

機構與機器設計

中華民國機構與機器原理學會會刊第 1 7 期

中華民國八十一年二月一日

Newsletter of the Chinese Society of Mechanism and Machine Theory

行政院新聞局出版登記證局版台誌字第9132號

發行人：周廣周
出版人：中華民國機構與機器原理學會出版委員會
理事長：蔣君宏
總編輯：蔣君宏
編輯：陳明豐 張所銘 蔡忠杓 吳隆庸 黃以文
發行所：107台北市國立台灣大學機械系739室
台北市郵政信箱23-10號
電話：(02)3628320
郵政劃撥帳號：14128710
戶名：中華民國機構與機器原理學會
訂閱：全年新台幣240元
零售：新台幣20元
承印者：吉鴻彩色印刷股份有限公司

我欣然同意這個建議。

七月底返台後，即著手籌備本研討會。經過和成功大學機械系邱顯堂和陳家豪兩位教授商量後，決定舉辦一個為期三天有關最佳設計於機構與機器設計的研討會和講習會，主要目的為：

- 一、介紹有關最佳設計之基本原理和應用實例，並且在個人電腦上實習，使研究生在短期內能對最佳設計有一通盤性和複習性的認知。
- 二、交換中美學者有關最佳設計之研究心得，以期規劃出共同合作研究計劃。

有了以上之共識後，即撰寫研究計畫書向國科會申請經費補助。由於美方自行負擔來回機票及在台旅館費用，因此僅申請講義費、交通費、餐飲費及接待費，計新台幣壹拾萬元整。活動期間暫定為80年11月24日至30日。本研討會計畫書於80年9月4日完成並送出；而國科會於80年11月15日正式核准。

為了配合本校創校60週年之慶祝活動，最後決定研討會之期間為80年11月11日至14日。Shoup和Gabriele兩位教授於11月9日抵台，而於11月16日離華。Papalambros教授則因故未能成行。由於國科會至11月上旬尚未核定本案，

早上陪同兩位教授參觀成功大學創校60週年校慶大會暨校運會開幕典禮。對於能參與此盛大活動，兩位外賓皆感興奮。工學院李克讓院長並當場送他們每人一頂工學院的帽子。

下午便展開為期三天的研討會。

• 80年11月14日

上午11時結束了正式的研討會活動後，便搭乘火車前往嘉義，想讓他們嚐試阿里山森林鐵路的趣味。他們對沿途景色的變遷及山間夕陽的美景，皆感覺壯觀。夜晚宿於阿里山賓館。

• 80年11月15日

清晨4時30分整裝待發前往祝山看日出，對漂渺的雲海起伏，兩位外賓皆嘖嘖稱奇。遺憾的是由於雲層太厚，沒能一睹中外奇觀—阿里山日出。為了避免新中橫公路起霧，8點30分便開車從阿里山出發。山中雲海的起伏，沿途景色的壯觀及新鮮的空氣，暫時滌除了屬於都市塵囂的煩擾。中午在日月潭的涵碧樓用餐，隨後開車前往台中。晚上在台中的KTV餐廳用餐，使他們體會藉由歌唱舒暢身心的感覺。對初次在KTV唱歌的兩位教授而言，這是一次難忘的經歷。當夜宿於台中全國大飯店。

1991年中美最佳設計 研討會後記

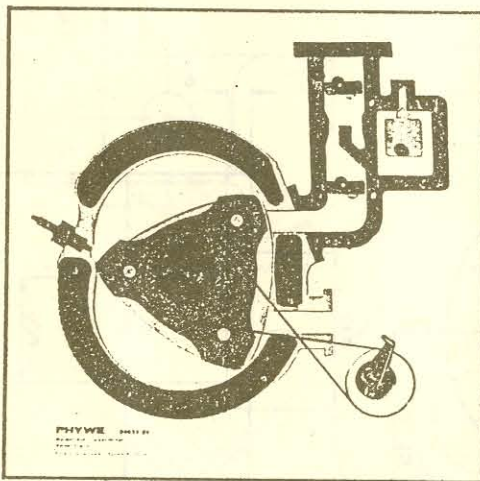
顏鴻森（成大教授）

去(民國80)年7月22日我赴美國Minnesota州的Brainerd市參加為慶祝 F. Freudenstein教授65歲生日所舉辦的“The First Forty Years of Mod-

ern Kinematics" 研討會。當時，任職 Santa Clara 大學工學院院長的 T.E. Shoup 博士由加州來電話，說到前年由我國國家科學委員會 (NSC) 和美國國家科學基金會 (NSF) 所贊助在成功大學所舉辦的「1990 年中美近代機械設計研討會」，對雙方人員之互相了解和研究上之交流收穫頗多。因為美方尚有經費，因此建議延續前年之活動，於去年底以前在台舉辦有關最佳設計之小型研討會。美方之成員除 Shoup 博士外，另二位為 Rensselaer Polytechnic Institute 機械系的 G.A. Gabriele 教授和 University of Michigan 機械系的 P.Y. Papalambros 教授。在電話交談中，

