

自由行程楔形机构

庫里科夫著

机械工业出版社

自由行程楔形机构

庫里科夫著

郎渭賢譯



机械工业出版社

1957

09756

出版者的話

本書研究楔形的自由行程（滾柱的真正楔形）的機構理論上的和構造上的問題。書中確定了選擇楔住角的數值和自由行程機構其他構造上的參數的關係。書中解決了關於機構的楔住時間的問題並作出了它的強度計算。

本書還談到現有機構的構造和試驗材料。

本書供工程技術人員及大專師生參考。

蘇聯 Н. К. Куликов 著 ‘Клиновые механизмы свободного хода’ (Машгиз 1954 年第一版)

* * *

NO. 1593

1957 年 12 月 第一版 1957 年 12 月 第一版 第一次印刷

850 × 1168 ¹/₃₂ 字數 27 千字 印張 2 ⁵/₁₆ 0,001—1,400 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 號 定價(10) 0.46 元

目 次

引言	5
基本的前提	8
摩擦力和摩擦系数	8
自由行程機構的工作	13
自由行程機構的計算簡圖	14
自由行程機構元件的运动規律	17
在楔住过程中作用在元件上的力	18
在楔住过程中自由行程機構元件的运动的微分方程式	19
在楔住过程中元件运动的規律	21
楔住状态下的機構	25
松开过程	27
摩擦和楔住角对自由行程機構工作的影响	28
楔住过程	28
在楔住状态下的機構	31
松开过程	33
楔住角数值的选择	34
在真正的楔形機構的接触面上实现必需的摩擦系数	35
在滚柱機構的接触面上实现必需的摩擦系数	41
機構开合的迅速性	43
楔住時間	43
機構的怠轉行程	48
元件形狀对機構工作的影响	50
楔塊的形狀	50
楔塊的形狀对内力分布情形的影响	54
从構造上改善自由行程機構結構的措施	58

強度計算	65
作用在机构元件上的力	65
滾柱机构的強度計算	68
真正楔形机构的強度計算	71
参考文献	73

引 言

自由行程機構（越速离合器）在現代机器制造中已經获得了广泛的应用[●]。例如在各种不同的起动裝置、金屬切削机床、增压器、脚踏車和汽車的变速器中都采用着它。

在汽車的变速器中采用自由行程機構时，对它提出特別高的要求，因为沒有作用可靠、構造簡單和經久耐用的自由行程機構就不可能产生現代的自动和自动化的变速。同时必須指出，在將來完全有可能出現脉冲傳动。

自由行程機構是用来根据机器的主动和从动元件（一般是軸）間速度的关系而来接合和分开它們的一种裝置。当主动元件的速度力求变得大于从动元件的速度时，自由行程機構就接合而把这两个元件鎖住。当速度的对比相反时，自由行程機構就脫开，主动部分和从动部分就各自独立地运动。

机械的自由行程機構可以分成兩类：直接作用的機構和摩擦機構。

直接作用的自由行程機構的主动元件借助于某一裝置而和从动元件相联結，这种裝置的工作与摩擦力的存在無關。在这一类中包括各种各样的棘輪機構。

棘輪機構具有某些缺点，限制了它的应用，例如：機構的元件存在着不可避免的、巨大的怠轉行程；接合时的过分突然給機構的元件帶來了冲击負荷；当以巨大的速度工作时产生响声。

摩擦機構的特征是，它的工作原理是以摩擦力的利用为基础的。

● 自由行程機構有时称为自由行程接合器，如果它以巨大的頻率接合工作时或者称为自动接合器。以后，这里所指的只是机械的自由行程機構，我們將以縮写MCX来表示它。

这类自由行程機構可以分成几种：楔形的、彈簧的和帶形的等等。

本書所述的材料只是关于最流行的和有着巨大的应用前途的楔形的自由行程機構。

楔形的自由行程機構有着两种型式。在第一种型式的自由行程機構中（真正的楔形機構），不轉动的楔住体是在靜摩擦力和滑动摩擦力的作用下移动的；而在第二种型式的自由行程機構（滾柱的和与之相类似的機構）中，轉动的楔住体是在靜摩擦力和滚动摩擦力的作用下移动的。我們將把真正的楔形機構称为第一类楔形的自由行程機構，而把滾柱的和与之相类似的機構称为第二类自由行程機構。

