



中國儀器儀表學會

传感器论丛

第二册

16-3

全国传感器及其应用学术讨论会

1984 武汉

传感器论文集

(第二册)

传感器论文集(第二册)

目 录

涡轮流量计计算机分析	查美生 仲朔平	(1)
GYZ型高温熔体压力传感器	朱连兴	(11)
采用微处理机实现传感器在线线性化和温度补偿	杨之山 董梅芳	(17)
一种测量小力值的磁弹性测力称重传感器	周 贤	(25)
远距离超低温检测系统	熊陈林 盛惠忠	(33)
大气粉尘自动连续测定仪	王身忠 高文雄 彭根槐 熊庆国 邵启明	(41)
医用测压换能器系统频响分析和计算	潘家城 邱玉湖	(48)
全隔离滞丝式压力传感器及其在人体血压测量中的应用	徐蔚林 李桂芳	(55)
压电加速度计异常频响浅析	裘文武	(61)
LCH-1型流量传感器	位吉同	(65)
新型三向压电加速度传感器的研究及其应用	王树山	(73)
称重传感器的检验	陆志方	(80)
黑体-PN结辐射探测器	张振武	(86)
扩散硅压力传感器零点温漂的补偿	吴启泰 尚志伟 潘肇琦	(89)
厚膜铂电阻温度传感器	戴文禄 魏沛仁	(101)
小孔主动量仪传感器探析	朱志平 刘效光	(107)
晶体结构缺陷与晶体结构敏感材料	张克从	(113)
水轮发电机转子温度无线电遥测系统	钱光岳 吴月华	(119)
差动式磁弹性扭矩传感器原理与设计	王岐山 李庆余 赵玉贵	(127)
PT-1型激光微能量计	林康春 张洪林 刘 健 周复正	(137)
光、离子及X射线卡计	林康春 周复正 刘 健 张洪林	(142)
运算法电容测孔仪传感器的设计与误差分析	郑义中 高玉成 侯文郁	(149)
一种相位共轭式光敏传感器的理论分析	于克明 姚建铨 高培良 王延军	(161)
强磁性薄膜磁敏电阻的设计与制造	陈贵凡 孟庆波 江靖贤 程志奇	(166)
热敏电阻在建筑物测温中的应用	陈之启	(173)
血液粘度传感器	顾昌柏 沈汉年	(183)
高聚物驻极体和压电材料及其应用	沈寿彭 吴林生 吴极铗	(188)
对非金属零件的非接触式测量	孙祖宝 侯文郁 赵洪林 王永洪	(195)
带材板形检测仪的试验研究	张云骏	(204)
光纤在传感器中的应用	王凤鸣 高启安	(215)
YHD型电子引伸仪研制报告	李炳生	(223)

CCD 摄象机的微型机自动调光·····	陈楚康	王晓曼	(234)
选择性硫化氢气敏元件及报警器的研制·····	邹荷仙		(238)
快速测定钢液氧量的针式探头及定氧误差的探讨·····	江南猛		(243)
旋叶式流量传感器的研制·····	姚宗		(251)
金催化剂电化学传感器测定氮氧化物总量·····	张洁辰	薛祚林	程祖良 (256)
化学传感器·····	王中纪		(262)
带有旋转圆弧形声透镜的高横向分辨率的超声诊断换能器·····	寿文德		(271)
CYS-1差容式速度计的研制·····	沈宏甫	钟伟麟	冯列平 (278)
压磁式测力传感器的工作特性和工作机理·····	徐祖雄	吴兵	苏世璋 (286)
一种用于测量固体介质中的动态应力或动态力的压电式传感器·····	张挺		(293)
薄膜型 S_2O_2 气敏元件·····	张云昌	刘锦淮	(300)
PN 组合型硅应变片的研制·····	巫昊	徐新芬	(306)
血流动力学流变学无创伤性定量分析仪的研究和应用 ·····	盛曾慰	占又谷	陈国钧 王立基 (313)
在线通用气体测漏仪原理及其装置·····	潘长江	王启浩	易秀芳 凤震空 (322)
非晶态磁传感器·····	李绍周	史惠芬	吕瑞帜 (327)
旋转物体内部温度的非接触式传感器的研究·····	严隽道		(334)
测厚仪用 β 射线电离室的研制·····	梁煦宏	薛焕新	(340)
压力传感器的进压腔设计和试验·····	林俊德		(344)
YSW 型永磁式速度位移传感器·····	吴祥海		(351)

涡轮流量计计算机分析

查美生 仲朔平

(清华大学核能技术研究所)

引言

涡轮流量计具有精度高、重复性好、反应快、测量范围宽，输出数字化等优点，因而广泛应用于航空、动力、化工和原子能等领域。如果在流量计的设计过程中就能预测性能，并了解各参数对性能的影响，则既有助于产品的优化设计，避免盲目性及材料和工时的浪费；又可为用户提供不同工况下的运行性能，而不必进行实际工况下的性能标定。重要的是，在某些恶劣工况下(如高温、高压、有毒介质、放射性环境等)，往往是无法进行标定的。