專營機構及固力學專業模型

- * 透明投影機構模型
- * 實物及縮小機構模型
- * 固體力學測量設備
- * 機構分析設備



透明投影機構模型



開富股份有限公司

105 台北市八德路四段606號12樓
TEL: (02) 7467627 FAX: (02) 7663458

而研討會之舉行又很緊迫，因此有關研討會之海報遲至 11 月 5 日才印製完成並發送有關單位；也因此參加本研討會之人員均為成功大學師生，計有 6 位教授和 37 位研究生參加。

以下簡述在台活動期間之行程：

• 80 年 11 月 9 日

Shoup 博士和 Gabriele 教授於傍晚 6 點 50 分抵達桃園中正國際機場，並夜宿過境旅館。

• 80 年 11 月 10 日

由成功大學機械系邱顯堂教授和博士班學生劉俊佑先生接送南下，並參觀鹿港鎮，使他們對台灣早期的文物和建築有初步的瞭解。晚上由我陪同他們觀賞在台南市立文化中心舉行的成大之夜晚會。

• 80 年 11 月 11 日

• 80 年 11 月 10 日

送他們前往桃園中正國際機場搭乘國泰 CX 565 班機，「1991 年中美最佳設計研討會」便正式畫上了休止符。

舉辦研討會是一件有意義的事，可認識和瞭解國外的學者專家和研究現況，並可藉此知道國內有關領域的研究狀況，但同時也是一件很累的事。以本研討會為例，整個研討會經費約十萬元，皆必須由個人先行墊付。又有很多單據及花費不在會計編目上，無法報銷。如自用電話費聯絡、計程車費、參觀地區入場券等等雜支項目。再者，研討會期間必須費盡心思安排行程，並動員人力支援活動，常常有付出與回饋不成比例的感慨。

最後謹在此感謝國科會的支持，並謝謝邱顯堂、陳家豪、方晶晶、陳貞夙……等多位同仁在這段期間，毫無怨尤，全心全力的幫助。

第一屆第四次出版委員會會議紀錄

時間：中華民國八十年十二月二十八日下午二時三十分

地點：台灣大學

主席：蔣君宏

紀錄：蘇清洛

出席及列席人員：陳明豐、黃以文、張所鉉、蔣君宏、蔡忠杓、蘇清洛、陳正民

一. 會議開始

二. 主席報告：本屆理、監事暨出版委員會委員，其任期將於明 (81) 年三月底任滿，為使得新任出版委員會能順利接辦本會會刊，不致因新人接手而發生困難，應如何事先做好一些傳承準備工作，請各位提供寶貴意見。

三. 討論事項：

1. 提議：為使得新接手之出版委員會能順利接續營運，建議在接手之初期可暫沿用目前台大之地址、郵政信箱、及印刷廠等。

決議：通過。

2. 提議：在本屆出版委員會將會刊移交下屆委員會接辦時，在稿件方面應有基本安全存量，移交下屆委員會作為編輯會刊之用。

決議：通過。

3. 提議：為儲存會刊稿件之基本安全存量，請各理、監事、各出版委員加強催稿。

決議：通過。

四. 臨時動議：無

五. 散會

機器設計入門 (3)

蔣君宏 (台大退休教授)

尺寸標註實例

現在舉一個尺寸標註的習題來說明上期中所說過的標註尺寸的原則。我們取三位同學的作業來作此說明，列為圖 2.1, 2.2, 2.3。希望三位同學不會介意被指出他們的錯誤。因為學習的最佳方法，是由錯誤中學習。如果初學者完全不犯錯的話，就沒有什麼可教的了。

此練習中，原給的是一個俯視圖與一個前視圖，即如圖 2.1 至 2.3 中各圖中左上及左下所示。題意是要標註所有尺寸（暫不附加工符號）。而且由於俯視圖中的虛線部分混亂不清，故要增加一個剖視圖，以取代原來俯視圖中的虛線。所有尺寸均以 mm 為單位。

此一機件，明顯的是一個鑄件。嚴格說來，應準備兩張圖。第一張是給木工場製模型用的，第二張是給機工場加工用的。但在較小型的工廠，就將二圖併為一圖，一圖二用了。

我們依以前所說過的原則，將此機件分為三個主要基本形體。先看各基本形體的「大小」尺寸，再看他們間的「位置」尺寸，是否正確。

第一個基本形體是長方座，它的大小是長、寬、高。第二個基本形體是像一個圓餅的圓柱體，它的大小是直徑與高(或厚)。第三個基本形體是中間聯結的三角腹板，它的大小是厚與底邊長。次要的基本形體是中心孔與四個較小的孔，再次要的形體則是幾個外圓角與內圓角。

