

科學圖書大庫

汽車引擎平衡之基本原理

編譯者 陳俊偉

徐氏基金會出版

科學圖書大庫

汽車引擎平衡之基本原理

編譯者 陳俊偉

徐氏基金會出版

徐氏基金會科學圖書編譯委員會

監修人 徐銘信

發行人 陳俊安

科學圖書大庫

中華民國七十三年一月廿三日初版

汽車引擎平衡之基本原理

基本定價 1.00

編譯者 陳俊偉 國立海洋學院輪機工程系畢

本書如發現裝訂錯誤或缺頁情形時，敬請「刷掛」寄回調換。 謝謝惠顧

局版臺業字第3033號

出版者 財團法人 徐氏基金會出版部 臺北市郵政信箱 13-306 號

發行者 財團法人 徐氏基金會出版部 郵政劃撥帳戶第 15795 號

承印者 大興圖書印製有限公司 三重市三和路四段一五一號

電話 9221763
9271575
9271576
9286842

電話 9719739

序

譯者初入工廠服務時，接受的第一項職務就是曲軸的加工製造。在加工的過程中，平衡的工作始終是件令人困擾的事，因此譯者在收集平衡方面的技術資料時，感覺到坊間在這方面的書籍相當缺乏，而且大部份都是輕描淡寫。後來無意間發現Mr.W. Thomosn所著之 **Fundamentals of Automotive Engine Balance** 一書，對引擎的平衡做了有系統的分析研究，是一部比較完整的資料。因此譯者以本書為骨幹，參考其它書籍，動手編譯“汽車引擎平衡之基本原理”一書，以此分享同好。

譯者才疏學淺，於工餘之暇從事編譯，疏誤在所難免，敬祈識者惠正。

陳俊偉

西元一九八三年二月於台北

目 錄

序.....	I
第一章 噪音與震動的來源.....	1
第二章 活塞運動.....	5
第三章 單缸引擎的曲軸配重.....	10
第四章 並聯雙缸引擎.....	15
第五章 水平對置及V型雙缸引擎.....	19
第六章 三缸直列式引擎.....	23
第七章 星形三缸引擎.....	29
第八章 四缸引擎.....	33
第九章 五缸直列式引擎.....	41
第十章 六缸直列式引擎.....	45
第十一章 120° V型三曲柄臂曲軸六缸引擎.....	47
第十二章 90° V型三曲柄臂曲軸六缸引擎.....	54
第十三章 V型六曲柄臂曲軸六缸引擎.....	58
第十四章 V型八缸引擎.....	61
第十五章 V型十二缸引擎.....	70
附錄 接桿式連桿的活塞加速.....	71

第一章 噪音與震動的來源

某些噪音與震動像是跟內燃機分不開，因為引擎運轉的循環裡含有劇烈的壓力變化，以及運動件經常驟然改變速率。通常承載引擎的結構支架，都是儘量減輕重量，因此引擎引起的任何干擾都容易造成震動。雖然大部份的干擾可由足夠的隔音材料及適當地加強易震動的零件來消除之，但是這個問題最佳的處理辦法，還是從其來源著手；降低發出聲響的間隙，保持正常的加速度界限，平衡旋轉運動件以排除多餘的離心力。由於往復運動件的力量很難平衡，所以往復運動件就成了本身問題的來源，而這些不平衡的力量及其效應正是本書探討的主要課題。

為達到引擎平穩運轉所牽涉的大部份基本問題，我們都已經有多年的瞭解，雖然其間相對的重要性有若干變動。曾經有一度似乎只有力量的大小才具重要性；例如當設計火車時，必須在不平衡往復運動件所產生的拉桿牽引力及配重旋轉所產生的車輪負荷之間，決定消除震動的目標。近年來高轉速，大馬力與較輕的材料都襯托出施力頻率的重要性；該頻率被認為是噪音及震動的主要因素。

任何機器的機械干擾可能來自旋轉件不平衡造成的離心力，以及諸如活塞、氣閥機構等的加速、減速所需的力量。另一種噪音的來源是曲軸的扭曲震盪，但在下一節所提到的處理方式中，這種來源即不值得深入探討。

