

从流体力学看水輪的效率与改进的措施

張厚政 胡海昌 刘士寧 柳春圖

(中国科学院力学研究所)

提 要

目前农村低水头小型动力站及水电站可能用的水力机械有貫流式水輪机、立軸式水輪机及水輪三种型式。其中水輪的突出优点是简单实用,一般人认为水輪的效率低,因此新建的小型电站和动力站都不再采用水輪。我們认为采取必要的改进措施后,它的效率可以大为提高,特别在微水头大流量的条件下,水輪的效率可能大于其他两种水輪机。因此在目前我国农村中,仍有意义。

水輪的流体动力损失主要是漏水,减小水輪与地面的間隙或采用防漏措施,便可大大减小漏水损失;其次是出口动能损失,采用本文所提出的利用渠道收回动能的办法,可减少这类损失;再其次是进口冲击损失,减小水质点对于水輪的相对速度,便能减小这类损失;最后是水力摩擦损失,采取这些办法后,它的效率就大为提高。中冲式水輪的效率可高于75%,我們认为这个数字是现实的。

一、水輪与立軸木制螺旋式或貫流式水輪机的比較,水輪的可能用途

目前适于农村的小型低水头水力动力机械主要有以下三种,即

- 一、貫流式水輪机(几乎并未采用);
- 二、立軸木制螺旋式(索科洛夫式,在农村中已被大量采用);
- 三、水輪(有上冲、中冲、下冲三种)。

它們各有独特的优点和缺点。我們认为在水头低,功率不太大,特别是主要利用作为动力站的情况下,水輪有其优越的地方。为了說明这一点,我們將这三种形式的水力机械加以比較。

一、貫流式水輪机

它的优点是設計得好时,可以使效率高,轉速快。工作輪直径相同时,它的过水能力較大,水道轉弯少,損失較小,水工結構上开挖量也小;且可以利用已有的桥墩或閘墩上做。貫流式水輪机是一种新型式的、有发展前途的、高比速的水輪机,它的优点是无可怀疑的。但是在目前我国农村用土办法修建的条件下,也有如下比較不易克服的缺点:首先是水工結構較复杂,要求通道不漏气、不漏水,需要有封水装置,这种装置不但会降低效率,而且常常不能令人滿意。有时由于漏水、漏气而引起許多意外的麻煩,使效率降低数倍。其次按装比較困难,维护修理也不方便。第三,在农村条件下,不便于制成轉桨式。桨叶不能轉动,它的特性曲綫很陡,水头、轉数稍有变化就使效率降低很多,而这些在农村电站中又是不可避免的。第四,在水头很低时,例如1.5米以下,实际使用表明效率很低。

二、立轴木制螺旋式(索科洛夫式)

它的优缺点与贯流式类似,但由于轴是直立的,因而不需封水装置,不怕漏气,并且构造上较简单,按装维护比贯流式容易,对于2—6米水头的农村电站,有很大的优越性,比旧式水轮效率高、转速高,因而目前已被广泛采用。不过在水头低于1.5米时效率较低。

三、水轮

一般都认为水轮是一种早已被淘汰的落后的水力机械,我们认为在一般情况下的确是这样,但是对于农村低水头(特别是低于2米)的小型动力站而言却仍然具有优越性,其优点有:

(一) 构造简单:水工方面只要一条引水渠,不需要复杂的涡室或通道,水轮可用木料制成,没有复杂的空腔面;

(二) 流量转速的变化对效率影响不大(即特性曲线平稳);

(三) 按装简单,容易维护;

(四) 为广大群众所熟知,极易推广;

(五) 经过改良,效率不一定低,特别是水头低时效率反而会提高。

由此可见,水轮对于农村的低水头利用是较适合的。当然水轮也有它的缺点,主要是转速低,因而需要一套变速装置。如果只是用来发电,通常需要三级皮带轮,这样机构上就显得复杂,成本就增高了,但是如果作为动力用,这个缺点就可以避免。此外,由于转速很低,水轮本身的负荷就会很大,因而结构需要很强,这样水轮结构就变得很笨重,这些都是缺点。在这篇文章里,我们提出了一些改进办法,可以适当地提高水轮转速,减小直径,提高效率,使得水轮更加适应于农村的需要。

水轮可能有以下几方面的应用:

(1) 适用于低水头,带动小功率的动力机械,结构简单,比其他形式有利,也可以用来发电。

(2) 在某些地区,航运河道上有急滩,船舶需要拉纤,可以装置水轮,利用急滩落差作为动力来替代人力。

(3) 在有急流的小溪上,水轮可以作为临时急需的动力装置,构造简单,建筑迅速,装卸容易。

二、上冲、中冲及下冲三种水轮的初步比较

按进水的部位不同,水轮被分成三种类型,即中冲式、上冲式及下冲式三种。我们认为中冲式或改良后的中下冲式最好。现在分别列出它们的优缺点(分析它们的优缺点时,以现有的实际形式作为依据)。

一、上冲式水轮(图2.1)

这种水轮与其他类型的水轮比较起来,其优点是,对于同一水头有较小的直径,因而如果出口动能相同也可有较高的转速。但是它也有很大的缺点:

1. 由图1可以看出,水尚未到达最下位置时已经漏出,因而效率必然不高。当然可以加一个罩防止水流出,但是结构就必然复杂,特别是当水轮宽度或直径较大时更是如此。此外,加罩后进水时排气也不方便。

2. 尾水流动的方向与水叶轮下部切线速度相反, 若下游水面升高到与水轮底部接触后, 将起很大的阻力作用。因而通常要将水轮的按装高程提高一些, 但这样有效水头就降低了。上游水位升高后, 升高的这一段水头也无法应用, 仍然要浪费掉。所以说, 它不容易很好地适应上下游水位的变化。当然也可将尾水渠转 180 度, 但布置仍麻烦。

3. 即使加罩和把尾水渠道转 180°, 有效水头仍然不高, 因为进水口和出水口不可避免有一落差。

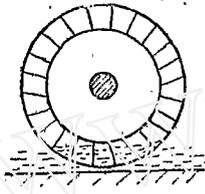


图 2.1 下冲式水轮

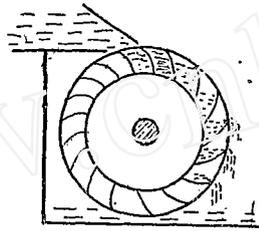


图 2.2 上冲式水轮

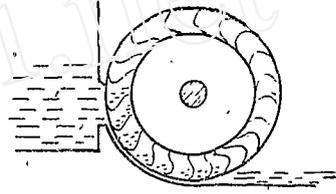


图 2.3 中冲式水轮

二、下冲式水轮(图 2.2)

这种水轮通常用于有急流的河床里, 构造简单, 适宜农村中作为提水工具, 它的效率很低。苏联夏波夫教授在 1958 年曾作了分析^[2], 证明理论上最理想的效率为 59.3%, 而实验室中做出最好的效率为 23%。

三、中冲式(图 2.3)

这种水轮的优点是:

1. 水工结构容易布置;
2. 不象上冲式在水未达到下游表面时就会自己漏出, 因而效率提高;
3. 有效水头高;
4. 下游水面发生变化, 水头超过设计水头时, 也可以使水轮的出力加大。不象上冲式那样, 这一部分水头会白白浪费掉。

它的缺点是:

1. 对于同一水头, 直径较上冲式为大, 因而对于同一出口动能来说, 转速也应较低, 于是水轮本身结构较笨重;
2. 既然直径大又加上是木结构, 所以边缘缝隙可能较大, 漏水损失必然不小(当然比上冲式水轮要好得多);
3. 由后面的分析知道, 进水的速度应尽可能与水轮切向速度重合才能避免进水冲击损失, 但中冲时布置较困难。

从以上比较, 我们认为中冲式是最合适的。下冲式可以用在有急滩的地方, 也因它十分简便而有可取之处。下冲式已有一些理论分析, 所以我们着重考虑中冲水轮。经过分析, 中冲式的缺点都可有一定办法解决, 即转速可以加快, 直径可以减小。我们还提出了采用中下冲水轮, 它的转速可能大大增加, 这些将在下面提出。

