



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106870462 B

(45)授权公告日 2018.11.23

(21)申请号 201710085603.X

审查员 何娟

(22)申请日 2017.02.17

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106870462 A

(43)申请公布日 2017.06.20

(73)专利权人 江苏大学镇江流体工程装备技术  
研究院

地址 212001 江苏省镇江市新区丁卯经十  
五路99号大学科技园43栋

(72)发明人 付强 张国玉 朱荣生 王秀礼  
张本营 刘刚 李梦圆 陈铭

(74)专利代理机构 南京知识律师事务所 32207  
代理人 万婧

(51)Int.Cl.

F04D 29/54(2006.01)

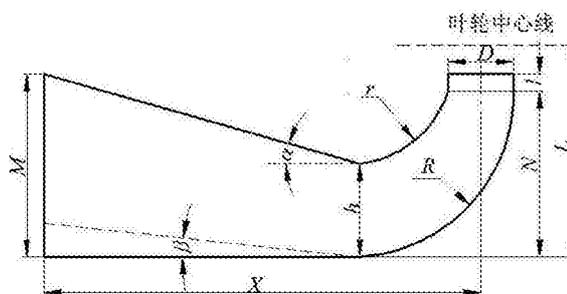
权利要求书3页 说明书6页 附图2页

(54)发明名称

一种泵站用的肘形进水流道的设计方法

(57)摘要

本发明属于泵站的应用领域,具体涉及一种泵站用的肘形进水流道的设计方法。采用本发明的一种泵站用的肘形进水流道的主要几何参数的设计公式,包括:叶轮中心至进水流道底板的高度L、进水流道的进口高度M、比例系数K、进水流道进口至泵轴线的长度X、进水流道进口段的宽度B、进水流道弯曲段的外曲率半径R、进水流道弯曲段的内曲率半径r、进水流道进口段的顶部渐缩角 $\alpha$ 、进水流道进口段的下边线倾角 $\beta$ 、进水流道弯曲段的进口高度h、进水流道出口段的高度l等,不仅能提高泵站运行的稳定性和高效性,同时延长了泵的使用寿命以及泵站的检修周期。不仅如此,其还具有良好的经济效益,更有利于与计算机结合运用,使参数化设计成为可能。



1. 一种泵站用的肘形进水流道的设计方法,其特征在于,所述肘形进水流道的主要几何参数包括比例系数K、叶轮中心至进水流道底板的高度L、进水流道进口至泵轴线的长度X、进水流道进口段的长度P、进水流道进口段的宽度B,取进水流道出口直径为叶轮直径,计算公式如下:

$$K = (-25.67n^{0.5911} + 2023) \cdot \left(\frac{D}{10.5}\right)^2 \quad (1)$$

$$L = -75.15 + 737.52 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 0.01611n_s - 1664.775 \frac{Q}{K} - 0.0861 \sqrt{\frac{Q}{K}} n_s - 4.214e^{-7} n_s^2 \quad (2)$$

$$X = -716.9 + 628.1D + \frac{1.472045n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} - 131.4D^2 - \frac{0.709195Dn\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} - \frac{47.294875e^{-5}n^2Q}{H^{\frac{3}{2}}} \quad (3)$$

$$P = 0.1815e^{-0.181Q^2} + 0.9065 \sin(0.7761\pi DQ) + 0.3688 \quad (4)$$

$$B = 4.149 + 0.8059 \sin(0.8941\pi DQ) + 0.9304 e^{-(0.511Q)^2} \quad (5)$$

式中:

K—比例系数;

L—叶轮中心至进水流道底板的高度,米;

X—进水流道进口至泵轴线的长度,米;

P—进水流道进口段的长度,米;

B—进水流道进口段的宽度,米;

n—泵站用泵的转速,转/分钟;

D—泵站用泵的叶轮直径,米;

Q—泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;

n<sub>s</sub>—泵站用泵的比转速;

H—泵站用泵的扬程,米。

2. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法,其特征在于,所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道的进口高度M,设计公式为:

$$M = -154.3 - 1.721Q + 289.3B - 0.002161Q^2 + 0.8455QB - 76.69B^2 \quad (6)$$

式中:

M—进水流道的进口高度,米;