圖 1 所示是最簡單的滾柱機構的構造簡圖。滾柱機構一般由內圈 1 和外圈 2、几个滾柱 3（楔住体）和压紧彈簧 4 所組成。機構的工作情形如下。当內圈对外圈作順时針旋轉（或外圈按相反方向——反时針——对內圈旋轉）时，滾柱就滾向內外圈

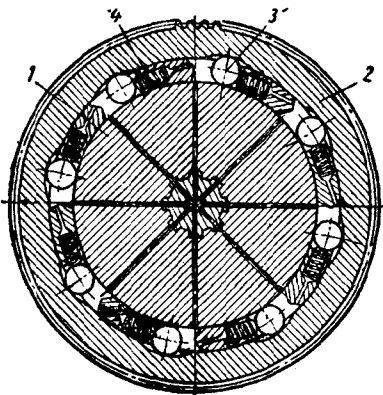


圖 1 滾柱自由行程機構的簡圖。

之間的空間的狹窄部分把機構楔住，使機構的所有元件都联成一体。当內圈按与上述相反的方向——反时針——对外圈旋轉（或外圈按与上述相反的方向——順时針——对內圈旋轉）时，就發生相反的現象——滾柱向內外圈之間的空間的寬闊部分滾出，機構就被松开而它的內外圈就各自独立地运动。彈簧是用来經常地把滾柱同时压向內外圈的。

在某些場合下（圖 2）滾柱安放在公共的隔圈內，隔圈由一根彈簧压紧。

滾柱自由行程機構是摩擦機構中最普遍的类型。这是因为它

● 在以后的圖 3、13、14、16、17、24~28 和 37 中采用了相同的記号。

具有优良的性能——例如：較小的怠轉行程，在交替地接合和松开時沒有响声、自动而又准确。但同时就要求这些機構的制造要有高度的精确性和优良的品质。滾柱和內外圈都在繁重的条件下工作（巨大的正应力和切应力），这就

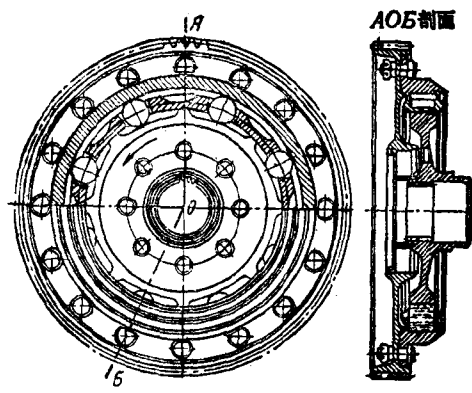


圖 2 滾柱機構的結構。

难于創制尺寸小而强有力的機構。后面几个缺点在真正的楔形自由行程機構中是消除了；最簡單的这种機構的簡圖見圖 3 所示。

真正的楔形機構的工作原理和滾柱自由行程機構的工作原理并無不同：当被傳送的力矩增加时，楔塊（如同滾柱一样）被吸向內外圈之間空間的内部，而当力矩减小时，就向相反的方向运动。真正的楔形機構和滾柱機構之間的差別只是在于其中第一种的楔住体在工作時是不旋轉的，而第二种是旋轉的。

