

# 泵零件强度计算

PENG LINGJIAN QIANGDU JISUAN

关醒凡 姚兆生 编译

.3

---

机械工业出版社

本书主要讲述离心式和轴流式泵零件的强度计算问题，介绍泵叶轮、轴、泵壳、泵盖、中段和平衡盘等零件的强度和刚度的计算方法。此外，还叙述了泵用橡胶滑动轴承和金属滑动轴承的设计要点。每一部分都有例题，帮助读者了解与掌握上述各种零件强度的计算方法和计算步骤。

本书供从事离心式和轴流式泵以及其他叶片式流体机械的设计与研究工作的工程技术人员参考，亦可供大专院校有关专业的师生阅读。

### 泵零件强度计算

关醒凡 姚兆生 编译

\*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本 787×1092 1/32·印张13·字数286千字

1981年9月重庆第一版·1981年9月重庆第一次印刷

印数 0,001—7,800册·定价 1.35元

\*

统一书号：15033·4932

## 编译者的话

由于电力工业、化学工业、石油工业、石油化学工业、冶金工业、核技术、空间技术以及农业的迅速发展，对泵提出许多愈来愈高的要求。在这些要求之中，特别突出的是工作的可靠性和一定的寿命。虽然一种机器工作的可靠性和许多因素有关，但是，强度往往是影响最大的因素。因此，泵零件的强度计算问题，显得越来越重要。国外文献中曾多次报导由于强度而造成的泵故障与事故。因为泵的零件形状比较复杂，加上过去在泵的强度计算和试验方面的研究工作做得不多，所以至今泵零件的强度计算问题，还不能像其它的机器那样，有比较成熟的计算方法。关于这方面的书籍，国内还没有，国外亦不多见。最近几年来，苏联出版了几本关于泵零件强度计算方面的专著。我们以其中的两本书为主，还参考了其它几本苏联图书，编译了《泵零件强度计算》一书，供从事离心式和轴流式泵的设计与研究工作的工程技术人员参考。但是，由于我们的外文和技术水平所限，书中会有许多不当和错误之处，敬请读者批评指正。

编译本书的主要参考书为：

1. Б. М. Елисеев. Расчет деталей центробежных насосов (справочное пособие). М., «Машиностроение», 1975.
2. В. А. Марпиковский. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М., «Машиностроение», 1970.

IV

3. А. П. Давыдов. Резиновые подшипники в машиностроении. Л., «Машиностроение», 1976.
4. З. Б. Нейман и др. Крупные вертикальные электродвигатели переменного тока. М., «Энергия», 1974.

—一九七九年一月

# 目 录

编译者的话

第一章 轴的静强度和持久强度 .....	1
作用在轴上的载荷 .....	1
轴的静强度 .....	7
轴的持久强度 .....	10
轴的刚度 .....	13
轴的安全系数 .....	15
静强度和持久强度准则 .....	21
第二章 轴的振动 .....	24
轴简图 .....	24
单质量轴 .....	26
轴的临界转速 .....	28
近似方法 .....	31
结构对轴振动的影响 .....	38
缝隙密封的影响 .....	45
磁拉力的影响 .....	61
支承柔度的影响 .....	62
轴在水静压轴承中的工作状态 .....	64
轴在滑动轴承中的工作状态 .....	74
稳定转子的一些方法 .....	80
轴的最佳尺寸 .....	87
第三章 离心泵叶轮的强度计算 .....	90
等厚度轮盘 .....	91
一次算法 .....	97
结构上各向异性的轮盘 .....	105

