

第二届陈维稷优秀论文奖 论文汇编

中国纺织工程学会 编

A COLLECTION
OF OUTSTANDING ARTICLES
WINNING CHEN WEIJI PRIZE
AT SECOND SESSION

纺织工业出版社

第二届陈维稷优秀论文奖 论 文 汇 编

中国纺织工程学会 编

纺织工业出版社

(京)新登字037号

内 容 提 要

本书汇集了中国纺织工程学会设立的陈维稷优秀论文奖第二届获三、三等奖论文41篇,包括原料、纺纱、织造、针织、染整、化纤、服装、测试仪器、标准化、纺织器材、计算机应用、新产品等各方面的优秀论文。大部分论文在交付出版前已经过浓缩。

本书供纺织工业各行业工厂、科研单位工程技术人员和纺织院校师生阅读。

责任编辑:孙传己等

第二届陈维稷优秀论文奖论文汇编

中国纺织工程学会 编

纺织工业出版社出版发行

(北京东直门南大街4号)

电话:4662932 邮编:100027

纺织工业出版社印刷厂印刷

各地新华书店经售

787×1092毫米 1/16 印张:17 4/16 字数:410千字

1992年10月 第一版第一次印刷

印数:1—2500 定价:14.80元

ISBN 7-5064-0802-3/TS·0760

编 者 的 话

第二届陈维稷优秀论文奖的征文主题是质量品种。为配合纺织工业部于1990年首创在全行业开展品种质量年活动,由中国纺织工程学会总会和纺织工业部生产协调司联合发出征文通知。总会共收到各省、市学会报来推荐论文255篇。按照《陈维稷优秀论文奖评选条例》和《陈维稷优秀论文奖评选条例实施细则》的有关规定,经15个专业委员会评审组初评,总会评审委员会复评审定,共评出二等奖2篇,三等奖39篇,表扬奖47篇。受篇幅限制,本论文汇编刊出了二等奖论文全文和三等奖论文压缩稿。

参加本书编审工作的有梅自强、张永椿、范翔、屠仁溥、夏鹤龄、余启武、林国梁、丁绍俭等,主编梅自强。

中国纺织工程学会学术委员会

1992年2月

目 录

纤维材料强度伸长率测试仪的设计和研制·····	姜 琪等 (1)
低压气流拉伸热轧粘合法聚丙烯纺粘非织造布的生产工艺研究·····	郁铭芳等 (14)
抗起毛起球涤纶的研制和应用·····	陆书朋等 (30)
浅谈国产锦纶66染色·····	方金涵 (36)
FDY高强聚酯长丝生产技术研究·····	谢崇秀等 (47)
仿纱型空气变形纱的研究·····	孟昭彦等 (40)
INA-V型牵伸装置的理论 and 实践·····	唐文辉 (57)
论喷气织机提高效率减少织疵的途径·····	行有群 (63)
变性淀粉浆料粘度的探讨·····	肖汉滨 (68)
新型金属针布的特点、设计、选用和工艺效果·····	费 青 (79)
防羽绒织物织造工艺和机械的分析·····	吴震世 (87)
试论毛纺工业再生原料资源的开发和利用·····	刘惠民等 (98)
论兔毛产品在毛纺工业中的地位·····	马萱镐等 (103)
90年代上海毛纺织工业展望·····	倪云凌 (110)
大麻纤维理化性能和脱胶纺纱工艺原理及特性的初步探讨·····	陆筱斋 (116)
苎麻混纺高支薄型织物染整工艺的研究·····	李中模等 (121)
关于桑蚕丝茸毛的研究·····	周海观等 (126)
关于针织物密度、缩水率、平方米克重之间相互关系的探讨·····	王 智 (132)
单面真丝盖棉针织面料织造工艺的探讨·····	黄增金等 (136)
涂料染色的基础理论和工艺分析·····	宋心远 (141)
低温漂白活化剂的合成及应用研究·····	蒲宗耀等 (149)
PD粘合剂和涂料染色工 艺·····	顾德中 (155)
圆网涂料印花不塞网机理探讨·····	温云峰 (160)
涂料染整一浴一步工艺的研究·····	叶婷婷 (164)
织物上PVA含量的测定方法·····	陆 虹 (168)
涤纶织物高温高压碱减量仿丝绸工艺的研究·····	黄世雄 (173)
提高涤/棉织物涂料印花牢度的探讨·····	黄茂福等 (180)
建立具有中国特色的纺织标准化体系·····	刘增录等 (186)
针织品热舒适性研究·····	邱冠雄等 (190)
梭织物双向弯曲的研究·····	沈晓安等 (196)
针刺造纸毛毯结构与性能的研究·····	李枚萼等 (202)
CSMR中电阻导电布料——500kV带电作业服与工频电场安 全服·····	邹文典 (212)
棉毛混纺工艺及产品·····	胡慧娟等 (217)