Q—泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;

B—进水流道进口段的宽度,米。

3. 根据权利要求2所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法,其特征在于,所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道进口段的断面高度h<sub>i</sub>,设计公式为:

$$h_i = 202.9 \sin(0.000354M - 0.00155) + 1.024 \sin(0.1215M - 3.477) \quad (7)$$

式中:

h<sub>i</sub>—进水流道进口段的断面高度,米;

M—进水流道的进口高度,米。

4. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法,其特征在于,所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道进口段的断面面积F<sub>i</sub>,设计公式为:

$$F_i = -237.5B^{-0.8613} + 93.29 \quad (8)$$

式中：

$F_i$ —进水流道进口段的断面面积，米<sup>2</sup>；

$B$ —进水流道进口段的宽度，米。

5. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法，其特征在于，所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道进口段的过渡圆半径 $r_i$ ，设计公式为：

$$r_i = \frac{0.0006084Q^2 + 1.049Q + 43.79}{Q + 91.53} \quad (9)$$

式中：

$r_i$ —进水流道进口段的过渡圆半径，米；

$Q$ —泵站用泵的流量，米<sup>3</sup>/秒。

6. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法，其特征在于，所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道弯曲段的外曲率半径 $R$ 、内曲率半径 $r$ ，设计公式为：

$$R = 2.822 e^{\left(\frac{D-2.75}{1.325}\right)^2} \quad (10)$$

$$r = 1.922 e^{\left(\frac{D-2.925}{0.9717}\right)^2} \quad (11)$$

式中：

$R$ —进水流道弯曲段的外曲率半径，米；

$r$ —进水流道弯曲段的内曲率半径，米；

$D$ —泵站用泵的叶轮直径，米。

7. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法，其特征在于，所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道的下边线倾角 $\beta$ 、进水流道进口段的顶部渐缩角 $\alpha$ ，设计公式为：

$$\beta = \frac{n_s^2 H^{\frac{3}{2}}}{1178.9823n^2} - 1.356 \quad (12)$$

$$\alpha = \frac{e^{-5} K^2 D^4}{4480.30317} - \frac{KD^2}{8190.93611} + 6.952 \quad (13)$$

式中：

$\beta$ —进水流道的下边线倾角，度；

$\alpha$ —进水流道进口段的顶部渐缩角，度；

$n_s$ —泵站用泵的比转速；

$H$ —泵站用泵的扬程，米；

$n$ —泵站用泵的转速，转/分钟；

$K$ —比例系数；

$D$ —泵站用泵的叶轮直径，米。

8. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法，其特征在于，所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道出口段的高度 $l$ 、进水流道弯曲段的高度 $N$ ，设计公式为：

$$l = -0.2289 + 4.49505 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 8.239 e^{-5} Q \quad (14)$$

$$N = -83.18D^{-6.283} + 4.633 \quad (15)$$

式中：

l—进水流道出口段的高度，米；

N—进水流道弯曲段的高度，米；

Q—泵站用泵的流量，米<sup>3</sup>/秒；

K—比例系数；

D—泵站用泵的叶轮直径，米。

9. 根据权利要求1所述的一种泵站用的肘形进水流道的设计方法，其特征在于，所述肘形进水流道的几何参数还包括进水流道弯曲段的进口高度h，设计公式为：

$$h = 1.329 e^{-\left(\frac{D-2.2}{0.3097}\right)^2} + 1.302 e^{-\left(\frac{D-1.743}{0.6033}\right)^2} \quad (16)$$

式中：

h—进水流道弯曲段的进口高度，米；

D—泵站用泵的叶轮直径，米。

## 一种泵站用的肘形进水流道的设计方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于泵站的应用领域,特别涉及一种肘形进水流道的设计方法。

### 背景技术

[0002] 通常情况下,大型泵站为了减少施工量,一般将进水池与吸水管合二为一,即为进水流道,同时也使电机有比较良好的工作环境。一般大型泵站采用立式泵,但是由于立式泵的轴向尺寸比较大,所以尽可能降低泵房的高度以及泵房地板的深度。然而,过低的泵房高度和地板深度又会影响到进水流态,甚至可能引起水泵的汽蚀及其振动,并且会降低泵站的运行效率以及降低泵站的经济效益,所以,对于大型泵站的进水流道有比较高的设计要求。