圖 4 所示是汽車和發动机科学研究院（НАМИ）所制定的 真

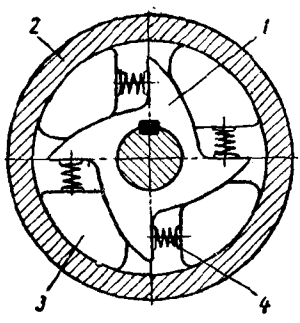


圖 3 帶有轉圈的真正的楔形自由行程機構。

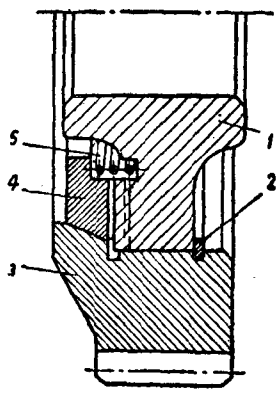


圖 4 НАМИ的楔形機構的簡圖。

正的楔形自由行程機構的剖面圖[⊙]，而圖 5 是它的外貌。這一機構由帶有端齒的盤 1（圖 4），錐形圈 3，帶有錐形表面和端齒的楔住體 4，压紧彈簧 5 和鎖圈 2 所組成。

對機構工作的所有階段（楔住過程、楔住狀態、鬆開過程、怠轉行程）所進行的理論研究使得能夠查明摩擦力、楔住角、元件的彈性和質量等的影響。在研究工作中還研究了機構元件的強度問題和構造上的特點對它的性質的影響。

本書所敘述的材料不僅僅在創制和改進楔形自由行程機構時顯得有用，而且在設計和計算帶有球形加力器的盤形制動器、凸輪差速器和相類似的裝置時也是有用的。

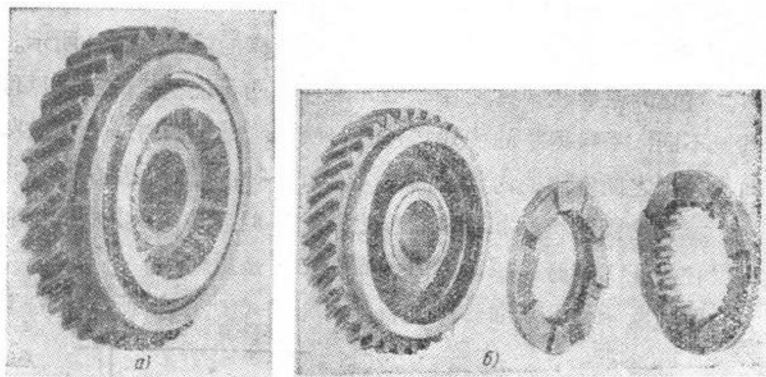


圖 5 供汽車自動變速器用的HAMM楔形機構的外貌：a—總成；b—零件。

基本的前提

摩擦力和摩擦系數

摩擦力有着不同的種類。通常分為滑動摩擦力（第一類摩擦）、靜摩擦力和滾動摩擦力（第二類摩擦）。

- ⊙ 楔形機構現在已被採用在HAMM所設計的自動變速器中：供 MA3-525 型汽車和電氣拖拉機用的自動變速器中。

所有摩擦的自由行程機構都是以靜摩擦力和第一類摩擦力的利用為基礎的。而在滾柱機構中，則除此之外，在它的工作的某些階段中實際起作用的是第二類摩擦力。

摩擦力是許多參數的函數，例如：作用在機構上的力、接觸面的質量和狀況、接觸面的相對速度和力所作用的延續時間等等的函數。

摩擦力隨着作用在系統上的力和機構元件間的相對速度而變化的規律，對於闡明自由行程機構的工作來說有着重大的意義。所有以後的計算都將在關係到這些力的下列前提下進行。

第一類摩擦力 物體的干摩擦的基本定律可以列成關係式

$$F = \mu N, \quad (1)$$

式中 F ——摩擦力；

N ——正壓力；

μ ——摩擦係數。

摩擦力 F 是因作用着的外力所引起的內部反應力。假使力 P 的數值和方向在某一範圍內變化，而使法向分力（正壓力）保持不變（圖 6），那麼摩擦力同樣將會變化。

我們來作出摩擦力隨着物體 1 對基體作穩定運動時的速度 V 而變化的曲線。為此，我們將在橫軸上截取表示相對速度的數值，而在縱軸上截取表示摩擦力 $F = P$ 的數值。如假定把物體 1 向右運動時的相對速度 V 作為是正的（相應的摩擦力就是負的），我們就得到圖示曲線（圖 7）。從圖上可以看出，當 $-F_0 \leq P \leq +F_0$ 時，物體保持不動。在開始移動的瞬間，摩擦力的值達到某一最大值 F_0 ；當物體在移動時，滑動摩擦力 F_c 小於靜摩擦力的極限值 F_0 。