我国服装粘合衬现状和发展构想	毕克鲁(221)
以造型求突破	潘坤柔(226)
男西裤形态尺寸与舒适性关系的研究	袁观洛等(230)
浅谈印花镍网的制造与应用	李长明(237)
筛网规格参数设计	潘志刚(243)
毛织物 CAD 系统	马润洪等(250)
保证原棉质量, 促进纺织工业发展	李 永(254)
产品高质化、结构有序化、管理体制快速反应——论我国大纺织衣着领域 新时期的战略指导思想	于冠文等(260)
附录 第二届陈维履优秀论文表扬奖论文目录	(266)

纤维材料强度伸长率测试仪的 设计和研制

西安交通大学 姜 琪 吴 杰
青岛市纤检所 宋钧才

(二等奖)

强度伸长率测试仪又称斯特洛仪 (Stelometer, 即Strength and Elongation Tester的简称)。本文论述此仪器的原理及对其所作的改进与创新。

一、强度伸长率测试仪的工作原理

如图1-a所示, 仪器加载臂1可绕机座上的点A转动, 其质量为 m_1 , 质心在 C_1 ; 重锤2的质量为 m_2 , 质心在 C_2 , 它同臂1铰接在D; 试样(束纤维)两端分别夹持在1和2上的E、E'处,

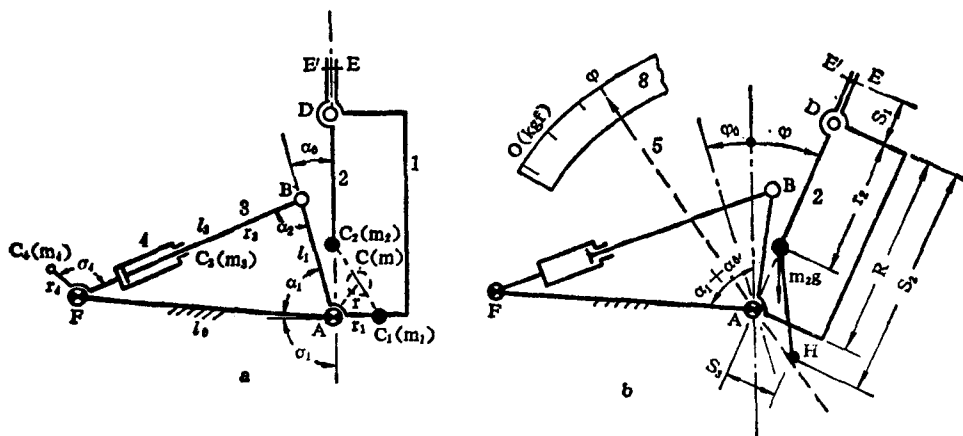


图1

臂1的B处和阻尼缸的活塞杆3铰接, 缸体4和机座铰接在F; 在图示位置 (A、 C_2 、D在铅垂线上), 试样未受到外加载荷。

由于臂1和锤2两者的合质量为 $m (= m_1 + m_2)$, 质心在C, 故1、2在重力 mg 作用下, 以顺时针方向转动 (图-b), 此时, 锤2的重力 m_2g 对试样加载。若不考虑试样受载后的伸长, 则试样中受到的载荷F与转臂的转角 φ 之间有如下关系:

$$F = m_2 g \frac{r_2}{S_1} \sin \varphi = K_{mr} \sin \varphi \quad (1)$$

式中 K_{mr} 为仪器的结构常数。

锤2上有一拨针H，推动指针5转过同样角度 φ 。在试样断裂后，重力 m_2g 使锤2迅速绕D作逆时针方向转动，而指针却停留在断裂前的位置上，指示试样断裂时受到的载荷。所以，若不考虑试样在受载过程中的伸长，则仪器可按式(1)刻出力标尺8。

本仪器采用等加载速率的方法对试样进行加载。对式(1)求导数，得

$$\frac{dF}{dt} = K_{mrs} \omega \cos \varphi = K_F \quad (N/s \text{ 或 } kgf/s) \quad (2)$$