鉴于上述想法，我们参照 R·E 汤姆逊和 J·格里的《涡轮流量计特性模型》^[1]，编制了 TURPA 程序(涡轮流量计参数分析及性能预测通用计算程序)，并在 UNIVAC 1100/10 型计算机上对上海和天津的一些产品进行了试算。结果表明，涡轮流量计的特性模型是可信的，利用该程序来计算、分析涡轮流量计的性能也是可行的。

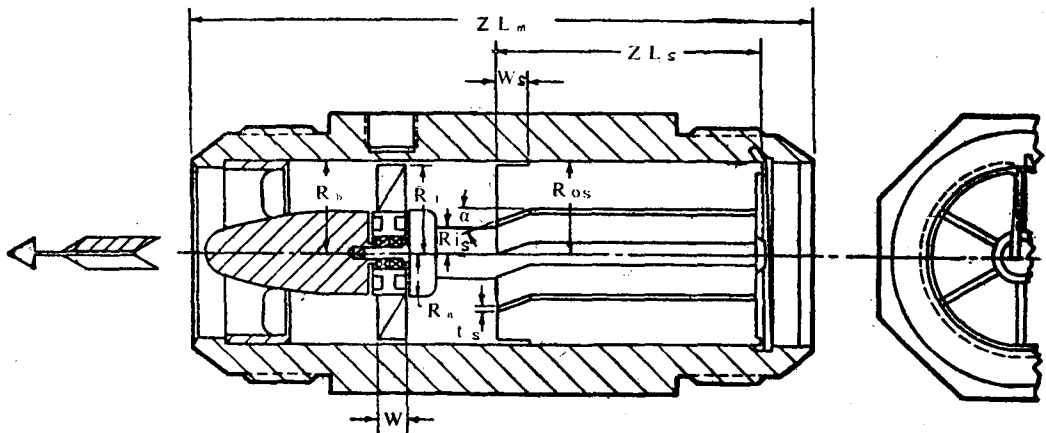


图 1 涡轮流量计结构图

一、涡轮流量计理论模型简述

当涡轮流量计(图 1)起动时，流体以一定角度冲击叶片，产生驱动力矩。当转子旋转到一定转速，流体冲击叶片的角度减小到某一值时，驱动力矩与阻力矩相等，转子处于稳定运转状态。此时，转子的力矩平衡方程式为：

- 在这项工作中，我们得到了上海自动化仪表九厂和天津自动化仪表三厂有关同志的热情支持和帮助，谨此致谢。

$$M_D - M_H - M_T - M_B - M_R = 0 \quad (1)$$

式中： M_D ——叶片驱动力矩

M_H ——轮毂阻力矩

M_T ——叶片边缘阻力矩

M_B ——轴承阻力矩

M_R ——信号读出装置阻力矩

1. 叶片驱动力矩 M_D

用两个无限接近的同心圆柱面在涡轮流量计转子内割取一微小圆柱层(图2)，并将其展成平面，这个微层被叶片切割成一系列翼型。将该系列翼型向两边无限伸长(图3)，这一系列叶栅中每个翼型的绕流情况都相同，并与圆柱层内翼型的工况相对应。这样，就把转子叶片升力的研究转化为直列平面无限翼型叶栅升力的研究^[2]。

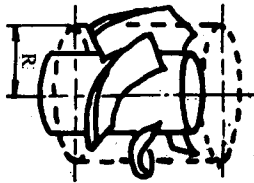


图2 转子的圆柱断面

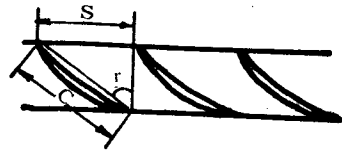


图3 直列平面无限翼型叶栅

叶栅的主要参数是：翼型形状，翼型在叶栅内的安装角 γ ，栅距 $S = \frac{2\pi R}{N}$ (R ——圆柱断面半径， N ——叶片数) 以及叶栅稠密度 C/S (翼型长度与叶栅距之比)。

叶片驱动力矩是根据机翼升力原理计算的。翼型叶栅与孤立机翼工作原理的主要差别在于叶栅前后流体的速度方向不同，即叶栅改变了无限来流的速度方向，而流体绕流单个机翼时其速度方向不变。

根据连续方程， $V_{z1} = V_{z2}$ ，所以叶栅的搅动作用只对速度的圆周分量有影响。对叶栅而言，相对速度 U_∞ 等于叶栅前后相对速度 U_1 和 U_2 的几何平均值，即 $\vec{U}_\infty = \frac{\vec{U}_1 + \vec{U}_2}{2}$ ，其方向为： $tg\beta_\infty = \frac{1}{2}(tg\beta_1 + tg\beta_2)$ 。我们定义 U_∞ 为叶栅无穷来流速度(图4)。

