

新型涡轮流量计的理论模型¹⁾

王菊芬²⁾ 孟浩龙 岳 彬 余向明

(航空油料及油料装备检测试验中心, 北京 100076)

摘要 基于动量力矩定理和流体边界层理论, 建立了一新型涡轮流量计的理论模型. 利用该理论模型可以分析叶轮几何参数对流量计计量性能的影响. 以一 DN50 涡轮流量计为例, 利用本文所建立的理论模型对该流量计的仪表系数进行了计算, 并在一体积管标准装置对该流量计的仪表系数进行标定. 结果表明, 计算值和实验值较为吻合, 误差在 $\pm 3.5\%$ 以内, 验证了模型的有效性, 从而为仪表的结构优化设计提供了理论依据.

关键词 涡轮流量计, 长螺旋形叶轮, 理论模型, 试验, 仪表系数

中图分类号: TB937 文献标识码: A doi: 10.6052/1000-0879-13-144

THE THEORETICAL MODEL OF A NEW-TYPE TURBINE FLOWMETER¹⁾

WANG Jufen²⁾ MENG Haolong YUE Bin YU Xiangming

(The Aviation Fuel and POL Equipment Test Center, Beijing 100076, China)

Abstract The theoretical model of a new-type turbine flowmeter is proposed based on the theorem of moment of momentum and the boundary layer theory of fluids, for analyzing the influence of the rotor's geometry on the flowmeter's metrological performance. The meter factor of a DN50 turbine flowmeter is calculated with the theoretical model and by using a standard volume tube. The effectiveness of the model is verified as it is shown that the calculated results are in a good agreement with the experiment results with an error in the range of $\pm 3.5\%$, and the model provides a theoretical basis for the meter's optimization design.

Key words turbine flowmeter, long helical rotor, theoretical model, experiment, meter factor

涡轮流量计具有测量准确度高、重复性好、质量轻和结构简单等优点, 在过程控制测量和贸易计量中得到了广泛的应用. 然而, 涡轮流量计的测量准确度易受到流动干扰的影响, 限制了其在一些安装空间受限场合的使用. 笔者通过对传统涡轮流量计的叶轮进行改进设计^[1], 采用长的螺旋形叶轮结构, 使流量计的抗流动干扰能力得到了极大的提高.

自 20 世纪 60 年代起, 国内外学者对涡轮流量计进行了大量的实验和理论研究. 美国学者 R.E. Thompson 和 J. Grey 于 60 年代末提出的涡轮流量计理论模型是一个较为典型的理论模型^[2]. 国内学者从流体黏度对涡轮流量计仪表系数的影响^[3-8]、运用二元边界层理论来研究作用在叶轮上

的黏性阻力矩^[9]等角度出发对涡轮流量计的理论计算模型进行了研究.

本研究中, 笔者基于动量矩定理和流体边界层理论建立了该新型涡轮流量计的理论模型, 并利用实验数据对所建立的理论数学模型的有效性进行验证, 计算结果表明理论值与实验值能较好吻合.

1 新型涡轮流量计结构

和传统涡轮流量计不同, 该新型涡轮流量计的叶轮采用的是 3 叶片长的螺旋型结构, 叶轮外加一个叶轮罩; 叶轮罩加工成为两端对称的台阶形式, 其中间部分和流量计内壳之间的间隙非常小, 只有 0.5 mm; 叶轮轮毂两端采用半椭球形结构, 以缓和流

2013-04-15 收到第 1 稿, 2014-01-02 收到修改稿.

1) 中国人民解放军总后勤部军需物资油料部资助项目 (20070407).

2) 王菊芬, 工程师, 博士, 研究方向为流体测量的计算流体力学仿真、流量计及其检测方法的研究. E-mail: wang_jufen@163.com

量计进、出口速度分布的急剧变化,提高叶轮旋转稳定性以及降低压力损失.另外,该流量计没有转轴,轴承直接套在叶轮罩上,轴承的定位通过前、后导流架和叶轮罩上的台阶来实现.这种结构设计的优点是简单、便于安装维护,在加工工艺上易于实现既定的公差要求,从而确保叶轮在壳体内平稳转动.流量计的具体结构如图 1 所示.

