

机械原理图册

别兹魏谢里尼 著

机械工业出版社

机械原理图册

別茲魏謝里尼著
任世鐘、張啓先、喻怀正譯



机械工业出版社

1957

出 版 者 的 話

本書系根据国立哈尔科夫大学出版部 (Издательство харьковского государственного университета) 出版的別茲魏謝里尼 (Е. С. Безвесельный) 著「机械原理圖冊」(Атлас по теории механизмов и машин) 1954 年版譯出。原書是一本教學參考書，它包括了苏联高等教育部批准的机械类和非机械类机械原理教學大綱中最主要的一些章节。

本書由兩部分組成：1. 計算制圖作業，2. 課程設計。本書對鉸接聯杆機構、齒輪機構、凸輪機構和各種實用複合機構的設計和研究闡述得很詳細，並附有作業說明圖 118 張（因開本關係，各圖均縮小 1/20）。

本書可作為高等工業學校機械類和非機械類專業的教學參考書，也可供工廠人員作參考之用。

本書由任世鐘、張啓先、喻懷正譯出，並由張啓先校閱。

NO. 1342

1957 年 8 月第一版 1957 年 8 月第一版第一次印刷
850×1168 1/16 字數 224 千字 印張 16 1/4 0,001—3,000 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) 3.00 元

目次

著者的話	4
引言	5

第一部分 計算制圖作業

第一章 联杆机构的运动研究及設計	7
第二章 联杆机构的受力計算。机械組合中飞輪轉动慣量的确定	27
第三章 移动副机构的研究	44
第四章 齿輪机构的研究及設計	48
第五章 凸輪机构的运动的及动力的研究及設計	74

第二部分 課程設計

引言	89
設計 I. 水平傳送材料用的運輸机中联杆及凸輪傳动机机构的設計	91
設計 II. 牛头刨床机构的設計	113
設計 III. 牙床式压碎机 (碎矿机) 机构的研究	122
設計 IV. HKM3 臥式鍛造机机构的研究	126
設計 V. П-4 型半自动印刷机机构的研究及設計	128
参考文献	137
中俄名詞对照表	138
附录 (圖)	

著者的話

苏联共产党第十九次代表大会关于苏联發展第五个五年計劃(1951~1955年)的指示規定,要在大大改进新机械質量的条件下減輕它們的重量。由于这个緣故,机械原理課程設計的重要任务之一,就是要解决研究机构和机械的最新簡圖时的一些迫切問題,例如:研究現有机构以期有所改进;設計新的或是略有改变的、生产能力更高的、效率更高的、重量小的和經久耐用的机构和机械。

机械原理的計算制圖作業和課程設計跟听課同时进行,它們不僅是學習机械原理的一个重要阶段,和使知識巩固与深入的方法,并且在培养具有高度熟練技术的苏联工程师的事業中,是主要途徑之一。

机械原理的計算制圖作業在第四或第五学期內完成,而机械原理課程設計是未来專家第一个綜合性的工程課題。正因为如此,在学生开始專業化时,非常重要的事情就是要养成他們独立地在和技术上正确地作好自己的作業的習慣。

用半小时的时间花在三大張 a1 号圖紙的計算制圖作業的輔導上,显然是不够的。根据指导計算制圖作業的經驗,我們知道,学生往往在輔導时还問到关于圖形布置方面的問題,这样也就把一些非原則性問題拿来浪费了自己的時間,并加重指导教师的負担。

为了尽可能減輕学生和指导教师的負担,同时也减少時間上的無謂損失,我們得出結論,有必要編一本包括課程最主要章节作業樣的圖冊。这一圖冊应当加强学生对所學課目的兴趣,提高他們的知識和扩大眼界,同时縮短完成作業的時間并改进作業質量。

* 圖冊由兩部分組成:1. 計算制圖作業。2. 課程設計。

在圖冊中根据各种数据闡明鉸接联杆机构、齿輪机构、凸輪机构和复合机构等的設計与研究,同时也附有計算說明書和制圖作業做

好的样張。

大多数机构取自各个工業部門所使用的現代机械,这些工業部門包括有矿山机械制造、机床制造、机車制造、掘土机械制造和紡織机械制造等。最詳細的是第一章,闡明联杆机构运动研究的問題;完成关于这一題目的課題,要花費学生比較多的時間。

圖冊中反映出苏联机械原理學派的科学研究工作,这个學派是基于十九世紀末和二十世紀初許多俄国卓越科学家的成就發展起来的。

本圖冊是一本教學参考書,它包括了苏联高等教育部批准的机械制造和其他專業机械原理教學大綱中最主要的一些章节。

本圖冊的兩部分可供:

- 1) 进行机械原理課堂練習時用;
- 2) 进行机械原理計算制圖作業和課程設計時用;
- 3) 專業教研組作畢業設計和課程設計時用。

編輯本圖冊时,著者部分地利用了莫斯科高等技术学校、莫斯科化学机械制造学院、莫斯科航空学院、哈尔科夫航空学院、哈尔科夫矿业学院和其他高等学校中在完成計算制圖作業方面的經驗。

著者在編輯圖冊时承技术科学副博士柯斯秋克(Д. И. Костюк)副教授給予極宝貴的指示并校閱作業,列溫松(Л. Б. Левенсон)、噶符利連柯(В. А. Гавриленко)、柯席符尼柯夫(С. Н. Кожевников)、烈歇托夫(Л. Н. Решетов)等教授、埃杰尔施切英(Б. В. Эдельштейн)和柯联尼雅柯(А. С. Коренько)兩副教授提出意見,謹表示深切的謝意。

意見請寄: Харьков, 20, Квиткинская ул. 37, Е. С. Безвесельному。

偉大的十月社会主义革命,为在我国建立强大的工業,并且特别是它的最主要部門——机械制造业,开辟了广闊的前途。机械制造业在苏联国民經济的技术装备中起着主导的作用。它的进一步发展是加强我們祖國实力的必要条件。

在战后的年代里,机械制造业不仅赶上了战前的生产水平,并且在許多机械——拖拉机、打谷机、拖拉机型、掘煤机、刮板式运输机和其他一些机械的生产量上,超过了战前。此外,还掌握了許多新机械的生产——狄塞尔內燃机車、高压渦輪、深矿井用的起重机和走动掘土机等。

第十九次党代表大会关于苏联發展第五个五年計划的指示規定:

- a) 对綜合机械化和特别是对最繁重的工作过程,要更广泛地采用最新的机械和机构;
- 6) 进一步發展生产过程的自动化、机械化和强化;
- б) 在五年期間机械制造业和金屬品制造业产品的生产量大約增加到兩倍;
- г) 在更大規模上發展有关水渦輪、蒸汽渦輪、船舶、精密机床、軋鋼机、重型压鍛机、大載荷狄塞尔式和煤气發生爐式汽車等方面的生产。

在这些任务中,机械原理的作用还要更为加大。

1951年9月底,以奥尔忠尼啓則命名的烏拉尔机械制造厂制造出普通的走动掘土机 [ЭШ14/65]。这种掘土机的掘斗容积是14公尺³,臂長65公尺,可以代替7000个掘土工人,在一晝夜中挖掘10000公尺³的土并移开120公尺远的距离。走动掘土机,在我国是最通俗的机械,是苏联人民和平的社会主义劳动的鮮明标志。

在苏联已經制造出一些掘土机,其掘斗容积为18及25公尺³,又臂長达65公尺甚至更多一些。它們將要开辟灌溉用的运河路綫,来消灭旱災和旱風,把我們整个国家变成一个繁荣的花园。