由于机翼升力理论仅适用于宽间距叶片的转子，因此对于窄间距、多叶片的转子，升力系数要作修正，即实际升力系数 $C_l = K_0 C_{li}$ ，其中 C_{li} 为单叶片的升力系数，升力修正系数 $K_0 = f(s/s, \gamma)$ ，是叶栅稠密度和安装角的函数。由于我们是在给定半径上计算升力系数 C_l ，然后沿叶片半径积分求得叶片的驱动力矩，因而在此采用平板叶栅理论来研究实际转子叶片的升力修正系数^[1]。

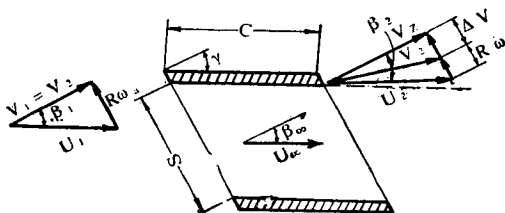


图4 涡轮流量计叶片速度图

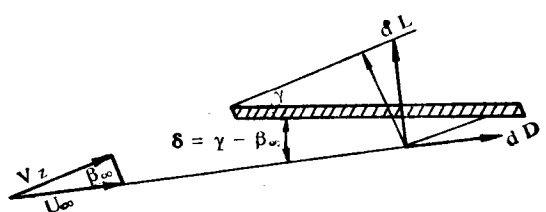


图5 叶片微元升力

在转子半径 R 处取一微元 $C \cdot dR$, 微元升力矩 dM_D 为:

$$dM_D = N \cdot R \cdot (dL \cos \beta_\infty - dD \sin \beta_\infty) \quad (2)$$

式中: $dL = (\frac{1}{2} \rho U_\infty^2) \cdot C_l \cdot (C \cdot dR)$ 微元升力(图5)

$dD = (\frac{1}{2} \rho U_\infty^2) C_D \cdot (C \cdot dR)$ 微元阻力

N ——叶片数

C ——叶片长度

C_l ——升力系数

C_D ——阻力系数

ρ ——流体密度

引入升力修正系数及叶片“纵横比”等修正因子之后^[1], 沿叶片长度由根部积分至顶端, 得转子叶片的总驱动力矩为:

$$M_D = \int_{R_H}^{R_T} \epsilon \rho V_z^2(R) N S \left(\frac{2q}{1+q} \right) \cdot (tg \gamma - tg \beta_1) R dR - \\ - \frac{1}{2} \int_{R_H}^{R_T} C_D \rho V_z^2(R) N C \left[\left(\frac{q}{1+q} \right) tg \gamma + \left(\frac{1}{1+q} \right) tg \beta_1 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ 1 + \left[\left(\frac{q}{1+q} \right) tg \gamma + \left(\frac{1}{1+q} \right) tg \beta_1 \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot R dR \quad (3)$$

式中:

$$\epsilon = \frac{\lambda}{1 + \frac{2\lambda}{AR}} \text{有效升力实验因子}$$

λ ——叶片“翼型”效率 ($0.9 < \lambda < 1.0$)

$AR = (R_T - R_H)^2 / \text{叶片面积}$ 叶片纵横比

$q = f(K_\infty, s/c, \gamma)$ 偏离系数

$tg \gamma = \frac{2\pi R}{L}$ (对螺旋叶片)

$tg \gamma = \text{常数}$ (对直叶片)

$tg \beta_1 = \left[R \omega_a - \left(\frac{2q}{1+q} \right) tg \alpha \left(\frac{R_{os}^2 - R_{is}^2}{R_B^2 - R_H^2} \right) V_z(R) \right] / V_z(R)$

(对有预旋段的流量计)

$tg \beta_1 = \frac{R \omega_a}{V_z(R)}$ (对常规整直段流量计)

L ——叶片螺矩

α ——预旋段预旋角度

S ——叶片间距

C ——叶片长度

γ ——叶片安装角

R_{os} ——预旋段叶片外半径

R_{is} ——预旋段叶片内半径

R_B ——流量计壳体内半径

R_H ——轮毂半径

R_T ——叶片外半径

R ——叶片半径

$V_z(R)$ ——半径 R 处的绝对来流速度

上述积分是无法得到解析解的，故采用数值积分的方法求解。

2. 轮毂阻力矩 M_H

$$M_H = \frac{1}{2} N \rho \bar{V}^2 C_D (\cos \gamma)_H \left[\left(\frac{q}{1+q} \right) \operatorname{tg} \gamma + \left(\frac{1}{1+q} \right) \operatorname{tg} \beta_1 \right] \cdot \left\{ 1 + \left[\left(\frac{q}{1+q} \right) \operatorname{tg} \gamma + \left(\frac{1}{1+q} \right) \operatorname{tg} \beta_1 \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} R_H \quad (4)$$

\bar{V} 为轮毂表面处的速度，其值为 0，实际计算中采用的是环形通道中的平均速度。

3. 叶片边缘阻力矩 M_T

$$M_T = \frac{0.078}{2 \operatorname{Re}^{0.48}} \rho \omega_a^2 R_T^3 C_t N \quad (5)$$