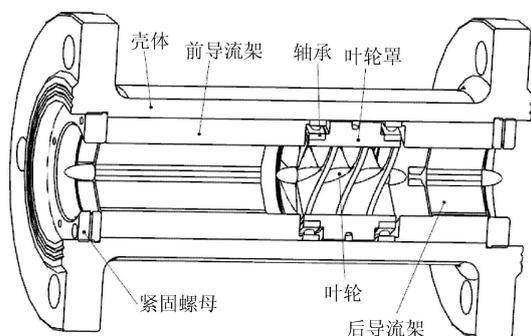


图 1 新型涡轮流量计结构示意图

2 理论模型的建立

置于流体中流量计叶轮受到力的作用如图 2 所示.图中, T_d 为作用在叶轮上的驱动力矩, T_b 为轴承阻力矩, T_h 为轮毂表面阻力矩, T_t 为叶轮罩顶隙阻力矩, T_w 为轮毂两端椭圆面上的黏性摩擦阻力矩.考虑到磁电信号检出装置所产生的阻力矩与其他阻力矩相比很小,图 2 中未计入此项.当涡轮流量计处于稳定旋转状态下,作用在叶轮叶片上的各种力矩达到了平衡,力矩方程为

$$T_d - T_b - T_h - T_t - T_w = 0 \quad (1)$$

下面对各个力矩的具体计算公式进行推导.

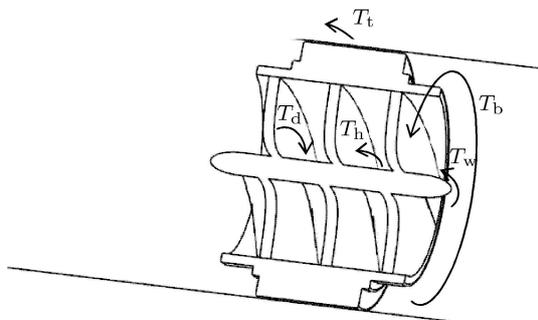


图 2 涡轮流量传感器叶轮受力分布示意图

(1) 叶轮驱动力矩

叶轮驱动力矩 T_d 可按动量变化理论或机翼理论计算.动量变化理论适用于通过叶轮的全部流体

均被旋转.文献 [10] 的研究表明,一般情况下,在叶栅实度小于 1 时,可使用机翼理论;大于 1 时,动量变化理论将更适用.由此可见,对于图 2 所示的叶轮结构,适用动量变化理论来计算 T_d .

将带有叶片的叶轮展开直列叶栅,叶轮半径 r 处,叶片及其进出口速度三角形如图 3 所示.图 3 中, V_1 为流量计叶片进口截面上半径 r 处的流体速度, V_2 为流量计叶片出口截面上半径 r 处的流体速度, U_1, U_2 分别为入口、出口相对速度, γ 为半径 r 处叶片安装角, β_1 为 U_1 与轴线之间的夹角, β_2 为 U_2 与轴线之间的夹角, C 为叶片弦长, S 为叶片间距, δ 为叶片的厚度, ω 为叶轮旋转速度.

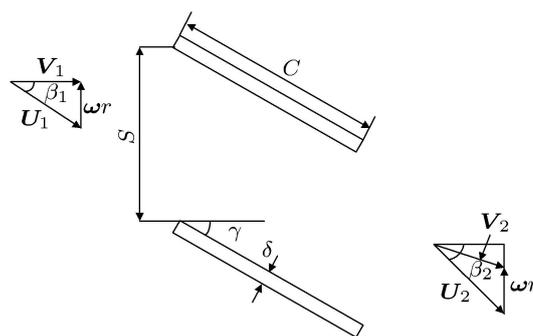


图 3 叶轮进出口速度矢量图

取叶轮半径 r 处高度为 dr 的环形微元作为计算对象,利用动量力矩定理可以得到作用于该微元面积的驱动力矩为

$$dT_d = \rho N_B r V_1^2 S (\tan \beta_2 - \tan \beta_1) dr \quad (2)$$

式中 ρ 为流体密度, N_B 为叶片数.