為了敘述方便起見，現在將三位同學作業

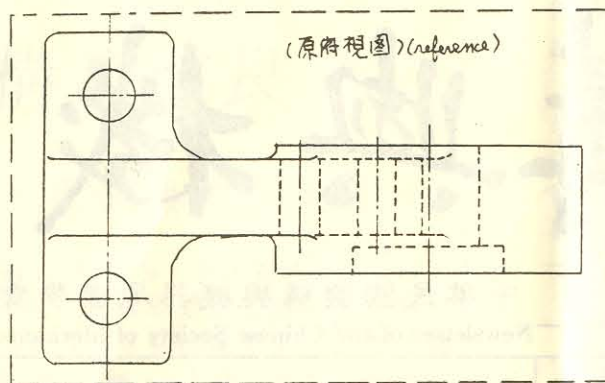
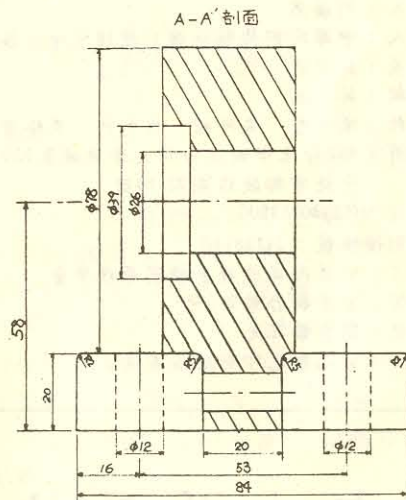
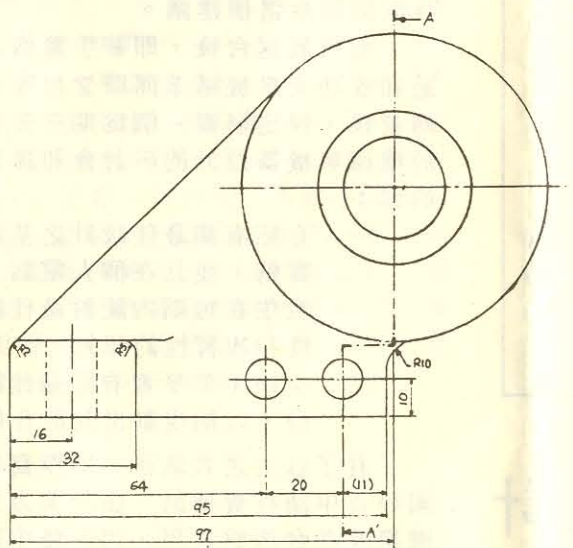


圖 2.1



這些尺寸註在側視的剖視圖內。這個剖視圖的主要目的是為要看清楚中心孔內的尺寸。本件若無中心孔，則剖視圖可以省略。故不可以將主要尺寸標註在次要的剖視圖內。圖 2.2 之錯誤 9, 10 與圖 2.3 的 13 都是同一原因。

2.7 之所以為半對，是這尺寸應以註在兩個視圖之間為宜。

8 之不當處是此尺寸一邊是鑄件的毛面。

有了兩個位置尺寸，都算錯。

圖 2.2 之 17 是尺寸「97」之位置不當，易為人忽略。

其他製圖上的錯誤有：圖 2.1 的剖面線應畫成 45°。圖 2.2 的剖面線不可作成兩種方向，而且兩部分剖面線間不應該有實線。又圖 2.2, 2.3 有許多圓角都畫成了方角。以剖視圖來說，其主要目的是要看中心孔的尺寸，故不需

的結果列表如表2.1，表中的「✓」代表正確，「✗」代表半對，「×」代表錯，「—」代表缺此尺寸。錯或半對者都予編號，逐項解說

先來看大小尺寸：

圖2.1所犯的主要錯誤，如1,3,4,5,6，是將

表 2.1

		圖 2-1	圖 2-2	圖 2-3
「大小」尺寸	長方座之長	1.×	✓	✓
	寬	2.✗	7.✗	—
	高	3.×	8.✗	✓
	圓柱體之直徑	4.×	9.×	✓
	高	—	10.×	✓
	三角腹板之厚	5.×	—	✓
	下長	✓	✓	✓
	中心孔大直徑	✓	✓	✓
	小直徑	✓	✓	✓
	大徑深度	—	✓	—
「位置」尺寸	兩橫孔直徑	—	11.×	13.×
	兩垂直孔直徑	6.×	12.×	✓
	三角腹板與長方座間之相關位置	—	—	✓
	圓柱體與三角腹板間之相關位置	—	16.×	19.×
	圓柱體之中心位置	✓	17.✗	✓
	兩橫孔之中心位置	✓	✓	✓
	兩垂直孔之中心位置	✓	18.×	✓
	兩垂直孔之中心位置	✓	✓	✓
	兩垂直孔之中心位置	15.×	✓	✓
	外圓角	✗	—	✓
	內圓角	✗	—	✗