就如同其他的金屬零件，曲軸具有某種程度的彈性，所以當它在一定限度內的彎曲、扭曲或延伸後，除去負荷，曲軸會回復到變形之前的原始形狀。實際上它在除去負荷之後，整個曲軸朝著未受力的原始形狀變回去，甚至過度地超越了原始的中立位置，而致反向扭曲、彎曲或收縮，然後再反彈回中立位置。震動持續地在中立位置附近發生，直到原

2 汽車引擎平衡之基本原理

來加諸於曲軸的能量完全消失。受干擾後曲軸的震動率稱之為自然震動頻率 (Natural Frequency of Vibration)。如果活塞施力於曲軸的頻率恰等於自然震動頻率，撓曲與震動會達到相當嚴重的程度，在最惡劣的狀況下就造成金屬疲勞而斷裂。通常噪音與震動就是我們所極力避免的臨界速度 (Critical Speed)。假如引擎本身其周遭的承載物具有足夠的質量，則這些力量及聲音將被吸收而超出我們的感覺。引擎的任一零件及其承載物若是太單薄，只要有微小的不平衡力即會被感受到令人厭惡的程度。有幾個簡單的例子可用以證明這種微量不平衡所造成可感覺的干擾 (Perceptible Disturbance)。

通常腳踏車輪胎上有一充氣閥，充氣嘴的重量很少列入平衡的考慮。當車輪轉動時離心力沿著充氣閥的中心線向外產生一股干擾力量，這股力量隨著車輪的轉動不停地改變方向。在正常的轉速時，這股干擾力量很小，與腳踏車及乘員的重量比較之下，感覺不出它的存在。但是腳踏車若是倒置使坐墊與握把座落於地面時，快速旋轉後輪即可感覺出不平衡力的存在。假如坐墊彈簧並不很緊，腳踏車本身的重量就會產生彈簧的微量壓縮，後輪旋轉使充氣閥通過上頂點時，其離心力會減少彈簧負荷，而通過下頂點時則增加彈簧負荷。如果這種負荷的頻率恰等於彈簧單獨震動的自然頻率，那將會造成大量的彈簧運動。有時候最大的運動量發生於速度減低通過臨界速度時，負荷頻率與彈簧自然震動頻率會合。在其他的速率範圍內，離心力的施加與彈簧運動反向，結果阻礙了震動。

並非所有的車輪都會像上述的運動狀況一樣，因為不平衡的原因還有很多，例如輪轂沒有裝在車輪的正中心，這種錯誤可能導致抵消充氣嘴的重量，或者是加重了不平衡效應，要視偏心的方位而定。通常腳踏車不平衡很難感覺出來，可是對汽車而言這是很重要的因素。錯誤的平衡會造成懸吊系統及車身本體過度的噪音，同時震動會在轉向系統顯示出極度的危險性。對於對稱的零件，諸如鋼圈及輪胎我們可以考慮它們是平衡的，但事實上並非一定如此；當輪胎面磨耗後可能厚度就不均勻，螺栓節圓的中心與輪緣中心不重合，都會使對稱零件不平衡。因此新車輪胎仍要裝上鉛塊配重，就是輪胎需要注意平衡的證明。