## VI

双吸叶轮的轮盘 .....	113
叶轮的安全系数 .....	124
<b>第四章 轴流泵叶轮的强度计算 .....</b>	<b>127</b>
作用在叶轮上的轴向力 .....	127
作用在叶片上的水动力矩和叶片强度计算 .....	131
由离心力产生的应力 .....	135
叶片数的选择 .....	136
<b>第五章 泵壳的结构和强度计算方法 .....</b>	<b>139</b>
单级泵的壳体 .....	139
壳体无力矩理论的基础 .....	145
壳体的力矩理论方程式 .....	150
圆柱形壳体 .....	152
锥形壳体 .....	162
球形壳体 .....	169
环形壳体 .....	172
计算螺旋形壳体的最大应力和最大变形的公式 .....	181
双蜗壳 .....	200
有加强筋壳体的最大应力和最大变形的公式 .....	203
泵壳的安全系数 .....	210
<b>第六章 泵盖的计算 .....</b>	<b>213</b>
刚性环形零件 .....	213
圆形板和环形板 .....	223
有加强筋的泵盖的计算 .....	232
<b>第七章 多级泵零件的强度计算 .....</b>	<b>239</b>
概    述 .....	239
双层壳体泵的外壳 .....	240
内泵体中段上的应力计算和试验研究 .....	251
压出盖的螺栓和密封垫片的计算 .....	259
压出盖的应力状态 .....	274

节段式泵壳体零件的强度计算 .....	289
节段式泵的温度变形 .....	301
平衡盘的强度计算 .....	305
多级泵中段强度的简单核算法 .....	310
<b>第八章 轴承的设计</b> .....	<b>312</b>
泵橡胶轴承的设计 .....	312
金属滑动轴承的设计 .....	331
<b>附    录</b> .....	<b>345</b>
<b>参考文献</b> .....	<b>405</b>

---

# 第一章 轴的静强度和持久强度

## 作用在轴上的载荷

在泵的工作过程中，其轴上作用着复杂的载荷系：

- (1) 轴、叶轮和其它装在轴上零件的重量  $G$  (牛顿)；
- (2) 由于压水室内压力分布不均匀而产生的径向力

$$P = \rho g k H b_2 D_2 \quad (\text{牛顿}) \quad (1)$$

式中  $\rho$ ——液体的密度 (公斤/米<sup>3</sup>)；

$g$ ——重力加速度 (米/秒<sup>2</sup>)；

$b_2$ ——包括盖板在内的叶轮宽度 (米)；

$D_2$ ——叶轮外径 (米)；

$H$ ——给定的泵扬程 (米)；

$k$ ——考虑压水室几何特征的系数。

对于螺旋形压水室，公式 (1) 中的系数按下式确定：

$$k = k_p \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_0} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中  $Q$ ——给定的泵流量 (米<sup>3</sup>/秒)；