将式 (2) 从叶片轮毂半径到叶顶半径积分,得到叶片受到总的驱动力矩为

$$T_d = \rho N_B \int_{r_h}^{r_t} r V_1^2 S (\tan \beta_2 - \tan \beta_1) dr \quad (3)$$

式中 r_t 为叶顶半径, r_h 为轮毂半径.

根据进口速度三角形,可知

$$\tan \beta_1 = \frac{r\omega}{V_1} \quad (4)$$

流动出口角 β_2 的大小易受到流速分布、流体黏度和叶轮结构参数的影响.在忽略边界层厚度及各阻力矩的作用时,流动出口角即是叶片安装角.依据边界层原理,可得到 $\tan \beta_2$ 的计算公式为 [7]

$$\tan \beta_2 = (1 + \Delta - \Theta) \tan \gamma \quad (5)$$

式中, $\tan \gamma = 2\pi r/L$, L 为叶轮叶片的螺距; Δ 和 Θ 分别为无量纲动量厚度和无量纲排移厚度, 其计算公式分别为

$$\Delta = \frac{\delta_{Ts} + \delta_{Tp}}{S \cos \gamma} \quad (6)$$

和

$$\Theta = \frac{\Theta_{Ts} + \Theta_{Tp}}{S \cos \gamma} \quad (7)$$

式中, δ_{Ts} 和 δ_{Tp} 分别为叶片吸力侧和压力侧的位移边界层厚度, Θ_{Ts} 和 Θ_{Tp} 分别为叶片吸力侧和压力侧的动量边界层厚度. 分别可用以下近似公式进行计算.

当 $Re_C \geq 2.5 \times 10^5$ 时

$$\delta_{Ts} = \delta_{Tp} = 0.0463CRe_C^{-0.2}$$

$$\Theta_{Ts} = \Theta_{Tp} = 0.037CRe_C^{-0.2}$$

当 $Re_C < 2.5 \times 10^5$ 时

$$\delta_{Ts} = \delta_{Tp} = 1.72CRe_C^{-0.5}$$

$$\Theta_{Ts} = \Theta_{Tp} = 0.664CRe_C^{-0.5}$$

式中, Re_C 为沿叶片长度方向的雷诺数, 等于 $V_1 S / \{v \cos \gamma [1 - \delta / (S \cos \gamma)]\}$; v 为流体的运动黏度.

(2) 轴和轴承之间的摩擦阻力矩

所采用的轴承为深沟球轴承. 作用在深沟球轴承上的摩擦力矩主要为由外载荷引起的摩擦力矩以及黏性摩擦力矩. 在此, 引用文献 [11] 的计算方法, 即

$$T_b = f_1 F d_m + 4.501 \times 10^{-7} f_0 (v\omega)^{\frac{2}{3}} d_m^3 \quad (8)$$

式中 f_1 为轴承摩擦因数, 取值为 0.0015; F 为轴承载荷, F 取 $(3F_a - 0.1F_r)$ 和 F_r 的较大者, F_a 和 F_r 分别为轴承所受的轴向载荷和径向载荷; d_m 为轴承节圆直径; f_0 是与轴承类型、润滑方式有关的系数, 考虑到轴承的润滑方式为油浴, 因此 $f_0 = 2$.

(3) 轮毂表面阻力矩 T_h

依据平板绕流的边界层理论 [12], 流体经过叶轮时在轮毂周面上所产生的摩擦阻力在叶轮旋转方向上的分量为

$$F_h = \frac{1}{2} \rho U_{\infty h}^2 C_{Dh} A_h \sin \beta_{\infty h} \quad (9)$$

式中用下标 h 来表示轮毂表面处的参数. 其中, A_h 为轮毂表面积, $A_h = 2\pi r_h L_h - \delta_h C_h N_B$, L_h 为叶轮