此外,苏联的設計家們創造了强有力的掘土机,25吨的自卸卡車,功率达150000 仟瓦的汽渦輪等等。

現代机械制造的基本趋向是高生产率、高速、大馬力、精确和自动化。因此,現代机械制造需要采用完善的和复杂的机构。苏联的技术正朝着快速地和一往直前地提高机械的速度,加大單位載荷、工作压力及溫度的方向發展前进。

現時已有:高频电流的电动机,其轉速达每分鐘12万轉;每小时500公里速度的汽車;每小时200公里速度的火車;每分鐘6000轉的車床;每分鐘15000轉的銑床;每分鐘80000~100000轉的鑽床和磨床。

許多机械之能否达到高速,在頗大的程度上决定于支承軸运轉的滾珠或滾柱軸承的堅固性,决定于轉動零件的平衡質量及空气的阻力。高速机械和机构比低速的便宜、輕,并且生产量大。因此它們的轉速一年年在提高。

近年来气渦輪技术以及化学与医学在这方面得到了巨大的成就。

苏联科学家在有关高速問題的理論研究上是先进的。提起火箭运动概念的創始人栖奥尔柯夫斯基(Э. К. Циолковский)和我們許多其他的研究家和設計家是足够証明这一点的。

俄国机构原理学派始創于十九世紀末叶。切貝歇夫(П. Л. Чебышев, 1821~1894)要算是它的奠基者,他的無數著作說明他是最卓越的科学家。从創始到現在,俄国机构原理学派造就了大批的杰出科

学家，他們的著作被認為是經典的著作。在应用力学的发展上，有巨大的功績应屬彼得罗夫（Н. П. Петров）——液体动力学摩擦理論的創始人；魏施聶格拉德斯基（И. А. Вышнеградский）——調节理論方面的專家；茹柯夫斯基（Н. Е. Жуковский）——「俄罗斯航空之父」，他写过許多有关机械原理的卓越著作；还有其他的一些人。

机构原理奠基者的工作由我們时代里卓越的科学代表人繼承下来并加以發展，这些人中間必須提出的是：阿苏尔（Л. В. Ассур），恰普曼（С. А. Чаплыгин），密尔察洛夫（Н. И. Мерцалов），郭利雅奇庚（В. П. Горячкин），勃魯叶維奇（Н. Г. Бруевич），阿尔托鮑列夫斯基（И. И. Артобелевский），陀勃罗沃里斯基（В. В. Добровольский），巴藍諾夫（Г. Г. Баранов），馬婁歇夫（А. П. Малышев），斯米尔諾夫（Л. П. Смирнов）和其他一些人。

在建設共产主义的时代，智力劳动与体力劳动之間的差別在我国日益消除，科学和生产的合作日益巩固。馬克思列宁主义教导我們：科学和实践的統一——是进步的强大源泉。科学和实践若沒有密切的联系，科学就不能解决摆在我們面前的問題。偉大的俄国科学家們認為理論与实践相結合具有重大意义。

切貝歇夫院士在自己的一篇著作中說道：「理論与实际相結合將得到最良好的效果；不仅实际由此得益，科学本身也在它的影响下得到發展，它給科学揭露出新的研究对象，或是早已知道的对象的新的方面。」阿苏尔教授写道：「只有那种能够給实践指出道路的理论，才能有权說得上有科学意义。」科学和生产的合作在我国日益巩固。在这个基础上，各种教学的和科学研究的的工作都应当發展起来。

第一部分 計算制圖作業

第一章 联杆机构的运动研究及設計

联杆机构在机械制造和仪表制造中是应用得極其广泛的。在目前机械原理課程中,研究机构时最常采用的方法是圖解法。在研究最簡單的机构时則用分析法。

由于所得結果的多值性,要用精确的数学方法来研究复杂机构,在实际上是不能行的。在这种情形下,就可采用切貝歇夫的既科学又合乎工程师应用的方法,借此改进圖解所得的近似結果,而达到預定的精确程度。

联杆机构分为平面的和空間的兩类。主要由于农业机械制造的发展,我們才开始从事空間机构的計算。空間机构在农业机械制造中已經有了广泛的应用。

目前空間机构在机械制造的各个部門中都在应用。空間机构要在投影几何的基础上进行研究。

使机构产生的运动接近于給定的运动規律是运动設計的基本問題。在給定机构的原动件和从动件的运动規律的同时,也給定所設計机构的簡圖。

在本章中主要是研究平面联杆机构,仅在个别情况下才研究一些复合机构,例如联杆-齿輪和最簡單的空間机构等。在这里和以后各章一样,我們主要遵循机构的組成-構造分类,并在某些情形下指出其用途。在計算說明書中除了这样分类以外,我們还利用阿苏尔教授和阿耳托鮑列夫斯基院士的組成分类法对机构进行分类。

在对含二支組的机构进行运动研究时,采用速度圖解、加速度圖解和运动圖綫等一般方法。

含三支組及四支組的机构也用同样方法作运动研究,不过要用阿苏尔特殊点和虚拟位置。

定机构各机件的位置时按交迹法和样板法进行。

在第30張圖中是采用分析法来解最簡單的問題。

設計新的机构簡圖时,利用按已知速度变化函数 k 来綜合設計的方法(巴藍諾夫法)和按已知从动件的理想加速度圖綫的函数近似的經驗方法。

下面列出本章中所用的主要符号,以及摘自理論力学和机械原理教程的一些最常用的公式。

机构的組成

編号	符 号	名 称
1	W	能动度
2	n	能动件数目
3	k	机件总数
4	$p_1, p_2, p_3, \dots$	1 級、2 級等等运动副的数目
5	H	运动鏈的自由度数
6	$1, 2, 3, \dots, k, \dots, n$	机件号码
7	$(1, 2), (2, 3), \dots$	运动副
8	$A, B, C, \dots$	机件上的点
9	l_{AB}, l_{AB}	机件上点 A 和 B 之間的距离
10	l_2, l_2	机件 2 的長度
11	$XX', YY', ZZ, \dots$	直綫导路 XX', YY', ZZ
12	X, Y	点的坐标

机械的运动学

编号	符号	单位(因次)	名称
1	e	公尺, 公厘	偏距
2	$r_1, r_2, \dots$	公尺, 公厘	曲柄(机件)的半徑
3	S	公尺, 公厘	位移(距离)
4	V	公尺/秒	速度
5	W	公尺/秒 ²	加速度
6	φ	弧度, 度	轉角
7	ω	弧度/秒	角速度
8	ε	弧度/秒 ²	角加速度
9	W^n	公尺/秒 ²	法向加速度
10	W^t	公尺/秒 ²	切向加速度
11	μ_s	公尺/公厘	位移比例尺
12	μ_v	公尺·秒 ⁻¹ /公厘	速度比例尺
13	μ_w	公尺·秒 ⁻² /公厘	加速度比例尺
14	μ_e, μ_e	公尺/公厘	長度比例尺
15	n	轉/分	每分鐘轉數
16	ρ_k	公厘	曲綫在K点的曲率半徑
17	T	秒	机构的运动周期
18	$\bar{T}$	公厘	机构运动周期按比例尺在圖上表出的長度
19	$\bar{S}, \bar{V}, \bar{W}$	公厘	位移、速度、加速度的長度
20	k_1, k_2	公厘	極距
21	V_a, V_A	公尺/秒	A点的速度
22	W_a, W_A	公尺/秒 ²	A点的加速度