三、中冲式水轮的相似律

为了使同一个标准设计能适应于各种不同的具体情况, 需要寻求水轮的相似关系。

我們假定水的粘性很小,即雷诺数的影响很小(与水轮机类似),同时假定由于有了封水装置,因漏水而损失的功率的百分率不因尺度变化而发生显著变化,亦即认为效率不随水轮

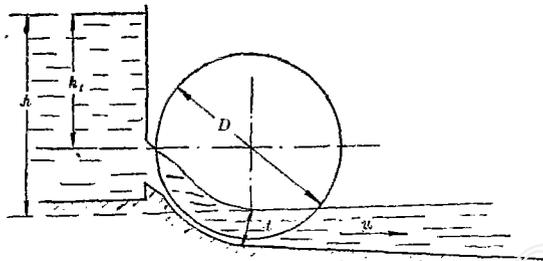


图 3.1

的大小变化而变更。我們采用如图 3.1 所示的符号。

設水輪的叶片非常多,以至于其內的水流可以被看作是連續的流动如图 3.1 所示。既然雷诺数不考慮,那么相似的条件就要求斯特鲁哈尔数 Sh 及伏鲁德数 Fr 保持不变。由 Fr 数不变,則噴口流速 v 应正比于 $\sqrt{h_i}$,即

$$v \propto \sqrt{h_i}$$

于是

$$Sh \propto \frac{v}{nl} \propto \frac{\sqrt{h_i}}{nl} \quad (3.1)$$

其中 n 为水輪每分鐘的轉数。在水輪內是水深为 t 的等速流动,因而其特征长度应取 t 。二水輪相似要求 Sh 数相同,所以

$$n \propto \frac{\sqrt{h_i}}{t} \quad (3.2)$$

两边乘以 D ,得流量:

$$Q \propto \sqrt{h_i} D \cdot b \quad (3.3)$$

再以水头 h 乘(3.3)两边,得功率:

$$N \propto h \sqrt{h_i} D \cdot b \quad (3.4)$$

(3.2), (3.3) 和 (3.4) 就是所要求的相似关系。

再考虑两个特殊情况,第一个情况是当

$$D \propto h, h_i \propto h,$$

即如果水头 h 不同,設計水輪使直径 D 与 h 满足上述关系与 h 成正比的增加。这时相似关系如下:

$$n \propto h^{1/2} t^{-1}, Q \propto h^{3/2} b, N \propto h^{5/2} b \quad (3.5)$$

这里要求水深 t 小于水輪叶片深度。由这个关系可見,当 t 尚未超过叶片深度时,出力与轉速 n 无关。

第二个情况是令水深 t 正比于 D 而水头并不与 D 成正比,由此可得

$$\left. \begin{aligned} n &\propto \frac{\sqrt{h_i}}{D}, \\ Q &\propto \sqrt{h_i} D b, \\ N &\propto h \sqrt{h_i} D b. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

由(3.6)第一式可以确定此时 h_i 应根据下列关系来选取(其中 n 由电机要求决定):

$$h_i \propto n^2 D^2 \quad (3.7)$$

出力 N 就按下列比例变化:

$$N \propto hnD^2b, \quad (3.8)$$

即 N 随轉数 n 成正比增加。

四、利用明渠收回尾水动能的問題

当水輪中的水离开水輪时，将具有与水輪切綫速度大致相同的流速 v_1 。如果不采取措旆，与此流速相应的动能就会完全損失；即損失功率如下：

$$W = \frac{1}{2} \rho b y_1 v_1^3 \omega^3,$$

其中 ρ 是水的密度； b 是水輪宽度； y_1 是叶片內水流深度，假定尾水深度等于此值； r 为水輪半径減去 $\frac{Z_1}{2}$ 的值； ω 是水輪旋轉的角速度。

尾水动能可以通过特別設計的一段明渠来收回。明渠的設計是使得尾水的动能轉变为位能，以至使水輪处的水位低于明渠下游的水位，这样，水輪的有效落差增加了，此增加的值即为动能回收的部分。以下就简单地分析一下渠道对回收动能的作用。我們知道，尾水是处在急流状态或是緩流状态将有很大的不同，現在先討論緩流情形。

一、尾水是緩流时动能的回收

当緩流时，欲使动能轉变为位能，必須采用扩散的渠道；可以向下扩散，也可以向两旁扩散，即加寬宽度。为簡單起见，我們只討論宽度不变而深度变化的矩形渠道，其他情况在性质上是相同的，只是較为复杂罢了。設在水輪后的渠道如图 4.1 所示：

