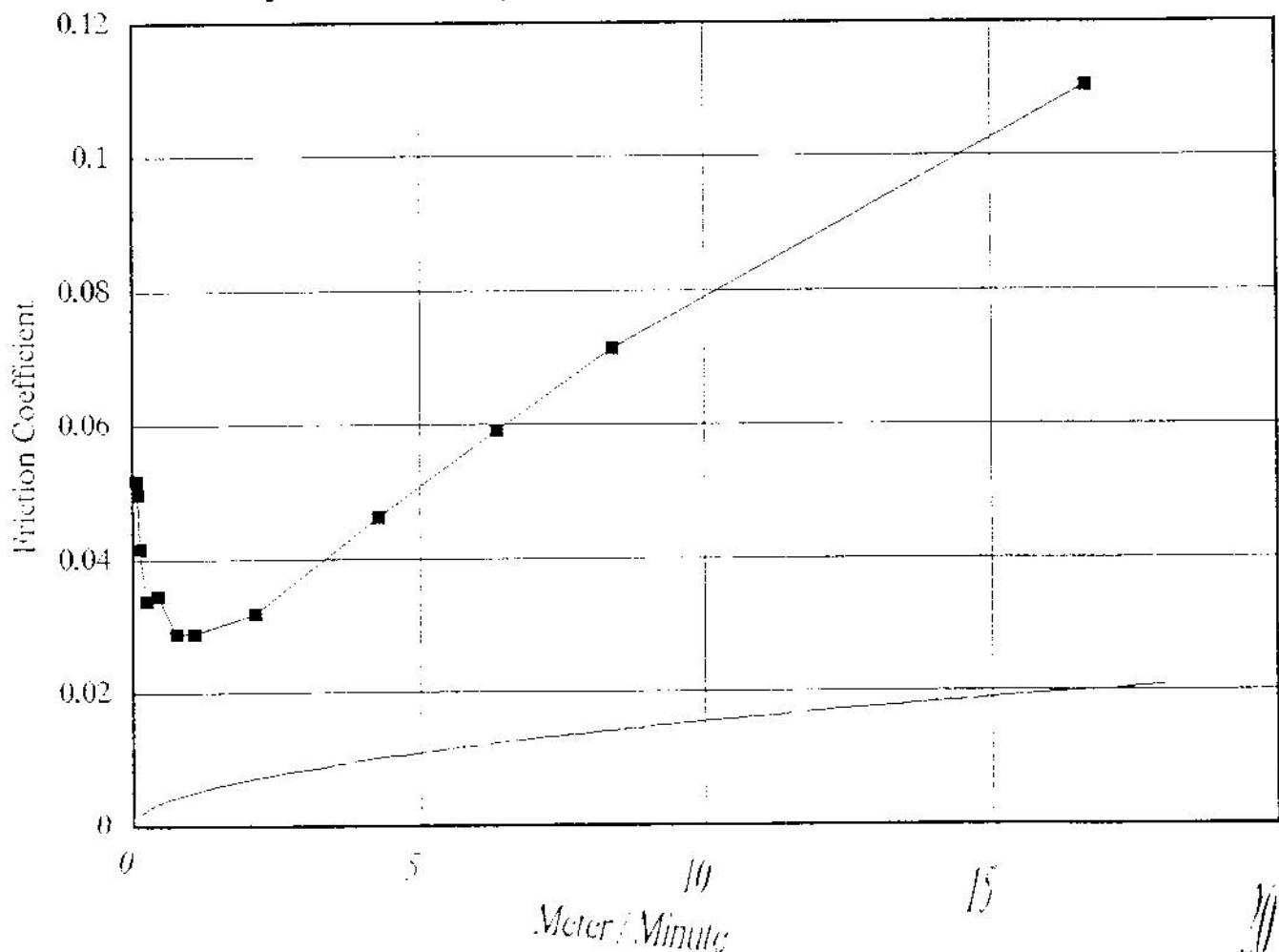
面 壓： $0.5 \text{ kg/cm}^2 \sim 2.1 \text{ kg/cm}^2$ (對 15cm × 5cm)

$0.7 \text{ kg/cm}^2 \sim 4.3 \text{ kg/cm}^2$ (對其它試驗塊)