$Q_0$ ——最优工况下的泵流量 (米<sup>3</sup>/秒)；

$k_p$ ——系数，它与比转速的关系  $k_p = f(n_s)$  示于图 1。

比转速按下式计算：

$$n_s = \frac{219n\sqrt{Q_0}}{H_0^{3/4}}$$

式中  $H_0$ ——最优工况下的泵扬程 (米)；

$n$ ——转速 (转/秒)。



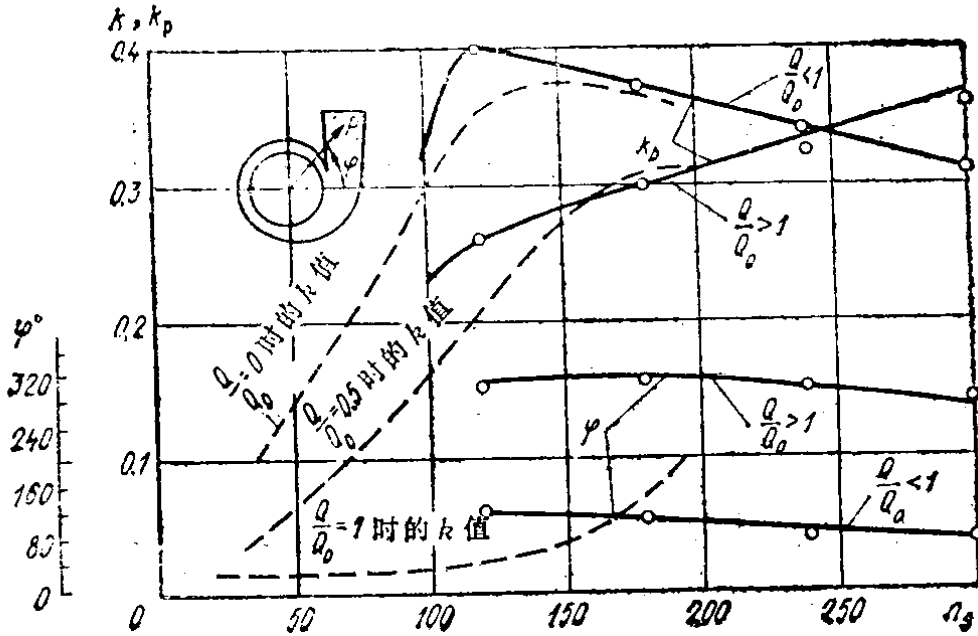


图 1 螺旋形压水室的径向力系数 $k_p$ 和径向力的方向角 $\varphi$ 与 $n_s$ 的关系

图 1 中还示出了确定径向力方向的  $\varphi$  角值。该角度从垂直于泵压出管轴线的平面开始，向蜗室轴向截面扩大的方向读取[1]。

对于近似计算轴向力，可采用  $k_p = 0.36$ ，并且，当  $Q < Q_0$  时，取  $\varphi = 100^\circ$ ；当  $Q > Q_0$  时，取  $\varphi = 300^\circ$ 。

公式 (2) 适用于  $n_s > 120$  (图 1 中的实线)；对于  $n_s < 120$  的情况，在图 1 中用虚线给出了三种泵工况 ( $\frac{Q}{Q_0} = 0; 0.5; 1.0$ ) 下，系数  $k_p$  与比转速  $n_s$  的关系  $k_p = f(n_s)$  曲线，三种工况间的  $k$  值，可以用内插法求得[2]。

从所引出的公式可以看出，螺旋形压水室中的径向力，在泵最优工况下等于零，在关死闸阀 (零流量) 时，达到最大值。

轴的破坏系金属的疲劳所致。由于现代泵的转速和其它参数的提高，从而增加了轴破坏的可能性。因而，泵在很大

径向力的非计算工况下，即使短时间工作，也是十分危险。

在两级蜗壳式泵中，径向力可以部分地被平衡。为此，需要将其蜗室错开一定的角度进行布置。但是，由于力形成的弯矩，仍然不能被平衡。

环形压水室中，在所有的工况下，都存在着由于压力分布不均匀而形成的径向力，而且，在泵最优工况下，该力达到最大值。对此，公式 1 中的系数可以用下面关系表示：

$$k=0.36\frac{Q}{Q_0} \quad (3)$$

环形压水室中径向力的方向大约与泵压出短管的轴线成  $135^\circ$  [3]。

在全苏水力机械研究所 (ВНИИГ идромаш) 进行的某些试验和其它一些研究 [1]、[2] 表明，径向力按系数  $k$  计算，其值偏高。进一步研究，会使环形压水室中径向力的计算数值更加精确。

鉴于产生径向力的实质与压水室中的压力分布有关，所以利用某些结构方案，可以减小这种径向力。例如，采用改型压水室和双蜗室，而采用导叶式结构更为有效。在这些情况下，径向力将显著地小于按公式 (1) 计算的值，其具体数值可以利用著作 [3]、[4] 中或其它讲述该种结构的文献中给出的方法确定。

