

旋转喷射泵的工作原理、特点及设计中几个问题的探讨

修宝清

(北京燕山石油化工公司化工二厂, 102500)

旋转喷射泵是一种结构简单、可靠、压头高的流体输送设备。本文介绍了其工作原理和特点, 并对这种泵的设计计算中的主要内容进行了讨论, 推荐一种设计方法, 建议按这种方法研制开发系列旋转喷射泵, 在燕化公司推广。

关键词: 旋转喷射泵 设计 制造

1 前言

旋转喷射泵又称皮托泵, 因其结构独特而著称。其结构原理是在 1923 年由 F. W. Krogh 提出。1939- 1945 年间德国试制皮托泵, 以用于航空和火箭的研制。40 年代后期, 英国也进行了研制, 直到 1962 年美国才实现了这种泵的工业化生产。

我国于 80 年代从国外引进皮托泵, 由某化工机械厂进行研制, 并获得成功, 在天津碱厂试运行一年, 情况良好, 填补了我国不能生产皮托泵的空白, 也解决了进口泵的备件问题。目前, 这种泵在化学工业中的推广应用还很不够, 其原因之一是生产厂家和用户对泵的特点和结构原理了解不多。本文拟作一介绍, 以期在皮托泵的国产化和推广应用中作些微薄的贡献。

2 泵的工作原理和特点

2.1 工作原理

由电动机或齿轮增速(一般转速在 4000r/min 以上), 在高速旋转的转子壳体内放置一静止不动的接收管, 接收管的入口靠近壳体的内边缘; 液体进入吸入管后, 经转子盖(叶轮)离心加速, 把液体从中心甩向旋转壳体外缘, 速

度增加, 在壳体边缘的液体速度最高, 结果, 旋转着的外围液体被压缩, 即靠近壳体外缘的液体被压向接收管入口, 通过接收管能把速度转变为平稳、无脉动的高压液体(结构简图见附图)。

2.2 泵的特点

(1) 适用于小流量、高扬程(一般在 350m 左右)。

(2) 运动部件少, 主要部件是高速旋转的转子和固定不动的接收管。

(3) 密封设计合理, 仅在低压入口处装有一套机械密封, 而高压输出部件由于是静止不动的, 因而可以采用静密封, 其密封可靠性强。

(4) 结构简单, 由于上述三个特点, 在相同流量和扬程情况下, 其结构比往复泵、多级泵或桑达因高速泵简单, 且体积也小, 因而维修量小, 维修费用低、使用寿命长。

(5) 流量特性曲线平滑, 液体输送无脉动, 特别是流量平稳这一点是其它类型泵无法比拟的, 很适合于对流体输送要求较平稳的生产岗位。

由于上述特点, 这种泵在碳黑行业的应用效率很显著, 在其它行业如石油、化工、冶金、印染等行业可以推广使用。

3 泵设计中几个问题的探讨

为了进一步扩大这种泵在国内的应用和国产化, 现就改型设计中应考虑的几个问题探讨如下。

在测绘原引进泵的基础上, 绘制改型后泵的结构图, 然后, 应进行如下问题的核算。

3.1 泵理论扬程的核算

应使泵的理论扬程 HT 高于所确定的泵扬程, 泵的有限叶片理论扬程按下式计算:^[1]

$$HT = \frac{HT_{\infty}}{1 + \rho}$$

式中:

$$HT_{\infty} = 1/g(u_2cu_2 - u_1cu_1)$$

$$\rho = 2 \frac{\phi}{z} \cdot \frac{r^2}{r^2 - r'^2}$$

式中:

$$u_2 = n\pi D_2/d$$

3.2 吸收管孔径计算

$$\text{吸收管孔面积 } A = \frac{Q}{Ct}$$

式中:

Q —为设计流量, m^3/sec

Ct —为喉部流速, $(0.65 \sim 0.7)u_2$

式中:

n —为转速, r/min

D_2 —为叶轮外直径, m

$$d = 2(A/\pi)^{0.5}$$

图纸中吸收管孔径应大于计算的孔径 d 值。

3.3 电动机功率的确定

应按下式确定电机功率:

$$N_{电} = 1.2 \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000 \cdot y \cdot y_1}$$

式中:

ρ —为介质密度, kg/m^3

H —为扬程, m

Q —为液流量, m^3/s

y_1 —为泵效率, 0.49

y_1 —为皮带轴承机械效率

所选用的电机功率应大于 N 电值。

3.4 增速机构的核算

3.4.1 采用皮带增速

根据传动功率, 大、小皮带轮的转速, 按照机械设计手册^[2]表 13- 1- 10, 确定大、小皮带轮基准直径 dd_1 和 dd_2 确定皮带和皮带根数及作用于轴上的力 F_V 。

3.4.2 采用齿轮增速

齿轮传动的主要尺寸按下述方法初步确定:

(1) 参照已有的相同或类似机械的齿轮传动, 用类比法确定。

(2) 按机械设计手册^[2]表 14- 1- 16 中的公式计算, 主要尺寸初步确定后, 应进行疲劳强度校核计算, 即: 接触强度校核计算和弯曲强度校核计算。

3.5 轴的强度核算

一般在初步确定轴径后, 对轴进行疲劳强度安全系数核算和静安全系数核算。

3.5.1 疲劳强度安全系数核算

由机械工程手册^[3]表 6- 1- 22, 得

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{[\{\lambda \sigma(M/Z)\}^2 + 0.75[(\lambda \tau + \phi_{\tau})(T/Z_0)]^2]^{0.5}} \geq [s]$$

式中:

σ_{-1} —为材料的弯曲疲劳强度, N/mm^2

M 、 T —分别为轴在截面上所受的弯矩和扭矩, Nm

Z 、 Z_0 —轴在计算截面上的抗弯和抗扭截面模数, cm^3 (对于圆形截面 $Z = (\pi d^3)/32$, $Z_0 = (\pi d^3)/16$, d 为轴径, cm)

ϕ_{τ} —扭转时平均应力折合为应力幅的等效系数, (对中碳钢 $\phi_{\tau} = 0.1$)

λ 、 λ_{τ} —从标准试件的疲劳极限到另件的疲劳极限的换算系数, 可由表 6- 1- 27 查得

$[s]$ —许用安全系数, (对应力计算较近似者可选 1.5~ 1.8, 上式计算的 s 值应 $\geq [s]$)

3.5.2 静强度安全系数核算

由机械设计手册^[2]P6~ 30 查得

$$S_s = \frac{\sigma_s}{[(M_{max}/Z)^2 + 3(T_{max}/Z_p)^2]^{0.5}} \geq [S_s]$$

式中:

σ_s — 为材料的屈服极限, N/mm²

M_{max}, T_{max} — 分别为轴计算截面上所受的最大弯矩和扭矩, Nm

Z, Z_p — 分别为轴截面抗弯、抗扭截面模
[S_s] — 为静强度许用安全系数, (可由表查得上述计算的 S_s 应大于 [S_s])

3.6 轴的刚度核算

轴受载后, 会产生弯曲和扭转变形, 当此变形超过允许极限时, 会使机器零部件工作状态恶化, 甚至使机器无法正常工作, 故对精密传动及要求较高的轴应进行刚度核算。一般按扭转刚度和弯曲刚度两种办法进行核算。

3.6.1 轴的扭转刚度核算

轴的扭转刚度是以每米轴长的扭转角 φ 来衡量的, 由机械设计手册^[2]表 6- 1- 36 查得

$$\varphi = (7350/l) \sum(Tl_i/d_i^4) \leq [\varphi]$$

式中:

T — 为轴所受传递的扭矩, Nm

l — 为轴受扭转作用部分的长度, mm

d — 为轴的相应段轴径, mm

[φ] — 为每米轴长允许扭转角(对于要求精密、稳定的传动, 可取 0.25~ 0.5/m)

上述计算的 φ 值应小于 [φ]。

3.6.2 轴的弯曲刚度核算

轴的弯曲刚度用挠度 Y 和偏转角 θ 来衡量, 其精确计算复杂, 除受力和支承条件影响外, 轴承和支座的刚度、装在轴上零件刚度、轴的局部削弱等均对轴的变形有影响。