4.2 實驗結果

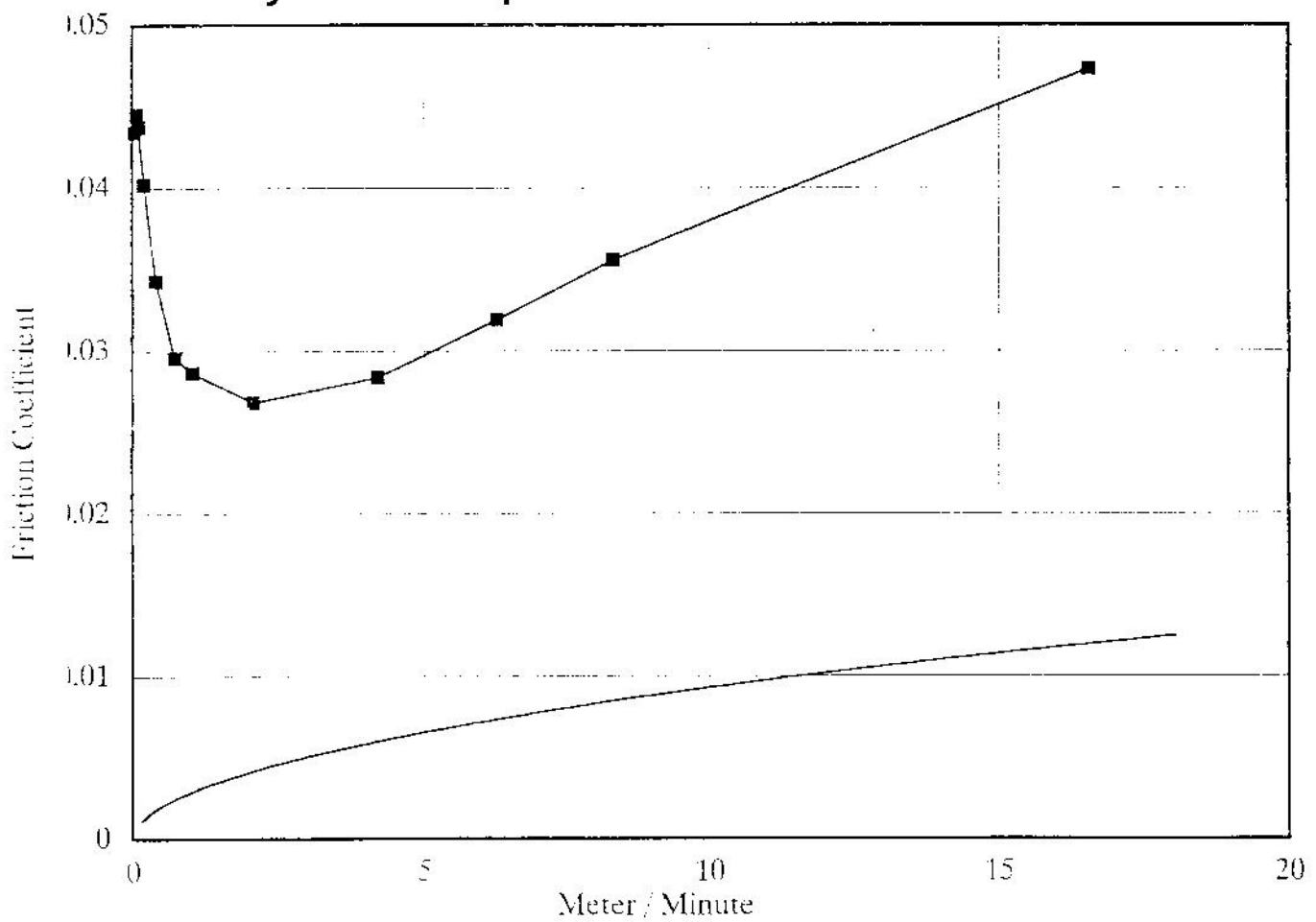
(圖 5) 可看出此滑動平面並未到達純流體潤滑，因為摩擦係數變化 / 速率變化在最低點後之值過高，使得 $V=5 \text{ m/min}$ 時已與初始摩擦係數相當，這是一個平面後端未浮起造成阻尼係數明顯之例子。在純流體潤滑中，摩擦力為平面速率引起之流體剪切力。而並非由壓力差擠推之流體剪切力（如，阻尼效應）。在長 15cm，寬 7cm 之試驗面上，以 20cm 行程做摩擦試驗並沒有良好形成純流體潤滑條件。可以確定的是前半段混合區受此原因影響將小的多，下面的曲線則是理論值。