此類粗糙鑄件尺寸不宜標註到準確至0.5mm。11,12之不當處是依CNS 3-1規定，所有尺寸線都須有兩個箭頭，也就是說，孔徑之大小不可以用指線標註。

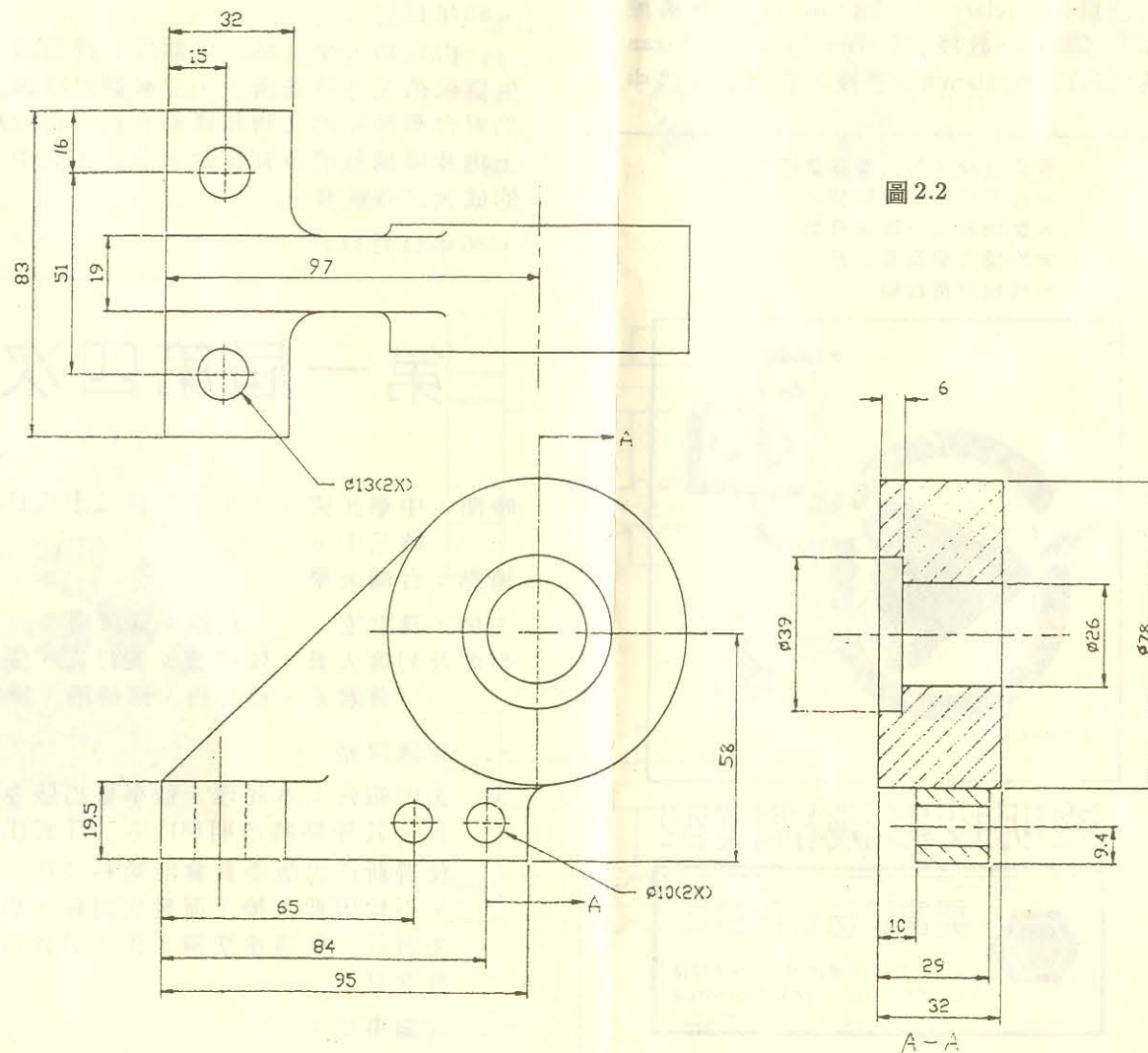
再看「位置」尺寸：

圖2.1之14,15及圖2.2的18之錯誤如前所述，即不應標註在剖視圖內。圖2.2的16之錯誤，除了不該註在剖視圖外，「位置」尺寸有了兩個，卻無三角腹板的厚度。圖2.3的19也是

要剖到下方的橫孔，又圖2.3前視圖左方的“97”只能當作參考用，而不宜標註為製造尺寸。

最後，是鑄件的外圓角尺寸與內圓角尺寸，應以半徑大小“R”標註之。

此外，初學者常犯的尺寸標註錯誤還有如圖2.4所示者。此圖中把三角腹板的位置尺寸由垂直孔中心來決定。但是製造鑄件時尚未鑽孔，所以是先有三角腹板後有垂直孔。先存在者的「位置」尺寸不可根據後存在者來決定。



彈性機構介紹

宋震國（清華副教授）

彈性機構 (Flexible or Compliant Mechanisms) 泛指機構系統之組成零組件中含有若干撓性元件，且該機構的運動狀況往往是決定於此等撓性元件所造成的影響。撓性元件可以是各式之彈簧、撓性凸輪、撓性齒輪以及撓性連桿等。根據實際的應用，彈性機構可以分為兩種類型：一種是在較小型機器中用於改變機構構形或運動狀況的彈性機構；另一種則是由原本為剛性之機構零組件經輕量化設計後所組成之彈性機構，此類機構的特徵在於保存原剛性機構運動狀況的同時兼具改善原剛性機構因重量過重所造成之過大慣性力而產生過量振動及能源浪費的特性。