光轴的挠度和偏转角一般按双支点木梁计算, 对于阶梯轴, 可进似按当量直径 d_u 的光轴计算。

在计算有过盈配合轴的挠度时, 应将轴段

与轮毂当作一整体来考虑, 即取轴上零件轮毂的外径作为轴的直径。如果轴上作用载荷不在同一平面内, 则应将载荷分解为两互相垂直平面上的分量, 分别计算出两个平面内各载荷面的挠度(Y_x, Y_y)和偏转角(θ_x, θ_y), 然后用几何法相加, 即 $Y = (Y_x^2 + Y_y^2)^{0.5}$, $\theta = (\theta_x^2 + \theta_y^2)^{0.5}$ 。如果在同一平面内作用几个载荷, 其任一截面的挠度和偏转角等于各载荷分别作用时该截面的挠度和偏转角的代数和, 即 $Y = \sum y_i, \theta = \sum \theta_i$ 。

轴的挠度和偏转角可按机械设计手册表 6- 1- 39 选用。

计算的挠度和偏转角应小于轴的允许挠度 [Y]和偏转角 [θ], [Y]和 [θ]值可由表 6- 1- 37 查得。

3.7 轴的临界转速校核

轴系(轴和轴上的零件)是一个弹性体, 当其回转时, 一方面由于本身的质量(或转动惯量)和弹性产生自然振动; 另一方面由于轴系各零件的材料组织不均匀、制造误差及安装误差等原因造成轴系重心偏移, 导致回转时产生离心力, 从而产生以离心力为周期性干扰外力所引起的强迫振动。当强迫振动的频率与轴的自振频率接近或相近时, 就会产生共振现象, 严重时会造成轴系甚至整台机器的破坏。产生共振现象时轴的转速为轴的临界转速。临界转速的校核, 就是算出轴的临界转速, 以便使工作转速避开临界转速。临界转速在数值上与轴横向振动的固定频率相同。一个轴在理论上有无穷个临界转速, 按其数值由小到大分别称一阶、二阶、三阶... 临界转速。为避免轴在运转中产生共振现象, 所设计的轴不得与任何阶的临界转速相接近, 也不能与一阶临界转速的简单倍数或分数重合。

对于转速较高, 跨度较大而刚性较小或外伸端较长的轴, 一般应进行临界转速的核算。

对于刚性轴(轴的转速低于一阶临界转速), 应使 $n < n_{c1}$; 对于挠性轴应使 $n > 1.1$ 。

$4nc_1$, 或 $n < 0.7nc_2$ (n 为轴的工作转速, nc_1 为轴的一阶临界转速, nc_2 为轴的二阶临界转速)。

轴的临界转速大小与材料的弹性特性、轴的形状和尺寸、轴的支承和轴上零件的质量有

$$nc_1 = \frac{3.04 \times 10^4 \lambda_1 d^2}{\{w_0 l^2 + (\lambda_1^2/3)[1/l_0 \sum w_i a_i^2 b_i^2] + \sum G_j C_j^2 (l_0 + C_j)\}}^{0.5}$$

式中: w_0 — 轴的垂重力, N; G_j — 外伸端第 j 外圆盘重力, N; w_i — 支承间第 i 个圆盘重力, N

d — 轴的直径, mm (对阶梯轴 $dv = \zeta(\sum d_i \Delta l_i) / \sum l_i$, mm; d_i 为第 i 段轴的直径, mm

Δl_i 为第 i 段轴的长度, mm; ζ 为经验修正系数, 一般离心机、鼓风机取 1.094)

l — 为轴的全长, mm; l_0 — 支承间距, mm; a_i, b_i — 支承间第 i 个圆盘至左及右支承的距离, mm

c_j — 外伸轴第 i 个圆盘至支承间距离, mm; λ_1 — 由 μ 决定 (μ 为外伸轴端长与轴长之比, 由表可查出与 μ 相对应 λ_1 值)

3.8 轴承核算

一般预先确定一个适当的使用寿命 L_h , 一般选用 8000h, 再进行额定动负荷和额定静负荷的核算。

所算出的额定动负荷 C 应小于轴承尺寸及性能表中所列径向基本额定动负荷 C_r 值。

所算出的额定静负荷 C_0 应小于轴承尺寸及性能表中所列径向基本额定静负荷 C_{0r} 的值。

其中 C 及 C_0 , 可查《机械设计手册》^[3], 由公式(7-2-1)及公式(7-2-6)算出。

3.9 转鼓强度核算

可按离心机转鼓计算, 由《化工机器》查出^[6]

$$\sigma = \rho_0 \cdot R^2 \cdot \omega^2 \left(1 + \frac{\rho_{mf} \cdot R \cdot k}{\rho_0 \cdot 2 \cdot s}\right) \leq [\sigma] \phi_H$$

