# 工程塑料泵叶轮强度计算

马新华，桑建国，李 娟，刘厚林
（江苏大学 流体机械工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）

**摘 要**：针对目前广泛使用的工程塑料泵叶轮，对叶片和盖板进行受力分析，得出不同比转数叶轮叶片所对应的系数$k_1$。根据简化模型并应用轮盘理论，详细推导了塑料泵叶轮强度计算公式。结合应用实例，对几种常用工程塑料泵叶片和盖板的强度进行了校核。计算和分析表明：工程塑料中，UHMWPE和PP的部分牌号可以满足强度要求；而PPO和PVDF由于性能优良，可以满足强度要求，从而为泵用工程塑料的选择和使用提供了理论依据。

**关键词**：叶轮；工程塑料；强度；应力
**中图分类号**：TH311　**文献标识码**：A　**文章编号**：1005-6254(2007)02-0023-03

# Strength calculation for plastic pump impeller

*MA Xin-hua, SANG Jian-guo, LI Juan, LIU Hou-lin*
(Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

**Abstract**: Impeller stress for pumps made of engineering plastics was analysed. The coefficients of $k_1$ for various $n_s$ were summarized. The strength calculating formula for the impeller was obtained based on simplified model and cover board theory. The strength of pump impeller made of engineering plastics in common use was proofreaded by using this formula. The results show that UHMWPE and PP can be used in limited field and PPO and PVDF are the best, which provide the theory for engineering plastics choice.

**Key words**: impeller; engineering plastics; strength; stress

随着新材料的不断发展，其已被越来越多地应用到泵行业，而在新材料中又以工程塑料的应用最为广泛。

比较常用的工程塑料有超高分子量聚乙烯（UHMWPE，分子量在$10^6$以上）、聚苯醚（PPO）、聚丙烯（PP）和聚偏二氟乙烯（PVDF）等。

虽然工程塑料在泵中得到了广泛的应用，但是在现有的资料中却很少有这方面的强度校核，使得一些用工程塑料做成的过流部件比如叶轮的使用缺少了理论依据。

叶轮是离心泵中非常重要的过流部件，现就用强度计算的方法对塑料离心泵的叶轮叶片和盖板进行强度校核。

## 1 叶轮受力分析

### 1.1 叶片受力分析

水泵在工作时，作用在泵叶片上的力有流体动力和叶轮旋转时的离心力。而相对于工程塑料来讲，由于密度比较小，所以此处可以将离心力忽略不计，仅计流体动力。

叶轮工作过程中，由被传送液体的压力引起的叶片上总的弯矩[1]为

$$M \propto HD_2^3$$

若叶轮的叶片数为$Z$，则作用在每一个叶片上的弯矩应为

收稿日期：2006-08-07
基金项目：江苏省自然科学基金资助项目（BK2004406）
作者简介：马新华（1956-），男，江苏金坛人，副研究员，主要从事流体机械的理论、设计方法和试验的研究。
桑建国（1976-），男，山东泰安人，硕士研究生，主要从事潜水电泵的节约材料技术的研究。

$$M_1 \propto \frac{HD_2^3}{Z}$$

叶片的抗弯截面系数：

$$W_1 \propto D_2\delta^2 \qquad (\text{此处}\,\delta\,\text{为叶片的厚度})$$

因此 $$\sigma = \frac{M_1}{W_1} \propto \frac{HD_2^2}{Z\delta^2}$$

或者可以写为

$$\delta = k_1 \frac{1}{\sqrt{\sigma}} D_2 \sqrt{\frac{H}{Z}}$$

即 $$\sigma = \left(\frac{k_1 D_2}{\delta}\right)^2 \frac{H}{Z}$$

式中 $\sigma$ 为叶片的应力，Pa；$D_2$ 为叶轮外径，m；$\delta$ 为叶片的厚度，m；$H$ 为扬程，m；$Z$ 为叶片数；$k_1$ 为不同比转数所对应的系数。

对比文献[1]可得

$$k_1/\sqrt{\sigma} = k$$

由文献[1]表6－2可得出不同 $n_s$ 的 $k_1$，列于表1。在进行强度校核的时候，只需要 $\sigma \leqslant [\sigma]$ 即可。

**表1 系数 $k_1$ 与比转速的关系**

| $n_s$ | 40 | 60 | 70 | 80 | 90 | 130 | 190 | 280 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $k_1$ | 12.4 | 13.6 | 14.7 | 15.5 | 17.4 | 23.2 | 27.1 | 38.7 |