式中 K_F 为加载速率(本仪器取其为常数)。

当 $t=0$ 时， $F=0$ ，所以

$$F = K_F t$$

由上式和式(1)、式(2)可得臂1的角速度 ω 和时间 t 的关系式，

$$\omega = K_F / \sqrt{K_{mrs}^2 - (K_F t)^2} \quad (3)$$

所以，臂1的角速度只要能满足式(2)或式(3)的关系，就能以等加载速率对试样加载。

二、断裂力和伸长率指示系统的设计原理

1. 断裂力指示系统 如图2-a所示，当未加载时，即臂1转角 $\varphi=0^\circ$ 时，锤2上的拨针H

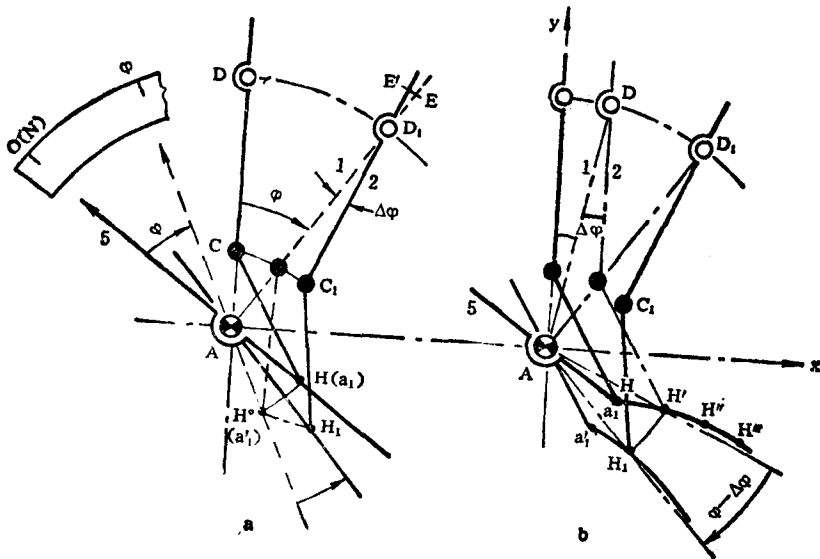


图2

与指针5的点 a_1 接触。若试样受载而不计伸长时，则认为臂1和锤2一起绕点A转过角度 φ ，拨针H带动指针也绕A转过角 φ 到 $H^\circ(a_1')$ 。因指针5的转角和锤2的转角 φ 相同，故力 F 的标尺可按式(1)的关系刻出。但实际上，试样受载后总有伸长，所以，当臂1转过 φ 角的同时，锤2还相对于1绕点D转过 $\Delta\varphi$ ，即拨针H实际上转至 H_1 ，试样中所受载荷只有

$$F = K_{m, s} \sin(\varphi - \Delta\varphi) \quad (4)$$

这里要注意的是：此时，不仅指针5少转的角度 $\angle a_1 A H_1 \approx \Delta\varphi$ ，而且式(4)中 $\Delta\varphi$ 是随试样材料性质而异的一个未知变量，因而无法刻制固定的力指示标尺。为排除纤维伸长对力指示的影响，可将拨针的运动过程按下述顺序分解（见图2-b）：第一步，先考虑试样只有伸长而未加载，即锤2相对臂1转过 $\Delta\varphi$ ，拨针H转移到H'，此时，力指针5未动；第二步，锤2和臂1一起转过 $(\varphi - \Delta\varphi)$ ，即拨针从H'到H₁，带动指针转过 $(\varphi - \Delta\varphi)$ 。这样，指针的转角和锤2的转角同为 $(\varphi - \Delta\varphi)$ ，若设 $\Delta\varphi = \Delta\varphi_2, \Delta\varphi_3, \dots, \Delta\varphi_n$ ，就可得到H''、H'''、.....Hⁿ等点，这些点连成力指针5尾部的廓线，用这样的指针就可排除试样伸长对力示值的影响。按此原理，可导出该廓线的坐标方程

$$x_H = R \sin \Delta\varphi + S_3$$

$$y_H = R \cos \Delta\varphi - S_2$$

式中： x_H, y_H ——指针5尾部理论廓线的坐标；

R ——A、D间长度；

S_2, S_3 ——拨针在锤2上的位置尺寸（图1-b）。

2. 伸长率指示系统 伸长率指示应不受加载大小的影响，可用如下方法来实现：

如图3所示，将臂1的转动分为三步：第一步，试样只伸长，拨针H移到H'，此时，力指针5和伸长率标尺6均未动；第二步，试样受载，即臂1和锤2一起转过 $K_s \cdot \Delta\varphi$ ，即拨针带动力指针5从H'转过 $K_s \Delta\varphi$ 到Q'，此时，拨针与伸长率指示标尺6开始接触，但仍未使其转动，