假使從公式（1）來決定摩擦係數，那麼它將等於

$$\mu = \frac{F}{N}, \quad (2)$$

● 對某些摩擦副來說，可能是 $F_0 \leq F_c$ 。但金屬的摩擦副一般並不具有這一關係。

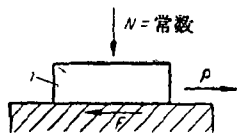


圖 6 第一类摩擦力。

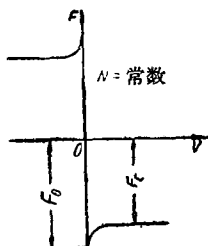


圖 7 摩擦力根据相对速度而起的变化。

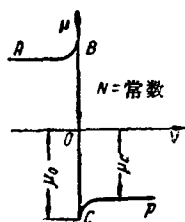


圖 8 摩擦系数随相对速度而起的变化。

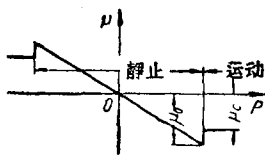
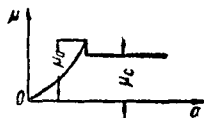
而且当 N 不变时，摩擦系数将根据实际起作用的摩擦力 F 而变。

摩擦系数随速度而变的规律示于圖 8。圖 9 所示是摩擦系数随着外力 P 而变的曲线。在所分析的情况下，实际起作用的摩擦系数是外力的函数。我们来研究放在具有倾斜角 α 的倾斜平面上的物体作为补充的例子。写下重量的平衡条件，我们得到唯一的关系

$$\mu = \operatorname{tg} \alpha,$$

它把实际起作用的摩擦系数值和倾斜角联系起来。在这一场合下，实际起作用的摩擦系数只是设备的几何形状的函数而和外力及元件的材料无关。当倾斜角增加时，实际起作用的摩擦系数在 $\mu \leq \mu_0$ 的时候也相应地增加；假如倾斜角大到 $\operatorname{tg} \alpha > \mu_0$ ，那么就发生滑动，这时摩擦系数 μ_c 就随速度而变化。圖 10 所示是 μ 随着角 α 的数值而变的曲线。

综上所述，所有机构的工作都与摩擦有着密切的联系。对某些机构来说，摩擦是有害的，它引起不希望产生的能量损失。在

圖 9 摩擦系数随作用力而起的变化(当 $N = \text{常数}$ 时)。圖 10 μ 随着倾斜角 α 的数值而起的变化。

这一場合下，在互相压紧而各自按照独立的規律运动的兩接触体之間有相对的移动时，就产生切向力，也就是摩擦力；它只是由滑动摩擦系数 μ_c 的数值所單值地决定（当正压力不变时）。滑动摩擦系数取决于接触表面的物理狀況；它表示出接触体对相对移动的抗拒程度；当过渡到相对的静止时，它的極限值等于 μ_0 。圖 8 上曲線 AB 和 CD 綫段相当于所研究的情形，这时，滑动摩擦系数只是根据相对速度而單值地确定。

另外一些机构的工作原理是以摩擦力的利用为其基础的。在这一場合下，摩擦使各种各样的車輛能够运动和使各种不同的摩擦机构，其中也包括自由行程机构，能够工作，这时的摩擦相当于垂直綫段 BC 。

在这一場合下，接触体之間沒有相对的移动，但由于物体的彈性和力的作用，接触体預先互相变形。其中一个接触体是主动的，另外一个是从动的。它們之間的相互联系是依靠靜摩擦力，它在这一場合下称为附着力。因此，靜摩擦系数称为附着系数比較确切。