[0003] 此外,进水流态的变化必然引起泵站水泵工作状态的变化,进水流态不良不仅会降低水泵的工作效率,而且也会降低水泵的抗汽蚀性能。由于进水流道直接影响水泵叶轮进口断面的流速以及压力分布,因此对水泵的性能有很大影响。不仅如此,如果进水流道的形状尺寸选择不当,进水流道内就很有可能产生旋涡,甚至会形成涡带,一旦涡带进入水泵,水泵与机组就会发生强烈的振动。由此可见,进水流道是水泵站的一个重要组成部分,所以必须对进水流道的设计十分严谨。

[0004] 进水流道有多种型式,各种进水流道尽管形状不一,但都是泵站前池与水泵叶轮室之间的过渡段,其作用都是为了使水流从前池进入水泵叶轮室的过程中更好的转向和加速,以尽可能满足水泵叶轮对叶轮室进口水流流态所要求的条件。进水流道按进水方向可分为单向进水流道和双向进水流道,而肘形进水流道就是属于单向的,并且肘形进水流道适用于立式轴流泵以及导叶式混流泵,其形状与水轮机的尾水管类似。

[0005] 专利号为201220011514.3号的专利中公开了一种肘形进水流道,其提供的是一种水力性能优异的肘形进水流道,其使流道内水力损失相对更小,这对于泵站运行的稳定性、安全性及高效性都具有非常重要的意义。然而,肘形进水流道的主要设计参数是根据水利方面的工作人员的经验估算,并没有提供完善准确的设计方案,而且其给出的设计方法比较宽泛笼统没有针对性,很多特殊场合可能难以实现。专利号为201410369192.3号的中国发明专利中公开了一种肘形进水流道,其也给出了一种肘形进水流道的设计方法,从很大程度上降低了肘形进水流道的水力损失。然而,其并没有给出肘形进水流道进口段的顶部渐缩角的设计公式,因此,其设计方案并不完善,在一定程度上对进水流道的进水流态有很大影响。

### 发明内容

[0006] 针对以上所述存在的不足之处,本发明人发明了一种泵站用的肘形进水流道的设计方法,不仅给出了主要设计参数系统准确的设计方案,而且可以将其与计算机结合运用,使参数化设计成为可能。

[0007] 通过控制进水流道的进口段、弯曲段以及出口段等相关参数来达到提高泵站运行

的可靠性和高效性,同时使泵工作更加稳定,而且能够延长泵站的检修周期。

[0008] 为了解决上述问题,本发明给出了一种泵站用的肘形进水流道的设计方法。通过改善肘形进水流道的几个比较重要的几何参数,包括比例系数K、叶轮中心至进水流道底板的高度L、进水流道进口至泵轴线的长度X、进水流道进口段的长度P、进水流道进口段的宽度B、进水流道进口高度M、进水流道进口段的断面高度 $h_i$ 、进水流道进口段的断面面积 $F_i$ 、进水流道进口段的过渡圆半径 $r_i$ 、进水流道弯曲段的外曲率半径R、进水流道弯曲段的内曲率半径r、进水流道进口段的顶部渐缩角 $\alpha$ 、进水流道进口段的下边线倾角 $\beta$ 、进水流道出口段的高度l、进水流道弯曲段的高度N、进水流道弯曲段的进口高度h,以改善流动达到提高泵站的稳定性和安全性,此外,本发明专利取进水流道出口直径为叶轮直径。

[0009] 实现上述目的所采用的技术方案是:

[0010] (1) 比例系数K、叶轮中心至进水流道底板的高度L、进水流道进口至泵轴线的长度X、进水流道进口段的长度P、进水流道进口段的宽度B的计算公式如下:

[0011] 本发明专利取进水流道出口直径为叶轮直径

[0012]

$$K = (-25.67n^{0.5911} + 2023) \cdot \left(\frac{D}{10.5}\right)^2 \quad (1)$$

[0013]

$$L = -75.15 + 737.52 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 0.01611n_s - 1664.775 \frac{Q}{K} - 0.0861 \sqrt{\frac{Q}{K}} n_s - 4.214e^{-7n_s^2} \quad (2)$$

