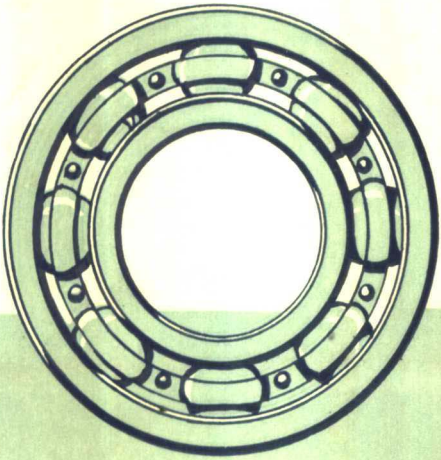
P.M.馬特維耶夫斯基 著



仪表滚珠軸承摩擦的研究

机械工業出版社

仪表滚珠軸承摩擦的研究

P.M.馬特維耶夫斯基 著
周开仕、吳　波 合譯

机械工业出版社
1958

这本小册子采研究小型仪表滚珠轴承在矿物油合成油和润滑脂中工作时，其摩擦力矩的测定问题。提出了用惯性旋转法测量滚珠轴承摩擦力矩的方法，以及静摩擦和动摩擦的研究结果。在这本小册子中还叙述了有关温度（−60—+180°C）对滚珠轴承用的某些润滑油的润滑作用的影响的研究试验。

这本小册子可供仪表制造厂的工程技术人员以及机械制造科学研究机关的工作人员参考。

苏联 Р.М.Матвеевский 'Исследование трения в приборных шарикоподшипниках' (Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы 1957年第一版)

№ 1931

1958年6月第一版　1958年6月第一版第一次印刷

787×1092 1/32　字数27千字　1 1/4印张　0,001—2,500册

机械工业出版社（北京东交民巷27号）出版

机械工业出版社印刷厂印刷　新华书店发行

北京市书刊出版业营业许可证出字第008号　定价(10)0.22元

目　　录

緒言 …… 4

慣性旋轉法 …… 5

用慣性旋轉法測量仪表滾珠軸承摩擦力的方法……11

用实驗法測定仪表滾珠軸承在不同的潤滑剂潤滑和低温中的动摩擦力矩和起动摩擦力矩 ……20

动摩擦力矩的測定……21

起动摩擦力矩的測定……28

轉速和潤滑油的粘度对仪表滾珠軸承摩擦力矩值的影响…30

溫度对某些仪表滾珠軸承潤滑油的潤滑性能的影响……34

参考文献 ……40

緒　　言

关于仪表滚珠軸承在各不相同的工作条件下，由于构件（軸承环、滚珠、分珠环）相互作用和与潤滑剂相互作用所产生的摩擦力問題，还沒有充分地研究，也沒有科学的論証。这是因为滚珠軸承結构的多样性和其构件的运动过程复杂，因而有很多因素影响軸承工作时的摩擦力。这些因素中的基本因素是：轉动速度，运动构件滑动和滚动間的关系，載荷，軸承零件的加工和装配質量，潤滑剂粘度，軸承中的潤滑油量及其他。

在文献中，很少有关于这些参数对运动中的滚珠軸承摩擦力矩值的影响的試驗資料；已有的資料只是个别类型的軸承在特定的潤滑、載荷和轉动速度条件下的資料。对于滚动軸承在低温中的研究工作进行得还很少，这种工作的特殊意义在于了解对潤滑剂的物理-化学性能的影响（潤滑剂随温度的降低而有显著的变化）。显然，滚珠軸承在低温度中工作时，其摩擦力急剧增加，而且有时候（特别是在仪表滚珠軸承中）这些摩擦力的大小就决定了整个机构或仪表的工作性能。