机械原理和理論力学教程中的公式

1. 三聯平面机构的能動度。切貝歇夫公式

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$
2. 机构的运动周期

$$T = \frac{60}{n} \text{ (秒)}$$
3. 時間比例尺

$$\mu_t = \frac{T}{T}$$
4. 圖解微分时的速度比例尺

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t k_1}$$
5. 圖解微分时的加速度比例尺

$$\mu_w = \frac{\mu_v}{\mu_t k_2}$$
6. $\bar{V}_a = \bar{V}_A$ 时的速度圖解比例尺

$$\mu_{v_0} = \mu_e \omega$$

7. $\bar{W}_a = \bar{V}_A$ 时的加速度圖解比例尺

8. 曲綫在K点的曲率半徑

9. 过軸式曲柄-連杆机构中滑塊的位移(距离)、速度与加速度

10. 万向軸节机构中从动件的角速度

$$\mu_w = \mu_e \omega^2$$

$$\rho_k = \frac{r_k^2}{W^n k}$$

$$S = r(1 - \cos \varphi) + \frac{r^2}{2L} \sin^2 \varphi$$

$$V = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{r}{2L} \sin 2\varphi \right)$$

$$W = r\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right)$$

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \alpha}{\cos \alpha}$$

式中 α 是軸的交角, 又 $\omega_1 = \text{常数}$

週轉运动

以秒⁻¹为單位的角速度

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

以公尺/秒为單位的圓周速度

$$V = r\omega$$

在等速轉动时

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \approx 0.1n$$

$$V = \frac{\pi r n}{30} = \frac{\pi d n}{60} = \text{常数}$$

以秒⁻²为單位的角加速度

$$\varepsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt}$$

以公尺/秒²为單位的切向加速度

$$W^t = r\varepsilon = \frac{dV}{dt}$$

法向(向心)加速度

$$W^n = r\omega^2 = \frac{V^2}{r}$$

合加速度

$$W = \sqrt{(W^t)^2 + (W^n)^2} = r\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$$

$$\text{或 } \bar{W} = \bar{W}^t n + \bar{W}^n$$

週轉(附加)加速度(哥氏加速度)的模

$$W^{\text{附加}} = 2V\omega \text{ 相對}\omega \text{ 垂直}$$

附注: 在圖上所用的長度、速度和加速度比例尺适合于a3号紙的大小, 是根据內容布置的方便而选定的。在a1号紙上画圖时比例尺大約小一半。当選擇比例尺的时候为計算方便計, 宁可簡單數目, 例如: $\mu_v = 0.02; 0.05; 0.1; 0.4; 1; 2; 3; 4; 5; \dots$ 公尺·秒⁻¹/公厘。

第1張 导杆作直綫移动的机構的

运动研究

在第1張圖中所画的导杆机構是連杆長度 $L = \infty$ 的轉化的曲柄-連杆机構。直綫导杆（机件3）作簡諧移动： $S = r(1 - \cos \varphi)$ 、 $V = r\omega \sin \varphi$ 和 $W = r\omega^2 \cos \varphi$ 。

在第1張圖中所提出的作業，是用圖解法来研究导杆的运动。研究用的已知数据：

$$r = 120 \text{ 公厘}; n = 150 \text{ 轉/分}; \omega = \text{常数}。$$

作業进行的程序如下：

1. 确定机構的12个位置。
2. 作出导杆的位移圖綫 $S = S(t)$ 。
3. 用圖解微分法对函数曲綫 $S = S(t)$ 进行微分而作出速度圖綫 $V = V(t)$ 。
4. 对函数 $V = V(t)$ 进行圖解微分而作出加速度圖綫 $W = W(t)$ 。
5. 作12个速度圖解和12个加速度圖解以确定导杆速度和加速度的大小(模)。
6. 由运动圖綫和由速度与加速度圖解列出所得导杆的速度与加速度数据表。比較所得的結果，并确定誤差的百分数。
7. 用圖解法由 $S = S(t)$ 、 $V = V(t)$ 和 $W = W(t)$ 圖中消去時間 t 的参数，而作出 $V = V(S)$ 和 $W = W(S)$ 圖綫。在作 $W = W(S)$ 圖綫时，加速向上截取，减速則向下截取。

附注：在用作圖法的同时，用分析法进行研究，并比較其結果。

第2張 曲柄-連杆机構的运动研究

曲柄-連杆机構广泛地应用在蒸汽机、活塞式內燃机里(拖拉机、汽車、机車、压气机、锻压机、鍛造机和其他机器)。

研究用的已知数据：

$$n = 300 \text{ 轉/分}; r = 81 \text{ 公厘}; L = 255 \text{ 公厘}; \\ e = 17 \text{ 公厘}; L_{AS} = 85 \text{ 公厘}。$$

研究程序如下：

1. 确定机構各机件的12个位置和作出B点的位移圖綫 $S_B = S_B(t)$ 。
2. 由1个極点作12个速度圖解，并作出B点的速度圖綫 $V_B = V_B(t)$ 。
3. 作12个加速度圖解和B点的 $W_B = W_B(t)$ 圖綫。

面机構圖所取的比例尺 $\mu_e = 0.002 \text{ 公尺/公厘}$ 。

表示A点速度的綫段 $\overline{V_a}$ ，取它等于曲柄半徑 $\overline{V_a} = r$ 。

按公式 $\mu_v = \mu_e \omega$ 确定速度比例尺。

表示A点加速度的綫段 $\overline{W_a} = \overline{W_a}^0$ ，取它等于 r_1 。

按公式 $\mu_w = \mu_e \cdot \omega^2$ 确定加速度比例尺。

用比例尺 $\mu_s = \mu_e$ 画出 $S_B = S_B(t)$ 。

分別用速度与加速度圖解的比例尺画出 $V_B = V_B(t)$ 和 $W_B = W_B(t)$ 圖綫。

在課程設計中，这个課題的內容稍微增多了一些，把机構的設計(綜合)內容包括进去了。

曲柄-連杆机構的綜合設計，多半用分析法或半圖解法来进行。下面引用一个曲柄-連杆机構的綜合設計的例子。

已知：

$$H = 240 \text{ 公厘}; \quad \lambda = \frac{r}{L} = 0.32; \quad k = \frac{\varphi_p}{\varphi_x} = 1.02。$$

要求确定 r 、 L 和 e 。

确定角 Θ ： $\varphi_p + \varphi_x = 360^\circ$ ，

$$\varphi_p = 360^\circ \frac{k}{k+1} = 360^\circ \frac{1.02}{1.02+1} = 181^\circ 51'，$$