(3) 具有螺旋形压水室的离心泵中的轴向力，当在叶轮的一侧有口环密封的情况下，可按下列式确定 [3]：

$$P_o = \rho g k_A H F_y \quad (\text{牛顿}) \quad (4)$$

式中  $F_y = \frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_B^2)$

$D_y$ ——叶轮口环密封缝隙直径 (米)；

$d_B$ ——轴密封(轴封)处的直径(米)。

轴向力系数  $k_A$  与泵的比转速有关,按图 2 中的曲线确定。

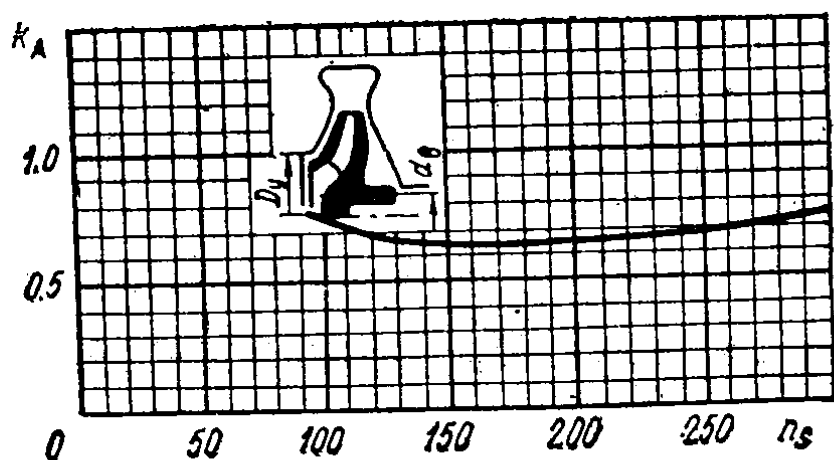


图 2 轴向力系数  $k_A$  与  $n_s$  的关系

在大多数泵的结构中,都力求用相反作用的力来平衡轴向力,而平衡方法往往确定了泵的特点。

(4) 以恒定角速度旋转的零件(叶轮、联轴器、轴套等)的惯性力,在通常情况下,产生离心力  $P_{\text{II}}$  和离心力矩  $M_{\text{II}}$ 。

离心力是因为叶轮轴孔(旋转轴线)与其重心不一致,由不平衡质量所产生。为消除这种力,零件应进行静平衡。

旋转零件不平衡质量所产生的离心力的允许值按下式确定:

$$P_{\text{II}} = m\omega^2 e \text{ (牛顿)} \quad (5)$$

式中  $e$ ——零件的单位不平衡度或重心的位移(米);

$m$ ——零件的质量;

$\omega$ ——角速度。

单位不平衡度的数值等于零件的残余不平衡度  $\Delta$  除以零件的质量,即

$$e = 10^{-6} \frac{\Delta}{m} \text{ (米)}$$

零件残余不平衡度的允许值示于图 3。

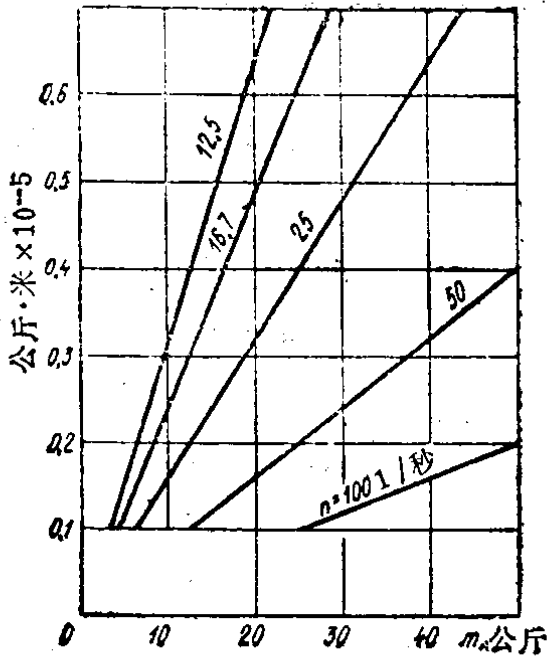


图 3 零件残余不平衡度的允许值

对于宽度和直径之比  $\frac{b}{D}$   $\leq 0.5$  的圆盘形零件，可以只作静平衡；宽度大的零件和带几个质量的长转子，应当在专用的动平衡机上进行动平衡。