轮毂长度, C_h 为轮毂处叶片弦长, δ_h 为轮毂表面处叶片厚度; $U_{\infty h}$ 为无穷远处未受扰动的来流在轮毂表面的流速; $\beta_{\infty h}$ 为 $U_{\infty h}$ 与轴线之间的夹角; C_{Dh} 是轮毂表面摩擦阻力系数. 由此可以得到轮毂表面阻力矩 T_h 的计算公式为

$$\left. \begin{aligned} T_h &= \frac{1}{2} N_B \rho V_{1h}^2 C_{Dh} A_h r_h \frac{\tan \beta_{\infty h}}{\cos \beta_{\infty h}} \\ \tan \beta_{\infty h} &= \frac{2\pi r_h q}{L(1+q)} + \frac{r_h \omega}{v(1+q)} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中 V_1 为叶片进口截面上轮毂处的流体速度, q 为偏离系数, 引用文献 [3] 的计算公式, 即

$$q = \frac{\pi C_h \cos \gamma}{2S_h}$$

阻力系数 C_{Dh} 可由下式确定

$$C_{Dh} = \begin{cases} 1.328 Re_h^{-0.5}, & Re_h < 2.5 \times 10^5 \\ 0.074 Re_h^{-0.2}, & Re_h \geq 2.5 \times 10^5 \end{cases}$$

式中, Re_h 为轮毂表面处的雷诺数, 其计算公式为

$$Re_h = \frac{V_{1h} C_h}{[1 - \delta_h / (S_h \cos \beta_{\infty h})] \cos \beta_{\infty h} v}$$

(4) 轮毂两端椭球端面阻力矩 T_w

涡轮流量传感器叶轮轮毂两端为半椭球形状. 同样以边界层理论来建立 T_w 的计算公式. 在椭球半径 r 处沿轴向长度为 dx 的环形面积单元作为计算对象, 作用其上的阻力为

$$F_w = \rho U_{\infty w}^2 C_{Dw} 2\pi r dx \quad (11)$$

式中, C_{Dw} 为轮毂椭球端面上的阻力系数, $U_{\infty w}$ 为无穷远处未受扰动的来流在椭球表面的流速. 得到椭球端面上黏性摩擦阻力矩的计算公式为

$$\begin{aligned} T_w &= 2\pi \rho \int_0^{L_w} U_{\infty w}^2 C_{Dw} r^2 dx \\ \frac{r^2}{r_h^2} + \frac{x^2}{L_w^2} &= 1 \end{aligned} \quad (12)$$

式中, L_w 为椭球长轴半径; 阻力系数 C_{Dw} 的计算公式为

$$C_{Dw} = \begin{cases} 1.328 Re_w^{-0.5}, & Re_w < 2.5 \times 10^5 \\ 0.074 Re_w^{-0.2}, & Re_w \geq 2.5 \times 10^5 \end{cases}$$

$$Re_w = \frac{(R-r)r\omega}{v}$$

式中, Re_w 为轮毂椭球端面上的雷诺数, R 为涡轮流量传感器的内径.

(5) 叶轮罩与涡轮流量传感器壳体内壁之间的顶隙阻力矩

新型涡轮流量计的结构设计中, 为了提高叶轮的抗流动干扰能力, 叶轮罩与涡轮流量传感器内壁壳体之间的间隙非常小, 通常只有 0.5 mm. 叶轮罩的具体机械结构如图 4 所示. 考虑到叶轮罩顶隙距离非常小, 略去二次流的影响, 根据缝隙流动理论可以求得顶隙阻力矩 T_t , 其计算公式为

$$T_t = \rho\tau\omega^2 (C_{t1}L_{t1}r_{t1}^4 + 2C_{t2}L_{t2}r_{t2}^4) \quad (13)$$

式中, L_{t1} , r_{t1} , L_{t2} 和 r_{t2} 的具体含义见图 4 中所示; C_{t1} 和 C_{t2} 分别为摩擦阻力系数, 与流动状态有关. C_{t1} 的计算表达式为

$$C_{t1} = 2Re_{t1}^{-1} \quad (\text{层流})$$

$$C_{t1} = 0.078Re_{t1}^{-0.43} \quad (\text{紊流})$$

$$Re_{t1} = \omega r_{t1} (R - r_{t1}) / \nu$$

式中, Re_{t1} 为叶轮罩与涡轮流量传感器壳体内壁之间流体的雷诺数. 判断缝隙内流体流动状态的临界雷诺数 $Re_{t\text{crit}}$ 按下式计算

$$Re_{t\text{crit}} = 41.1\sqrt{r_{t1}/(R - r_{t1})}$$

同理, 可得到 C_{t2} 的计算表达式.