[0014]

$$X = -716.9 + 628.1D + \frac{1.472045n_s\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} - 131.4D^2 - \frac{0.709195Dn_s\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} - \frac{47.294875e^{-5n_s^2}Q}{H^{\frac{3}{2}}} \quad (3)$$

[0015]

$$P = 0.1815e^{-0.181Q^2} + 0.9065 \sin(0.7761\pi DQ) + 0.3688 \quad (4)$$

[0016]

$$B = 4.149 + 0.8059 \sin(0.8941\pi DQ) + 0.9304 e^{-(0.5112Q)^2} \quad (5)$$

[0017] 式中:

[0018] K—比例系数;

[0019] L—叶轮中心至进水流道底板的高度,米;

[0020] X—进水流道进口至泵轴线的长度,米;

[0021] P—进水流道进口段的长度,米;

[0022] B—进水流道进口段的宽度,米;

[0023] n—泵站用泵的转速,转/分钟;

[0024] D—泵站用泵的叶轮直径,米;

[0025] Q—泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;

[0026]  $n_s$ —泵站用泵的比转速;

[0027] H—泵站用泵的扬程,米。

[0028] (2) 进水流道的进口高度M的计算公式为:

[0029]  $M = -154.3 - 1.721Q + 289.3B - 0.002161Q^2 + 0.8455QB - 76.69B^2$  (6)

[0030] 式中:

[0031] M—进水流道的进口高度,米;

[0032] Q—泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;

[0033] B—进水流道进口段的宽度,米。

[0034] (3) 进水流道进口段的断面高度 $h_i$ 的计算公式为:

[0035]  $h_i = 202.9 \sin(0.000354M - 0.00155) + 1.024 \sin(0.1215M - 3.477)$  (7)

[0036] 式中:

[0037]  $h_i$ —进水流道进口段的断面高度,米;

[0038] M—进水流道的进口高度,米。

[0039] (4) 进水流道进口段的断面面积 $F_i$ 的计算公式为:

[0040]  $F_i = -237.5B^{-0.8613} + 93.29$  (8)

[0041] 式中:

[0042]  $F_i$ —进水流道进口段的断面面积,米<sup>2</sup>;

[0043] B—进水流道进口段的宽度,米。

[0044] (5) 进水流道进口段的过渡圆半径 $r_i$ 的计算公式为:

[0045]

$$r_i = \frac{0.0006084Q^2 + 1.049Q + 43.79}{Q + 91.53} \quad (9)$$

[0046] 式中:

[0047]  $r_i$ —进水流道进口段的过渡圆半径,米;

[0048] Q—泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒。

[0049] (6) 进水流道弯曲段的外曲率半径R、内曲率半径r的计算公式为:

[0050]

$$R = 2.822 e^{-\left(\frac{D-2.75}{1.325}\right)^2} \quad (10)$$

[0051]

$$r = 1.922 e^{-\left(\frac{D-2.925}{0.9717}\right)^2} \quad (11)$$

[0052] 式中:

[0053] R—进水流道弯曲段的外曲率半径,米;

[0054] r—进水流道弯曲段的内曲率半径,米;

[0055] D—泵站用泵的叶轮直径,米。

[0056] (7) 进水流道的下边线倾角 $\beta$ 、进水流道进口段的顶部渐缩角 $\alpha$ 的计算公式为:

[0057]

$$\beta = \frac{n_s^2 H^2}{1178.9823n^2} - 1.356 \quad (12)$$

[0058]

$$\alpha = \frac{e^{-5} K^2 D^4}{4480.30317} - \frac{KD^2}{8190.93611} + 6.952 \quad (13)$$

[0059] 式中:

[0060]  $\beta$ —进水流道的下边线倾角,度;[0061]  $\alpha$ —进水流道进口段的顶部渐缩角,度;[0062]  $n_s$ —泵站用泵的比转速;[0063]  $H$ —泵站用泵的扬程,米;[0064]  $n$ —泵站用泵的转速,转/分钟;[0065]  $K$ —比例系数;[0066]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米。[0067] (8) 进水流道出口段的高度 $l$ 、进水流道弯曲段的高度 $N$ 的计算公式为:

[0068]

$$l = -0.2289 + 4.49505 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 8.239 e^{-5} Q \quad (14)$$

$$N = -83.18D^{-6.283} + 4.633 \quad (15)$$

[0070] 式中:

[0071]  $l$ —进水流道出口段的高度,米;[0072]  $N$ —进水流道弯曲段的高度,米;[0073]  $Q$ —泵站用泵的流量,米<sup>3</sup>/秒;[0074]  $K$ —比例系数;[0075]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米。[0076] (9) 进水流道弯曲段的进口高度 $h$ 的计算公式为:

[0077]

$$h = 1.329 e^{-\left(\frac{D-2.2}{0.3097}\right)^2} + 1.302 e^{-\left(\frac{D-1.743}{0.6033}\right)^2} \quad (16)$$

[0078] 式中:

[0079]  $h$ —进水流道弯曲段的进口高度,米;[0080]  $D$ —泵站用泵的叶轮直径,米。

[0081] 由以上步骤可以得到相对完善准确的泵站用的肘形进水流道的主要几何参数的设计方法。

[0082] 本发明的有益效果为:

[0083] 该设计方法不同于传统经验法,本发明对进口段的宽度、高度、顶部渐缩角和下边线倾角等参数进行一定比例的调整,减少进口段至弯曲段之间的冲撞水力损失,大大改善了进水流态的稳定性。另外,通过对弯曲段的外曲率半径和内曲率半径进行优化设计,来降低弯曲段至出口段之间的涡流和沿程水力损失,同时也使得出水段的水流流态更加平稳,从而在一定程度上提高了泵站运行的稳定性、高效性和经济性。

## 附图说明

[0084] 图1是一种泵站用的肘形进水流道的剖面图。

[0085] 图2是一种泵站用的肘形进水流道的平面图。

[0086] 图3是一种泵站用的肘形进水流道进口段的断面图。

[0087] 具体实施方法

[0088] 下面结合附图和具体实施方式对本发明进一步说明。

[0089] 本发明通过以下几个公式来确定一种泵站用的肘形进水流道的主要几何参数，包括：叶轮中心至进水流道底板的高度L、进水流道进口至泵轴线的长度X、比例系数K、进水流道进口段的长度P、进水流道进口段的宽度B、进水流道进口高度M、进水流道弯曲段的外曲率半径R、进水流道弯曲段的内曲率半径r、进水流道进口段的下边线倾角 $\beta$ 、进水流道进口段的顶部渐缩角 $\alpha$ 、进水流道进口段的断面高度 $h_i$ 、进水流道出口段的高度l、进水流道弯曲段的高度N、进水流道进口段的断面面积 $F_i$ 、进水流道进口段的过渡圆半径 $r_i$ 、进水流道弯曲段的进口高度h等。

[0090] 此实施例是在给定设计工况流量Q、设计工况扬程H、设计工况转速n、泵站用泵的叶轮直径D来计算一种泵站用的肘形进水流道的主要几何参数：

[0091]

$$K = (-25.67n^{0.5911} + 2023) \cdot \left(\frac{D}{10.5}\right)^2 \quad (1)$$

[0092]

$$L = -75.15 + 737.52 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 0.01611n_s - 1664.775 \frac{Q}{K} - 0.0861 \sqrt{\frac{Q}{K}} n_s - 4.214e^{-7} n_s^2 \quad (2)$$

[0093]

$$X = -716.9 + 628.1D + \frac{1.472045n_s \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} - 131.4D^2 - \frac{0.709195Dn_s \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} - \frac{47.294875e^{-5} n_s^2 Q}{H^{\frac{3}{2}}} \quad (3)$$