$$\Theta = \varphi_p - 180^\circ = 181^\circ 51' - 180^\circ = 1^\circ 51'。$$

确定 L 和 r

根据余弦定律由三角形 $OB B'$ 得：

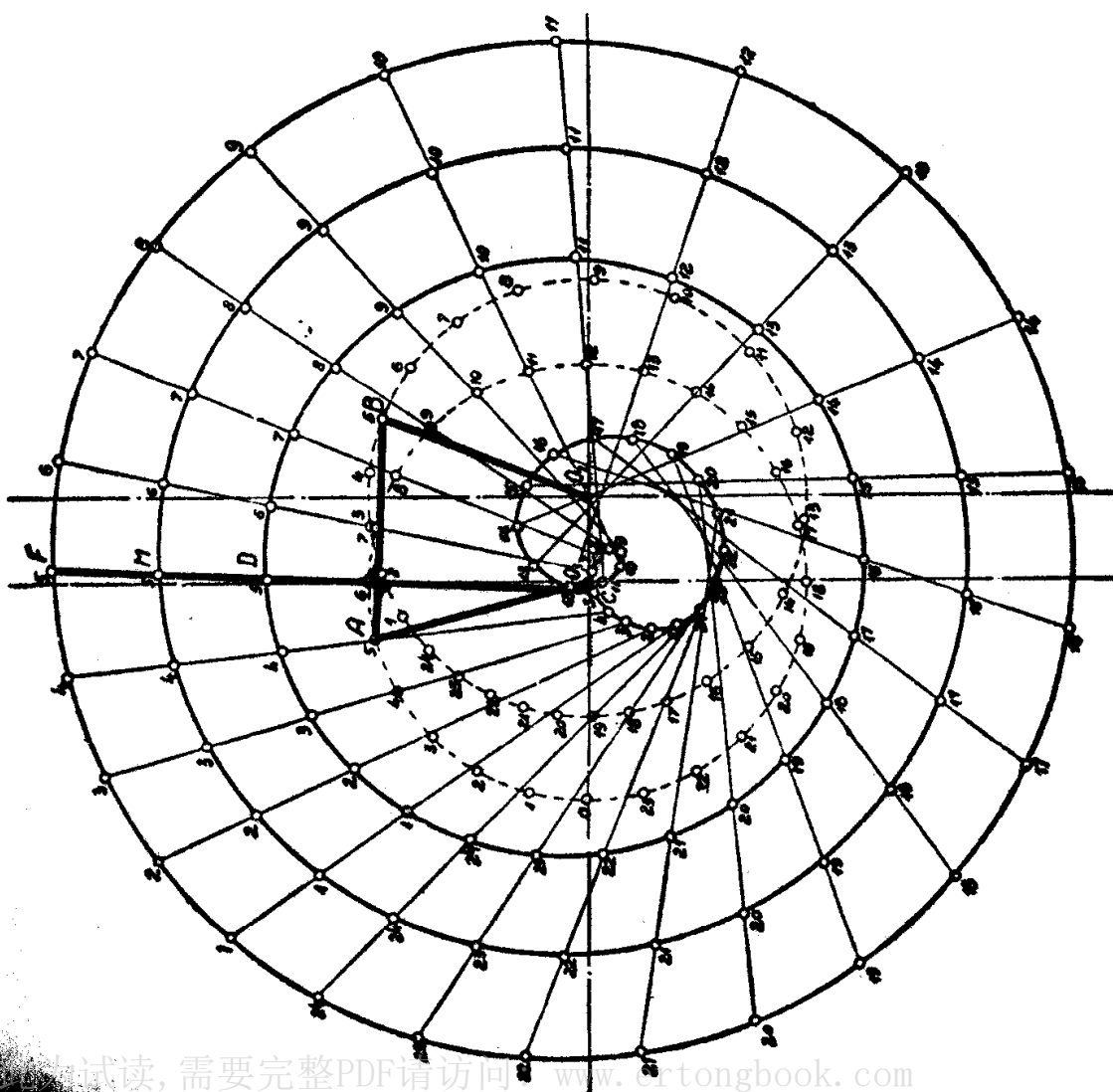


圖 1

$$H^2 = (L+r)^2 + (L-r)^2 - 2(L+r)(L-r)\cos\theta.$$

經過一系列的簡化和代入以後得到:

$$L^2 = \frac{H^2}{0.408} = \frac{240^2}{0.408} = 140000 \text{ 公厘}^2,$$

$$L = \sqrt{140000} \approx 374 \text{ 公厘}, L = 374 \text{ 公厘};$$

$$r = \lambda L = 0.32 \times 374 = 119 \text{ 公厘}, r = 119 \text{ 公厘}.$$

確定偏距 e 。

根據正弦定律由三角形 $OB B'$ 找到:

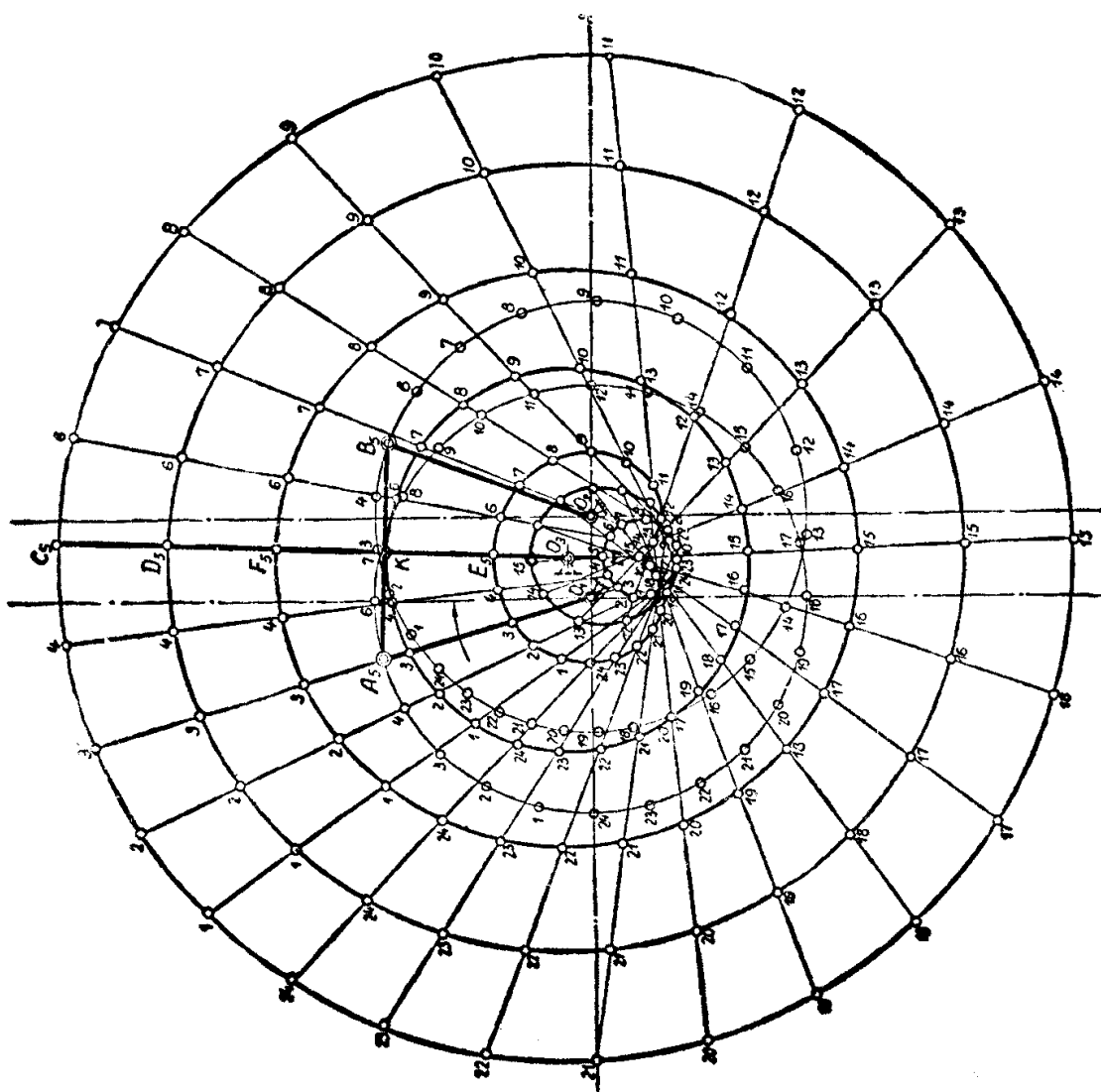


圖 2

$$\frac{H}{\sin\theta} = \frac{L-r}{\sin\beta},$$

$$\sin\beta = \frac{(L-r)\sin\theta}{H} = \frac{255\sin 1^\circ 51'}{240} = 0.0342; \beta = 1^\circ 50'.$$

$$\text{由三角形 } O B M: \text{偏距 } e = OM = (r+L)\sin\beta = 493\sin 1^\circ 50' = 16.9$$