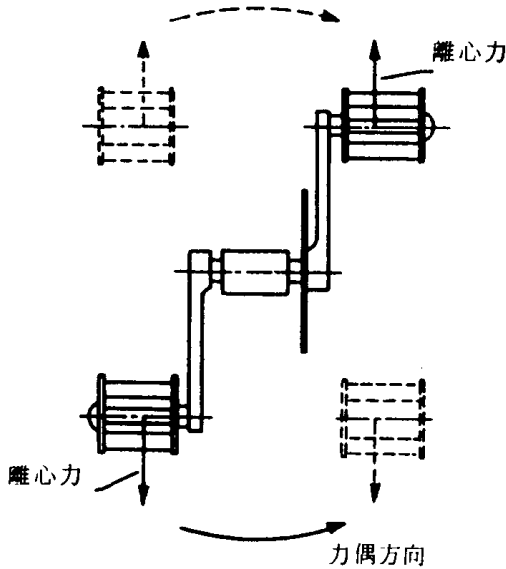


圖 1-1 由不同一平面的旋轉件所形成之力偶。

到目前為止所討論的平衡問題是基於旋轉運動件位於同一平面的假設。當實際運動件的狀況與此假設不符時，問題就變得複雜多了；腳踏車踏板提供了最佳的例證。如果曲柄與踏板恰巧靜力平衡，整個組合將可在任何位置靜止，而不平衡的組合最後會在較重的曲柄位於下方時停止。圖 1-1 中顯示出踏板旋轉時，離心力沿徑向向外運動。圖中的這股力量平行並作用於相反方向，其綜合結果形成一力偶，在包含曲柄及心軸的平面上以逆時針方向轉動整個組合。致於曲柄轉到虛線所示的位置時，力偶則以順時針方向轉動整個組合。在這個例子中只以垂直面表示，因為在垂直面上這種效應在上坡腳踏車最明顯；當然力偶是永遠存在於包含曲柄與心軸的平面裡。這種旋轉力偶 (Rotating Couple) 可以在自由支承的腳踏車上產生一種非常奇特的運動；用一根橫桿支撐著腳踏車，當踏板受到一股突然激烈的扭力後再放鬆，可對這種效應提供最好的證明。單齒輪比的腳踏車，因為後輪迴轉的飛輪效應，使得踏板繼續迴轉一段很長的時間而產生奇特的運動，這是最好的實驗。力偶的

4 汽車引擎平衡之基本原理

平衡可由配重的裝置來達成，不過這種複雜設備的考慮對腳踏車而言是不必要的，否則連騎乘者擺動的雙腳重量及其雙腳造成的不平衡力偶都要考慮進去。

通常平衡旋轉物體的問題可以處理得很好，而最後平衡狀態的達成，將有賴於製造者所能做到的精密度以及增加額外物質所引發的其他問題。

往復運動件的平衡一直是件困難的工作，尤其是由傳統式的曲柄與連桿所控制的運動。我們將於稍後再討論這種機構所產生的輕微不規則運動，現在我們必須瞭解到一般人觀察的不平衡程度，是由該機構支承的狀況而定；用八立方公尺混凝土地基來吸收單缸實驗引擎所產生的不平衡力是件很平常的事。因為這些力量經由曲軸軸承傳送，造成比氣缸內的負荷高出很多，而這種吸收不平衡力的方式只能將其隱藏，無法驅逐之。往復運動件所發出的力量是沿著這些零件運動路徑進行，並隨著加速或減速的需要而變化。旋轉運動件則是離心力的來源，由旋轉中心沿徑向對外輻射。

如果有必要估計對往復運動件加速或減速所需之力時，則首先要獲知該往復件的質量及加速度的大小。在現階段我們不必探討計算的細節，因為我們想得到有關這主題的知識，可從有適當圖形參考的文字敘述及附錄中提供的加速度數值以解決。為了簡化起見，我們所討論的引擎都是活塞質量等重的引擎，對於內燃機而言這是很正常的，但對於二級、三級、四級膨脹的蒸汽機來說，則因低壓缸的活塞較大而不適用。

第二章 活塞運動

圖 2-1 中所顯示的機構稱之為蘇格蘭曲柄或擺柄 (Scotch Crank)，包括一個由旋轉曲柄所驅動的槽孔連桿 (Slotted Connecting Rod)。這種形狀的連桿特別適用於某些簡易的蒸汽機，因為蒸汽可以交互在活塞兩側作動而節省了蒸汽機使用十字頭或活節式連桿時必須增加的重量與高度。槽孔連桿的重要特性之一是它對活塞提供了簡諧運動，使活塞運動時永遠朝路徑中央加速度運動，而且加速度與瞬間位置至中央點距離成正比。這種文字敘述或許換成另一種假設時比較容易理解；我們假定有兩個活塞由接在相隔 180° 曲柄銷的兩個槽孔連桿來驅動。在這樣的安排下，向上行程活塞所需之加速度或減速度恰為向下行程活塞的另一股相反力量抵消。如此簡單的裝置在平衡方面的問題很少，但是很遺憾的是這種槽孔連桿並不適合本書所探討的高速引擎。