由於應用範圍之不同，上述兩種機構的分析及設計方法亦大相逕庭。第一種類型的彈性機構因其運動速度較慢，故大抵可以機構靜力學 (Kineto-static) 為基礎進行分析與設計。在設計步驟上一般是根據機構運動的需求，定義其所需之運動自由度，再以機構合成的方式將彈性機構的類型、連桿及接頭數目、尺寸找出。目前此類彈性機構合成的觀念仍然是遵循剛性機構合成的脈絡，所以對同樣的連桿數目而言，彈性機構經運動倒置 (Kinematic Inversion) 所產生的機構數量要較相同狀況之剛性機構為多，而必須採取適當的方式將之分類並選擇理想的機構。而各桿因受力亦將使運動鏈產生大變形問題，亦須採用適當的數值方法加以分析。

第二類型的彈性機構往往是在高速下操作

(Quasi-static) 反應之動路，該動路係將連桿之準靜態反應 (後面有詳細敘述) 疊加在剛性連桿之動路上；而實線則是代表彈性連桿之彈性動態反應疊加在剛性連桿之動路上所形成之運動動路。

以下將就第二類型的彈性連桿機構作進一步的介紹。由於機構之輕量化，在高速運動時，連桿之撓性往往會引發連桿本身之振動。此振動量的大小必須是在可接受的範圍內，否則雖然機構的重量減輕了，但卻會引起機構連桿因為週期性且高頻率的振動而引致壽命的減短。此外彈性變形導致之振動加速度亦會造成額外之搖撼力及力矩 (Shaking Forces and Moments) 而使得機構之基座及軸會承受額外的力，亦可能引起機構壽命之減低。一般而言，彈性機構在高速運動時視其連桿之振動可以分為動態反應、準靜態反應及共振三種狀況。如圖 1 所示，動態反應包含兩種波形，一為與曲柄頻率相同之低頻週期性波形，另一為疊加在該低頻動路上之高頻波形，其頻率與連桿之自然頻率相同，而其振幅與低頻信號之振幅大致在同樣之額度內。動態反應發生的原因是當輸入速度之整數倍 (諧振) 在彈性連桿之自然頻率之頻寬範圍內但並非恰為其自然頻率。

準靜態反應是當輸入速度之諧振恰在彈性連桿之自然頻率頻寬範圍之外，其反應曲線只有與曲柄頻率相同之低頻週期性波形，而疊加在低頻波形上之高頻振幅約小於 10% 的低頻信

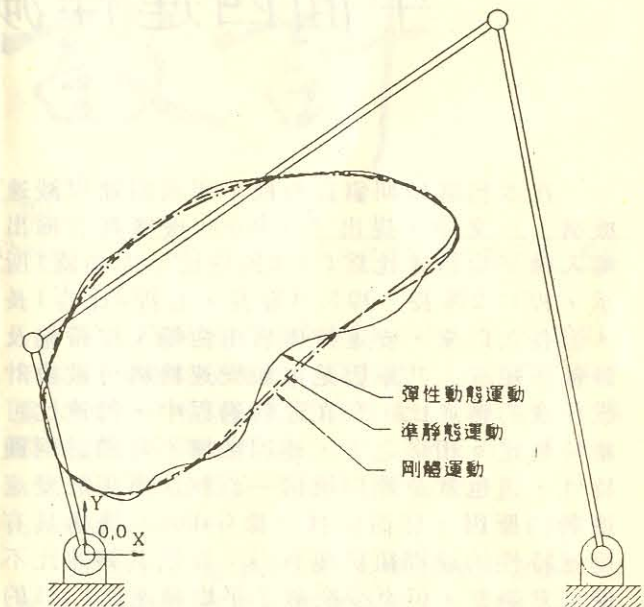


圖 1

展多年，由於最佳化設計所需電腦之計算量非常大，故一般皆以達成最佳之準靜態反應為目標。此外在進行最佳化設計時，因沿連桿縱向的橫斷面之尺寸並非一致，且在追求低生產成本的前提下，使得最佳化工作更形困難。目前國內外大都仍憑經驗設計連桿之橫斷面尺寸，再以分析方式逐步修改其尺寸以得到較佳之動態反應及應力分佈。目前市面上有關機構分析的軟體不少，唯僅限於剛性機構運動之合成與分析，以及剛性機構動態分析，而商用之彈性機構分析軟體目前尚付闕如，因其需將有限元素之分析套裝軟體與機構運動分析之軟體整合，目前之困難度頗高。

的。因其必須保有原剛性機構的運動特性，故在設計時通常分為兩個階段進行。即先以剛性機構運動合成的方式找出適當之機構類型、連桿及接頭之數目與尺寸，再以最佳化方法找出各連桿之橫斷面尺寸及使用材料。在分析時則以彈性動力學(Kineto-elastodynamics)為基礎，以了解機構運動中各彈性連桿的運動動路。該運動動路可以從圖1看出。圖中所示為一平面四連桿機構耦桿中點之運動動路；鏈線為剛性連桿中點之動路；虛線為彈性連桿準靜態