作者在苏联科学院机械研究所耐磨实驗室所完成的此著作中，叙述了用慣性旋轉法来測定仪表滚珠軸承靜摩擦力矩和动摩擦力矩的方法。动摩擦力矩和起动摩擦力矩，是利用一种仪表用的滚珠軸承在固定載荷下，但用不同的潤滑剂潤滑及在不同的低温中測定的。在运轉試驗中闡明了油量对仪表滚珠軸承摩擦力矩的影响。并根据实驗数据确定了研究型式的滚珠軸承中的摩擦力矩，轉动速度和潤滑油粘度間的实驗关系。此外，借助于四滚珠机上的实驗，研究出低温和高温对多种滚珠軸承矿物油潤滑性能的影响。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

慣性旋轉法

首先提出用慣性旋轉法来研究軸承和軸套摩擦的是潤滑流体动力学理論的奠基者 Н.П. 彼特罗夫〔1〕，他也提出了按这种方法来創制机器以測定軸承摩擦力的主張〔2〕。在1884年迪浦里利用慣性旋轉法来測定电机（此电机是为第一次实驗电能远距离輸送而制造的）的旋轉阻力〔3〕。在1899年迪特馬尔〔4〕根据彼特罗夫的观念制造了測定滑动軸承摩擦損失的机器。

彼特罗夫-迪特馬尔机不仅可用来測定滑动軸承中的摩擦，而且也可用作不同等級的潤滑剂的比較試驗〔5〕。直到現在这种机器仍为摩擦实驗室和高等技术学校应用力学的教材〔6〕。在列宁格勒工业大学摩擦实驗室，利用这种机器进行大量的研究工作，以測定各种潤滑剂在不同形式的油槽中对滑动軸承的影响〔1〕。

札依采夫教授用慣性旋轉法測定了滾珠軸承中的摩擦和旋轉圓盘的空气阻力。比尔和鮑丁用这种方法測定了不潤滑和潤滑表面的摩擦系数〔7〕。拉可夫和索柯洛夫借助慣性旋轉法研究了大气真空度对滑动軸承摩擦力大小的影响〔8〕。苏联科学院机械研究所，也曾根据这一方法进行測定低温中仪表滾珠軸承摩擦力矩的工作〔9〕。慣性旋轉法就是在其他技术領域也得到应用。例如，用来測定船舶、火車、汽車的运动阻力以及研究潤滑油的潤滑性能〔10〕。

慣性旋轉法与其他測定机器內部固有損失的方法相比，其主要优点在于：傳动装置和工作机构断开后，机器不受任何輔助測量装置或机构的額外影响。运动依慣性进行，且运动亦仅

由机器本身的內摩擦和空气阻力而使之停止。惯性旋轉法的缺点为摩擦力矩的测定是当机器在不稳定的工作条件下进行的。然而用这种方法测定小型精密滚珠軸承的摩擦力矩是頗有价值的。这种滚珠軸承的摩擦力矩（就其絕对值而言是极其微小的，用克·公厘或克·公分度量）既是判断仪器精度的数值，有时还是确定仪表的使用可能性的数值。所以在研究小型滚珠軸承时，用一般测力法是不好的，因为用这种方法会引起誤差，这种誤差对于测定很大的数值时，还沒多大的影响，而在这里却远远超出了容許范圍。

軸承旋轉时的摩擦力矩与很多因素有关，其中包括載荷、速度、温度、潤滑油量、滚珠軸承結构参数。小型滚珠軸承的載荷一般都不大，而且在工作时間內是保持不变的。在某些情况下，温度和潤滑油量可認为是不变的。旋轉速度是仪表結构中变化最大的参数，而且也可能达到很高的数值（高达 $n=30000$ 轉/分）。所以重要的是探討軸承摩擦力矩与速度的关系。

在惯性旋轉时，旋轉系統的运动方程式可表之为

$$J\cdot\frac{\omega^2}{2}=M_{conp}\cdot\varphi,$$

式中 J——系統的轉动惯量，克·公分·秒^2；

ω——角速度，1/秒；

M_{conp}——在惯性旋轉中，旋轉系統的摩擦力矩，克·公分；

φ——轉角，弧度。

在无限小的时間內，动能的减少将等于摩擦力矩在 dt 时間內轉动一角度所作的功，故可表示为

$$J\cdot\omega\cdot d\omega=M_{conp}\cdot d\varphi。$$

因 $\omega=\frac{d\varphi}{dt}$，将其代入，并約掉 $d\varphi$ 后得

$$J\cdot\frac{d\omega}{dt}=M_{conp}\text{ 或 }J\dot{\omega}=J\varepsilon=M_{conp},\qquad(1)$$