Theory and Experiment Friction of A Material

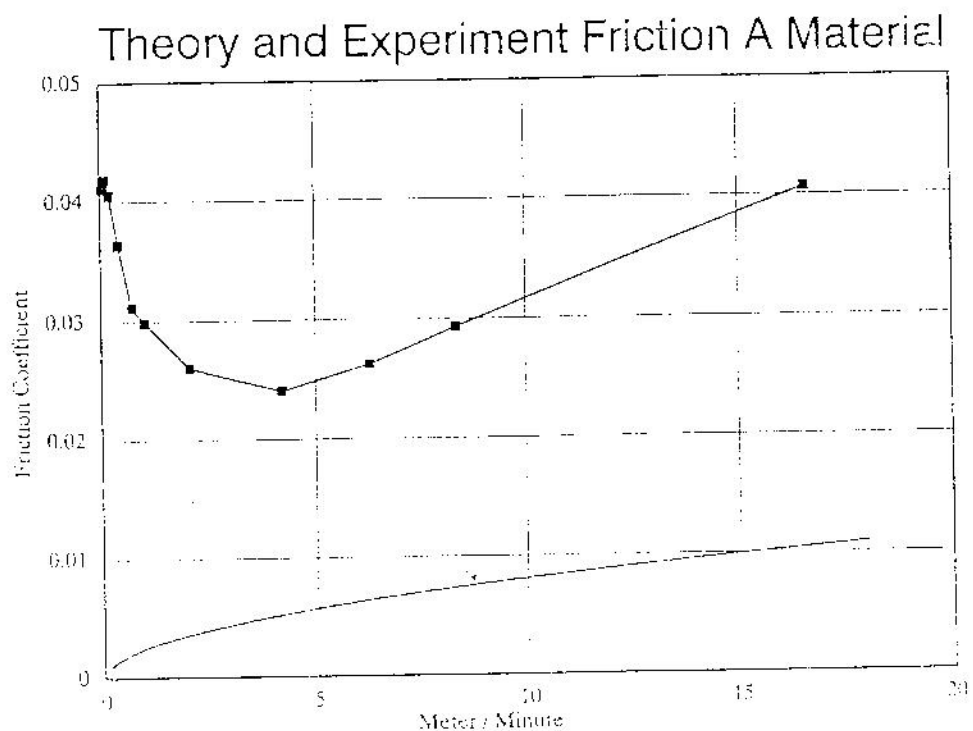


(圖6)可看出壓力增加，摩擦係數明顯下降，不過後段斜率明顯降低，最低點從0.7m/min 移到2m/min，大抵上還是可看出部份純流體潤發生點就是最低點。

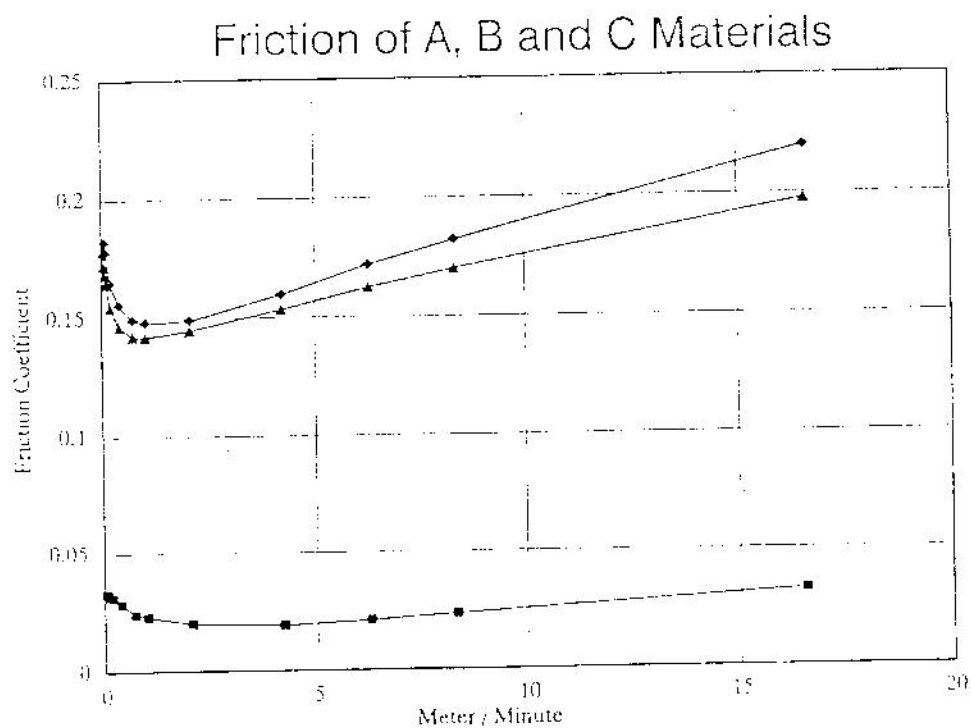
Theory and Experiment Friction of A Material