### 1.2 叶轮盖板受力分析

水泵在工作时，作用在泵盖板上的力有流体动力、叶轮的重力和叶轮旋转时的离心力。由于工程塑料的密度比较小，重量比较轻，所以在水泵叶轮实际校核中，常略去流体动力和叶轮的重力，仅计及其本身的离心力，将叶轮简化为轮盘进行计算[1]。在计算之前，先作如下假设：

(1) 应力沿轮盘厚度均匀分布，在平行轮盘中间面的面积上没有应力，也就是轮盘为平面应力状态；(2) 轮盘的直径超过其厚度 $h$ 达4倍或更大；(3) 轮盘处于静止状态，在叶轮上施加惯性力；(4) 带中心孔轮盘为等厚度，外径为 $r_2$，内径 $r_1$，如图1。

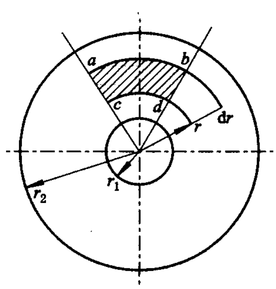


图1 作用在旋转轮盘上的力

如图2，用主截面分出无穷小的微元，研究它的平衡，得

$$dG + dR - 2T\sin\frac{d\theta}{2} = 0$$

式中 $dG = \rho\omega^2 r^2 h dr d\theta$ 为惯性力；$R = \sigma_r r h d\theta$ 为径向力；$T = \sigma_t h dr$ 为圆周力。

则得

$$\frac{d(\sigma_r r)}{dr} - \sigma_t + \rho\omega^2 r^2 = 0$$

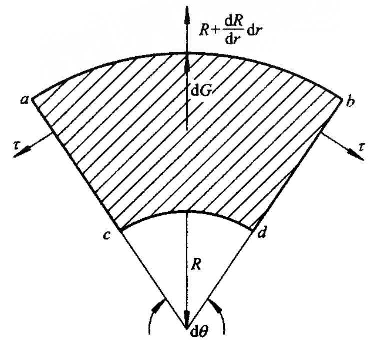


图2 旋转轮盘微元放大图

根据平面应力状态虎克定律并积分可得

$$\left.\begin{aligned}\sigma_t &= \frac{C_1E}{1-\mu} + \frac{C_2E}{(1+\mu)r^2} - \frac{1+3\mu}{8}\rho\omega^2 r^2\\ \sigma_r &= \frac{C_1E}{1-\mu} + \frac{C_2E}{(1+\mu)r^2} - \frac{3+\mu}{8}\rho\omega^2 r^2\end{aligned}\right\}$$

式中 $E$ 为弹性模量，Pa；$\mu$ 为泊松比；$\rho$ 为工程塑料密度，kg/m$^3$；$\sigma_t$ 为圆周应力，Pa；$\sigma_r$ 为径向应力，Pa；$\varepsilon_t$ 为圆周变形；$\varepsilon_r$ 为径向变形；常数 $C_1$ 和 $C_2$ 根据边界条件确定。边界条件为当 $r = r_1$ 时，$\sigma_r = 0$；当 $r = r_2$ 时，$\sigma_r = 0$。

利用上述条件，并求极值可知：

当 $r = r_1$ 时，$\sigma_t$ 取得极大值，即 $\sigma_t$ 在靠孔处最大且

$$\sigma_{t\max} = \frac{\rho\omega^2}{4}[(3+\mu)r_2^2 + (1-\mu)r_1^2]$$

当 $r = \sqrt{r_1 r_2}$ 时，$\sigma_r$ 取得最大值，且

$$\sigma_{r\max} = \frac{\rho\omega^2}{8}[(3+\mu)(r_2 - r_1)^2]$$

对 $\sigma_{t\max}$，略去 $(1-\mu)r_1^2$ 这一项，取 $\mu = 0.3$，可得常用的近似计算公式：

$$\sigma = 0.825\rho\omega^2 r_2^2 = 0.825\,\rho u_2^2$$

又因为 $u_2 = D_2\pi n/60$，代入上式可得

$$\sigma = 0.002\,3\rho D_2^2 n^2$$

式中 $\rho$ 为盖板的密度，kg/m$^3$；$D_2$ 为叶轮外径，m；$n$ 为叶轮的转速，1 490 r/min。

由上面的讨论可知,盖板的强度计算可用下式计算:

$$\sigma = 0.002\ 3\rho D_2^2 n^2 \leqslant [\sigma]$$

$$[\sigma] = \sigma_b/(5 \sim 6)$$

式中 $\sigma_b$ 为工程塑料的拉伸强度,Pa。

### 1.3 算　例

某叶轮 $Z = 4$, $D_2 = 0.52$ m, $n = 1\ 490$ r/min, $H = 55$ m, $Q = 850$ m$^3$/h, $\delta = 20$ mm,材料假定为超高分子量聚乙烯(UHMWPE, 分子量在 $10^6$ 以上)、聚苯醚(PPO)、聚丙烯(PP) 和聚偏二氟乙烯(PVDF) 工程塑料,试校核叶轮强度,具体性能参数见表 2。

经计算,$n_s = 130$,将以上各几何参数代入公式 $\sigma = \left(\frac{k_1 D_2}{\delta}\right)^2 \frac{H}{Z}$,求得 $\sigma = 5\ 002$ kPa。再代入公式 $\sigma = 0.002\ 3\rho D_2^2 n^2$,经计算,结果列于表 2。

**表 2　工程塑料性能参数及叶轮应力**

| 材料种类 | 材料密度 $\rho$/(kg/m$^3$) | 材料拉伸强度 $\sigma_b$/kPa | 许用应力 $[\sigma]$/kPa | 叶片应力 $\sigma$/kPa | 盖板应力 $\sigma$/kPa |
|---|---|---|---|---|---|
| UHMWPE | 935 ~ 940 | 25 000 ~ 35 000 | 4 167 ~ 5 833 | 5 002 | 1 291 ~ 1 300 |
| PPO | 1 080 ~ 1 250 | 56 000 ~ 85 000 | 9 333 ~ 14 167 | 5 002 | 1 491 ~ 1 726 |
| PP | 980 ~ 2 780 | 10 000 ~ 40 000 | 1 667 ~ 6 667 | 5 002 | 1 353 ~ 3 838 |
| PVDF | 1 750 ~ 1 780 | 49 000 | 8 167 | 5 002 | 2 416 ~ 2 458 |

## 2 结　论

对表 2 分析可得到以下结论,并提出相关的注意事项。

(1) 由计算可知,UHMWPE 和 PP 部分牌号满足强度要求,而 PPO 和 PVDF 由于性能优良,可以满足强度要求。

(2) PVDF 由于它拥有优异的耐腐蚀性,良好的机械性能、耐磨性和低的摩擦系数,以及可以耐高温等特点,可以作为泵体的内衬材料,现在已经广泛应用在化工泵上。

(3) 由于高分子材料牌号众多,且各个厂家产品的性能千差万别,所以在选用上述材料的时候还应当再作具体校核。

(4) 在上述高分子材料中,当不能满足某项要求时,可在材料里面添加一些试剂使其满足其要求。泵厂可根据具体情况向材料的供应厂家提出要求。

(5) PPO 的性能虽然很好,但由于价格的原因,在具体选用的时候还应当考虑成本的因素。

(6) 选用工程塑料时,还应该根据具体的泵使用要求,考虑工程塑料的热稳定性、尺寸稳定性、收缩率和阻燃性等。

**参考文献(References)**


[1] 徐纪方,王曾璇,齐学义. 水利机械强度计算[M]. 北京:机械工业出版社,1990:205 - 206.

[2] 关醒凡,姚兆生. 泵零件强度计算[M]. 北京:机械工业出版社,1981:91 - 97.

[3] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995:556 - 557.

[4] 王正远. 工程塑料实用手册[M]. 北京:中国物资出版社,1994:263 - 267.

[5] 龙志军,裴　毅,杨晓珍. 离心泵叶轮内部湍流流场的数值模拟[J]. 排灌机械,2005,23(2):8 - 10.

[6] 付　强,朱荣生,李维斌. 扭曲叶片离心泵叶轮内三维湍流数值模拟[J]. 排灌机械,2005,23(3):14 - 16.

[7] 岳玉梅,毛雅丽,吕海欧. 水环泵叶轮强度计算[J]. 沈阳电力高等专科学校学报,2000,2(4):65 - 67.

[8] 卢　池,陈次昌,杨昌明,等. 低比转速离心泵内部流场的数值模拟[J]. 排灌机械,2005,23(6):6 - 9.

[9] 邱　凯,徐自力,王尚锦,等. 离心压缩机叶轮三维有限元强度分析系统[J]. 应用力学学报,1999,16(3):121 - 124.


(责任编辑　张文涛)