式中 $\varepsilon=\dot{\omega}=\frac{d\omega}{dt}$。

因此，在慣性旋轉中，旋轉系統任一瞬間的总摩擦力矩等于該系統对旋轉軸的轉动慣量与該系統在此瞬間的角加速度的乘积。

假設 $M_{conp}=F(\omega)$，

則 $J\cdot\omega=F(\omega)$。

$F(\omega)$ 的形式須用实驗确定，但也可从理論的設想出发而預先拟定。例如其中一个設想即：用慣性旋轉法研究旋轉系統时，摩擦在不同的結合元件中可能有不同的特性，因而在一种結合中，或在一种情况下，它与速度无关，在另一种情况下可能与速度成比例，而在第三种情况下可能与速度平方成比例。因此假設在慣性旋轉中旋轉系統的摩擦特性适合于抛物綫方程：

$$-J\cdot\dot{\omega}=p+k\cdot\omega+r\cdot\omega^2,\qquad(2)$$

式中旋轉系統的总摩擦力矩由下列各項組成：

1）与角速度无关的常数 p；

2）与角速度綫性变化有关的数值为 $k\cdot\omega$；

3）与角速度平方有关的数值为 $r\cdot\omega^2$。

按照这一方法，在方程式中包括有不同的各項，然后积分得表达摩擦力矩的式子。

1．定摩擦的情况下（軸承在低轉数中的摩擦）。

当 $r=0$ 和 $k=0$ 时。方程式（2）变为

$$J\cdot\dot{\omega}+p=0。\qquad(3)$$

定摩擦力矩

$$M_{conp}=-p=-\frac{J\cdot\omega_0}{T},\qquad(4)$$

式中 ω_0——惯性旋轉初角速;

T——惯性旋轉总时間。

2．摩擦力矩与速度为线性关系的情况下（这种单純的情况是可能的，例如，用渦流来制动旋轉質体时）。

当 $r=0$ 和 $p=0$ 时，（2）式就成

$$J\cdot\dot{\omega}+k\cdot\omega=0。\qquad(5)$$

对角速度（从 ω 到 ω_0）和时間（从 0 到 t）进行积分，得

$$k=-\frac{J}{t}\ln\frac{\omega}{\omega_0};$$

将此系数代入（5）中，得摩擦力矩为

$$M_{conp}=\frac{J}{t}\omega\ln\frac{\omega}{\omega_0}。\qquad(6)$$

3．摩擦力矩与速度的平方变化有关时（当空气阻力是主要的阻力时）。

当 $k=0$ 和 $p=0$ 时，（2）式就成:

$$J\cdot\dot{\omega}+r\cdot\omega^2=0。\qquad(7)$$

与第二种情况一样的方式积分，得

$$r=\frac{J}{t}\left(\frac{1}{\omega}-\frac{1}{\omega_0}\right),$$

从而

$$M_{conp} = -\frac{J}{t}\omega^2\left(\frac{1}{\omega}-\frac{1}{\omega_0}\right)。 \qquad (8)$$

4．M_{conp} 为速度线性变化与速度平方变化的函数（$p=0$）

$$J\cdot\dot{\omega}+k\cdot\omega+r\cdot\omega^2=0。 \qquad (9)$$

在这种情况下，不能直接求解，对时间积分得出与 ω 和 ω_0 以及与常数有关的方程式：

$$\frac{1}{\omega}-\frac{1}{\omega_0}=\left(e^{\frac{k\cdot t}{J}}-1\right)\cdot\left(\frac{1}{\omega_0}+\frac{r}{k}\right)。 \qquad (10)$$