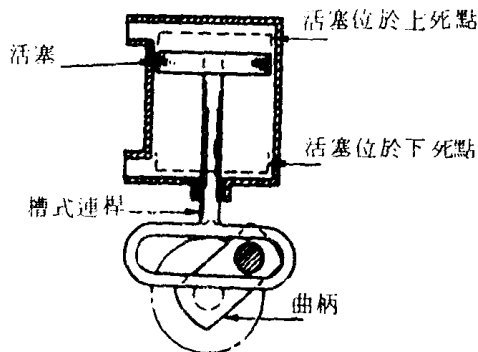


圖 2-1 由曲柄及槽式連桿所控制之活塞做簡諧運動。

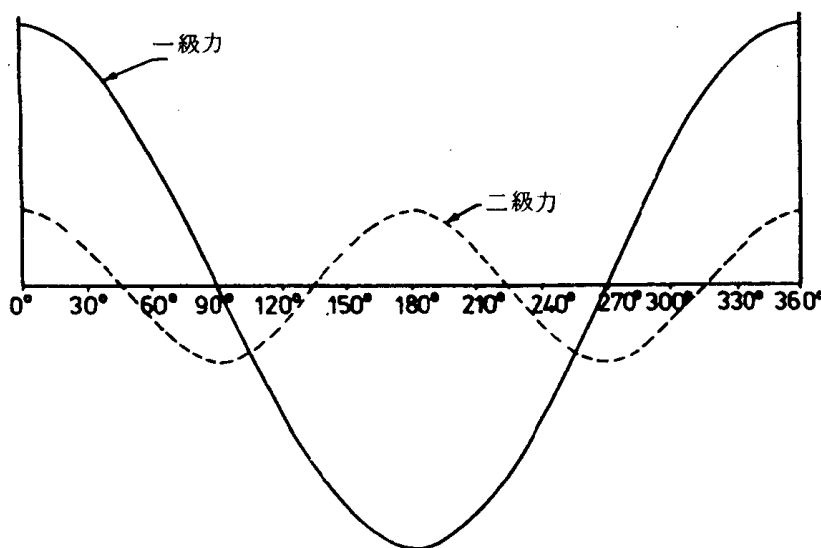


圖 2-2 曲柄旋轉一圈時活塞運動所需之一級力、二級力曲線。

圖 2-2 中所代表的是由一均勻轉速曲軸配合的槽孔連桿所驅動的活塞的加速度（換算適當的比例後也可表示為力）。這個加速度圖的描繪並不難，將一連串曲柄運動轉換成活塞行程路線，再經由這運動的每一相鄰曲柄角度，估計出活塞加速度。要獲得較精確的加速度最好是用微積分導出一個公式，按這個公式由上死點（T.D.C.）開始算出曲柄運動相對的活塞加速度。這種情況下明白地顯示出加速度與力僅隨曲柄角度而變，亦即與每一角度的餘弦值（Cosine）成正比。

將槽孔連桿與圖 2-3 的接桿式連桿（Link-Type Connecting Rod）描繪活塞運動狀況及加速度的工作做一比較，我們可以發現接桿式連桿實在很複雜。我們只要花較多時間就可繪出圖形，但其結果僅僅是近似值，不過我們也可以用數學的方法將計算工作簡化到只比槽孔式稍微複雜一點的程度。槽孔式連桿的計算公式只有一項，而接桿式的項數却是隨著計算值精確度的要求來決定的；每個項次的數值由第一項開始往後逐漸遞減，因此實用上把第二項以後的各項次省略掉是很正常的事。第一項用在槽孔式連桿稱為一級力（Primary Force），第二

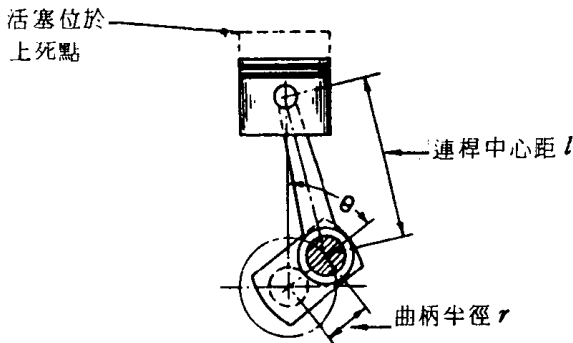


圖 2-3 接桿式連桿。

項稱為二級力 (Secondary Force) 以虛線表示於圖 2-2 上面。在此我們應注意二級力的波形變化頻率是一級力的二倍，因為二者波形相同，所以我們可以把二級波考慮成由槽孔連桿與另一較小的曲柄以二倍於主曲柄轉速迴轉之下，活塞產生的一股慣性力。這種道理並不太容易被人瞭解，因此有時候將這兩股嚴格說起來並不能分開的力量，想定成是分別存在的力量也許會比較便於思考。