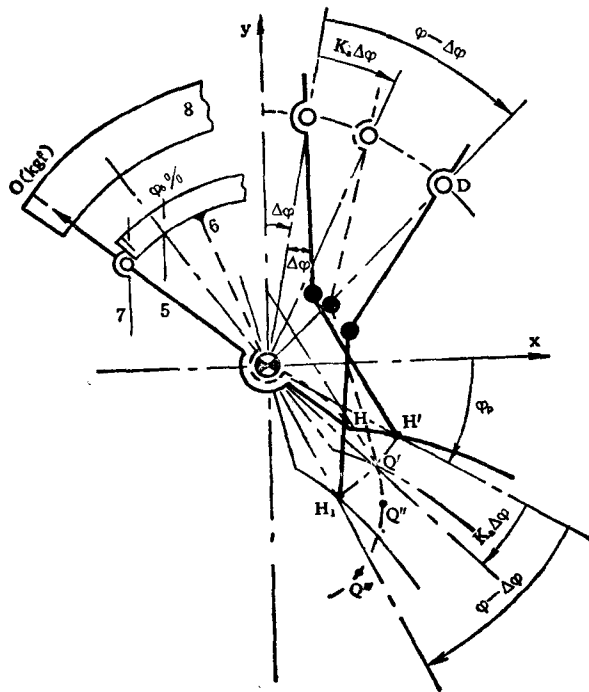


图3

而力指针却相对于伸长率标尺转过了角度 $K_s \Delta \varphi$, 即力指针在伸长率标尺上指出了伸长率; 第三步, 臂1和锤2继续一起转过 $(\varphi - \Delta \varphi) - K_s \Delta \varphi$, 即拨针同时带动力指针5和伸长率标尺6一起转动, 直至拨针到 H_1 。只要

$$K_s \Delta \varphi < (\varphi - \Delta \varphi)$$

则指出的伸长率是正确的。若设 $\Delta \varphi = \Delta \varphi_2, \Delta \varphi_3, \dots, \Delta \varphi_n$, 则可得到 $Q', Q'', \dots, Q^n$, 把这些Q点相连, 即可得伸长率标尺尾部的理论廓线, 用以排除载荷大小对伸长率指示的影响。此理论廓线方程可按上述原理导出:

$$x_q = R_H \cos(\varphi_p + K_s \Delta \varphi)$$

$$y_q = R_H \sin(\varphi_p + K_s \Delta \varphi)$$

式中 $R_H^2 = x_H^2 + y_H^2$; $\varphi_p = \text{tg}^{-1}(y_H/x_H)$ 。

伸长率标尺的刻度值 φ_s 用下式确定:

$$\varphi_s(\%) = K_s \Delta \varphi = K_s \frac{d_1}{S_1} \cdot \frac{\Delta d_1}{d_1} \times 100$$

式中: K_s ——标尺的放大率。 K_s 的大小按试样单位力的伸长比仪器的单位力伸长指示值小的原则选择;

d_1 ——试样的测试长度(隔距);

Δd_1 ——试样的伸长量;

S_1 ——试样到D点的距离。

此外, 在仪器进行实际测试时, 在隔距为零的情况下, 仍会指示出伸长率。这是因为试样受载时, 夹头中的纤维产生滑移所致, 其伸长量与加载力的大小成正比。修正这一附加伸长的办法, 是用力指针5上附加小挂针7来指示伸长率。只要选择适当的挂针尺寸, 使线性修正误差小于0.1%, 这一差值在读数误差范围以内, 因而, 可认为对示值正确性无影响。

三、等速率加载系统的设计原理

1. 加载系统的动力学方程 如图1所示, 因试样的伸长很小, 故在试样断裂前, 认为锤2和臂1是一体的, 其质量为 m , 质心在C, $\angle CAD = \sigma$, 活塞杆3和阻尼缸4的质量分别为 m_3 、 m_4 , 质心在 C_3 、 C_4 。选AB为等效构件, 则系统的动力学方程为

$$J_v \omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_v}{d\varphi} = M_{dv}(\varphi) - M_{rv}(\varphi, \omega) \quad (5a)$$

式中 J_v 为等效转动惯量,

$$J_v = J_A + (J_{C3} + J_{C4} + m_4 r_4^2) \left(\frac{l_1}{l_3} \cos \alpha_2 \right)^2 + m_3 l_1^2 \left[\sin^2 \alpha_2 + \left(1 - \frac{r_3}{l_3} \right)^2 \cos^2 \alpha_2 \right] \quad (5b)$$

其中 J_{A1} 、 J_{A2} 为臂1、锤2对点A的转动惯量, $J_A = J_{A1} + J_{A2}$; J_{C1} 为构件1绕其质心 C_1 的转动惯量。