5．M_{conp} 为速度线性变化的函数并与方程式的常数项有关（$r=0$）

$$J\cdot\dot{\omega}+k\cdot\omega+p=0。 \qquad (11)$$

对时间积分得出与 ω、ω_0 以及与常数有关的方程式：

$$t=\frac{J}{k}\ln\frac{k\cdot\omega_0+p}{k\cdot\omega+p}。 \qquad (12)$$

6．M_{conp} 为速度平方变化的函数并与常数项有关（$k=0$）

$$J\cdot\dot{\omega}+r\cdot\omega^2+p=0。 \qquad (13)$$

积分并整理后得

$$t=\frac{J}{\sqrt{r\cdot p}}\operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{r\cdot p}(\omega_0-\omega)}{p+r\cdot\omega\cdot\omega_0}。 \qquad (14)$$

7．一般情况下：

$$J\cdot\dot{\omega}+p+k\cdot\omega+r\cdot\omega^2=0。$$

此方程式有三种解，它取决于常数 r、p 和 k 间的关系：

a）$r\cdot p-\frac{k^2}{4}=0$；$t=\frac{J}{\frac{k}{2}+r\cdot\omega}-\frac{J}{\frac{k}{2}+r\cdot\omega_0}$； (15)

6) $r \cdot p - \frac{k^2}{4} > 0$;

$$t = \frac{J}{\sqrt{r \cdot p - \frac{k^2}{4}}} \operatorname{arc\,tg} \frac{(\omega_0 - \omega) \cdot \sqrt{r \cdot p - \frac{k^2}{4}}}{p + r \cdot \omega \cdot \omega_0 + \frac{k}{2}(\omega_0 + \omega)}。 \quad (16)$$

若（16）式中的 $k = 0$，則得相当于第六种情况的特解〔見（14）式〕。

в) $r \cdot p - \frac{k^2}{4} < 0$;

$$t = \frac{J}{2\sqrt{\frac{k^2}{4} - r \cdot p}}$$

$$\ln \frac{r \cdot \omega \cdot \omega_0 + \frac{k}{2}(\omega_0 + \omega) + p + \sqrt{\frac{k^2}{4} - r \cdot p}(\omega_0 - \omega)}{r \cdot \omega \cdot \omega_0 + \frac{k}{2}(\omega_0 + \omega) + p - \sqrt{\frac{k^2}{4} - r \cdot p}(\omega_0 - \omega)}。 \quad (17)$$

若（17）式中的 $p = 0$ 或 $r = 0$，則得相当于第 4 和第 5 种情况的特解〔見（10）和（12）式〕。

因此，表示摩擦力矩与旋轉速度关系所沿用方程式（2）的全部可能的解法中，只在前三种簡单的情况中直接分析了 M_{conp} 与运动方程式常数間的关系。方程式（10），（12）和（14）借助于对数及其他运算方法，可用图解确定常数值（p、k、r）。但这个方法很麻煩，又不十分精确，因此，我們在这里不作介紹。摩擦力矩与速度的关系就一般的情况（15，16，17式）而言，通常不可能用图解法得解。

上述解析法之所以不十分精确和可靠是因为根据（2）式中所取的函数关系本身是任意作出的。判断（2）式的应用可能性是根据摩擦力矩与速度的实驗关系曲綫，但不能証实摩擦力矩与角速度的抛物綫性关系，这将在以后說明（見30頁）。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