一对物体能够附着的極限情况取决于摩擦系数 μ_0 的值。

某些工作原理以摩擦力的利用为基础的机器，在其中物体接触的实际条件下，摩擦（附着）系数在一般場合下是不定的，它决定于在每一具体場合下机器的性質和作用在其上的力。为了决定实际起作用的摩擦（附着）系数的值必須进行机器工作的分析。在实际起作用的摩擦（附着）系数不超过可能的極限值时的所有場合下，机器都能够工作。

附着作用的存在使得机器能够当它的参数在某一範圍内变化时稳定地工作，因为在参数的每一新的数值时都能自动地建立一新的实际起作用的附着系数。以后 将会 指出，在自由行程机构中如何自动地建立着必需的附着系数以及它的变化范围的数值如何。

我們指出，以后所謂「摩擦系数」一詞是指它的相当于折綫

ABCD 的所有数值。值 μ_0 称为極限摩擦系数；某些材料的 μ_0 的值列在下面。此外，我們認為，在 $\mu = \mu_0$ （或 $\mu = \mu_C$ ）的条件下规定摩擦力和正压力之間关系的庫朗（Кулон）定律在相当于相对靜止区内实际起作用的摩擦系数的每一不变的数值时也是有效的。

摩擦体的材料	滑动摩擦系数 μ_C		起动瞬間的摩擦系数 μ_0	
	無潤滑	略有潤滑	無潤滑	略有潤滑
鉄和鑄鉄或青銅	0.18	—	0.19	—
鉄和鉄	0.44	—	—	0.13
鋼和鋼	—	—	0.15	—
鑄鉄和橡木	0.49	0.19	—	—
橡木和橡木，順纖維方向	0.48	—	0.62	—
橡木和橡木，橫向纖維方向	0.34	—	0.54	—

第二类摩擦力 滚动摩擦力是在当圓柱形或球形物体在某一表面上滚动时出現的，它表现为正压力 N 的反作用力在物体运动方向移动某一数值 f 的这一事实，数值 f 称为滚动阻力系数。

这一数值决定于关系式

$$F_K r = Pr = fN,$$

式中 r ——圓柱半徑；

F_K ——滚动摩擦力。

下面所列是某些材料的滚动阻力系数 f 的数值。

摩擦体的材料	滚动阻力系数 f (公分)
木和木	0.05~0.06
鉄和鉄	0.005
鋼(球)和鋼	0.0005~0.001
鋼(滾柱)和鋼	0.0035~0.014

以后假定，值 f 和速度及負荷無關。

假使滾柱位于兩塊平行的板之間，那么，为了使一塊板平行于另一塊板而移动（在正压力 N 作用下），必須加力 $P = F$ 。

力 F 相当于第一类摩擦力，所以对滚柱来说，相当于第一类摩擦的摩擦系数 μ_K 由下式决定

$$\mu_K = \frac{F_K}{N} = \frac{f}{r}。 \quad (3)$$

自由行程机构的工作

圖11 a 所示是最簡單的自由行程機構的簡圖。滑塊 1 和 2 可以在導軌內互相平行地移動。第一滑塊有着凸起部分，在凸起部分的表面 I 上緊貼着楔塊 3。楔塊的表面 II 和第二滑塊的表面相接觸。楔塊在任何時間內總是被彈簧 4 立刻壓向兩滑塊。在接觸面 I 及 II 上存在着摩擦（附着）力。這一裝置的用途是在於當第一滑塊的速度（沿軸 OX 方向移動）力圖變得大於第二滑塊的速度時，可以把兩個滑塊聯結成整體而迫使它們一起運動。假使第二滑塊的速度大於第一滑塊，那麼這機構就應該把兩個滑塊分開，它們就可以各自獨立地運動。在兩滑塊一起運動的情形下，這一機構可以把力從一個滑塊傳到另外一個滑塊。