[0094]

$$P = 0.1815e^{-0.181Q^2} + 0.9065 \sin(0.7761\pi DQ) + 0.3688 \quad (4)$$

[0095]

$$B = 4.149 + 0.8059 \sin(0.8941\pi DQ) + 0.9304 e^{-(0.5112Q)^2} \quad (5)$$

$$M = -154.3 - 1.721Q + 289.3B - 0.002161Q^2 + 0.8455QB - 76.69B^2 \quad (6)$$

$$h_i = 202.9 \sin(0.000354M - 0.00155) + 1.024 \sin(0.1215M - 3.477) \quad (7)$$

$$F_i = -237.5B^{-0.8613} + 93.29 \quad (8)$$

[0099]

$$r_i = \frac{0.0006084Q^2 + 1.049Q + 43.79}{Q + 91.53} \quad (9)$$

[0100]

$$R = 2.822 e^{-\left(\frac{D-2.75}{1.325}\right)^2} \quad (10)$$

[0101]

$$r = 1.922 e^{-\left(\frac{D-2.925}{0.9717}\right)^2} \quad (11)$$

[0102]

$$\beta = \frac{n_s^2 H^{\frac{3}{2}}}{1178.9823 n^2} - 1.356 \quad (12)$$

[0103]

$$\alpha = \frac{e^{-5} K^2 D^4}{4480.30317} - \frac{KD^2}{8190.93611} + 6.952 \quad (13)$$

[0104]

$$l = -0.2289 + 4.49505 \sqrt{\frac{Q}{K}} + 8.239 e^{-5} Q \quad (14)$$

$$[0105] \quad N = -83.18D^{-6.283} + 4.633 \quad (15)$$

[0106]

$$h = 1.329 e^{-\left(\frac{D-2.2}{0.3097}\right)^2} + 1.302 e^{-\left(\frac{D-1.743}{0.6033}\right)^2} \quad (16)$$

[0107] 以本发明进口段为例:

[0108] 当  $Q = 5 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $B = 3.41 \text{ m}$ ,  $M = 2.44 \text{ m}$  时,[0109] 由  $v = \frac{Q}{B \cdot M}$  可得,  $v = 0.6 \text{ m/s}$ ,[0110] 由达西公式:  $H_f = \varepsilon \frac{v^2}{2g}$  可得,[0111] 查表得:  $\varepsilon = 0.1$ , 即  $H_f = 0.0018 \text{ m}$ , 此局部水力损失远远小于传统经验法给出的水力损失,[0112] 式中:  $H_f$ —局部沿程水力损失,  $\text{m}$ ;[0113]  $\varepsilon$ —局部阻力系数;[0114]  $v$ —管道内有效截面上的平均流速,  $\text{m/s}$ ;[0115]  $g$ —重力加速度,  $\text{m/s}^2$ 。

[0116] 因此, 本发明给出的进口段局部水力损失比传统经验法得出的水力损失更为可靠, 其他各部分水力损失算法同理。

[0117] 本发明采用精确的公式设计法进行一种泵站用的肘形进水流道的主要几何参数的设计, 其能提高泵站运行的可靠性, 同时延长了泵的使用寿命和泵站的维修周期。由于本发明的设计方法不同于传统的经验法, 故能有效提高泵站的安全性能, 同时使泵工作更加稳定。不仅如此, 其还具有良好的经济效应, 更有利于与计算机结合运用, 使参数化设计成为可能。