在低頻變形上之同頻振幅均小於10%的低頻信號振幅。共振則是當輸入轉速恰好與連桿之自然頻率相同時；彈性連桿之振幅遠大於在其他轉速之振幅。從以上三種彈性連桿之反應曲線來看，設計連桿時若能將彈性連桿之尺寸或輸入之轉速同時考慮，而使其僅產生準靜態反應，則高頻之振動量可明顯減少，連桿之壽命也會增長。

此外減少彈性連桿振幅的方式尚有：

1. 利用最佳化方法設計連桿之橫斷面尺寸，以達到較佳之剛性／重量比。本方法已發

2. 利用最佳化的方法設計採用複合材料來製造連桿，使其具有最佳之剛性與重量比及阻尼與重量比。其設計參數包括纖維及樹脂之材料選擇，纖維與樹脂成分比(Fiber Volume Fraction)，厚度、積層次序(Stacking Sequence)以及纖維角度(Ply Angle)。就筆者所知，目前國內外尚無針對複合材料在機構應用方面的設計軟體，然而已有複合材料在結構應用的設計軟體問世，在機構設計時尚需以試湊法設計之。目前德國福斯汽車公司設計某型引擎內之連桿是以複合材料製作，當然在獲得較佳動態特性及低噪音的同時，如何降低複合材料製造的連桿之生產成本亦是設計者不得不考慮的問題。

3. 利用主動控制的方法，在彈性連桿上安裝感測器及控制致動器並配合適當之控制法則來使連桿振動減小。此方法尚未成熟，仍屬研究階段。

彈性機構設計的應用範圍很廣，舉凡我們四周所遇到的連桿或凸輪機構皆可利用上述所介紹的方法加以輕量化或小型化，使該機構在高速運轉時所產生的振動、噪音及能源浪費能夠顯著減少。

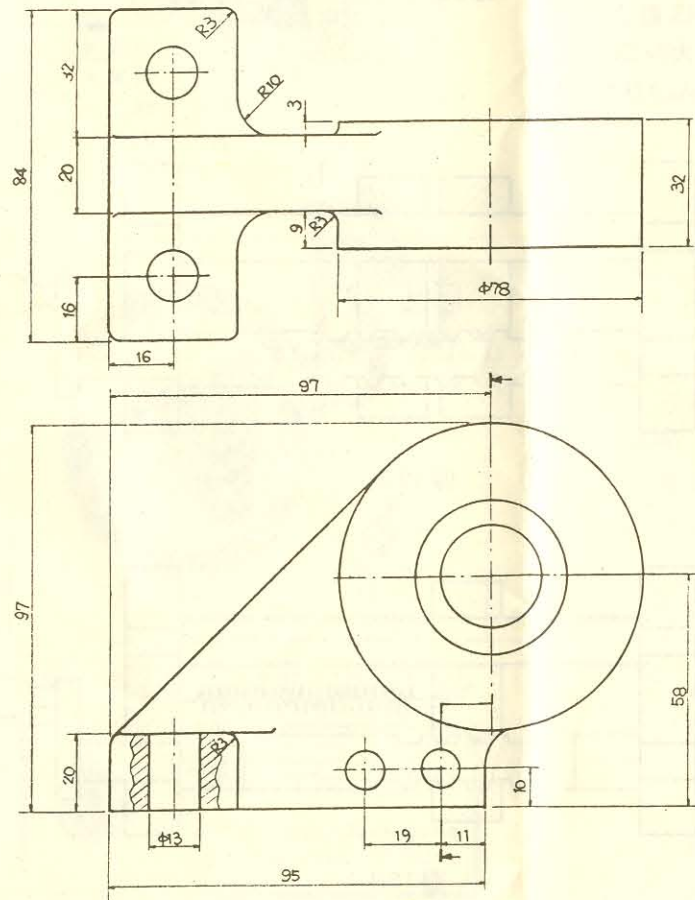


圖 2.3

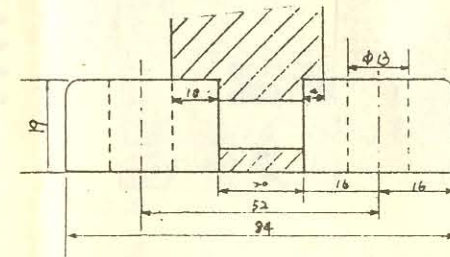
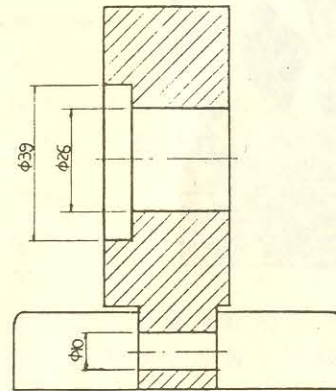


圖 2.4

平面四連桿減速機構之改良

董世熙 (台大碩士)