用惯性旋轉法測量仪表滾珠軸承摩擦力的方法

根据对〔10〕，〔11〕式的一系列研究，可以認为，在轉速不大时，摩擦实际上与速度无关。

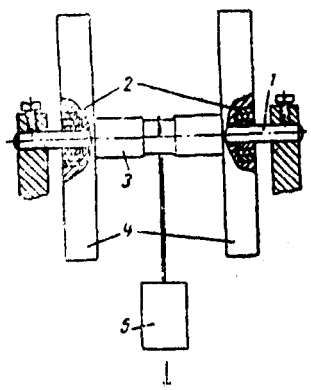


图 1　測定低轉速仪表滾珠軸承摩擦力矩用的仪器示意图

对于低轉速滾珠軸承的摩擦力矩，可用图 1 所示的仪器来測量。在两个支承中，有一固定不动的軸 1，装入軸套 3 中的試驗軸承 2 就装在此軸上，軸套端部有两个載荷盘 4。軸套中部的繩上悬有重物 5。这样，軸套 3 在重物作用下，就使軸承对固定軸 1 轉动。繩繞在滾筒上。这个滾筒既小又輕，且安装(装在小型精密軸承上)精細，因而可以認为滾筒对測量沒有影响。借助重物 5 使軸套产生初加速度，軸套在重物作用下旋轉一整圈后，重物即自动脫开。达到相当速度后，軸套 3 就同圓盘4一起按慣性而运动，直到完全停止。加速度結束到軸套完全停止之間的时間，正是所指的慣性旋轉时間。在慣性旋轉中，軸套的初速根据下列論点分析确定之（图 2）。設

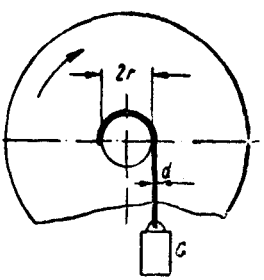


图 2

J——軸套同圓盘对旋轉軸的轉动慣量（克·公分·秒^2）；

G——重物的重量（克）；

r——軸套半徑（繩繫于其上）（公分）；

d——繩之直徑（公分）；

φ——軸套轉角（弧度）；

M_T——兩滾珠軸承的固定摩擦力矩（克·公分）。

重物 G 的轉动力矩等于 Gh，

其中，$h=\left(r+\frac{d}{2}\right)$—力臂。

在这种情况，慣性旋轉的运动方程式为

$$J\cdot\dot{\omega}=G\cdot h-M_T, \qquad (18)$$

式中 $\dot{\omega}=\frac{d\omega}{dt}$。

因摩擦力矩取为常数，所以 $\frac{G\cdot h-M_T}{J}=k$ 也是一个常数，故（18）式成为

$$\dot{\omega}=k。$$

对时間积分，得

$$\omega=k\cdot t+c=\frac{G\cdot h-M_T}{J}t+c。$$

为了确定常数 c，而引用起始条件。当 $t=0$；$\omega=0$ 时，則 $c=0$。因此 $\omega=\frac{G\cdot h-M_T}{J}t$；同理可得轉角的大小 $\varphi=\frac{k\cdot t^2}{2}$ $=\frac{G\cdot h-M_T}{2J}t^2$，因为积分常数在起始条件处等于零。

为了求得軸套在起动終了时亦即軸套旋轉一圈后的角速度，应从 φ 和 ω 两式中消除 t。結果我們得到轉动軸套的起动終速或慣性旋轉初速的公式。

$$\omega_0=\sqrt{2\varphi\frac{(G\cdot h-M_T)}{J}}\text{ 或 }\omega_0=2\sqrt{\pi\frac{(G\cdot h-M_T)}{J}},$$

因为軸套轉一圈的轉角 $\varphi = 2\pi$ 弧度。M_T 若与 $(G \cdot h)$ 值比較其值很小，在速度公式中就可将它忽略。

結果

$$\omega_0 = 2\sqrt{\frac{\pi \cdot G \cdot h}{J}}。 \tag{19}$$

試驗軸承的摩擦力矩值可以从固定摩擦的慣性旋轉运动方程式（3）中求得

$$J \cdot \dot{\omega} = -M_{conp}。$$

此式的解为公式（4）

$$M_{conp} = -\frac{J \cdot \omega_0}{T},$$

式中 ω——慣性旋轉初速;