等效重力矩 M_{dv}

$$\begin{aligned}
M_{dv} = mgr \sin(\sigma + \varphi) - m_3 g l_1 \sqrt{\sin^2 \alpha_2 + \left(1 - \frac{r_3}{l_3}\right)^2 \cos^2 \alpha_2} \cdot \\
\cdot \cos \left[\operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{l_3 - r_3}{l_3} \operatorname{ctg} \alpha_2 \right) + \alpha_2 + \varphi - \alpha_0 \right] - \\
- m_4 g r_4 \frac{l_1}{l_3} \cos \alpha_2 \sin(\sigma - \varphi + \alpha_2 + \alpha_0)
\end{aligned} \quad (5c)$$

等效阻尼力矩 M_{dv}

$$M_{dv} = \mu \cdot \omega [l_0 l_1 \sin(\alpha_1 + \varphi)]^2 / l_3^2 \quad (5d)$$

式中 μ 为阻尼系数,

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left[\frac{l_0}{l_3} \sin(\alpha_1 + \varphi) \right] \quad (5e)$$

$$l_3^2 = l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos(\alpha_1 + \varphi) \quad (5f)$$

2. 动力学方程求解 显然, 对方程(5)采用数值解法是合适的。在仪器的尺寸参数具体确定以后, 根据各参数值在其中的作用, 有可能略去一些对运动影响很小的项, 使方程得以简化, 减少计算工作量。

作者对所设计的仪器进行分析计算后知, J_v 的变化很小, 可认为是常量 (在 $0.03935 \sim 0.0393570 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 间变化), 且 J_v 的主要项为 J_A , 因而可取 $J_v = J_A = J$ (常数); 同样, 由构件3、4的重力引起的等效重力矩也很小 (仅占千分之一 Nm), 因而可略而不计。这样, 方程(5)可简化成下式

$$J \omega \frac{d\omega}{d\varphi} = M_d(\varphi) - \omega N_r(\varphi) \quad (6a)$$

$$J_v = J_A = J \quad (6b)$$

$$M_d(\varphi) = mgr \sin(\sigma + \varphi) \quad (6c)$$

$$N_r(\varphi) = \mu [l_0 l_1 \sin(\alpha_1 + \varphi)]^2 / l_3^2 \quad (6d)$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left[\frac{l_0}{l_3} \sin(\alpha_1 + \varphi) \right] \quad (6e)$$

$$l_3^2 = l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos(\alpha_1 + \varphi) \quad (6f)$$

由于方程 (6a) 为

$$\frac{d\omega}{d\varphi} = f(\omega, \varphi) = \frac{1}{J\omega} [M_d(\varphi) - \omega N_r(\varphi)]$$

的形式, 且其

$$\frac{\partial f(\omega, \varphi)}{\partial \omega} = - \frac{M_d(\varphi)}{J\omega^2} < 0 \quad (\text{因为 } M_d > 0)$$

因而, 仪器的加载系统是恒稳的。只要计算方法选择得当, 就可得到与系统相符的计算结果。

本文先用四阶龙格-库塔法 (RK法) 求解方程 (6), 求解时取 $K_{m,r} = 98\text{N}$, $K_F = 9.8\text{ N/s}$, $\mu = 2023.37\text{Ns/m}$, 得到 ω 和 φ 间的关系曲线 (图4中曲线 f_2), 图中曲线 f_1 系按式(2)得出的理想的 ω - φ 曲线。如果直接求出加载系统的 F - t 曲线, 就能更加直接、准确地反映加载速率的变化情况。为此, 将方程(6)改写成

$$d\omega/dt = \frac{1}{J} [M_d(\varphi) - \omega N_r(\varphi)] \quad (7a)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega \quad (7b)$$

仍用RK法解方程(7a), 可得加载系统的 F - t 曲线, 如图5中的曲线2; 图中直线1为理想的等加载速率的加载规律; 对仪器实测的曲线3与计算结果 (曲线2) 十分接近, 图上已不能分清, 这说明上述理论分析方法是正确的。同时, 由图也可看出, 仪器的 $\omega(\varphi)$ 曲线与理想的曲线还相差较远, 最大误差达 0.238s , 而进口仪器的最大误差达 0.24s , 所以加载机构还可加以改进。