式中：

$$\operatorname{Re} = \rho \omega_a R_T (R_B - R_T) / \mu$$

μ ——流体动力粘度

C ——边缘处叶片弦长

t ——叶片厚度

4. 轴承阻力矩 M_B

(1) 球轴承：首先求出轴承受的轴向推力，再由轴承的滚动力矩、转速和轴向负荷表查得阻力矩 M_B （见图 7），中间值用插入法求得。

轴承的轴向力主要由两部分组成：一是来流作用在叶片上的轴向力 F ，二是轮毂上流体阻滞力的轴向分力 F_a 。

求轴向力 F ：

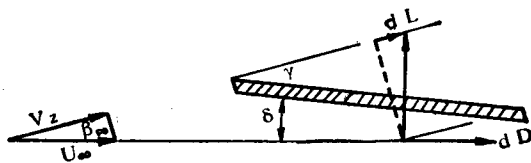


图 6 来流作用在转子上的轴向力

由图 6 可知：

$$dL = \left(\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \right) C_1 (C \cdot dR)$$

式中：

$$C_1 = 2 \pi K_o \sin \delta$$

$$\delta = \gamma - \beta_\infty$$

$$U_\infty = V_z / \cos \beta_\infty$$

$$dD = \left(\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \right) C_D (C \cdot dR)$$

$$dF = N(dL \sin \beta_\infty - dD \cos \beta_\infty)$$

经代数运算后, 引入修正因子 ϵ 和偏离因子 q , 沿叶片长度积分得到:

$$F = \int_{R_H}^{R_T} \frac{1}{2} \epsilon \rho(R) V_z^2(R) NS \left[\left(\frac{2q}{1+q} \right)^2 \cdot \left(\frac{2\pi R}{L} \right)^2 + \frac{4q(1-q)}{(1+q)^2} \cdot \left(\frac{2\pi R}{L} \right) \cdot \left(\frac{R\omega_a}{V} \right) - \frac{4q}{(1+q)^2} \left(\frac{R\omega_a}{V} \right)^2 \right] dR + \frac{1}{2} C_D \int_{R_H}^{R_T} \rho V^2 CN \left\{ 1 + \left[\left(\frac{q}{1+q} \right) \cdot \left(\frac{2\pi R}{L} \right) + \left(\frac{1}{1+q} \right) \left(\frac{R\omega_a}{V} \right) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} dR \quad (6)$$

求力 F_h :

$$F_h = \frac{1}{2} N \rho_h V_h^2 C_D (cs \cos \gamma)_h \left\{ 1 + \left[\left(\frac{q}{1+q} \right) \cdot tg \gamma + \left(\frac{1}{1+q} \right) tg \beta_1 \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

实际计算中, 取 $V_h = V_{平均}$ 。

必要时尚需考虑由于加速度引起的轴向力和由于叶片前后压差引起的轴向力:

$$F_r = M_r (a + g \cos \phi) + \Delta P_{转子} (R_T - R_H) t N \quad (8)$$

式中:

M_r ——转子质量

ϕ ——流量计轴线与垂线之间的夹角

a ——加速度

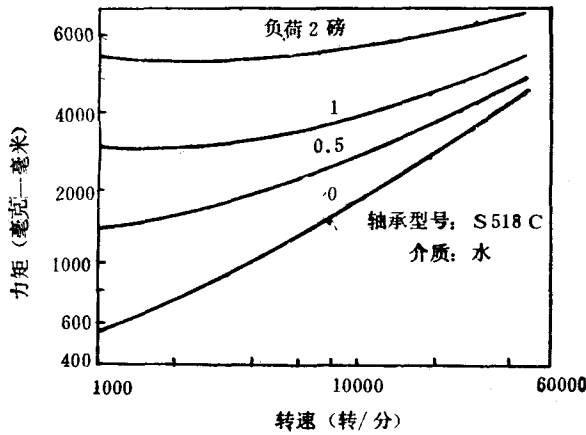


图 7 轴承滚动力矩、转速和负荷关系图

(2) 滑动轴承:

$$M_B = f \rho \pi L_{JB} \omega_a^2 R_s^4 \quad (9)$$

式中:

$$f = 2/Re \quad (\text{层流})$$

$$f = 0.078/Re^{0.43} \quad (\text{紊流})$$

$$Re(\text{临界}) = 41.1 \sqrt{Rs/C_{JB}}$$

L_{JB} ——轴承长度

R_s ——轴半径

C_{JB} ——轴承径向间隙

如果转子的轴向力不是作用在转轴中心线上，或者转子不是“悬轴”式结构，尚须考虑总的轴向力所产生的摩擦力矩。

5. 信号读出装置阻力矩 M_R

如果信号源是高频调制波，则 $M_R = 0$ 。

如果采用通常的磁感应装置，则阻力矩为：

$$M_R = a + b\omega_a^2 \quad (10)$$

式中：

a, b 为系数。

二、涡轮流量计参数分析及性能预测的通用计算程序

TURPA 程序的主要计算框图如图 8 所示，程序中采用的符号参见图 1。

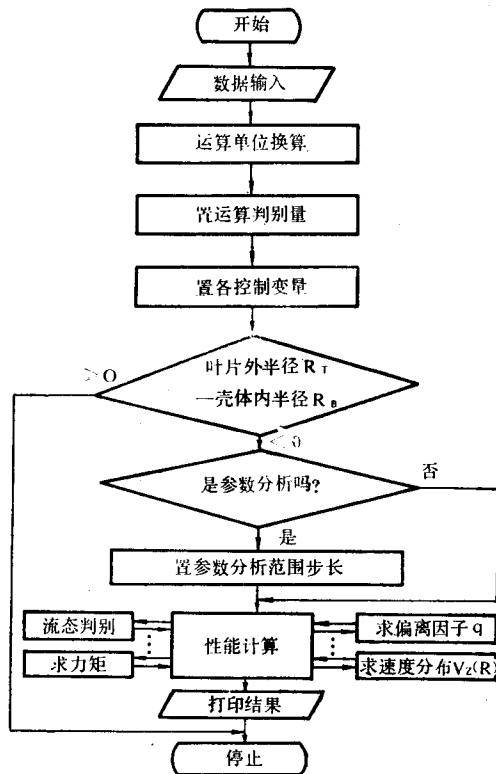


图 8 TURPA 程序主要计算框图

本程序的主要功能是：在任意给定介质和公称口径 R_B 的条件下，分析流量计的结构参数——螺距 L 、叶片长度 W 、叶片外半径 R_T 、轮毂半径 R_H 以及叶片数 N 等对于流量计转子转速、流量系数、线性范围、阻力损失、轴向力以及叶片驱动力矩等性能的影响，并给出

定量结果。如进行性能预测，则能根据输入的参数——流量计结构尺寸（螺距，叶片长度、厚度及外半径，叶片数，轮毂半径等），介质的温度、粘度、密度，结构材料的膨胀系数，轴承类型等，计算该流量计的各性能项目，最后打印出输入参数表和计算结果表（表 1）。

本程序仅适用于不可压缩流体的轴对称流动。

三、计算结果及分析

1. 涡轮流量计性能计算

根据上海自动化仪表九厂和天津自动化仪表三厂提供的数据，并以水（20℃）为介质，我们对部分型号的涡轮流量计进行了性能计算。表 1 列出了天津 L_w-40 型涡轮流量计性能计算结果，各型号涡轮流量计的流量系数计算结果及其偏差如表 2 所示。

RESULT

表 1 计算结果表

NO.	NAME	SYMBOL	UNIT	DATA
1	PRESSURE DROP	DELTAP	KG/PSCM	.668545—002
2	DUE BLADES	DPH	KG/PSCM	.635232—002
3	DUE PIPE LOSS	DPP	KG/PSCM	.333126—003
4	BLADE LOAD	BRIN	KG	.110348—001
5	PRESSURE LOAD	T11	KG	.481472—002
6	V BAR TURB.	VBAR	M/SEC	3.25915
7	V—T INTEG.	VV	M/SEC	3.25979
8	ALPHA INTEG.	ALPHIN	DEG	.633079—002
9	V BAR SWIR.	VBARS	M/SEC	2.84064
10	V SW. INTEG.	VVS	M/SEC	3.20542
11	TL INTEG.	T 1 GG	KG—M	.125445—003
12	TBD INTEG.	T 2 GG	KG—M	.596422—004
13	TD INTEG.	DRIVER	KG—M	.657136—004
14	BEARING THRUST LOAD	BRINT	KG	.198683—001
15	BEARING TORQUE	BEART	KG—M	.239854—004
16	BLADE TIP DRAG	BLADET	KG—M	.308288—005
17	ROTOR HUB DRAG	FDRAG	KG—M	.388517—004
18	PICKUP DRAG	PICKUP	KG—M	.100005—006
19	ROTOR SPEED	WA	RAD/SEC	226.864
20	RESULTENT TORQUE	RESULT	KG—M	— .306316—006
21	METER FACTOR	ZMF	CYCLES/L	48.1667

表 2 流量系数计算结果及其偏差

数 据 项 目	型 号		上 海	上 海	天 津	天 津	上 海	天 津	天 津
			LW-80	LW-50	LW-50(1)	LW-50(2)	LW-40	LW-40	LW-25
计算值(转/升)			12.317	36.671	36.694	22.520	71.621	48.167	126.03
标定值	范围		11.11—12.22	38.17—38.88			76.8—77.7		
(转/升)	平均值		11.66	38.53	38.91	23.55	77.25	48.81	122.6
偏 差 (%)			+5.6	-4.8	-5.7	-4.4	-4.7	-1.3	+2.8

由上述结果可见，计算值与标定值的相对均方根差为 ± 0.044 ，我们认为，引起偏差的主要原因有以下几个方面：

第一，厂方提供的数据中，“螺距”一项未给公差范围，据了解在实际生产中也无法精确测出螺距值。这样，计算采用的数值与实际值之差异对结果就产生了一定的偏差，从本文参数分析的结果来看，这种影响还是相当大的。