动平衡不仅可以平衡所有离心力之合力，而且还可以平衡这些力相对转子重心的力矩。该力矩是由于转子的主惯性轴和旋转轴线不一致所产生，并且在转子的支

承中引起附加的支反力(图 4)。

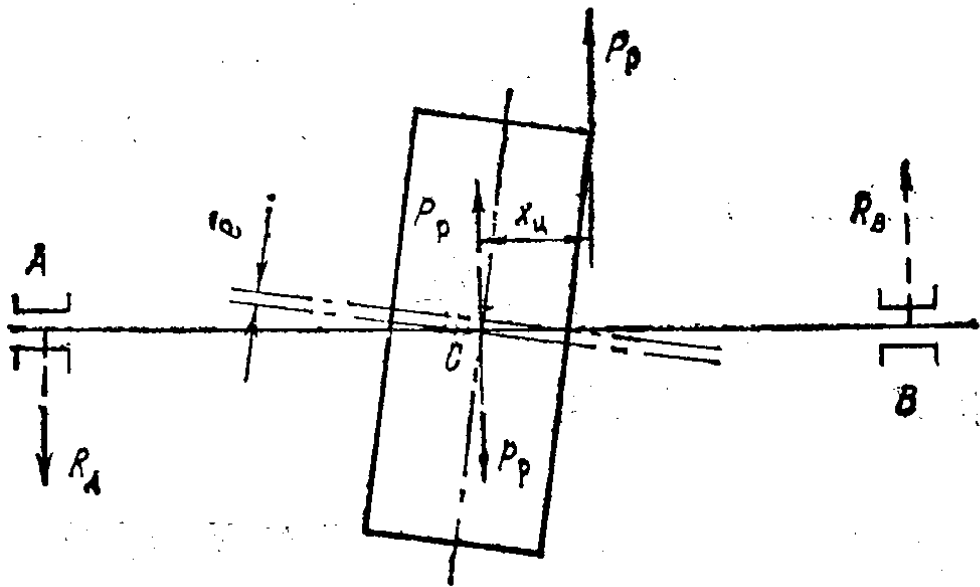


图 4 转子的动力不平衡

对于泵的转子，规定了两种动力不平衡精度等级。特殊泵、屏蔽泵、给水泵和抽送海水泵的转子，在振级方面具有特别严格的要求，属于第一级；所有其它泵的转子属于第二级。泵转子的极限不平衡度，不应超过图5中规定的允许值。