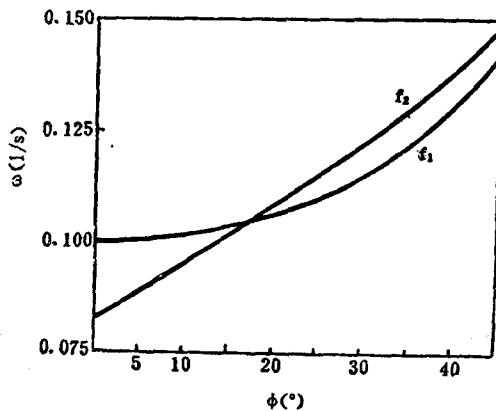


图4

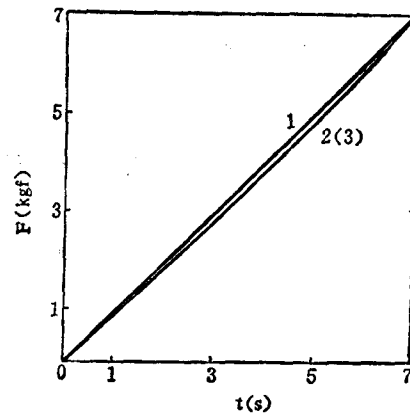


图5

3. 运动微分方程的迭代解法 上述解法用于对加载系统的真实运动分析是有效的, 这已为上述的工作所证实, 但用于对系统进行优化设计, 则要消耗很多计算机时, 且在一般微机上难于实现。因此, 为在微机上实现加载系统的优化设计, 作者提出了机器系统运动微分方程的迭代解法。

迭代解法的关键是构造一个收敛性较好的迭代式。作者提出的迭代式直接从式 (6a) 中导出, 即如方程左端项与 M_d 相比为很小时, 可将其并入 M_d 而得到收敛较快的迭代式

$$\omega_{K+1} = \frac{1}{N_r(\varphi)} \left(M_d(\varphi) - J\omega_K \frac{d\omega_K}{d\varphi} \right) \quad (8)$$

$K = 0, 1, 2, \dots$

式中 ω_K 为第 K 次迭代的结果, 初始时可取 $\omega_0 = 0$ 。

按此方法解式(6), 用四次迭代的结果, 与用RK法计算的结果比较, 在同样的允许相对

误差 $\epsilon = 10^{-10}$ 的情况下, 迭代法和RK法的相对误差平均值约为 2×10^{-10} , 而迭代法只需时4s, RK法需时452s(两者均在Super PC/XT机上用编译BASIC运行), 时间相差100倍以上, 可见迭代法比RK法效果要好得多。

4. 等速率加载机构的优化设计 最优设计的关键是确定数学模型、约束条件和优化算法。等加载速率要求加载机构满足式(2)所示的运动规律, 即

$$\omega = K_F / (K_{mrs} \cos \varphi)$$

而机构的真实运动方程是式(6)所表示的

$$J \omega \frac{d\omega}{d\varphi} = M_d(\varphi) - \omega N_r(\varphi)$$

优化的目标函数应使式(6)所确定的 ω - φ 曲线与式(2)所确定的理想 ω - φ 曲线尽可能接近。

考虑到制造中能够达到的精度, 选用式(8)所示的迭代式, 并令 $K=0$ (即第一次迭代的结果)就已够用, 此时, 包含机构参数的迭代式可写成

$$\omega = \frac{mgr \sin(\sigma + \varphi) [l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos(\alpha_1 + \varphi)]}{\mu [l_0 l_1 \sin(\alpha_1 + \varphi)]^2}$$

消除非独立的设计变量以后, 上式就成为

$$\omega = \frac{[1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1 \cos(\alpha_1 + \varphi)] \sin(\sigma + \varphi)}{\lambda_2 \sin^2(\alpha_1 + \varphi)} \quad (9)$$

式中 $\lambda_1 = l_1/l_0$, $\lambda_2 = \mu l_1^2/mgr$ 。

这时, 机构的设计变量为四个, 即

$$x_1 = \lambda_2/10, \quad x_2 = \lambda_1, \quad x_3 = \alpha_1, \quad x_4 = \sigma \quad (10)$$

其中, 取 $x_1 = \lambda_2/10$ 是为使各变量有相同的数量级, 以便于数学处理和估计精度。

最优化设计的目标就是使式(2)和式(6)在区间上几个点处的差值的均方根值最小, 所以目标函数可定为

$$|F(\mathbf{x})|_{min} = \frac{1}{10} \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{[1 + x_2^2 - 2x_2 \cos(x_3 + \varphi_i)] \sin(x_4 + \varphi_i)}{x_1 \sin^2(x_3 + \varphi_i)} - \frac{1}{\cos \varphi_i} \right\}^2}$$

$$\varphi_i = (\varphi_b - \varphi_a) \frac{i-0.5}{n} + \varphi_a \quad (11)$$

式中 φ_a 、 φ_b 为区间两端点。

根据本仪器的机构布置要求和动力学要求, 如启动时, 仪器在 $\varphi < 0$ 的位置, 而到 $\varphi = 0$ 时, 机构应达到稳定运行阶段; 又在启动时, 仪器应有一定的驱动力矩, 约为最大驱动力矩的一半, 而且转过 45° 时, 不应很小, 等等。据此确定约束条件为

$$10 > x_1 > 0.1, \quad 1 > x_2 > 0.5, \quad 45^\circ > x_3 > 25^\circ, \quad 90^\circ > x_4 > 41.5^\circ.$$