第二，计算中考虑了由轴向力引起的轴端摩擦阻力矩，而实际产品中大多采用了“悬轴”结构，液压平衡产生的推力平衡掉部分轴向力，但其精确数值难以确定，这就影响了计算精度。

2. 涡轮流量计参数分析

利用本程序，我们对 LW-50 型涡轮流量计进行了结构参数的灵敏度分析，有关参数的基准值及其变化范围如表 3 所示。计算过程中每次改变一个参数的值，其余参数均取基准值。计算结果整理成若干图表，参见图 9—图 11。

表 3 结构参数的基准值、变化范围及步长

参 数	符 号	基 准 值 (mm)	变 化 范 围 (mm)	步 长 (mm)
螺 距	ZL	127.0	50.8—152.4	20.3
叶 片 长 度	W	12.7	2.54—25.4	4.6
叶 片 外 半 径	R _T	24.4	12.7—24.9	2.4
轮 毂 半 径	R _H	11.0	7.6—15.2	1.5
叶 片 数	N	6	4—14	2

从参数分析的结果可以得出以下几点结论：

1) 叶片螺距 ZL (或用螺旋角、导程) 是对流量系数影响最大的参数。如能控制螺距的加工精度，就基本上保证了同批产品性能的一致性，有可能免去逐一标定的繁琐过程。

从图 9—图 11 也可看到：随着螺距的增大，流量计的线性范围变宽，压力损失变小，这是有益的，但不利之处是流量系数变小，这可以通过增加叶片数加以弥补。

2) 叶片长度 W 对流量系数和线性度的影响最小。因此,在保证叶片刚度的前提下,应减小叶片长度,这样既可减轻转子重量,提高流量计的灵敏度,又可节省材料和工时。

3) 叶片外半径 R_T 有一最佳值(图 9), 兼顾漏流与检出信号的强度, R_T 可取得比最佳值稍大一些。

4) 各参数对于流量系数、线性范围以及阻力损失等性能的影响是不一样的。因此,对于不同用途的流量计,可以采用不同的结构参数。从这点来说,涡轮流量计计算机分析有它独特的长处——它可提供多种方案进行比较。

5) 如有需要,可以进行各参数的交叉循环计算,以求得最优化方案。

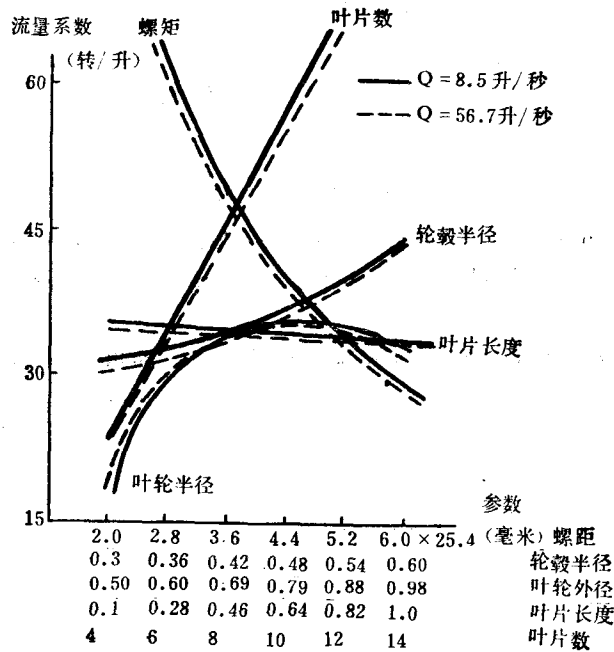


图 9 参数分析结果

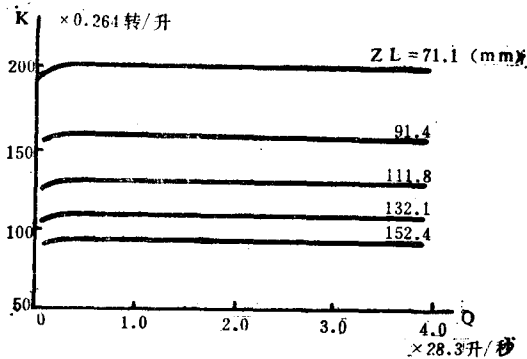


图 10 不同螺距下流量系数与流量的关系

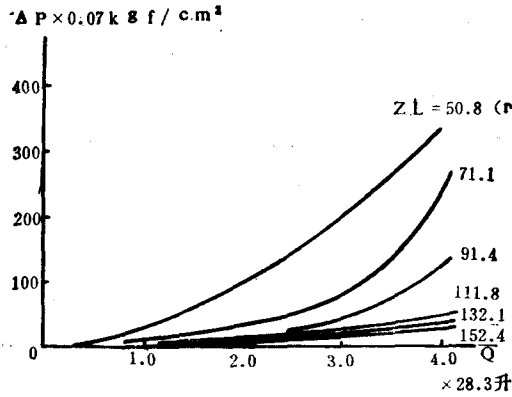


图 11 不同螺距下压力降和流量的关系

参 考 文 献

(1) R. E. Thompson and J. Grey, 《Turbine Flowmeter Performance Model》, Contract DA-AHO 1-67-C 1609, Final Report To United state Army Missile Command Redstone Arsenal, Alabama.