(圖7) 面壓持續增加, 最低點也擲至4m/min 後半段斜率再降, 起始摩擦係數也降低。

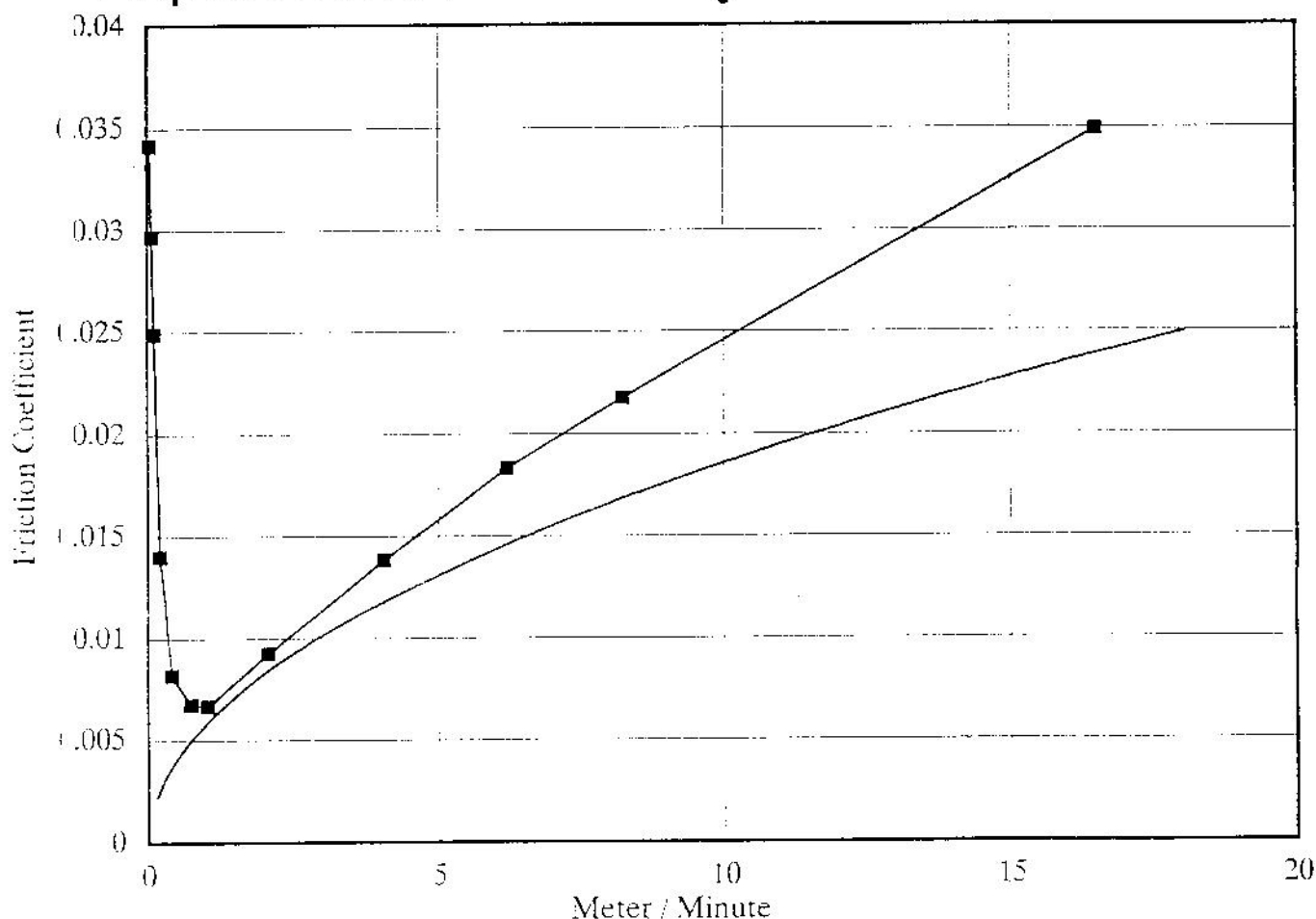


(圖8) 則是此次實驗A、B、C抗摩擦材料之比較



(圖9)是長7.5cm 寬6.5cm 之A材料之實驗結果，可以看出這些結果在後段純流體潤滑形成時與理論相去不遠，前段則近似直線。(圖9)是在 0.7657kgf/cm^2 時之結果，前段利用線性迴歸拾值，誤差僅在0.0011 (標準差) 斜率為-0.11962，起始值約0.0024 最低摩擦係數發生在 $0.7\text{m/min} \sim 1\text{m/min}$ 之間約為0.0067。

Experiment and Theory Friction of A Material