式中:

ρ_0 — 转鼓材料密度, kg/m^3

R — 转鼓内半径, mm

S — 转鼓壁厚, mm

ρ_{mf} — 物料密度, kg/m^3

ω — 转速 ($n\pi/30$)

k — 转鼓填充系数 ($k = 1 + r_0^2/R^2 r_0$, 转鼓内物料层内半径, 此处为零)

$[\sigma]$ — 转鼓材料的许用应力

ϕ_H — 焊缝系数(1)

此外, 由于转鼓的高速旋转, 应对转鼓作

关, 与轴的空间位置(垂直、水平或倾斜)无关。

轴的临界转速可根据轴的支承情况由《机械设计手册》^[2]中的表 6-1-40 选定计算公式。对于外伸轴

动平衡试验, 其动平衡精度等级应选用 G2.5,

即 $G = e\omega \leq 2.5 \text{ mm/s}$ 。

许用偏心距 $e = 2.5/\omega = 2.5/(\pi n/30)$

$= 25/\text{mm}$ 。

4 结论

(1) 按照本文提供的设计方法, 对皮托泵进行了核算, 结果表明, 可以按此法进行泵的设计。例如, 计算了输送乙烯焦油的皮托泵。按要求泵的输送量为 $15\text{m}^3/\text{h}$, 扬程 350 m, 物料温度小于 90°C , 物料粘度 125cp 。经计算泵的临界转数 7949rpm , 正常转数为 4100rpm , 轴径计算值 53.1mm , 选用 55mm , 轴的弯矩、强度、刚度都可满足规范要求。电机功率计算值 43.56kw , 选用 45.0kw 。计算泵的扬程为 361m , 满足使用要求。

(2) 建议燕化公司研制开发系列皮托泵, 并在各生产厂设备更新和技术改造中推广应用, 为节能降耗和装置达标作出贡献。

参 考 资 料

- 1 离心泵设计基础. 机械工业出版社
- 2 机械设计手册. 第 1, 2, 3, 5 卷. 化学工业出版社
- 3 机械工程手册. 第 77 篇. 机械化学工业出版社
- 4 旋转喷射泵图
- 5 机械设计. 高等教育出版社
- 6 化工机器. 化学工业出版社

(下转第 192 页)

设备重量与定额起重量接近时, 吊装附加载荷不可忽视。现场技术人员应充分发挥吊车的起重能力, 既不能冒险蛮干, 也不必盲目加大安全裕度。

6 计算实例

燕化炼油厂重整一加氢联合装置工程施工中, 吊装的第一具塔是 C-602 分离塔, 采用双吊车低吊臂滑移法整体吊装工艺, 设计该塔吊装方案的难点之一, 是确定两台主吊车的吊钩

偏角和吊装附加载荷。笔者在塔吊装前按上述方法对吊装附加载荷作了理论计算, 该塔吊装载荷计算值为 114t。塔吊装过程中, 对两台主吊车在不同工况下承受的实际载荷作了跟踪记录。结果表明, 吊车实际负荷均未超过最大计算值, 计算数据略。

参 考 文 献

- 1 起重机设计规范, GB3811-83
- 2 理论力学. 人民教育出版社, 1978. 10
- 3 H·I 夏皮罗. 普通起重机和桅杆起重机. 机械工业出版社, 1989. 5

EXTRA LOAD & LOAD FACTOR WHEN HOISTING BY CRANE

Dai Jie

(Construction and Installation Engineering Company , B YPC)

ABSTRACT

In this paper, the extra load using "sliding" method by crane when hoisting is analyzed and discussed, based on the principles of statics and dynamics. The formulas of dynamic load factor

and nonequilibrium factor are derived. It also expounds the methods of controlling the extra load.

Keywords: crane, hoisting, load, calculation

(上接第 187 页)

ACTION PRINCIPLE CHARACTERISTICS OF ROTO-JET PUMP AND SOME PROBLEMS DURING DESIGNING

Xiu Baoqing

(Chemical Works No. 2, BYPC)

ABSTRACT

Roto-jet pump is the simplest and most reliable high pressure fluid transporting apparatus. The working principle and characteristics of the pump are discussed also, and recommended a calculating method. Author suggests to research

and develop a series of Roto-jet pump and popularize in BYPC.

Keywords: roto-jet pump, design, manufacture