T——慣性旋轉时間。

代入 ω_0 的計算值后，可得低轉速滾珠軸承的摩擦力矩公式

$$M_{conp} = \frac{2}{T}\sqrt{\pi \cdot G \cdot h \cdot J}。 \tag{20}$$

去掉 M_{conp} 前的負号是因为它不会改变結果的性質。

实际上，每一試驗軸承副在軸套中經 10～15 次的起动和慣性旋轉試驗后，根据所給公式即能計算出每一慣性旋轉时間的摩擦力矩值。将所得的全部摩擦力矩值平均之，用所得平均值作为試驗軸承副的摩擦力矩值。值得注意的是，当确定不同潤滑油膜强度时，計算上述波尔拉格和勃洛克四滾珠回轉体的摩擦力矩也是用类似的方法来进行的〔10〕。

高轉数滾珠軸承的摩擦力在轉速变化时，不能作为常数。根据公式（1）$M_{conp} = J\varepsilon$，为了确定轉动摩擦力矩，就必須知道任何瞬間的角速度的減速值，換言之或者要知道 $\varepsilon = \psi(t)$

的关系。ε 值可由系統在慣性旋轉过程中的角速度的降低程度求得。因此，問題在于画出 $\omega-t$ 曲綫，实际上这并不困难。

苏联科学院机械研究所曾設計过一种仪器，以便用慣性旋轉法来測定高轉速仪表滾珠軸承的摩擦力矩。仪器的結构及試驗方法在 M.H.布青的著作〔9〕中有詳細說明。这里我們繪有仪器的示意图（图3），并簡单地介紹其工作原理。

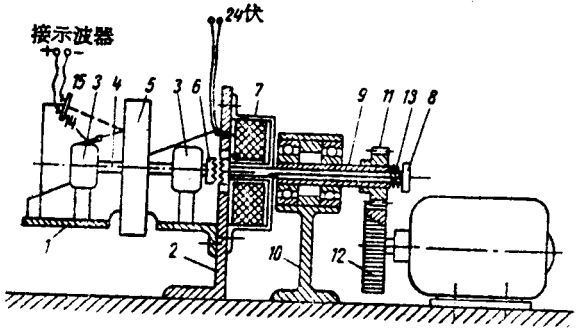


图 3　用慣性旋轉法測定高轉速仪表滾珠軸承摩擦力矩的仪器示意图

固定在底座 2 上的支架 1 上装有支承 3，在支承上安装試驗軸承。飞輪 5 固定在軸 4 上并随同軸 4 在此軸承中轉动。軸承外环由专門的螺帽（图中沒画出）擰紧。在軸4的一端牢固地装有端面带爪的接头 6 。在底座 2 的另一边，固定有带鉄壳的电磁鉄綫圈 7，其直流电源的电压为24伏。綫圈內面装有軟鉄作的可动鉄心 8，鉄心的一端装有与軸 4 相同的端面带爪的接头，用来与軸套 6 連接，而另一端伸出綫圈，軸套 9 即装于其上，鉄心只能在軸向有相对位移。軸套 9 固定在支承10中的两滾珠軸承上，在軸套 9 的自由端的齿輪11通过齿輪12由馬达来带动旋轉。当电磁鉄綫圈 7 通电时，随同軸套 9 一起轉动的鉄心8被綫圈向里吸引，軸套端面的爪得以搭上，軸4即被带动而旋

轉。飞輪 5 因傳动的变化可得不同的轉数(3000～24000轉/分)。

飞輪达到所需的轉数后，电磁鉄綫圈的电源就被断开，綫圈放开鉄心，鉄心在彈簧13(位于鉄心与軸套 9 間)的作用下，很快的与接头 6 离开，其时，飞輪系統 5 仅受慣性力的作用而轉动。用下述方法記录仪器飞輪的轉数。将飞輪端面的一半涂成黑色，另一半磨光，直到有足够的反射能力为止。光源14和与示波器回綫联接的硒光电管15固定在支架 1 上。由飞輪磨光面反射的光綫，当它每轉一圈时就射到光电管上而产生电冲，电冲借光电管傳給示波器回綫。这种方法能保証在示波带上記录下系統在慣性旋轉过程中飞輪的轉数。