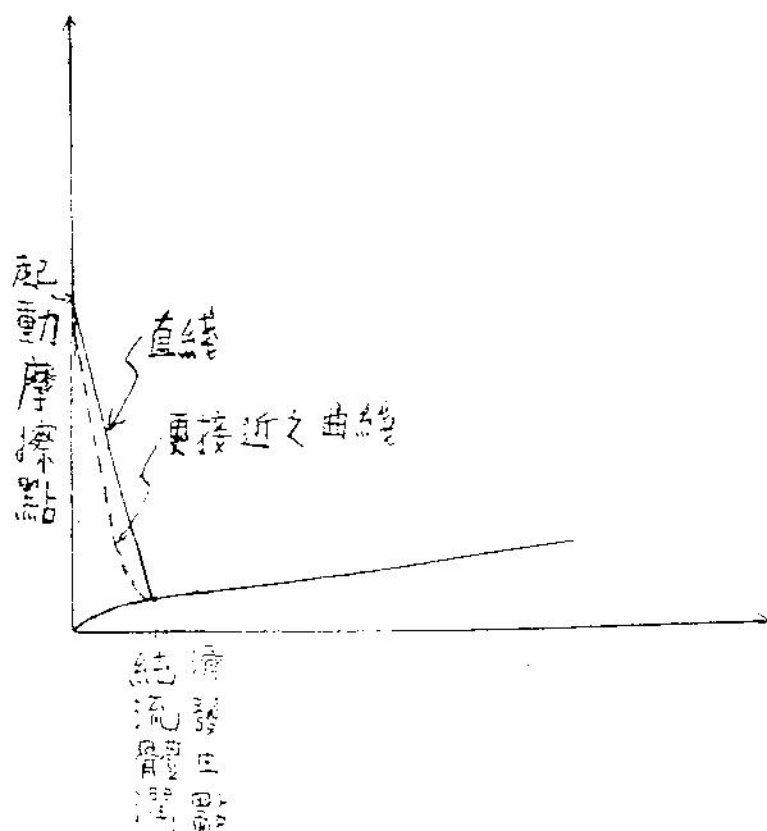
由於此試驗塊長6.5cm 寬5.5cm 在20cm 行程中純流體潤滑容易達成，因此在純流體潤滑部分理論、實驗值吻合，由此知太大之試驗塊在數學上推導時，由於假設平面為完全平面，因此尺寸愈大愈好，實際上因加工技術及潤滑油在長塊中反而不易有良好全面性潤滑，反而產生不良結果。

5. 結論及建議

綜合實驗結果，我們可知油溝分割尺寸甚至倒角或邊坡做成斜楔狀及鍍花將有助於潤滑改善，低摩擦係數代表低磨耗量，也就是使機器精度更持久些。在定量上由於摩擦成因複雜，除了在純流體潤滑形成後能以理論做概估外，前段摩擦係數能以迴歸分析將摩擦係數實驗值以三次或線性迴歸精準的描述出，亦即以純流體潤滑發生點做分界，之前以五、六點以上實驗資料為取樣點用三次迴歸分析即可精準估出摩擦係數，因為從本文實驗中發現前半段混合摩擦非線性情況並不嚴重。