在本刊第13期劉霆教授「平面四連桿減速機構」一文中，提出了Galloway機構具有輸入軸平均轉速比為1:2的特性。即如圖1所示，桿1, 2等長，桿3, 4等長，且桿3比桿1長。但長久以來，變速機構皆由齒輪、皮帶輪及鏈輪所組成。其原因是這類變速機構可被設計成任意的轉速比，且在運轉過程中，轉速比可維持恆定。相形之下，連桿機構不具備這兩種特性，這也就是連桿機構一直無法應用於變速傳動的原因。然而能找到像Galloway機構具有變速特性的連桿組仍屬難得。雖然其轉速比不能任意調整，但至少突破了平均轉速比1:1的限制。剩下來的問題，則是轉速比無法時時皆維持恆定。本文的目的即是對Galloway機構如何達到恆定轉速比提供一些意見，並期望各界讀者能提出更好的改良方法。

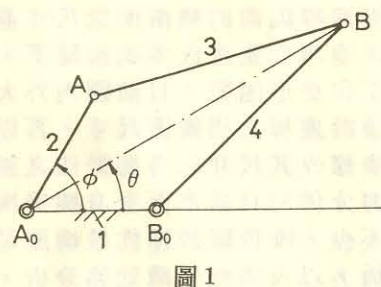


圖1

且此兩直線正交於 B_0 。B是桿AE之中點，在一圓周上運動。此圓周的圓心即是 B_0 。故可以一曲柄聯結 B_0B ，而不妨礙原來之運動。當然 $B_0B = AB$ 。此時桿AE上另一點C的動路是一個橢圓。此橢圓在其右端點處的曲率半徑是 $(2AB - AC)^2/AC$ ，曲率中心在D。所以我們如果作一曲柄CD，令其長為 $(2AB - AC)^2/AC$ ，而固定D點，則四連桿組 B_0BCD 運動時，可以取代原來的桿AE之運動。也就是說，A點與E點各作近似的直線運動。現在略去E點不談，只看A點的運動。現在A點的動路通過 B_0 點，而且上下對稱。在機構學上在A點動路通過 B_0 點時稱為Ball點，即此動路與直線極為近似。換言之，在A點運動時，由B點向A與 B_0 的聯線所作的中垂線恆近似與 B_0D 平行。

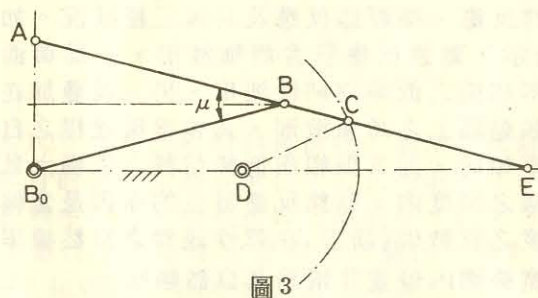


圖3

的傳力角。 μ 之不能取得較大值乃是此機構的缺點，必須另設計一種方法來彌補之。

以上是針對Galloway機構所提供的一些改良意見，希望在未來的時日裡，經由各界的努力，使連桿機構能突破一些長久以來的限制，發揮製造成本低、摩擦消耗少及能承受重負載的優點，拓展其應用的空間。

設計小問題12

[解答]

編輯室

此一問題，原屬機器設計上常見的問題，常發生在調節機構中。我們收到的答案有光太機械公司林粒先生所提供的數種方法，係取材自Douglas C. Greenwood著Mechanical Details for Product Design，經日本松下電器電化技術研究所生產技術研究會譯成日文，再經陳家豪、李丕祥譯為中文。現將其中有關消除螺紋背隙的二種方法轉載於下：

1. 環與座上有相同之螺孔，利用環上彈簧反方向之拉力，而將螺桿迫緊(見圖12.1)。
2. 楔形塊利用彈簧之彈力將固定與可動螺桿座撐開。則螺桿，螺牙兩面受力而消除間隙(見圖12.2)。

我們列舉另外兩種方法如圖12.3, 12.4所示(暫不考慮摩擦力)。圖12.4中的拉伸彈簧(僅為示意)，應取其彈簧常數 k 值為小者，以使 b 在其行程兩端時， a 施於 b 上之力不會相差太大。此外，如果空間許可，圖12.4中的彈簧也可

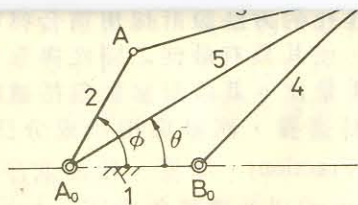


圖 2

在圖1中，輸入桿2的位置角為 ϕ 。若作 A_0B 線，令 $\angle B_0A_0B$ 為 θ ，由簡單的幾何對稱關係可看出 $\phi = 2\theta$ 。因此可以在B處裝一滑塊，並加一連桿繞 A_0 旋轉且貫通B處之滑塊，如圖2所示。此時桿2為輸入桿，桿5為輸出桿，則可達到1:2的定轉速比。