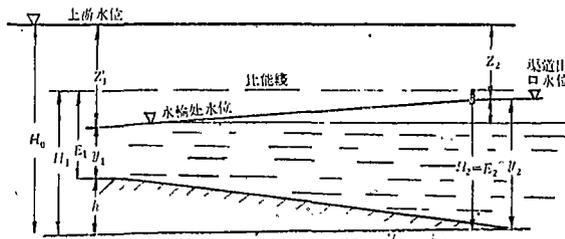


图 4.1 尾水是緩流时动能的回收

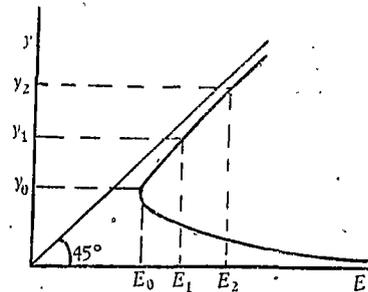


图 4.2

各符号意义为： H_0 ——上游总水头（总水头包括速头在內，以下也如此），設上游流速很小（在这一段里，水头都由尾水渠出口之底算起）； H_1 ——水輪出口处总水头； H_2 ——下游渠道出口处总水头； Z_1 ——上游与水輪出口处落差； Z_2 ——上下游落差； $E_1 = \frac{v_1^2}{2g} + y_1$ ——水輪处比能； $E_2 = \frac{v_2^2}{2g} + y_2$ （此处 $E_2 = H_2$ ）——渠道出口处比能； h ——水輪出口处渠底相对于尾水渠出口处渠底的高度； y_1 ——水輪出口处水深，它小于水輪叶片深度； y_2 ——渠道出口处水深，其水面与下游水面相平； δ ——水輪出口处水面低于下游水面的高度，即相当收回的动能。

我們忽略一切摩阻影响，假定流动是一維的，水輪处流速 v_1 为

$$v_1 = r\omega,$$

所以单位宽度流量为

$$q = v_1 y_1.$$

其中 v_1 为水轮出口处的平均流速;对于水轮出口处及渠道出口处应用伯努利方程

$$\frac{q^2}{2gy_1^3} + y_1 + h_1 = \frac{q^2}{2gy_2} + y_2. \quad (4.1)$$

在水力学中,比能:

$$E = \frac{q^2}{2gy^2} + y. \quad (4.2)$$

当 q 不变时,它的曲线如图 4.2. 现在的情况是缓流 $y_1 > y_c$, 这里 y_c 是临界水深:

$$y_c = \sqrt[3]{\frac{q^2}{g}}.$$

所以(4.1)式应取较大的正实根,求得 y_2 后,即可计算 δ :

$$\delta = y_2 - (y_1 + h). \quad (4.3)$$

由图可知, δ 总是正的,因为曲线的斜率总是大于 1 (注意: $h = E_2 - E_1$),而且也可看出,当 y_1 愈靠近 y_c 时 δ 愈大. 这是很自然的,因为此时动能较大,收回动能自然也更容易. 有了 δ , 上游水位 H_0 可表示为

$$H_0 = Z_2 + \delta + y_1 + h.$$

于是流过单位重量时,对水轮作的功为

$$H_0 - H = Z_2 + \delta - \frac{v_1^2}{2g}, \quad (4.4)$$

此处 $H_1 = \frac{v_1^2}{2g} + h + y_1$. 由(4.4)式可见,如无扩散渠道流过单位重量流体时,将损失动能 $v_1^2/2g$. 扩散渠道的作用就在于收回了 δ .

二、尾水是急流时动能的回收

既然尾水出口动能可以利用渠道来收回,自然希望将水轮转速提高,以减轻水轮结构. 转速提高之后,由水轮流出的水就多半成为急流. 在这种情况下,应采取先收缩、后扩散的渠道. 正象超声速气流一样,急流变为缓流(下游总是缓流),通常要发生水跃(相当于激波). 无水跃过渡的临界情况是很难恰好做到的,而且外界条件略一变更就要发生水跃(或发生淹没性水跃而破坏渠道收回动能的作用).

为了便于说明问题,我们还是先讨论一下无水跃过渡的临界情况,这时认为 y_1 是给定的, $v_1 < v_c$, 因而处于(图 4.2) $y-E$ 曲线的下部,所以当 E 减小(渠底抬高)就逐渐趋近 y_c .