(2) [苏] A. A 洛马金著,《离心泵和轴流泵》, 梁荣厚译, 机械工业出版社出版, 1978 年 9 月。

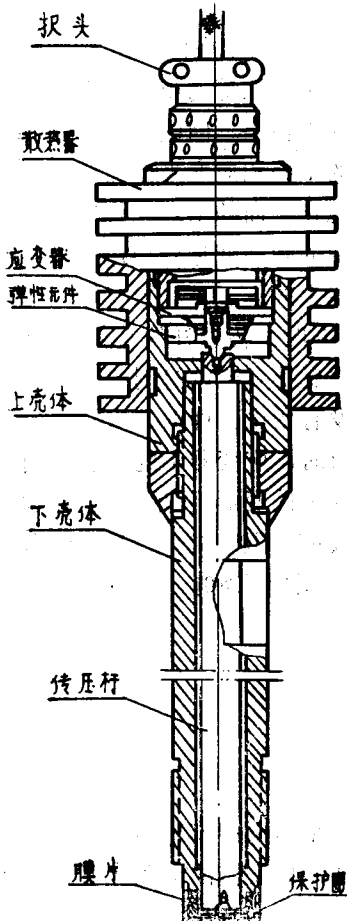
GYZ 型高温熔体压力传感器

朱连兴

(上海第三纺织机械厂)

GYZ 型高温熔体压力传感器 (下简称 GYZ 型传感器) 适用于温度高达 300°C 的熔体压力的测量和控制的场合, 经常使用于合成纤维、塑料、橡胶和其他化工生产的熔体和液体压力的测量和控制。

GYZ 型传感器是一种压力——电阻转换的检测仪器, 其应变材料采用电阻率大、电阻温度系数低、对铜偶合的热电势小、相对灵敏度较大的卡玛丝 (Ni Cr Al Fe)。同时, 由于采用了特殊设计的涨丝式结构的应变器, 因而解决了通常的电阻应变式压力传感器的基片老化、基片与应变筒 (或弹性元件) 的蠕变以及粘合剂脱落等缺点。因此, 它具有使用寿命长、稳定性好、灵敏度高等特点。



图一 GYZ 型传感器结构示意图

GYZ 型传感器的结构及原理

GYZ 型传感器是组合式压力传感器的一种型式, 因为它的应变器不是直接安装在压力感受元件 (膜片) 上, 而是由传力杆将感受元件 (膜片) 的位移传递到装有应变器的弹性元件上, 并在弹性元件的弹性变形力的作用下使应变器的应变丝 (卡玛丝) 产生电阻值的变化, 达到压力——电阻的转换。

如图-所示: 除外壳、散热器以及插头座等辅助零件之外, GYZ 型传感器主要由下列三大部分组成:

1. 膜片

它是作为直接与被测的介质压力接触的一次敏感元件。其作用, 一是将被测介质的压力转换成位移; 二是当被测介质压消失时依靠弹性元件的弹性恢复原来的状态和位置, 并且没有滞后和形变。这就要求膜片材料有较好的耐腐蚀性、耐磨性、可塑性及抗疲劳性。为此, 膜片在冲制、剪切、拉伸、车削等工序加工成形过程中, 不允许存有各种残余应力。我们是采用人工时效的办法 (将膜片置于 160°C 的恒温电热炉内达 16 小时左右) 来消除膜片成形加工过程中存在的各种不规则残余机械应力和提高膜片的线性度及长期稳定性。此外, 膜片与下壳体的连接焊接时, 采用了微束等离子焊接来减少膜片焊接过程中的热变形, 保证膜片的线性度。GYZ

型传感器的膜片是采用 1Cr18Ni9Ti 不锈钢材料制作的，这种材料基本上可以制造出符合上述要求的膜片。

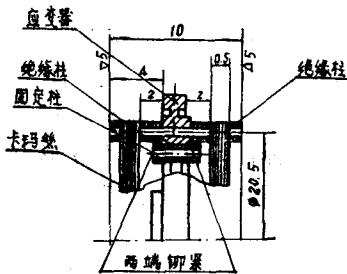
2. 弹性元件

同各种应变式传感器一样，弹性元件是 GYZ 型传感器的关键零件。弹性元件材料的非线性、弹性滞后(包括弹后效)、弹性模数的温度系数、热膨胀系数和弹性元件的自振频率等参数均对传感器的技术性能产生直接影响。