公厘; $e = 16.9$ 公厘。

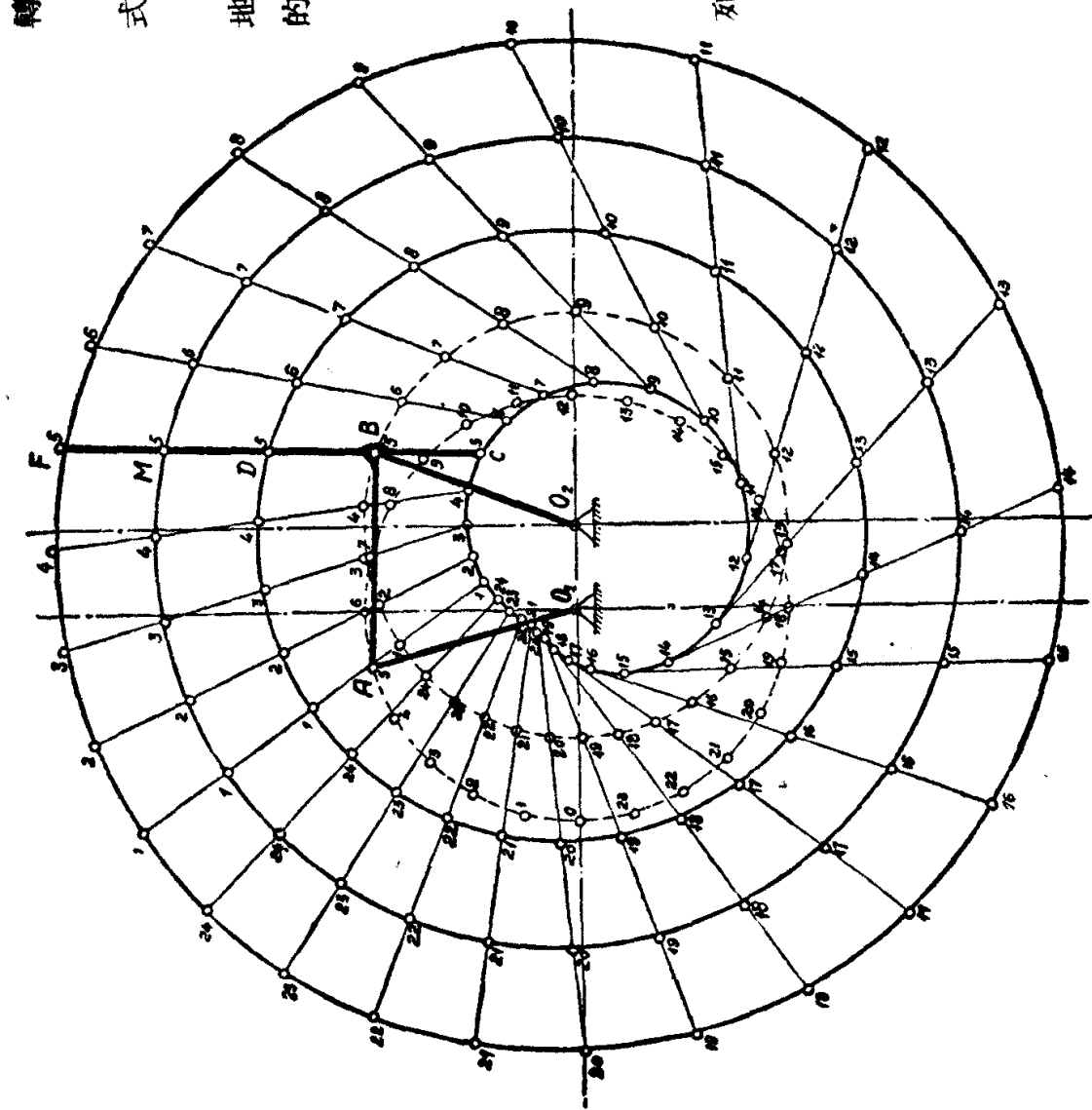


圖 3

第3張 四联杆机构的运动研究

双曲柄铰接四杆机构应用得相当广泛，它们可以用在当原动曲

柄等速转动而必须使从动件（曲柄 r_2 ）作不等速运动时，例如：

a) 在链式运输机传动装置的调整机构中，用以使链得到等速的运动。

6) 在织布机的传动装置中为了使主轴得到不等速的运动。主轴

转动减慢的时候，梭子飞快的穿过开口。

这样的机构，正如我们所知道的，是比较复杂的机构——摇动式（惯性）筛子、运输机和其他机构的组成部分。

切贝歇夫院士早就注意到连杆曲线在某些部分完全或部分地接近于圆弧和直线。在切贝歇夫院士的著作里引用了許多有趣的机构，这些机构都是他根据最佳近似函数的理论创造的。

圖 1、2 和 3 所示为连杆上各点的轨迹，其中有一部分在外表上和圆無区别。可以指出其他还有無穷多近似描圓的点。这个重要的情况，可以利用来組成多曲柄机构。某些连杆曲线的外形类似心形曲线。

由机械原理教程中知道，铰接四杆机构的连杆曲线是 6 次曲线。

在第 3 張圖中对称双曲柄铰接联杆机构的运动研究是按照下列的数据：

$$n = 193.2 \text{ 轉/分}; r_1 = r_2 = L_{AB} = 100 \text{ 公厘}; \\ L_{BD} = 50 \text{ 公厘}; L_{CD} = 85 \text{ 公厘}; L_{O_1O_2} = 30 \text{ 公厘};$$

$\omega_1 = \text{常数}$ 。

研究程序如下：

1. 作机构的組成分析。
2. 用交迹法定机构的 16 个位置，并作出 C 点的连杆曲线。
3. 作 16 个速度圖解。

4. 求连杆曲线在 $C_0, C_1, \dots, C_{16}$ 等点的曲率半徑，这里我們看出，实际上可以確認曲率中心和从动曲柄迴轉中心 O_2 相重合。

5. 利用这种情况，用假定綫作近似替代的机构。

6. 作 $V_C = V_C(t)$ 圖綫。

7. 用圖解法积分函数 $V_C = V_C(t)$ ，得 $S_C = S_C(t)$ 圖綫。

8. 用圖解法微分同一函数，得 $W_C^t = W_C^t(t)$ 圖綫。

9. 求 S, V 和 W^t 的大小，并把結果列成一表。

10. 作机构的第 1、第 9 和第 15 等三个位置的檢驗性的加速

度圖解,由此也求得 W_C^t 的大小,我們看到所得的結果和圖解微分的結果是接近一致的。

第4張 ПК-2M型聯合采煤機中截杆橫向

送進機構的運動研究

截杆橫向送進機構(其運動簡圖如第4張圖中所示)由曲柄-連杆機構把固定件改換(即將滑塊固定)而成。

帶動截杆運動的機件2,同時也是一個架子,傳動裝置固結在它上面,原動件是曲柄 AB (機件1)。

在曲柄轉動時,曲柄銷 B 的運動不像一般那樣在圓周上運動,而是沿直線運動,因此銷 A (主軸)和整個機件 OA 都作擺動。

研究用的已知數據如下:

$$n_1 = 4 \text{ 轉/分}; L_{OA} = 750 \text{ 公厘}; L_{AB} = 250 \text{ 公厘}; \omega_1 = \text{常數}。$$