当慣性旋轉时間长时，記录总轉数实际上并不方便，因为当慣性旋轉时間相当长的話，就要消耗大量的示波带。因此可采用周期記录轉数的办法。为此，旋轉系統在慣性旋轉过程中，要恰好在記录的时間內接通示波器。每次記录的持續时間可达 1 ～ 2 秒。图 4 就是这种周期記录仪器飞輪轉数变化的实

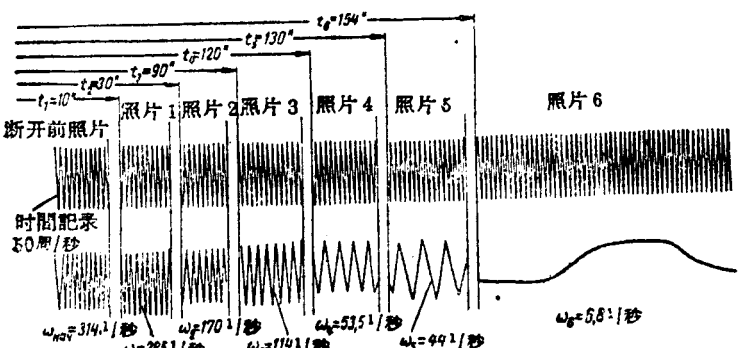


图 4　用示波器周期記录慣性旋轉中的仪器飞輪轉数变化的范例

润滑剂-МВП；　h=25 公忽（h 为润滑剂油膜层的厚度——譯者）；試驗温度 t==38.5°C；慣性旋轉时間—2分38秒；t_1、t_2、t_3、t_4、t_5和t_6—从开始慣性旋轉到开始进行周期記录飞輪轉数变化的时間

际記录。带上所記录的光电管电冲次数就是飞輪系統5的轉数，根据同一波形图上时間回綫的記录，知道示波带运动紀录的延續时間（秒和秒的小数），就容易求得此很小时間間隔內的角速度平均值。如此的周期記录方法，能在慣性旋轉时間內，保証得到足够用以繪制 $\omega-t$ 曲綫的角速度值，而且消耗示波带也不太多。

沿縱座标軸的一旁注上 ω 值，沿横座标軸注上示波器在接通中的周期延續时間和記录本身的周期延續时間，得到 $\omega-t$ 曲綫，图5 a 为其示意图。微分其图形后，得 $\varepsilon-t$ 曲綫，其縱座标的比值 $K_\varepsilon=\frac{K_\omega}{K_t}$ 即角加速度值。此曲綫可看作是 $M_{conp}-t$ 曲綫，相应曲綫的縱座标比例 $K_M=JK_\varepsilon$ 即表示所試驗的慣性旋轉系統在任意选定的瞬間內的摩擦力矩值。J 为系統对轉軸的轉动慣量，是仪器的常数。它可根据公式 $J=\sum m\cdot r^2$ 計算确定；式中，m—旋轉物体单位体积的質量，r—单位体积到旋轉中心的距离，同时也可用扭轉实驗法測定之（例如用双綫悬挂法）。

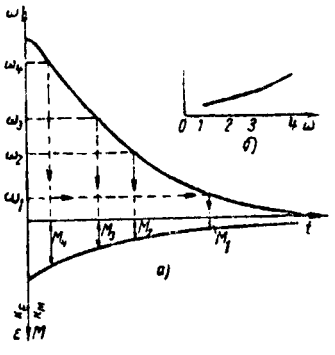


图 5 a—角速度和角加速度对时間的关系曲綫；$б$—摩擦力矩对角速度的关系曲綫

从 $\omega-t$ 和 $M_{conp}-t$ 曲綫中消去 t，就很易于得到更能作为表征的 $M_{conp}-\omega$ 曲綫。从示意图5 a 中看出，在 $M_{conp}-t$ 曲綫上可以很容易地确定与 $\omega-t$ 曲綫上任一角速度值相应的摩擦力矩值。这样用給与 ω 值得到 M_{conp} 值的方法，就能繪出 $M_{conp}-\omega$ 关系曲綫，图5 $б$ 即其示

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com