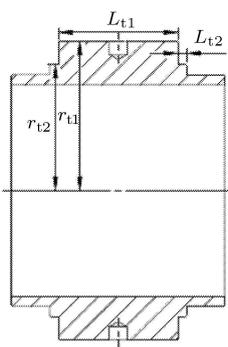


图 4 叶轮罩的结构示意图

至此, 完成了新型涡轮流量传感器理论模型的建立. 若给定进口流速分布、被测量介质物性参数值和叶轮结构参数值, 便可利用数值方法从力矩平衡方程中求解出相应的角速度 ω 和仪表系数 K .

3 试验和理论计算分析

以一 DN50 新型涡轮流量计为试验对象, 在一体积管标准装置上对该流量计进行了试验. 标准体积管的流量范围为 1~50 m³/h, 重复性优于 0.02%,

准确度为 0.035%, 标准体积为 99.1344 L. 试验介质为 0 号柴油, 其运动黏度为 $3.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (20°C), 质量密度为 850 kg/m³ (20°C). 新型涡轮流量计叶轮的有关结构参数如表 1 所示.

依据 JJG 1037-2008《涡轮流量计检定规程》的要求对新型涡轮流量计进行了试验, 试验流量范围介于 6.83 m³/h 至 30.06 m³/h 之间, 试验结果如表 2 所示.

表 1 涡轮流量传感器叶轮主要结构参数值

项目	含义	参数值	单位
L	叶轮叶片的导程	50	mm
L_{t1}	见图 4	28	mm
L_{t2}	见图 4	2	mm
N_B	叶轮叶片数	3	片
R	流量计壳体内径	36	mm
r_{t1}	见图 4	35.5	mm
r_{t2}	见图 4	30	mm
δ	叶轮叶片厚度	3	mm

表 2 试验结果和计算结果的比较

流量/ (m ³ ·h ⁻¹)	仪表系数/ L ⁻¹		偏差/%
	试验结果	理论计算	
6.83	83.128	85.763	2.12
7.49	88.008	88.674	0.76
7.59	88.705	89.105	0.45
8.32	92.266	91.871	-0.43
9.32	97.314	95.179	-2.19
10.95	101.646	99.621	-1.99
12.13	105.027	102.306	-2.59
12.65	105.972	102.323	-3.44
15.83	109.889	106.349	-3.22
16.80	110.931	107.561	-3.04
19.44	114.247	110.668	-3.13
20.54	115.428	111.835	-3.11
24.19	117.267	115.258	-1.71
28.19	118.932	118.318	-0.52
30.06	119.463	119.567	0.09

根据表 1 提供的叶轮参数利用本文所建立的模型进行了计算, 其中式 (1) 采用区间二分法进行求解, 式 (3) 和式 (12) 关于积分求解方法采用龙贝格计算方法, 最后得到的计算结果同见表 2. 叶轮套上嵌了 12 颗磁钢, 叶轮旋转一圈发出 12 个脉冲, 故叶轮的转速和仪表系数 K 的关系为

$$K = \frac{21.6\omega}{\pi Q}$$

式中, Q 为流体流量, 单位为 m³/h, ω 的单位为 rad/s.

利用以上数学模型进行理论计算时,作为近似,我们假定流量计进口速度为充分发展流,符合1/7律分布,并对这一近似引入修正系数 K_v 对其进行修正

$$V_m = K_v \frac{Q}{\pi R^2}$$

式中, V_m 为流量计进口处的平均流速.计算时, K_v 的取值为1.036.

从表2中可以清楚地看到,试验结果和理论计算结果较为吻合,误差范围在 $\pm 3.5\%$ 之内,从而验证了本文所建立的理论模型的有效性.