進行研究的程序如下:

1. 按照 B 點圍繞 A 點作相對運動的已知運動規律、曲柄的長度 L_{AB} 和 B 點及 A 點的絕對運動軌迹,確定機構中各機件的位置。借助曲柄 AB 的样板,移動它使得 A 點和 B 點(曲柄的兩端)在它們絕對運動的軌迹上滑動,這樣可以標出 B 點和 A 點的軌迹。

要標出 B 點的軌迹,也可以利用機構轉化的方法。固定 B 點而松开 O 點,得到曲柄-連杆機構,這時 O 點的運動將與真實機構中 B 點的一樣。

2. 作12個速度圖解并把所求的量列成表。這個機構速度圖解的作法特點,在於起始的量是迴轉速度 $V_{ba} = r_1 \omega_1 = \frac{\pi r_1 n_1}{30}$,而不是絕對速度 V_b 。所以在極點外開始作速度圖解。

3. 作 B 點絕對運動的運動圖解。先作 $V_B = V_B(t)$ 圖解,然後分別對函數圖解 $V_B = V_B(t)$ 進行圖解微分和積分而得出 $W_B = W_B(t)$ 和 $S_B = S_B(t)$ 圖解。

4. 作機件2的運動圖解。首先作角速度圖解 $\omega_2 = \omega_2(t)$,然後分

別用圖解法積分和微分函數 $\omega_2 = \omega_2(t)$,得 $\varphi_2 = \varphi_2(t)$ 和 $\varepsilon_2 = \varepsilon_2(t)$ 圖解。

5. 作1~6個加速度圖解,求出 W_B 和 ε_2 的數值,並找出用兩種方法所得結果的誤差。

根據 B 點圍繞 A 點的相對運動加速度 W_{ba} 作加速度圖解。 W_{ba} 預先按下式算出:

$$W_{ba} = W_{ba}^n = \frac{V_{ba}^2}{L_{BA}}。$$

首先作綫段 $\overline{W_{ba}} = \overline{ba}$,然後決定加速度圖解中極點的位置。

第5張 四聯杆機構的設計和研究

為設計(綜合)和後面研究用的已知數據如下:

1. 原動件和從動件轉軸間的距離 $L_{O_1O_2} = 860$ 公厘。

2. 擺杆的長度 $L_{O_2B} = 600$ 公厘。

3. 擺杆在最左邊的位置時對中心綫 O_1O_2 的傾斜角 $\beta = 65^\circ$ 。

4. 速度變化系數 $k = \frac{\varphi_p}{\varphi_x} = 1.2$ 。

5. 轉速 $n = 180$ 轉/分。

6. 曲柄的角速度 $\omega_1 = \text{常數}$ 。

要求:

1. 確定曲柄和連杆的尺寸 r 和 L 。

2. 作機構的12個位置圖。

3. 作12個速度圖解。

4. 作從動件(擺杆)的角速度圖解 $\omega_3 = \omega_3(t)$ 。

5. 積分和微分用圖解表示的函數 $\omega_3 = \omega_3(t)$,由此得同一機件(從動件)的角位移圖解 $\varphi_3 = \varphi_3(t)$ 和角加速度圖解 $\varepsilon_3 = \varepsilon_3(t)$ 。

6. 作兩個檢驗性的加速度圖解。

機構的綜合設計依下面的程序進行:

a) 選擇長度比例尺 $M 1:10$ 并在所畫的直綫上截取一段距離 O_1O_2 。

6) 从点 O_2 用半径 O_2B 画 B 点的轨迹, 并按已知角度 β 画摆杆的极限位置 $O_2B'_0$ 。

в) 用直线 B'_0O_1 联接 B'_0 点和 O_1 点, 这就定出当摆杆在最左边的位置时连杆所在的位置, 并且 $O_1B'_0 = l - r_0$ 。

$$\Gamma) \text{ 确定角 } \Theta = \frac{180^\circ(k-1)}{k+1} = \frac{180^\circ(1.2-1)}{1.2+1} = 16^\circ 21'。$$

г) 引直线 $O_1B'_0$ 与直线 $O_1B'_0$ 成 Θ 角, 于是就找到当摆杆在最右边的位置时连杆所在的位置; 这时 $O_1B''_0 = L + r_0$ 。差数 $O_1B'_0 - O_1B''_0 = L + r - L + r = 2r$ 。

е) 求出曲柄的半径 $r = 215$ 公厘; 并由 O_1 点画圆—— A 点的轨迹。
ж) 其次, 由图确定连杆的长度 $L = 1030$ 公厘。

根据已知尺寸求出未知尺寸后, 就在规定的程序下开始进行运动研究。

确定 A 点的圆周速度。

$$V_a = r\omega_1 = r \frac{\pi n}{30} = 0.215 \times \frac{3.14 \times 180}{30} = 0.215 \times 18.84 = 4.05 \text{ 公尺/秒}。$$

按下式计算速度比例尺:

$$\mu_v = \frac{V_a}{V_b} = \frac{4.05}{30} = 0.134 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-1} / \text{公厘}。$$

在作 $\omega_3 = \omega_3(t)$ 图线时, 表示角速度 ω 的线, 取它等于表示线速度 V_b 的线, 也就是 $\omega_3 = V_b$ 。因此角速度比例尺等于

$$\mu_\omega = \frac{\mu_v}{L_{O_2B}} = \frac{0.134}{0.6} = 0.225 \text{ 弧度} \cdot \text{秒}^{-1} / \text{公厘}。$$

也可以把 $\omega_3 = \omega_3(t)$ 、 $\varphi_3 = \varphi_3(t)$ 及 $\varepsilon_3 = \varepsilon_3(t)$ 等图线看作是 $V_B = V_B(t)$ 、 $S_B = S_B(t)$ 及 $W_B^t = W_B^t(t)$ 等图线, 不过比例尺不同而已。比例尺 μ_φ 和 μ_ε 按下式确定:

$$\mu_\varphi = \mu_\omega \mu_v k_1, \quad \mu_\varepsilon = \frac{\mu_\omega}{\mu_v k_2}。$$

$$\text{比例尺 } \mu_t = \frac{T}{T} = \frac{0.33}{120} = 0.00275 \text{ 秒/公厘};$$

$$T = \frac{60}{n} = \frac{60}{180} = \frac{1}{3} \text{ 秒}。$$

取极距 $k_1 = k_2 = 30$ 公厘;

$$\mu_\varphi = 0.225 \times 0.00275 \times 30 = 0.0181 \text{ 弧度/公厘};$$

$$\mu_\varepsilon = \frac{0.225}{0.00275 \times 30} = 2.77 \text{ 弧度} \cdot \text{秒}^{-2} / \text{公厘}。$$

求 A 点的加速度:

$$W_a = W_a^n = \frac{V_a^2}{r} = \frac{4.05^2}{0.215} = 76.2 \text{ 公尺/秒}^2;$$

$$\mu_w = \frac{W_a}{W_b} = \frac{76.2}{45.5} = 1.69 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-2} / \text{公厘}。$$

求摆杆在最左边的位置时的加速度 W_{ba}^n :

$$V_{ba} = ba\mu_v = 30 \times 0.134 = 4.05 \text{ 公尺/秒} = V_a;$$

$$W_{ba}^n = \frac{V_{ba}^2}{L} = \frac{4.05^2}{1.030} = 16.4 \text{ 公尺/秒}^2;$$

$$\overline{W}_{ba}^n = \frac{W_{ba}^n}{\mu_w} = \frac{16.4}{1.69} = 9.72 \text{ 公厘};$$

$$W_b = \overline{W}_b \mu_w。$$

第 6 张 联杆机构的设计和计算

已知数据列于图中。作业进行的程序如下:

1. 用图解法积分给出的函数图线 $W_D = W_D(t)$, 作 D 点的速度图线 $V_D = V_D(t)$ 和位移图线 $S_D = S_D(t)$ 。

2. 根据 $S_D = S_D(t)$ 图线标出 D 点的动路, 确定它的 12 个位置。

3. 根据这样给出的 D 点的 12 个位置(也就是从动件的位置), 又根据给出的或选择的构造尺寸 L_{O_2C} 、 L_{O_2B} 和 L_{AB} , 作机构的简图, 也就是确定 r_1 、 X_{O_2} 和 Y_{O_2} 的尺寸^①。

4. 在确定了这些尺寸以后, 就按通常的程序着手研究已经设计好的机构, 那就是:

а) 确定机构中各件的 12 个位置;

б) 作出 12 个速度图线;

в) 作 D 点的速度图线 $V_D = V_D(t)$, 并以图解法和图解积分

① 有关这种综合方法的详细情形可参看第 7 张中第 5 项的 Γ 和 Π 。

法作出加速度圖綫 $W_D = W_D(t)$ 和位移圖綫 $S_D = S_D(t)$;
r) 作機構兩個位置的檢驗性的加速度圖解。

第7張 六聯杆機構(搖篩)的設計

已知數據列于圖中。作業進行的程序如下:

1. 畫出需要設計的機構簡圖, 並寫出已知量。
2. 畫出從動件(D點)的給定的[合理的]加速度圖綫; 或為了使搖篩(或搬運機)的生產率在容許的加速(減速)下尽可能提高一些, 從這一點出發而選擇一個加速度圖綫也可以。正加速度 W_{max} 不應該超過臨界加速度 $W_0 = f_0 g$, 而負加速度應該比 W_0 大些, 但是不要過大, 以免發生強烈的動力影響 ($-W_{max} \leq 6 \sim 10$ 公尺/秒²)。

3. 用按面積或極距的圖解積分法作槽式搬運機(或搖篩)的速度圖綫 $V_D = V_D(t)$ 和位移圖綫 $S_D = S_D(t)$ 。

4. 作物料的速度圖綫 (詳細情形可參看第98頁)。根據陰影面積 Ω 計算它在一轉內的位移 $S_{物料} = \Omega \mu_0 \mu_t$ 。

把得到的結果拿來和現有相似類型的機構的特性數據比較一下。

5. 再如圖上所指出的那樣確定 r_1 , a 和 b , 也就是:

- a) 按 $S_D = S_D(t)$ 圖綫標出 D 點的動路;
- 6) 用样板標出 C 點的動路;
- b) 標出 B 點的動路;
- r) 分別由 $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{12}$ 等點以半徑 AB 畫圓弧, 這就是 A 點的幾何位置;

a) 取透明样板一塊, 板上刻有許多同心圓, 分做 12 等分, 拿來放在圖上移動, 要在样板上找一個圓, 它能有尽可能多的點落在先前所畫的圓弧上。在 12 個點中可以做到有 9 個或者更多的點符合。

適當地選擇合理的圖綫并適當地加以綜合設計, 那末所設計出機構的生產率可以比現有機構高到兩倍甚至更多。

機構從動件的[合理的](理想的)運動圖綫要根據機構的用途來

選擇。

就刮板式搬運機上或板片式搬運機上(有很多長的鏈節)傳動裝置的調整機構來說, 合理的圖綫是以保持鏈的速度不變 $V_{鏈} \approx$ 常數 (加速度 $W_{鏈} \approx 0$) 為條件選出的, 這樣可以減輕鏈上的動力載荷, 這些動力載荷在鏈輪齒數少和鏈節長時是特別可觀的。

在織布機的傳動裝置里, 合理的圖綫應該預先考慮到主軸轉動的不均勻性。這是為了當梭子正巧飛過開口的時候轉動應該減慢的關係, 因為梭子需要平穩的飛過開口。

對搖動式(慣性)運輸機和篩子來說, 合理的圖綫應該能保證有高的生產率和比較小的動力影響。

對牛頭刨床和插床來說, 合理的圖綫應該保證工作行程的速度不變, 這是根據切削工藝的觀點所希望的。

在每一個具體情況下, 設計師應根據所設計機構的技術條件來選擇合理的圖綫。

第8張 已設計出的六聯杆機構的運動研究

這張圖是上一張圖的延續。研究的程序和內容從圖上看得很清楚, 故不再加敘述。

第9張 八聯杆機構的運動研究

研究的程序如下:

1. 作機構的 12 個位置圖; 作 A、B、M、E、H、K 和 D 點的軌迹, 並標出它們在動路上的 12 個位置。長度比例尺 $\mu_e = 0.01$ 公尺/公厘。
2. 用比例尺 $\mu_v = \mu_e \omega_1$ 作 12 個迴轉速度圖解。
3. 用比例尺 $\mu_w = \mu_e \omega_1^2$ 作 12 個加速度圖解。
4. 根據 B 點和 H 點軌迹的標記作它們的位移圖綫 $S_B = S_B(t)$ 和 $S_H = S_H(t)$, 比例尺 $\mu_s = \mu_e = 0.01$ 公尺/公厘。
5. 根據速度圖解的數據作速度圖綫 $V_B = V_B(t)$ 和 $V_H = V_H(t)$, 比

例尺 $\mu_v = 0.1595 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-1} / \text{公厘}$ 。

6. 根据加速度圖解的数据作 B 点和 H 点的加速度圖綫 $W_B = W_B(t)$ 和 $W_H = W_H(t)$, 比例尺 $\mu_w = 2.41 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-2} / \text{公厘}$ 。

第 10 張 导杆作等速迴轉的运输机機構的运动研究

在第 10 張圖中示出了作業的圖解部分。下面是計算說明部分^①。

苏联高等教育部 应用力学教研室

学院

机械原理課題的計算說明書。題目: [导杆作等速迴轉的运输机機構的运动研究]。

完成者 _____
指导者 _____

課 題

已知:

機構的簡圖和下列参数:

$$\begin{aligned} r_1 &= L_1 = 80 \text{ 公厘}; r_3 = L_3 = 60 \text{ 公厘}; \\ L_{O_1 O_2} &= 24 \text{ 公厘}; L_{AB} = L_5 = 300 \text{ 公厘}; \\ L_{AD} &= 150 \text{ 公厘}; Y_{O_2} = 0; n = 60 \text{ 轉/分}; \omega_1 = \text{常数}。 \end{aligned}$$

要求:

1. 作機構的組成分析。
2. 作機構的 12 个位置圖。
3. 作 D 点的連杆曲綫, 然后在機構的第 4 个位置決定它的曲率半徑 ρ_D 。
4. 作機構在 0、3、4 和 6 等位置的速度圖解。
5. 作上述機構位置的加速度圖解。
6. 作滑塊 B 的运动圖綫:

$$S_B = S_B(t); V_B = V_B(t); V_B = V_B(S); \text{和 } W_B = W_B(t)。$$

7. 比較用兩種方法所得滑塊 B 的速度和加速度大小。

機構的組成分析

首先用箭头标出原动件——曲柄 1 (在本題中是导杆)。按照阿苏尔的规定, 曲柄 1 和机架 4 組成 I 級第 1 型的原始機構。在原始機構上依次連接兩個組 2~3 和 5~6 (二支的 I 級第 2 型組)。