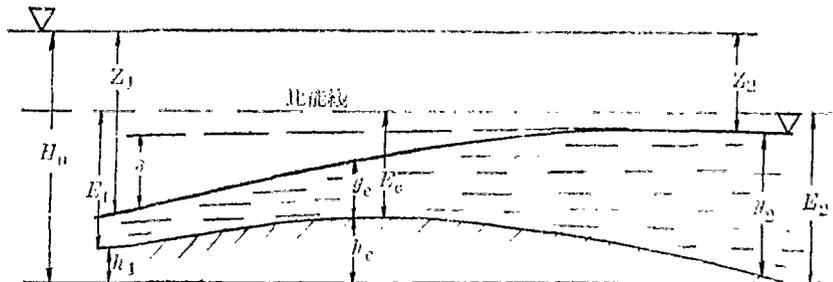


图 4.3 尾水是急流时动能的回收(临界情况)

当达到 y_c 又增加 E (渠底降低), 于是 y 沿上部曲线上升变为缓流, 然后与下游连接。这样渠道就设计成如图 4.3 所示。

这种情况当然是最理想的, 没有水跃, 因而也没有能量损失, 收回的动能必然最多, 但是各个参数是要变化的, 例如转速变化了、下游水位变化了等。这些变化对收回动能有很大的影响。现在就临界情况为出发点讨论参数变化的影响。

(一) 若水轮出口流速增加, 下游水位不变, 流量增加时, 分别由尾水渠上游下游推算的水面曲线如图 4.4, 因而水跃将发生于最高点以下。但是 y_1, y_2 不变, 因而 δ 并未变化, 就是说, 当转速加大之后, 收回的动能并未变化, 但是收回的比率减少了。

(二) 反之, 当流速减小时, 所得水面曲线如图 4.5。

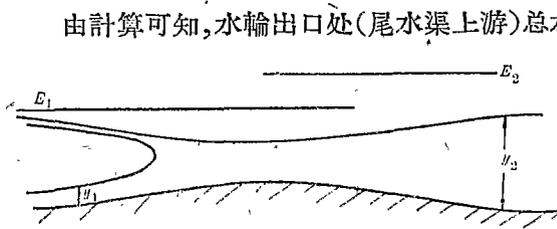


图 4.5

由计算可知, 水轮出口处 (尾水渠上游) 总水头低于尾水渠出口处总水头, 所以上下游不可能通过水跃连接。因此下游将淹没水轮处, 不但动能不能收回, 而且水轮工作也将受影响。可见将渠道设计为无水跃过渡实际上是行不通的。

(三) 当下游水位降低时, 情况与 (一) 类似, 下游水位降低的好处不能利

用, 正象超声速气流一样, 下游变化不能影响到上游去。

(四) 下游水位升高之后也将淹没水轮, 破坏了收回动能的作用, 与 (二) 相同。

由此可见, 渠道应设计得使在需要最高下游水位时及最小流速时是临界情况。而在正常条件下, 容许发生水跃, 以便有所储备。实际设计时, 还相当复杂, 但是它的计算方法在水力学中都可找到, 还有图表及数字表可资利用。

另外也可以不用先收缩而后扩散的渠道, 直接以水跃与下游连接。不过有收缩可以减低水跃强度而增加 δ (当然渠道摩擦损失也加大了, 怎样合算着具体条件而定)。

最后在急流时, δ 必然较大, 在不工作时下游将淹没水轮一部分, 这样有可能影响水轮的开动。开动时可先把负荷去掉, 能否开动的问題归结为在有水淹没时, 水轮空载转速能否大于某一转速 ω_r , 在该转速下, y_1 的共轭水深^[3]等于淹没的水深。

总起来说, 尾水的动能可以利用适当的渠道构成一个回水线来收回一部分。利用这种渠道不仅对水轮有意义, 而且也可能用于没有尾水管的水轮机, 特别是对于目前某些农村采用的双击式水轮机会有较大的效果。由于渠道摩擦阻小于管道摩擦阻, 所以它代替普通尾水管在水面以下的扩散部分或者也是有利的。

五、水轮进水冲击损失及叶片形状

水轮进水口一般设计如图 5.1 所示。

设进水的速度是 v ; 它与水轮切向夹角为 θ ; 水轮转动角速度为 ω ; 其内水流与轴之平

均距离为 r ，则进口冲击损失为 T (对单位重量而言)：

$$T = \frac{v^2}{2g} - \frac{r^2\omega^2}{2g} - \frac{r\omega}{g}(v \cos \theta - r\omega) = \frac{1}{2g}(v^2 - 2r\omega v \cos \theta + r^2\omega^2) = \frac{u^2}{2g} \quad (5.1)$$