4 结论

本文在充分考虑新型涡轮流量计采用封闭式三叶片长螺旋形叶轮、叶轮罩与流量计壳体内壁间隙非常小、没有旋转轴以及叶轮轮毂两端为半椭球等结构特点的基础上,利用动量矩定理和流体边界层理论建立了该流量计的理论模型,并利用试验数据验证了该理论模型的有效性.利用该模型可以分析叶片数、叶片厚度、螺距和轮毂大小等结构参数对流量计仪表系数的影响,作用在叶轮上各项力矩的大小,从而为流量计的结构设计提供了理论依据.

参考文献

- 王菊芬,余向明,吴红丹等.流动干扰对一种新型涡轮流量计计量准确度的影响.计量学报,2010,31(6A):32-36 (Wang Jufen, Yu Xiangming, Wu Hongdan, et al. Effects of flow disturbance on measurement accuracy of a new-type turbine flowmeter. *Acta Metrologica Sinica*, 2010, 31(6A): 32-36 (in Chinese))
- 冯畅,龚家彪.评涡轮流量计Thompson-Grey的理论模型.宇航计测技术,1991,56(2):63-67 (Feng Chang, Gong Jiabiao. Criticisms on Thompson-Grey model of the turbine flowmeter. *Journal of Astronautic Metrology and Measurement*, 1991, 56(2): 63-67 (in Chinese))
- 吴国玠,翁燕.流体黏度对涡轮流量计性能影响的研究.应用力学学报,1991,8(2):89-98 (Wu Guofen, Weng Yan. Research on the influence of fluid viscosity on turbine flowmeter's measuring characteristics. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 1991, 8(2): 89-98 (in Chinese))
- 翁燕,吴国玠,赵学端.流体黏度对涡轮流量计性能影响的理论预测.上海机械学院学报,1990,12(2):11-22 (Weng Yan, Wu Guofen, Zhao Xueduan. Theoretical prediction of the effects of fluid viscosity on the turbine flowmeter performance. *Journal of Shanghai Institute of Mechanic Engineering*, 1990, 12(2): 11-22 (in Chinese))
- 孙立军.降低涡轮流量传感器黏度变化敏感度的研究.[博士论文].天津:天津大学,2004 (Sun Lijun. Research on reducing turbine flowmeter's sensitivity to viscosity change. [PhD Thesis]. Tianjin: Tianjin University, 2004 (in Chinese))
- 司徒忠.一种涡轮流量计的叶片动力计算方法.广东机械学院学报,1994,12(1):1-6 (Situ Zhong. One kind of dynamic calculation methods on the turbine flowmeter blade. *Journal of Guangdong Mechanical Institute*, 1994, 12(1): 1-6 (in Chinese))
- 赵学端,应启夏,沈显明.涡轮流量计数学模型与优化设计.上海机械学院学报,1985,7(2):1-15 (Zhao Xueduan, Ying Qijia, Shen Yuming. The mathematical model of turbine flowmeters and optimization of parameters. *Journal of Shanghai Institute of Mechanic Engineering*, 1985, 7(2): 1-15 (in Chinese))
- 应启夏,沈显明.涡轮流量计的二元流动理论模型.上海机械学院学报,1989,11(4):23-30 (Ying Qijia, Shen Yuming. Two-dimensional flow model of turbine flowmeter. *Journal of Shanghai Institute of Mechanic Engineering*, 1989, 11(4): 23-30 (in Chinese))
- Raymond Charles Binder. *Advanced Fluid Mechanics*. Michigan: Prentice-Hall Press House, 1958
- Hermann Schlichting. Application of boundary-layer theory in turbomachinery. *Transactions of the ASME. Series D, Journal of Basic Engineering*, 1959, 81(12): 543-551
- 朱爱华,朱成九,张卫华.滚动轴承摩擦转矩的计算分析.轴承,2008,(7):1-3 (Zhu Aihua, Zhu Chengjiu, Zhang Weihua. Analysis on calculation of friction torque of rolling bearings. *Bearing*, 2008, (7): 1-3 (in Chinese))
- 章梓雄,董曾南.黏性流体力学.北京:清华大学出版社,1998

(责任编辑:胡漫)