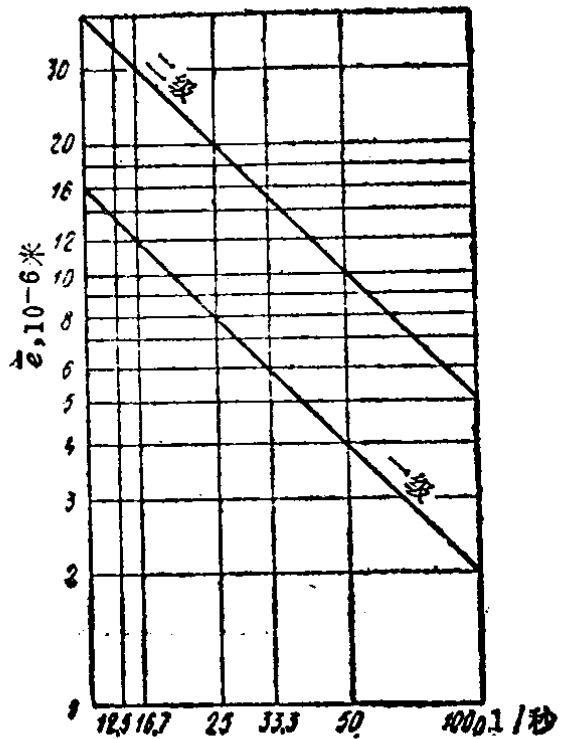


图5 转子极限残余不平衡度的允许值

根据不平衡度的数值，可以求出转子旋转时由不平衡质量产生的离心力

$$P_p = m_p \omega^2 e \quad (6)$$

式中  $m_p$ ——转子质量；

$e$ ——转子的单位残余不平衡度 (米)。

给定进行平衡的平面，按下式计算未知力矩

$$M_{\Pi} = P_p \chi_{\Pi} \quad (7)$$

式中  $\chi_{\Pi}$ ——转子重心到校正平面的距离。

(5) 轴所传递的扭

矩，按下式计算：

$$M_k = \frac{N_{\Pi}}{\omega} \quad (8)$$

式中  $N_{\Pi}$ ——泵的轴功率；

$\omega$ ——角速度。

对于所选取的工况，其轴功率按曲线  $N_{\Pi} = f(Q, H)$  查取或按下式计算：

$$N_{\Pi} = \frac{\rho g QH}{\eta} \quad (9)$$

式中  $Q$ ——泵的流量；  
 $H$ ——泵的扬程；  
 $\eta$ ——泵的总效率。

上述参数值按泵特性曲线求得。

### 轴的静强度

泵轴的静强度，按最大载荷（即使是短时间作用的载荷）进行校核，这种校核通常对下面两种工况进行：

- a) 零流量工况（关死闸阀时）；
- b) 最优工况。

在选择泵轴的计算简图时，可以把轴视为放于支承中的变断面梁，其上作用着外载荷系。

如果在支承中安装一个或两个滚动轴承，而且这些轴承能够自动调整，在计算时，可以把这种轴承认为是铰接刚性支承。并认为内轴承的中心是铰接的几何点。

如果安装成对的非自动调心的轴承，则计算简图的选择取决于一个支承中轴承间的距离。在泵轴的实际计算中，对并非安放的轴承，认为是铰接支承，并采用内轴承中心间的距离作为轴的计算长度。增加支承中轴承间距离，将引起支承力矩和加强轴的刚性，对此，可以利用图 6 所推荐的曲线予以考虑。

成对的轴承被分开的距离为二倍轴径时，轴端不可能在其本身的平面内转动（在横向弯曲的情况下，轴在端部被约束）。试验表明，在这种情况下，采用外轴承中心间的长度作为计算长度，这是由于为使弯曲轴的端部转动，在轴承中