其中第一项、第二项为进口与出口动能，第三项为对水轮所作功， u 是

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} - \mathbf{r} \times \boldsymbol{\omega},$$

为水流对轮叶的相对速度矢量。由此可见：进口水的速度 \mathbf{v} 应尽可能沿水轮切线方向同时也尽可能等于水轮的切向速度。

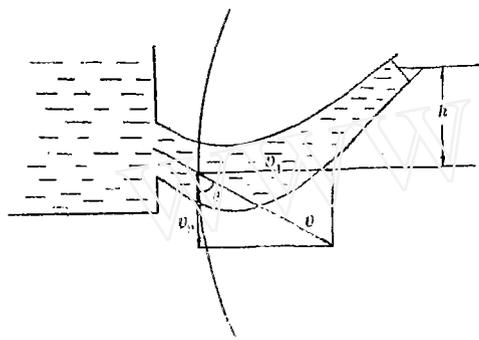


图 5.1 中冲水轮的进水口

关于叶片的形状，我们认为它的影响是不大的，因为水轮主要是依靠水的重力作用。特别是刚才已指出，进入的水最好与水轮没有相对速度，所以叶片的形状只要能使水较圆滑的进入不产生旋涡等。无轮叶片如何设计，反正进口时径向速度所对应的动能必然全部损失掉。同时叶片靠中心处应略向上抬高，以免水由中间冲出。向上弯的高度 h 可由下式估计：

$$h = \frac{u^2}{2g} \quad (5.2)$$

即假定(5.1)式所决定的剩余动能在尚未消耗以前全部用于向上冲射。

由以上分析要求 θ 很小， v 尽可能等于 $r\omega$ 。此外，我们知道，出口动能可以收回；同时漏水损失也与水轮内水位之差有关(不与上下游水位有关)，其差愈大，漏水也愈多。最后还知道转速愈小，机构的负荷愈大，水轮及一切机械装置就愈笨重。根据这些结论改进水轮的一种可能途径是采用中下冲水轮，其特点就在于把中冲水轮的进水口尽量下降。示意图见图 5.2。

这种水轮的优点有：

(1) 容易做到 $\mathbf{v} \approx \mathbf{r} \times \boldsymbol{\omega}$ ，即容易作到进口时径向速度为 0；

(2) 进水速度较大，因而可以提高水轮转速、减轻水轮及机械设备的重量，降低成本；

(3) 因流速加大，在同样流量下水轮的宽度可以减小；

(4) 随着水轮重量减轻，按装容易，水轮与基础的间隙可以减小，因而漏水损失也会减小；

(5) 如果尾水渠道做成可以调节的(如采用木结构)，则效率可以更加提高。

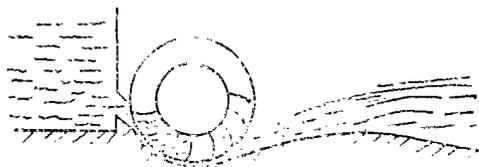


图 5.2

六、漏水损失的估计

一、纵向漏水

中冲水轮用木头制造，直径有好几米，宽度也要有一米左右，或者更大，这样安装，很

难非常精密。又因木头会膨胀，所以叶片端与底之间的缝隙必然不小，引起纵向漏水损失很大，在全部损失中占了相当大的比重，所以必须进行计算估计。我们这样来考虑：

1. 由于叶片前后的水面高度不同，使水通过缝隙漏出；由于水轮宽度比缝高大很多，所以可按二维问题处理，这个可按理想流体射流计算。

2. 由于固体的边界层，使漏过的水减少，当缝隙宽度较大，满足 $\delta^* \ll \delta$ 时 (δ^* 为边界层的位移厚度)，可用均匀流流过半无限平板的湍流边界层公式来近似应用，并且用整个通道的边界层平均厚度来代替该点的厚度，这样就使计算大为简化。