加諸於引擎的慣性力是一級力與二級力的總和，圖 2-4 的曲線即因一級力與二級力時而同向時而反向，把圖 2-2 的兩條曲線相加推演出來的。在這裡應特別注意二級力是在 0° 與 180° 時向上施力， 90° 與 270° 時向下施力，這種奇怪的特性代表著一、二級力合成的曲線與一級力單獨的圓滑對稱簡諧波形比較是有點變形。槽孔式連桿使得活塞的加速度與減速度各分佈於上下死點的兩側各 90° 的範圍內，所以推動活塞向下行程之力恰可被推動向上行程之力互相平衡。

以一個連桿長度為曲柄半徑 3.5 倍的接桿式連桿為例，其運動情況較複雜；加速度發生於前 75° ，減速度分佈於後 105° ，結果造成到達及離開上死點的活塞慣性力大於到達及離開下死點的活塞慣性力。這種例子意味著接桿式連桿的活塞通過上死點的力不能被通過下死點的力所抵消。

如果為了減少引擎高度的理由而縮短連桿長度，則活塞離開上死點後產生加速度的距離就變得較短，使最大值增大。換句話說，與圖 2-4

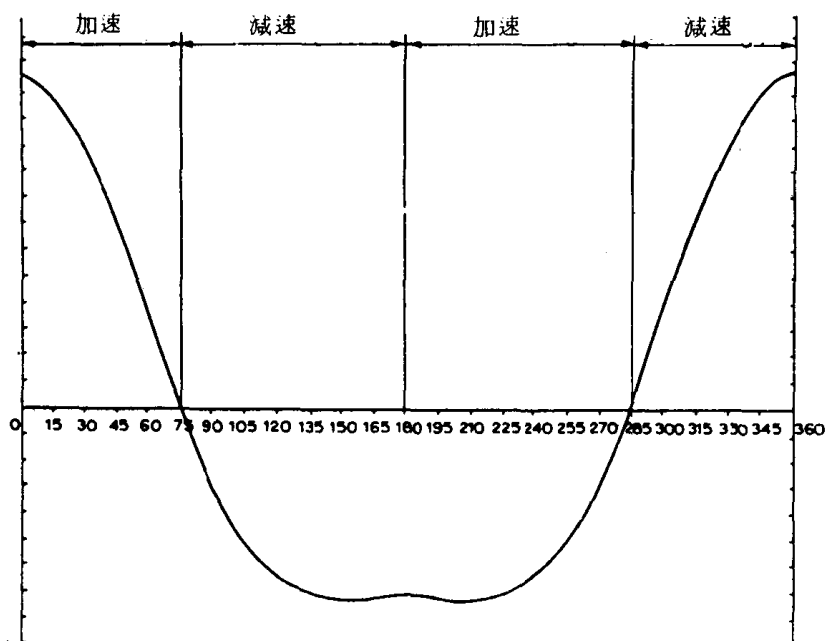


圖 2-4 一級力與二級力合力曲線圖。

比較的結果，接近下死點的一段減速運動分佈距離較長，下死點減速最大值變小。因此較短的連桿會造成上下死點之間較大的慣性力差。（譯註：因為二級力波形的振幅隨著曲柄半徑與連桿長度比而增加，所以連桿變短時，代表這個比值的增加，亦即二級波振幅變大；以圖 2-2 與 2-4 為例，二級波振幅變大造成合力提早於 75° 以前由正轉負，所以說上死點後加速度的距離變短）。

儘管曲軸的轉速是接近完美的平穩，每個活塞都必須在每一轉內做兩次靜止後的再加速度，在一般 5000 RPM 或 12,000 RPM 以上高效率引擎，位於死點的轉向一定是一段快速巨力的變化過程，除非往復運動件質量非常輕。

來自活塞運動而產生的力的大小，與活塞重量，衝程長度、曲軸轉速有關。這句話的道理很淺顯，但它有助於“採取何種方法來使慣性力保持於一定限度內？”；就像是適當地設計活塞，使其在維持必要的強