[0118] 综上所述, 为本发明专利参照实施例做出的具体说明, 但是本发明并不局限于上述实施例, 也包含本发明构思范围内的其他实施例以及变形例。

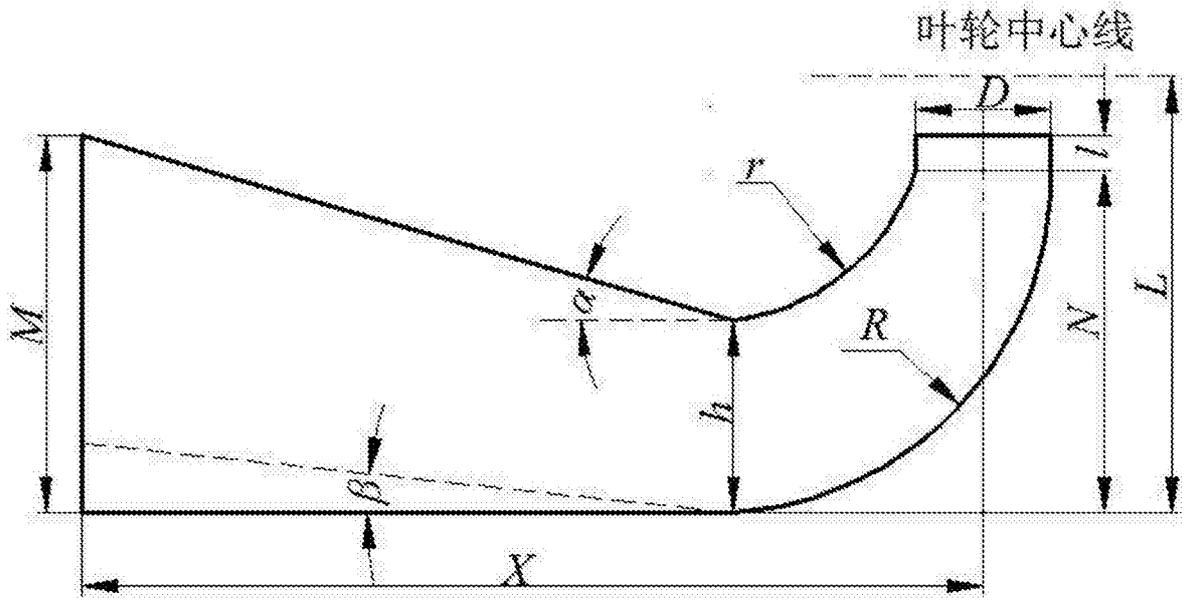


图1

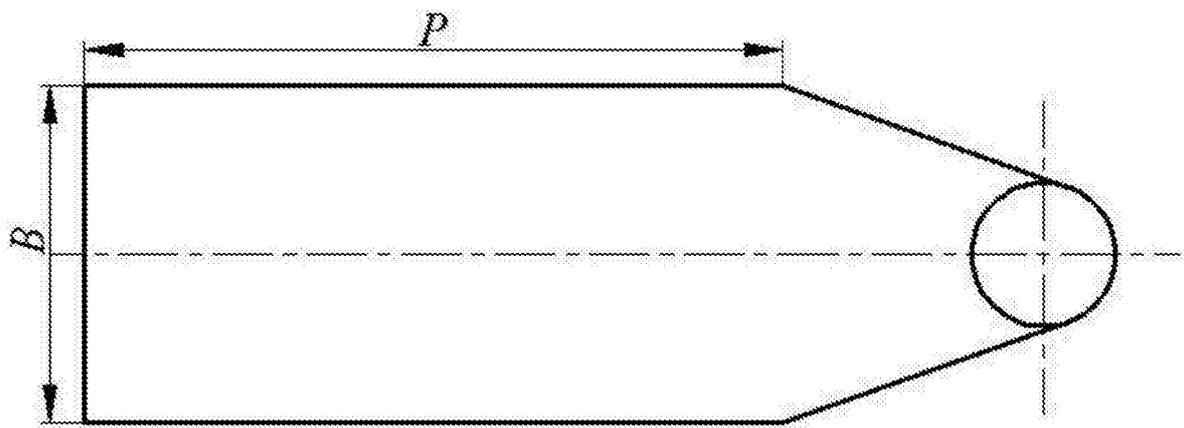


图2

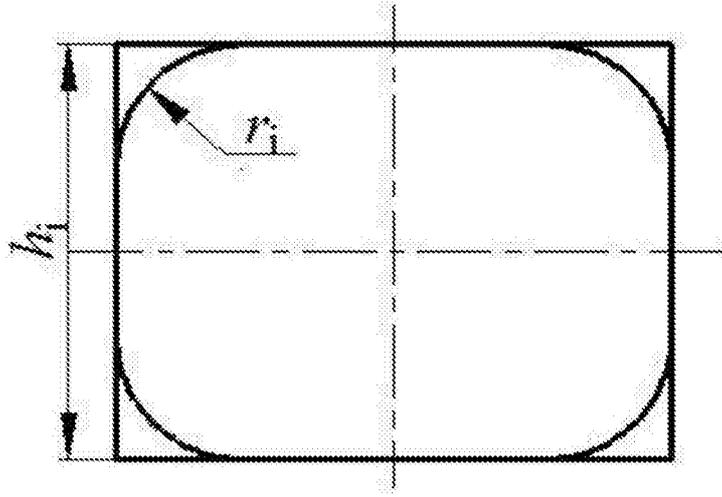


图3