由於量測狀況是以穩態下量測，中間轉換過程隨環境不同而不同，不過以長度較短者為快，另外雜花影響更是重要，經雜花後能迅速躍至穩態狀況至為明顯。

由實驗結果，我們可得一簡單的經驗公式，即先將純流體潤滑值用一直線畫出，再從起動摩擦係數連接純流體潤滑理論線上約略純流體潤滑發生點，如圖10。



簡易摩擦特性繪製

若使用電腦則可將迴歸分析結果及理論計算結果合併可迅速求出精準數值。另外亦可從混合摩擦區下降斜率之傾向推算概略值或多項迴歸微分求斜率傾向利用插值法推算之。

參考文件

1. "Handbook of Lubrication. Theory and Practice of Tribology, Vol. I, II"
2. Bowden: "Friction and Lubrication in solid", Part II, Oxford (1964).
3. "Fluid Film Lubrication" William A. Gross, Wiley-Interscience.



新聞稿

一九九三年度蔣氏科技成就獎 開始接受提名

=====

由香港著名工業家蔣 震博士創立之蔣氏工業慈善基金日前宣佈其舉辦之第二屆蔣氏科技成就獎由現在起至六月廿五日接受提名。

科技獎目的是表揚在推動中國大陸、香港和台灣的機械和製造科技的進步、以及機械和製造工業的發展方面有傑出貢獻的華裔人士。每位獲獎者可獲一個獎座和十萬美元（約七十八萬港元）的獎金。

該科技獎每兩年頒發一次。除評審團另作決定外，每次頒發兩個獎項。獲獎者必須為華裔，無須是大陸，香港和台灣的護照持有人或居民。但兩位獲獎者其中一位必須是上述地區的居民。如經評審團決議，一個獎項可以由兩位人士共同獲得。候選人可因其革新性的發明或創造、提高工業生產力以及促進機械及其他製造工業的發展等三類成就得獎。第一類是獎勵在發明，設計或創製機械或製造科技方面有重大成就的工業技術專家、學術研究者或任何人士；第二類是獎勵革命性地改良了傳統的機械或製造系統，因而大大地提高了工業生產的工業技術專家、學術研究者或任何人士；第三類是獎勵在領導推進大陸，香港和台灣的製造工業（尤其是機械工業）發展方面有傑出貢獻的人士。

候選人的成就必須是在大陸、香港或台灣取得，並已被成功地應用；必須對大陸、香港或台灣有所裨益；必須在頒獎前五年以內取得，例如，一九九三年科技獎只考慮一九八八年六月十五日以後所取得之成就。

提名將於一九九三年六月廿五日截止。所有提名必須由兩位提名人填寫基金印發之提名表，在截止日期前連同所需附件寄達基金在香港之秘書處。



基金已敦請第一位獲諾貝爾化學獎之中國人李遠哲教授任獎項主席；並邀得國內外知名製造科技及製造工業之專家領袖組成初審委員會及評審團依章評審及決定得獎人。為使委員們的工作不受干擾，以求公正不倚，委員的名單將在其工作完成後再行公佈。國際評審團的成員包括以下各位國際知名人士（依英文姓氏筆劃排列）：日本東京大學校長有馬朗人教授；中國鋼鐵股份有限公司榮譽顧問趙耀東先生；香港震雄集團主席蔣震博士；香港科技大學校董會主席鍾士元爵士；美國休士飛機公司（Hughes Aircraft Co.）榮譽主席馬爾科姆·庫里博士；香港中文大學校長高錕教授；美國專優電子工程公司（Expert Edge Corporation）主席兼行政總裁林屏傑博士；中國機械工程學會理事長陸燕蓀先生；德國亞亨科技大學（Aachen RW Technical University）孟格斯榮譽教授；中國科學院院長周光召教授。