因此, 按照阿苏尔的规定是 I 級第 2 型機構, 或按照阿尔托鲍列夫斯基院士的分类是 II 級第 2 型機構。

根据切貝歇夫的組成公式確定機構的能動度:

$$W' = 3n - 2p_5 - p_4,$$

式中 $n = 5, p_5 = 7, p_4 = 0$ 。

$$W' = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1。$$

機構各机件位置的确定

1. 選擇長度比例尺 $\mu_l = 0.002 \text{ 公尺/公厘}$, 在圖上定出 O_1 和 O_2 兩点 (机件 1 和 3 的轉軸), 并标出滑塊上 B 点的軌迹 XX 。
2. 确定 B 点的極限位置, 由 O_2 点用 $L_5 - r_3$ 和 $L_5 + r_3$ 为半径作圓弧和軌迹 XX 相交即得。
3. 确定导杆 1 和从动曲柄 3 的左極限位置, 并采用作为零位置。
4. 把以 r_1 为半径的圓周划分为 12 等份, 并标出导杆 1 的 12 个位置 (C 点軌迹的标记)。
5. 标出 A 点的 12 个位置, 此即机件 1 和 A 点軌迹的交点 (A 点軌迹的标记)。
6. 用交迹法标出 B 点的軌迹, 即确定滑塊上 B 点的 12 个位置。
7. 确定連杆上 D 点的 12 个位置, 并連成光滑曲綫; 这就是 D 点的連杆曲綫。

① 下述計算說明書內容, 可以作为本文部分的样子, 放在詳圖的右边。草圖放在左边。

滑块上 B 点的运动图线

1. 画两直角坐标轴。
 2. 截线段 $\overline{T} = 120$ 公厘表示运动周期 T (秒), 比例尺为 μ_t 。
 3. 确定时间比例尺 $\mu_t = \frac{T}{T}$,
- 式中 $T = \frac{60}{\pi} = \frac{60}{\pi} = 1$ 秒, $\mu_t = \frac{1}{120} = 0.0083$ 秒/公厘。
4. 选择位移比例尺 $\mu_s = \mu_e = 0.002$ 公尺/公厘。
 5. 取 B_0 点的零位置作计算位移的起点, 作 $S_B = S_B(t)$ 图线。
 6. 用图解法微分函数 $S_B = S_B(t)$ 作出速度图线 $V_B = V_B(t)$ 。假定往后再在作速度图线时用比例尺 $\mu_v = \mu_e \omega_1$,

式中 $\mu_e = 0.002$ 公尺/公厘

$$\omega_1 = \frac{\pi^2}{30} = \frac{3.14 \times 60}{30} = 6.28 \text{ 秒}^{-1},$$

$$\mu_v = 0.002 \times 6.28 = 0.01256 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-1} / \text{公厘}。$$

又因希望在 $V_B = V_B(t)$ 图线上能用同一比例尺得到 B 点的速度, 我們定極距

$$k_1 = \frac{\mu_s}{\mu_v \mu_t} = \frac{0.002}{0.01256 \times 0.0083} = 19.2 \text{ 公厘}。$$

7. 用图解法微分函数 $V_B = V_B(t)$, 而作出加速度图线 $W_B = W_B(t)$ 。假定往后再在作加速度图线时用比例尺 $\mu_w = \mu_e \omega_1^2 = 0.01256 \times 6.28^2 = 0.079 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-2} / \text{公厘}$, 并要在加速度图线上用同一比例尺得到 B 点的加速度, 我們定極距

$$k_2 = \frac{\mu_w}{\mu_v \mu_t} = \frac{0.01256}{0.079 \times 0.0083} = 19.15 \text{ 公厘}。$$

8. 檢驗一下函数 $S_B = S_B(t)$ 为最大时是否与函数 $V_B = V_B(t)$ 为零的那点相对应。

9. 根据 $V_B = V_B(t)$ 图线作 $V_B = V_B(S_B)$ 图线。

速度图线

作速度图线时应注意在机构运转时, 距离 O_1A 是变化的(因为

A 点在机件 1 上滑动), 并且 A_1 点的圆周速度也是变化的。

画机构 4 个位置的速度图线。

取曲柄半徑在圖上的長度 $\overline{r_1} = \overline{O_1A_1}$ 作为 A 点速度在圖上的長度 $\overline{V_{a1}}$, 也就是說, $\overline{V_{a1}} = \overline{r_1} = \overline{O_1A_1}$ 是变化的。按照公式 $\mu_v = \mu_e \omega_1$ 确定速度比例尺, 也就是早已計算的, $\mu_v = 0.01256 \text{ 公尺} \cdot \text{秒}^{-1} / \text{公厘}。$

零位置的速度图线

在零位置时, 导杆 1 和曲柄 3 重合。导杆上 A_1 点的绝对速度 V_{a1} 是曲柄上 A 点的牵连速度, $\overrightarrow{V_a} = \overrightarrow{V_{a3}} = \overrightarrow{V_{a1}} + \overrightarrow{V_{a3a1}}$ 。

在这个位置速度 V_{a3} 和 V_{a1} 的方向一致, 因此 $V_{a3a1} = 0$, $\overrightarrow{V_{a3}} = \overrightarrow{V_{a1}}$ 。

A 点绝对速度的大小(模)

$$V_{a1} = \overline{V_{a1}} \mu_v = 18 \times 0.01256 = 0.226 \text{ 公尺/秒}。$$

$\overline{V_{a1}} = O_1A$ 是我們由圖上量出来的。B 点的绝对速度 $\overrightarrow{V_b} = \overrightarrow{V_a} + \overrightarrow{V_{ba}}$ 。

因为连杆和曲柄重合, 那么速度 V_a 和 V_{ba} 的方向也一致, 因此, $V_b = 0$, $\overrightarrow{V_{ba}} = \overrightarrow{V_a}$ 。

第 3 位置的速度图线

A 点的绝对速度 $\overrightarrow{V_a} = \overrightarrow{V_{a1}} + \overrightarrow{V_{aa1}}$ (或 $\overrightarrow{V_{绝对}} = \overrightarrow{V_{牵连}} + \overrightarrow{V_{相对}}$), 式中 V_a 和 V_{aa1} 的方向已知, 而牵连速度 V_{a1} 既知其大小, 又知其方向。

$$\overline{V_{a1}} = O_1A = 27.5 \text{ 公厘}, V_{a1} = \overline{V_{a1}} \mu_v = 27.5 \times 0.01256 = 0.346 \text{ 公尺/秒}。$$

作出速度图线后, 得: $\overline{V_a} = 30$ 公厘和 $\overline{V_{aa1}} = 12.5$ 公厘。因此,

$$V_a = \overline{V_a} \mu_v = 30 \times 0.01256 = 0.36 \text{ 公尺/秒},$$

$$V_{aa1} = \overline{V_{aa1}} \mu_v = 12.5 \times 0.01256 = 0.15 \text{ 公尺/秒}。$$

用图解法解向量方程式 $\overrightarrow{V_b} = \overrightarrow{V_a} + \overrightarrow{V_{ba}}$ 以确定 B 点的绝对速度, 式中 V_b 和 V_{ba} 的方向是已知的, $\overrightarrow{V_b} \perp \overrightarrow{V_{ba}}$, 而 $\overrightarrow{V_{ba}} \perp \overrightarrow{AB}$ 。

由图解的结果求出: $\overline{V_b} = 25$ 公厘, $\overline{V_{ba}} = 12.75$ 公厘。因此,

$$V_b = \overline{V_b} \mu_v = 25 \times 0.01256 = 0.314 \text{ 公尺/秒},$$