現在不用滑塊，亦可達到良好的近似效果；此構想來自於近似直線機構。如圖3所示，AE是一連桿，A點與E點各在一直線上運動，

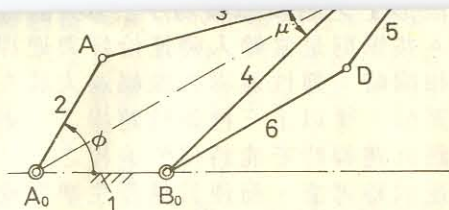


圖 4

現在解除圖3中D點的固定限制，而將此四連桿組 B_0BCD 裝在圖4的六連桿組中。依以上所說，桿 B_0D 恆近似與聯線 A_0B 平行。這樣我們就可以 B_0D 為輸出桿，代替圖2中的輸出桿 A_0B 。這樣它的轉速與輸入桿 A_0A 的轉速之比就近似於1:2。

以 μ 表 $\angle ABB_0$ 。可見 $\phi = 180^\circ$ 時， μ 為最大。此 μ 之最大值不宜太大，否則誤差增大。又當 $\phi = 0^\circ$ 時， $\mu = 0$ 。而 μ 剛好是四連桿組 A_0ABB_0 。

以用一根繩子經一滑輪懸吊一個重物取代之。

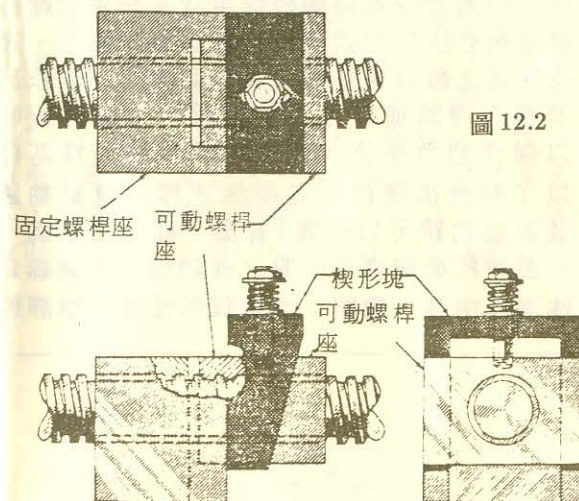


圖 12.2

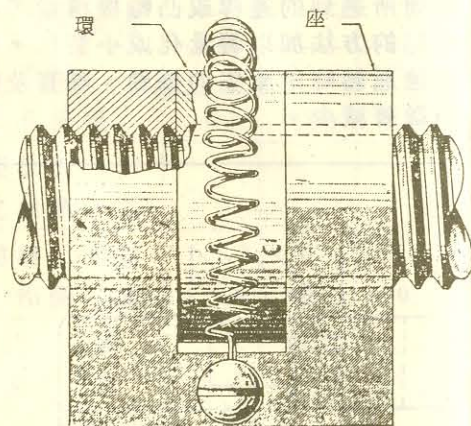


圖 12.1

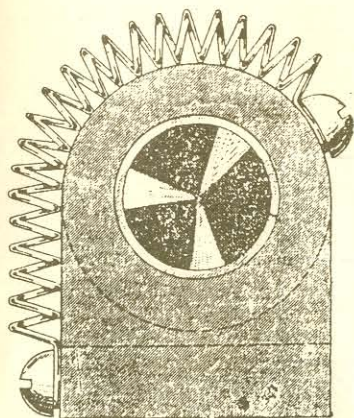


圖 12.3

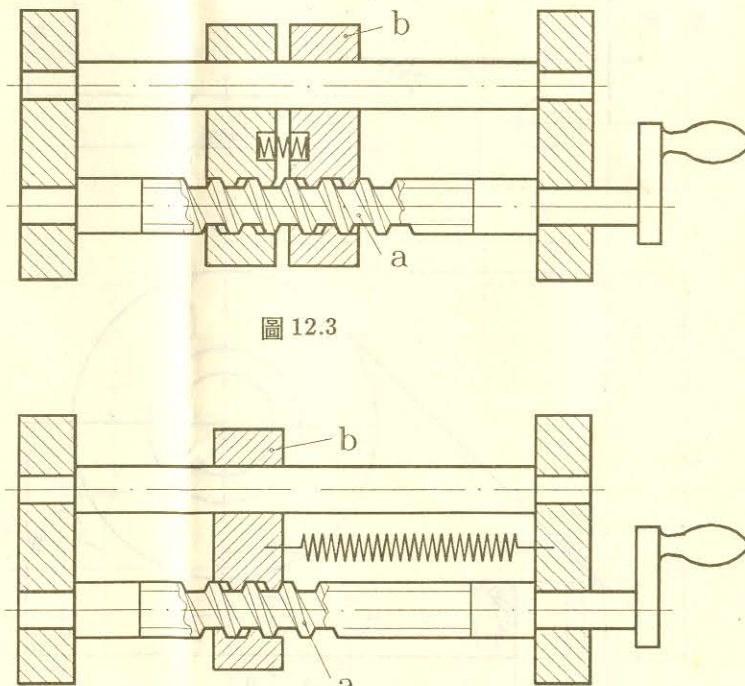


圖 12.4