獲獎人將在十一月十日前獲通知。獲獎人需親自領獎，並發表獲獎演說。

頒獎禮將於一九九三年十二月十五日在香港演藝學院與基金第二屆國際製造科技會議開幕禮同時舉行。

提名表格可向香港蔣氏工業慈善基金秘書處索取。

電話：(852) 574 0298

傳真：(852) 832 7839



新聞稿

蔣氏基金製造科技會議 十二月在港舉行

=====

香港蔣氏工業慈善基金每兩年在香港舉辦一次國際製造科技會議。會議的焦點是最新、最先進的機械生產和製造科技，以及大陸、香港和台灣製造業的發展（包括方法和人力資源）。大會將邀請多位國際科技領袖參與，使會議成為一國際性盛會。大會由著名的有關行業和專業團體協辦，為大陸、香港和台灣的製造科技人員、專家、工業家和有關政府部門的官員，提供最新的科技訊息，亦為華人地區各有關工業的科技專家與其海外同業，提供一個定期互相交往、切磋的場所。

第二屆會議已有廿多個著名的專業及研究組織參與協辦，並邀得國內外專家及學者擔任國際策劃（指導）委員會及籌備（組織）委員會委員。美國加州柏克萊大學校長田長霖教授為國際策劃委員會主席，前亞洲生產力組織主席石滋宜博士為籌備委員會主席。詳細名單請閱附件。

會議的開幕及科技成就獎頒獎儀式將於一九九三年十二月十五日晚在香港演藝學院歌劇院舉行。會議主要部份和展覽將於一九九三年十二月十六日至十八日在香港會議展覽中心舉行。十二月十八日下午將安排參觀香港的工廠企業。

來自二十多個國家和地區的代表將參加會議。

本屆會議的主題為：“用科技和策略締造超卓的製造業”。

在此主題下，會議將在宏觀上檢討製造技術、管理方法及發展策略的最新發展。會議的科技課題包括自動化的策略，自動化生產機器的最新發展，電腦集成生產的新發展，以及保證製造業產品優異質量的方法。在經營管理方面的課題包括製造業未來的發展策略、質量管理、生產力、技術



及其研究與發展之管理以及自動化生產的管理等。

會議已邀得國際知名的製造界領袖人物和專家十數位蒞臨發表專題演講及主持專題研討；兩位一九九三年蔣氏科技成就獎獲獎者亦將發表主題演講。

尤其令人矚目的是一項前瞻論壇。該論壇將討論中國人地區製造工業的未來發展以及多邊合作的可能性。前中國鋼鐵公司董事長趙耀東先生，中國機械工程學會理事長陸燕蓀先生和新加坡經濟發展局主席楊烈國先生已應邀在論壇上發表及探討深具意義及遠見的方案。

由世界各地來的其他專家將圍繞新科技及新管理方法發表論文及報告。主要的課題包括：

1. 自動化生產機器的設計；
2. 先進的製造程序；
3. 電腦集成製造；
4. 製造業發展策略和管理。

國內外的研究機構和廠家將在會議的展覽會上展示有創意及有工業應用價值的展品。

會議的工作語言為英語。但主要項目將設有國語（普通話）即時傳譯。

主題演講及專題研討會將包括下列課題，對製造廠家及研究機構均有莫大裨益：

- 一．未來的製造業發展策略；
- 二．技術及研究發展的管理；
- 三．工業自動化的管理（包括電腦集成製造的最新發展）；
- 四．自動化生產機械的最新發展；
- 五．如何保證製造過程的質量可靠性；
- 六．研製能提高生產力的製造策略；
- 七．工業自動化（包括電腦集成製造）的應用；
- 八．以 ISO9000 為基礎建立一套質量保證系統。

有興趣參加會議者，可向香港蔣氏工業慈善基金秘書處查詢。

電話：(852) 574 0298；傳真：(852) 832 7839



第二屆國際製造科技會議協辦組織 (依英文字母順序排列)

=====

- 一． 亞洲生產力組織
- 二． 中國科學技術協會
- 三． 中國生產力中心
- 四． 香港中華廠商會
- 五． 中國機械工程學會
- 六． 香港城市理工學院
- 七． 香港工業總會
- 八． 哈爾濱工業大學
- 九． 香港生產力促進局
- 十． 工業技術研究院
- 十一． 美國工業工程師學會
- 十二． 新加坡製造科技學會
- 十三． 國立成功大學
- 十四． 國立台灣大學
- 十五． 中國機械科學研究院
- 十六． 上海交通大學
- 十七． 美國製造工程師協會
- 十八． 台灣區機器工業同業公會
- 十九． 香港科技大學
- 二十． 香港工程師學會
- 廿一． 北京清華大學