為了說明上述情況，我們來分析一個例子。讓第一滑塊和受壓力及拉力的彈簧 5 相連接，而在第二滑塊上加上某一力 P 。為了簡單起見，我們認為在起始的時候整個機構是不動的，力是從零開始增大。假使力 P 的方向如圖 11 b 所示並且機構的設計和製造都是正確的，那麼第二滑塊不應該在楔塊上滑動，並且由於產生了摩擦力（在表面 II 上）就應該帶動第一滑塊，壓緊彈簧 5。

當力 P 的方向如圖 11 c 所示時，那麼，機構的工作就按另一種樣子進行。第二滑塊在受力的作用下差不多立刻開始沿着楔塊

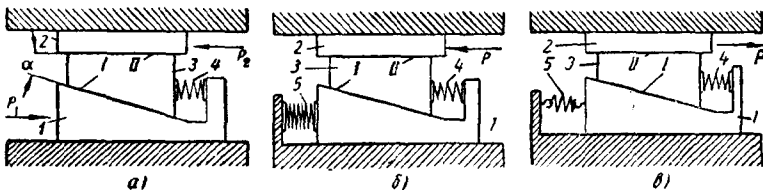


圖11 機構工作的簡圖。

滑动，并且独立地加速运动。第一滑块停留着不动（彈簧 4 被强烈地压紧）或者略微向右移动，形成振动。

第二滑块在楔块上的滑动被摩擦力 F_2 所阻碍。不論外力 P 的数值和变化規律如何，摩擦力 F_2 总是和外力 P 平衡（滑块的質量目前在計算內不予考虑）。假使正压力 N_2 不变，这一情形不可能發生。在这一情形下

$$P_{\max} \leq \mu_{02} N_2,$$

式中 μ_{02} ——第二滑块在楔块上起動瞬間的靜摩擦系数。

因此，当力 P 变化时，正压力也应该变化。但是正压力 N_2 ——楔块在第二滑块上作用的結果——取决于楔块在第一滑块上的位置。实际上，楔块和滑块都是彈性体，当力 N_2 增加时，沿着軸 OY 量度的楔块的尺寸应该减小，这就是說，它沿着第一滑块的傾斜面向上移动[⊙]，因为第二滑块是不可能沿着这一軸向移动的。力 N_2 减小，則相反，必不可免地应该使楔块向下移动。

自由行程機構的計算簡圖

假使考虑到元件的彈性，那么自由行程機構就是一个至少具有五个自由度的裝置（二个自由度是滑块沿着導軌移动和三个自由度是楔住体的平面运动）。

后面三个自由度并不是独立的，因为在实现时就出現了附帶的关联。这一关联就是自由行程機構元件变形的数值与它們的相对位移之間存在着一定的关系。

变形的数值基本上取决于自由行程機構元件的彈性。在我們的工作中，假定元件的所有彈性都集中在靠近接触面 I 和 II 的地方。准确一点說，我們將使自由行程機構具有如圖 12 所示的構造形式。在这圖上，数目字 1 和 5 表示只能順着軸 OX 移动的絕對剛性的滑块；3 表示絕對剛性的楔块，它的重心可以平行于圖形的平面移动；2, 4, 7 和 11 表示絕對剛性的沒有重量的輔