GYZ 型传感器是采用 40Cr 合金结构钢作为生产弹性元件的材料。它除了具有较高的抗压强度、抗拉强度和抗疲劳性及较好的温度特性(热膨胀系数和弹性模数温度系数分别为 $11 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ 和 $-3 \times 10^{-4}/^{\circ}\text{C}$)等特点之外，而且经过通常弹性元件的金加工工艺过程：粗加工—→热处理(淬火、回火)—→精加工—→人工时效。能使加工成形的弹性元件金属纤维均匀分布、晶粒细而均匀，具有良好的弹性变形，较小的非线性及弹性滞后。此外，由于弹性元件的形状结构采用与膜片相似的圆薄片式，因此它的自振频率与一次敏感元件(膜片)相近似。减小测量过程中传感器系统内部传递的误差。经过实际应用证明：GYZ 型传感器的弹性元件选用这种形式及材料是比较合适的。

3. 应变器及测量桥路

GYZ 型传感器的应变器是非粘贴式的电阻涨丝式应变器，是国内较先进的电阻应变式形式之一。如图二所示：



图二 应变器结构图

0.03 mm 的卡玛丝绕制在固定在圆薄片上的环形绝缘柱上，组成上、下两组阻值相等的半桥，由于应变器的圆心紧固在弹性元件的心轴上。因此，当弹性元件产生弹性变形时，应变器的中心相应变形，而圆周上的固定象伞一样地涨开，使绕在上面的卡玛丝长度产生相应变化。从而将弹性元件上的弹性变形转换电阻变化。

当没有压力时应变器上的上、下二组卡玛丝阻相等。如图三所示：当 $P=0$ 时，传力杆的受力 $T=0$ ，如此同时，弹性元件的弹性变形 $S=0$ 。这时应变器上的上、下两组卡玛丝阻值没有变化。即 $R_1=R_2$ 。

当被测介质产生压力时，应变器上的上、下两组卡玛丝阻值由于弹性元件的弹性变形作用，发生相应变化，上面一组卡玛丝伸长，阻值增加；下面一组卡玛丝相应收缩，阻值减小。如图四所示：当 $P>0$ 时，传力杆的受力 $T>0$ ，此时，弹性元件产生的弹性变形 $S>0$ ，应变器上的上、下两组卡玛丝长度相应产生伸长和收缩变化。

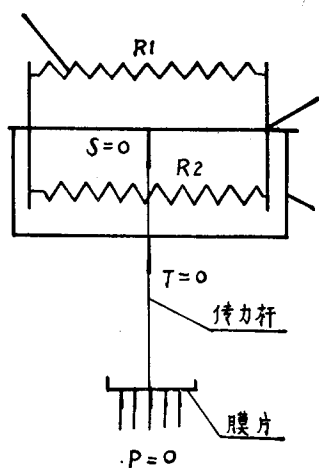
令 R_1 变化为 $R_1 + \Delta R$

R_2 变化为 $R_2 - \Delta R$

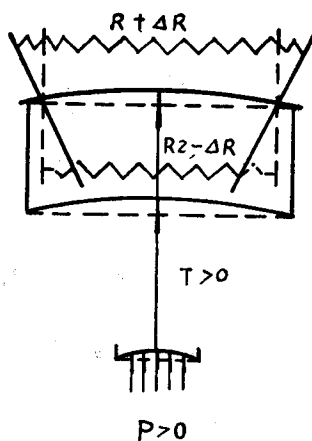
而 $\Delta R = |-\Delta R|$

则 $\Delta R + |-\Delta R| = 2\Delta R$

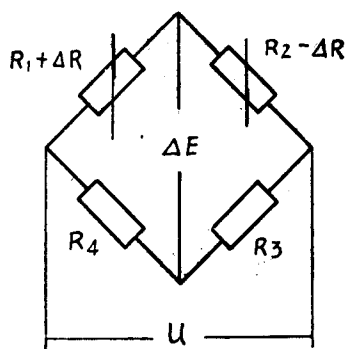
根据上式应变器上的上、下两组卡玛丝相应变化的特点，采用电桥不平衡法就可将其配组成如图五所示的两种测量桥路，用输出端之间的变化来测出应变器的卡玛丝阻值变化量。



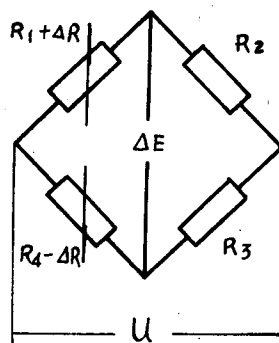
图三



图四



A 对称情况



B 非对称情况

图五

(1) 对称情况(图五A):

$$R_1 = R_2 \quad R_3 = R_4$$

$$\therefore \Delta E = \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$$

又 $\therefore R_3$ 和 R_4 为固定电阻无变化, $\Delta R_3 = \Delta R_4 = 0$

$$\begin{aligned} \therefore \Delta E &= \frac{U}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \\ &= \frac{U}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right) \end{aligned}$$

又 $\therefore R_1 = R_2$ 而 ΔR_2 为负值

$$\therefore \Delta E = \frac{U}{4} \left(\frac{\Delta R_1 + \Delta R_2}{R_1} \right)$$