度及冠部向裙部，缸壁良好熱傳能力的條件下，儘量減輕重量。縮短衝程的結果，雖然必須有活塞直徑的加大來彌補一定的排氣量，不過對慣性力的減少仍相當有利。（譯註：這種狀況恰與上述縮短連桿效果相反，因為衝程的縮短即代表曲柄半徑減少。）換句話說，重量還有增加的餘地，因為這個量的增加並不致於抵消縮短衝程所獲得的利益，引擎在同樣的慣性力限度內能夠更高速運轉，而產生更大的馬力。

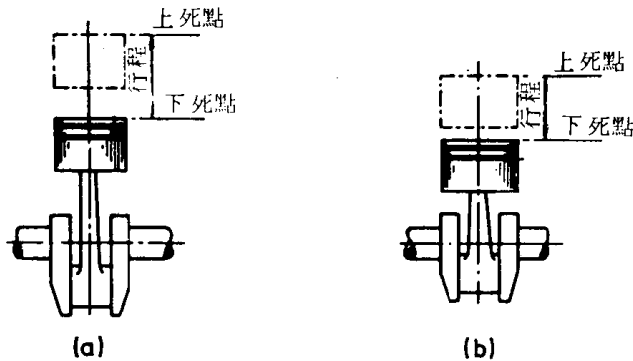


圖 2-5 排氣量相等的(a)長形(b)扁形引擎。

圖 2-5 比較了兩具排氣量相等的引擎，左側引擎的衝程比缸徑大，稱之為長形引擎（Long Stroke Engine），右側引擎的缸徑比衝程大而稱之為扁形引擎（Over Square Engine）。介於二者之間缸徑等於衝程的引擎稱之為方形引擎（Square Engine）。扁形引擎除了能運轉較高速而不超越安全慣性力之外，還能提供更大的空間以利於足夠的氣門尺寸，更容易地將空氣吸入缸內。而且它比起長形引擎更適於汽車的使用，因為引擎蓋通常是愈低愈好，以防止阻礙駕駛的視線。

第三章 單缸引擎的曲軸配重

單缸引擎要達到完全平衡而且不破壞其結構單純性，是沒有簡易辦法可行的。有些變通的辦法就是增加其複雜性使其運轉比其他引擎更平穩，但是單缸引擎唯一吸引人的地方就是它的單純性，除非有特別的用途否則沒有人願意因為完美的平衡而放棄它的單純性。雖然通常在商業上並不主張單缸引擎的完全平衡，但圖 3-1 中曲軸加上配重的折衷辦法却是很正常的。這些配重有兩個作用：第一是平衡曲柄銷及連桿迴轉運動所產生的離心力，第二是抵消活塞運動所產生的慣性力。如果沒有配重的話，整個離心力與慣性力將加諸於曲軸主軸承，並且曲軸本身會受到重量的彎曲力矩。配重的大小必須是一種所謂折衷的情況，界於兩個極端的條件之間；即配重量為零以符合節省重量的需要，以及完全平衡離心力，慣性力所需之配重量。由圖 3-2 顯示當活塞達到最高速度時，曲柄銷及連桿的一部份會產生不平衡力與衝程路徑垂直，並且不增加任