⊙ 指楔塊的重心移动。

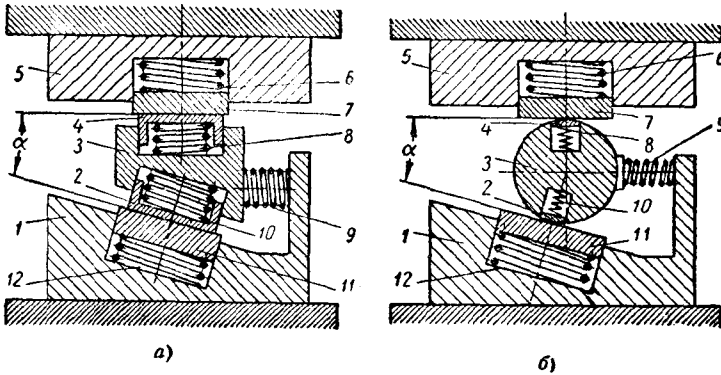


圖12 計算簡圖：
 a—真正的楔形機構；b—滾柱機構。

助活塞，它們緊密地嵌入在相應的殼內，但可以在其中前後移動（沒有摩擦）；6，8，9，10和12表示沒有重量的彈簧。

于是我們有條件地認為，楔塊和滑塊在垂直于表面的正壓力的作用下是彈性體。但對切向力，即方向平行于自由行程機構元件的表面的力來說，則它們是絕對剛性的。

我們來確定自由行程機構元件變形的數值與相對位移的數值之間的關聯，用數字1表示帶有傾斜面的滑塊（圖13），數字2表示平的滑塊，數字3表示楔塊。在以後的計算中，對表示機構相應元件的特性的所有數值都用這些數字作為指數；字母 α 表示楔角。

圖13所示是楔塊在平行于軸 OY 移動時的兩個位置。從圖13看來，在垂直于滑塊平面方向中的變形●相應地等于

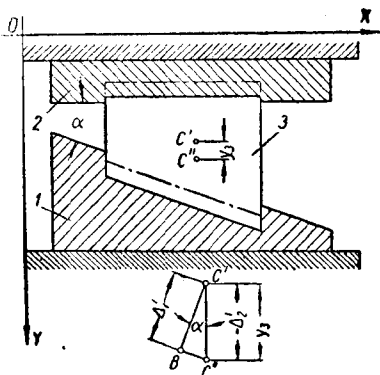
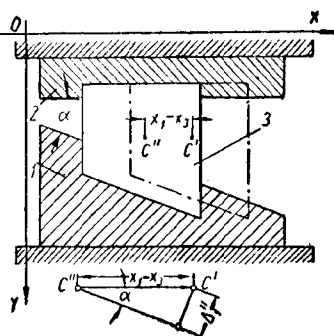
$$\Delta'_1 = y_3 \cos \alpha;$$

$$\Delta'_2 = -y_3,$$

式中 y_3 ——楔塊重心從某一開始位置到終了位置時順着軸 OY 的位移的數值；假使它的方向和軸 OY 的方向相同，則這一位移被認為是正的。

在後一公式中，負號指明了，隨着楔塊重心的位移增加，第

● 原文為位移，似應改為變形。——譯者

圖13 楔住體順軸 OY 的位移。圖14 楔住體順軸 OX 的位移。

二滑塊的變形減小。

圖 14 所示是楔塊在沿平行於軸 OX 方向移動時的兩個相鄰位置。由於楔塊順軸 OX 移動而導致的滑塊的正向變形等於

$$\Delta_1'' = (x_1 - x_3) \sin \alpha,$$

$$\Delta_2'' = 0,$$

式中 x_1 ——第一滑塊從開始位置到終了位置的位移的數值；

x_3 ——楔塊重心從開始位置到終了位置順軸 OX 的位移的數值。

假使 x_1 和 x_3 的方向與軸 OX 的方向相同，則它們被認為是正的。

在楔塊向前運動的一般情形下，正向變形決定於公式

$$\Delta_1 = \Delta_1' + \Delta_1'' = (x_1 - x_3) \sin \alpha + y_3 \cos \alpha; \quad (4)$$

$$\Delta_2 = \Delta_2' + \Delta_2'' = -y_3. \quad (5)$$

以後我們將認為對應於楔塊——第一滑塊和楔塊——第二滑塊兩對的剛性係數 K_1 和 K_2 為常數[⊙]。因此，當元件發生相對位移時所引起的正壓力的數值將等於

⊙ 對真正的楔形機構來說，採用不變的剛性係數是有足夠的論證並且是准許的。對滾柱和滾珠的自由行程機構來說，條件 $\frac{\partial N_1}{\partial \Delta_1} = \text{常數}$ 和 $\frac{\partial N_2}{\partial \Delta_2} = \text{常數}$ 只有在十分微小的變形時才可認為是接近正確的。但是在以後很易看出，這一情況並不破壞關於楔住角容許值的結論的正確性，而只是在數量上歪曲了某些其他結論。