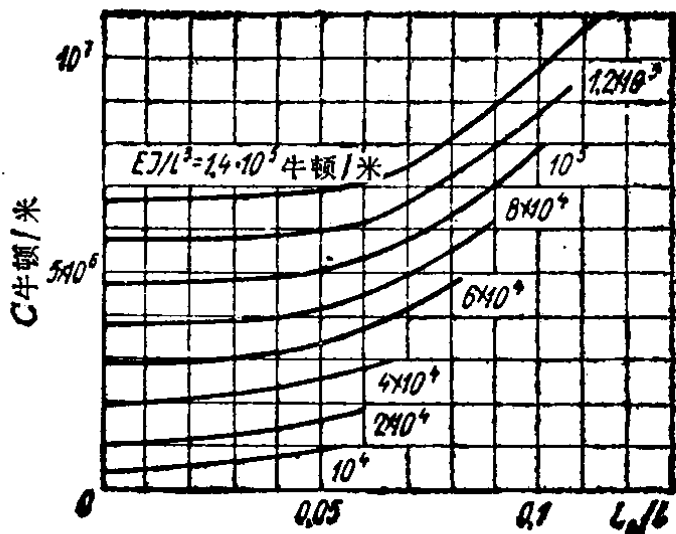


图6 根据试验数据绘制的  $c=f\left(\frac{l_n}{l}\right)$  曲线

$l$ ——内轴承中心间轴的长度

$l_n$ ——支承部件中轴承中心间的距离

$$c = k \frac{EJ}{l^3} \text{——轴的折算刚度}$$

$k$ ——考虑支承特点的系数,对于在两个铰接支承中的轴,

$k=48$ ; 对于端部被约束的轴,  $k=192$

要预先选择一个间隙。进一步增加一个支承中轴承间的距离,轴近似为连续梁,这时,应按连续梁进行计算。

普通结构参数的滑动轴承 ( $l_n \leq 1.5d$ ), 可认为是铰接支承, 并且采用离跨距侧轴承端部为  $0.5d$ , 但不大于  $(0.25 \sim 0.3)l_n$  ( $l_n$  为轴承长度) 的点作为支点。

作用在轴上的横向载荷, 有方向固定的载荷, 如重力和径向力; 有随转子旋转其方向变化的载荷, 如装在泵轴上零件的不平衡所引起的离心力。确定支反力和画弯矩图时, 应对每种载荷单独地进行。

方向固定的载荷, 通常位于不同的平面上, 所以这些载荷应按两个相互垂直的方向  $z$  和  $y$  (水平的和垂直的) 进行

分解。如果作用载荷的平面间的最大角度不超过  $30^\circ$ ，认为所有的力位于同一个平面上，不会有多大的误差。支反力的分量，应对每个分解载荷的平面单独确定。用几何加法确定总的支反力

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (10)$$

用于确定轴承载荷的支反力的最大值，按下式计算：

$$R_{\max} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} + R_{\text{H}} \quad (11)$$

式中  $R_{\text{H}}$ ——由离心力作用引起的支反力。

弯矩图也应当根据每个分解载荷的平面单独画出。任意断面上的弯矩最大值，按下式确定：

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{\text{H}} \quad (12)$$

式中  $M_{\text{H}}$ ——由离心力作用引起的弯矩。

扭矩图从传动端开始，按轴长度画出。对于多级泵，扭矩图是阶梯状的，其阶梯数目与叶轮数目相等。

由力矩图和轴的尺寸图，可以确定应当进行计算的危险断面。为此，必须比较断面彼此间的直径和作用在其上的力矩。如利用下式，可以很容易地选取在弯矩和扭矩联合作用下，轴的危险断面：

$$A \sim \frac{\sqrt{M^2 + M_{\text{R}}^2}}{W}$$

式中  $M$ ——研究断面上的弯矩；

$M_{\text{R}}$ ——研究断面上的扭矩；

$W$ ——抗弯断面模数。

上式中的  $A$  值达到最大值或者不小于该最大值的 90% 的所有断面，都认为是危险断面。为计算危险断面的应力，利用已知的材料力学公式：



由弯曲和压缩引起的法向应力

$$\sigma_D = \frac{M}{W} + \frac{P_0}{F} \quad (13)$$

由扭转引起的切向应力

$$\tau_D = \frac{M_R}{W_R} \quad (14)$$

式中  $P_0$ ——轴向力，  
 $F$ ——断面面积，  
 $W_R$ ——抗扭断面模数。

实心圆形轴的抗弯和抗扭断面模数

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$$

$$W_R = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2 d^3$$

对于有横向孔和键槽削弱的轴断面，其断面模数值和断面减弱系数列于附录 1 之中。

由于轴向力拉伸轴产生的应力与弯曲应力相比很小，通常可以忽略不计。校核由压力引起的轴向弯曲，同样表明，其稳定性具有很高的安全余量。

### 轴的持久强度

轴应当按长时间作用的、引起变应力的最大载荷进行持久强度校核。在零件使用期间，循环次数不小于  $10^8$  的最大力，可以认为是这种载荷。因为泵是高速旋转的机器，那么，在泵起动时（在关死闸阀的情况下），可能产生这样的循环次数。因此，应当对两种工况进行计算：

a) 零流量工况；