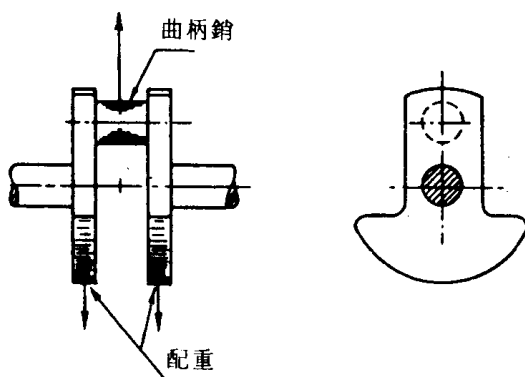


圖 3-1 單曲柄曲軸及整體式配重。

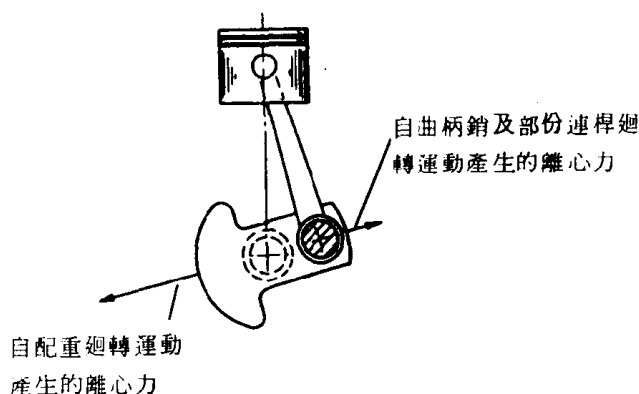


圖 3-2 活塞達到最高速時慣性力為零配重會產生不平衡的離心力。

何慣性力。通常將不平衡力的作用線完全除去很少能獲得任何益處，而一般配重的選擇多是以與衝程路徑垂直的平面上引進新的不平衡力作為代價，減少了沿衝程路徑的力量。在蒸汽機火車時代，水平安置的引擎沿衝程路徑的不平衡力，加上牽引桿的拉力，會產生令人不舒服的搖擺，除非有配重來減輕這股力量。這些配重通常安置在輪子上，但是必須注意到最高速度時產生的垂直力不可對鐵軌造成過度的壓力變化。

圖 3-3 顯示出一個極端的例子。壓路機的單缸引擎必須做好平衡，以免造成路面的波紋，(a)圖裡的位置顯示兩個平衡配重 (Balancer Counterweight) 互相抵消力量，以及一完全配重的曲軸與活塞慣性力、曲柄銷、連桿離心力之間的關係。當曲柄角度如(b)圖時，活塞不具任何一級力，因此曲軸本身配重產生一垂直向量的不平衡力。此時兩個平衡配重轉到另一角度使其二者離心力共同抵制曲軸配重的離心力。但是這種安排頂多只能說是平衡一級力的一種折衷辦法，因為二級力使上死點的慣性力增加，下死點的慣性力減少，曲軸配重只能在上下死點產生同等力量，無法達成平衡。

另一種變通的辦法即如圖 3-4 所示，將平衡配重移至與衝程路徑平行的位置。在這種情況下曲軸本身僅足夠平衡曲柄銷及連桿大端。兩個反向旋轉的平衡配重則用以平衡上下死點的一級慣性力。這種安排比圖

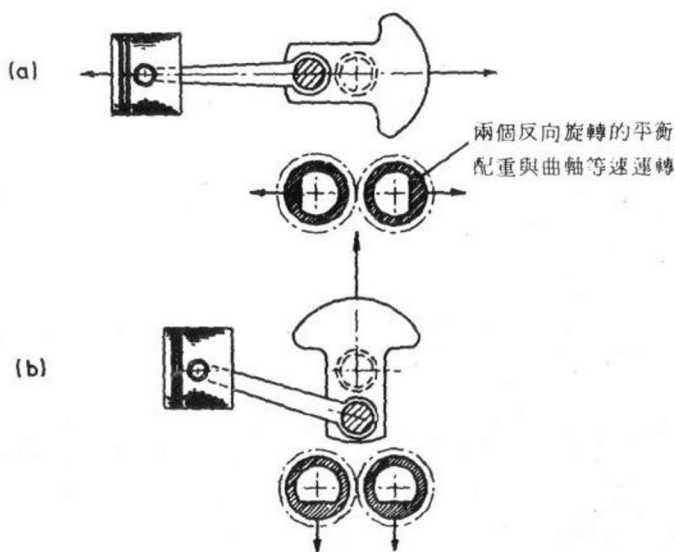


圖 3-3 (a)最大慣性負荷位置；(b)慣性負荷為零位置。

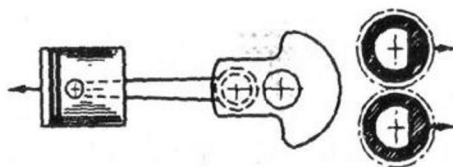


圖 3-4 吊錘平衡活塞慣性力。

3-3的安排可節省一些重量，但是在設計時對於整個系統的承受負荷必須仔細計算。在某些高速單缸及直立式雙缸摩托車引擎裡可發現第二種安排的成功例子。

圖 3-5 所示的對置活塞引擎 (Opposed Piston Engine)，由於任何時候兩個活塞都具有相等的加速與減速，而提供了引擎完全的平