用外点罚函数法进行优化设计, 则约束条件为

$$\sum_{i=1}^m G(x_i), \quad m \text{ 为约束条件数}$$

外点罚函数项为

$$M_k \sum_{i=1}^m G(x_i)$$

增广目标函数为

$$F(x, M_k) = F(x) + M_k \sum_{i=1}^m G(x) \quad (12)$$

今取 $n = 45$, 优化后得到如下结果:

$$x_1 = 0.823421, \quad x_2 = 0.544694,$$

$$x_3 = 0.597654, \quad x_4 = 0.724312,$$

$$F(x) = 0.001137.$$

按此结果代入式 (7), 可得到 $F-t_d$ 曲线, 各点数值见表1所列。

表1

F	T_i	T_d	T_e
0.0	0.00	0.00000	0.00000
0.5	0.50	0.58613	0.47617
1.0	1.00	1.15076	0.96480
1.5	1.50	1.69609	1.46124
2.0	2.00	2.22425	1.96171
2.5	2.50	2.73725	2.46392
3.0	3.00	3.23705	2.96638
3.5	3.50	3.72556	3.46824
4.0	4.00	4.20465	3.96921
4.5	4.50	4.67622	4.46950
5.0	5.00	5.14228	4.96972
5.5	5.50	5.60498	5.47095
6.0	6.00	6.06676	5.97478
6.5	6.50	6.53055	6.48346
7.0	7.00	7.00000	7.00015

表1中, T_i 是理想值, 优化值 T_d 与理想值的最大时间误差为 0.0388s, 第一次试制的仪器为 T_i , 最大差约 0.238s。而进口仪器的此项最大误差为 0.24s。因为式(7)的解已得到实验验证是正确的。所以按此设计的仪器, 其等速率加载性能优于进口仪器。

四、仪器力指针的附加转动 (过冲) 与修正

在试样断裂后, 仪器的力指针要继续转过一个角度, 而使断裂力的指示值发生误差。对于这一现象, stelometer 中称之为过冲 (overshort), 而对其产生的原因未作任何解释, 仅采用每次试验前 (未装试样时) 测得的过冲值来修正实测的数据。

作者探明了这一现象产生的原因, 并提出了修正的办法。如图6所示, 试样断裂后, 似乎锤2在 m_2g 的作用下应迅速绕 D_1 转动, 即拨针走 b_1 轨迹而脱离指针 (a_1b_1 线), 但事实是, 由

式中 φ 、 θ 均为变量，因 $L = T - V$ ，则可求得

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}}, \frac{\partial L}{\partial \varphi}, \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}, \frac{\partial L}{\partial \theta}, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right), \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right).$$

由式(6)知，阻尼缸提供的非保守外力为

$$Q_{\varphi} = -\mu \dot{\varphi} \frac{[I_0 I_1 \sin(\alpha_1 + \varphi)]^2}{I_0^2 + I_1^2 - 2I_0 I_1 \cos(\alpha_1 + \varphi)}$$

$$Q_{\theta} = 0$$

将以 φ 为变量和以 θ 为变量的两组公式分别代入式(13)得

$$J_{A1} \ddot{\varphi} + m_2 R^2 \ddot{\varphi} - m_2 R r_2 [\ddot{\theta} \cos(\varphi - \theta) + \dot{\theta}^2 \sin(\varphi - \theta)] - m_2 g R \sin \varphi - m_1 g r_1 \sin(\alpha_1 + \varphi) \\ = -\mu \dot{\varphi} [I_0 I_1 \sin(\alpha_1 + \varphi)]^2 / [I_0^2 + I_1^2 - 2I_0 I_1 \cos(\alpha_1 + \varphi)]$$

$$\text{和} \quad J_{D2} \ddot{\theta} - m_2 R r_2 [\ddot{\varphi} \cos(\varphi - \theta) - \dot{\varphi} \dot{\theta} \sin(\varphi - \theta)] + m_2 g r_2 \sin \theta = 0 \quad (14)$$

初始条件为

$$\varphi_1 = \theta_1 = \varphi_d$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\theta}_1 = \dot{\varphi}(\varphi_d)$$

条件中的 $\dot{\varphi}$ 即 ω ，可由式(6)求得，式(14)同样可用上述的迭代法求解，以得到断裂后机构运动的 φ - t 和 θ - t 曲线，并由此可得到拨针H的轨迹如下：

$$x_H = R \sin \varphi - S_2 \sin \theta + S_3 \cos \theta$$

$$y_H = R \cos \varphi - S_2 \cos \theta - S_3 \sin \theta$$

式中 S_2 、 S_3 、 R 如图1所示。

图7所示曲线1a是转臂1在 $\varphi = 0^\circ$ 时，力指针5尾部的凸轮廓线，拨针在a点；曲线1b是臂1转过 φ_0 后试样刚断裂时的位置，拨针在a'点；曲线2a是试样断裂后拨针的运动轨迹。为了便于求得指针的附加转角 $\Delta\beta_m$ ，可将1b和2a绕A点反转过 φ_0 角，则1b和1a重合，2a转至2b，然后，使1a转过 $\Delta\beta_m$ 和2b相切于p'， $\Delta\beta_m$ 即附加转角。 $\Delta\beta_m$ 的求法如下：

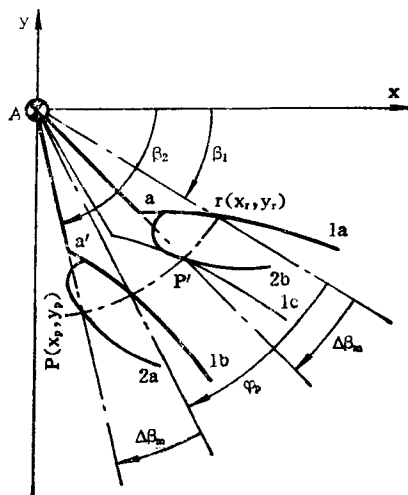


图7

求得切点 $P'(x_{p'}, y_{p'})$ 以后, 得

$$r_{p'} = \sqrt{x_{p'}^2 + y_{p'}^2}$$

将此半径截曲线1a得 $r(x_r, y_r)$; 截曲线2a得 $P(x_p, y_p)$, 于是

$$\Delta\beta_m = \beta_2 - \beta_1 - \varphi_p = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{y_p}{x_p}\right) - \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{y_r}{x_r}\right) - \varphi_p \quad (15)$$

试样断裂力 F 的仪器指示值为 F_r ,

$$F_r = K_{m,r} \sin[\sin^{-1}(F/K_{m,r}) + \Delta\beta_m] \quad (16)$$

在不同断裂力 F 和不同加载速率 K_F 条件下, 由式(15)、式(16)求得的 $\Delta\beta_m$ 和 F_r 值见表2、表3 (仅摘录部分值)。

表2		$\Delta\beta_m$ 值		
F (kgf)	K_F (kgf/s)	1	2	3
0		0.6809	1.3897	2.1232
1		0.0460	0.1828	0.4060
2		0.0272	0.1083	0.2424
3		0.0213	0.0848	0.1900
4		0.0187	0.0746	0.1671
5		0.0176	0.0701	0.1568
6		0.0173	0.0690	0.1542
7		0.0177	0.0706	0.1577

表3		F_r 值(kgf)		
F	K_F	1	2	3
0		0.1188	0.2425	0.3705
1		1.0080	1.0317	1.0705
2		2.0046	2.0185	2.0414
3		3.0035	3.0141	3.0316
4		4.0030	4.0119	4.0267
5		5.0027	5.0106	5.0237
6		6.0024	6.0096	6.0215
7		7.0022	7.0088	7.0196

由表看出, $K_F = 1$ 时, 附加转角很小, 可不予修正。对表中数据进行拟合后, 作者提出了新的修正公式 (实用范围为 $F = 3 \sim 7$ kgf)。

$$F_{rk} = F_r - \frac{K_F^2}{83F_r}$$

式中 F_r 为仪器的读出值。

按此修正公式与进口仪器须从实验得出 Z 值后的修正结果比较是很接近的, 但后者在 $K_F = 1, 2, 3$ 时, 对 $F = 0$ 的修正值出现负值, 这是明显不合理的。

五、试样中附加动载荷的消除

式(1)表示了加载力 F 与转角 φ 的关系, 并依此确定了力指示标尺的刻度, 这是在静态加载下的关系。事实上, 仪器是在动态条件下进行加载的, 因而, 试样中除受到静载荷外, 还受到附加动载荷的作用, 这就使得试样中实际所受的载荷与指示值不符。试样中的实际受载情况可分析如下:

设解除机构中试样对仪器的约束, 代之以力矩 M_p , 即给臂1加上逆时针向力矩 M_p , 而给锤2加上顺时针向力矩 M_p , 则系统的第二类拉格朗日方程 (13) 写成

$$(J_{A1} + m_2 R^2) \ddot{\varphi} - m_2 R r_2 [\ddot{\theta} \cos(\varphi - \theta) + \dot{\theta}^2 \sin(\varphi - \theta)] +$$