3. 前一级的叶片漏过的水，对下一级漏水可能是有影响的。但我们用湍流边界层理论作了一个初步分析，发现这一影响是可以忽略不计的。

下面就来进行计算。

设一个叶片前后水头之差为 Δh 。在计算时认为 $\Delta h = h/\frac{Z}{4} = \frac{4h}{Z}$ ，其中 Z 为水轮之

叶片数目。于是所有叶片引起漏水总损失功率为(共 $\frac{Z}{4}$ 个)：

$$\Delta W = \sqrt{2g\Delta h} \cdot \gamma b(\delta - \delta^*) \cdot \frac{Z}{4} = \frac{1}{\sqrt{Z}} (2gh)^{3/2} \cdot \gamma b(\delta - \delta^*) \quad (6.1)$$

其中 γ 为水力学中的流量系数，对窄缝

$$\gamma = 0.7. \quad (6.2)$$

b 为水轮宽度， δ 为缝之高度， δ^* 为平均湍流边界层位移厚度。根据一般边界层理论^[1]：

$$\delta^* = 0.046x \left(\frac{V_\infty l}{\nu} \right)^{-1/5}, \quad (6.3)$$

其中 $l = \frac{R}{4}$ ， ν 为粘性系数， V_∞ 为边界层外水流相对于地的流速：

$$V_\infty = U + u = 0.1nR + \sqrt{\frac{8gh}{Z}} \quad (6.4)$$

(n 为水轮每分钟转数， R 为其半径)。把(6.4)代入(6.3)再代入(6.1)中即可求出损失的功率。

二、侧向漏水

水轮两侧被两块圆形木板限制住，板端与地面有缝隙 δ 同样会漏水。

设：1. 叶片无限多，则叶片间的水面高度可认为连续变化；

2. 叶片内水深比水轮半径 R 小很多，即 $t \ll R$ ，

所以漏出的水量在 $\theta < \theta_0$ 时 $\left[\theta_0 = \sin^{-1} \frac{R-t}{R} \right]$ ：

$$d\theta = 2\sqrt{2gt \sin \theta} R \gamma \delta d\theta \quad (\theta < \theta_0), \quad (6.5)$$

其中 γ 为流量系数， δ 为缝宽。因 $t \ll R$ ， $\theta_0 \rightarrow \frac{\pi}{2}$ ，所以在整个过程中可用此式。

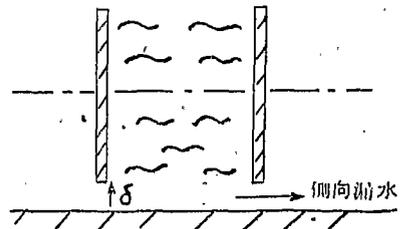


图 6.1

总的功率损失应为

$$\begin{aligned}\Delta W' &= \int g t dQ = 2\sqrt{2gt} R(R-t) \gamma g \delta \int_0^{\pi/2} \sin \frac{\theta}{2} (1 - \sin \theta) dQ = \\ &= 3.14 \gamma \delta R(R-t) \sqrt{2gt} \pi.\end{aligned}\quad (6.6)$$

由上式即可求出纵向漏水损失。

[例] 若有一个中冲水轮, 设计条件如下: $R = \frac{D}{2} = 1.6$ 米, 水头 $h = 2$ 米, 宽 $b = 1.2$ 米, $n = 10$ 转/分, $Q = 0.65$ 米³/秒, 缝隙 $\delta = 0.01$ 米 = 1 厘米, 轮内水深 $t = y_1 = 0.46$ 米。求各种水头损失系数 ζ 。

1. 无收回动能渠道时, 出口动能损失

$$\zeta_{出} = 0.05.$$

2. 由(6.1)至(6.4), 纵向漏水损失系数为

$$\zeta_{纵} = 0.034.$$

3. 由(6.6), 横向漏水损失系数为

$$\zeta_{横} = 0.023.$$

三、分析

由(6.1)及(6.6)可以得出如下结论:

1. 水轮的出力应为水流供给的能量 $\gamma Q g h$ 减去全部损失(摩擦损失、进口冲击损失、出口动能损失、纵向及横向漏水损失以及机械损失)。由此, 效率即可定出。

2. 纵向和侧向漏水的功率损失大略相同, 而当 δ 不变时:

$$\Delta W \propto h^{3/2}, \Delta W' \propto h^2.$$

因水轮的半径 $R \propto h$, 所以不只绝对损失, 就是漏水损失系数也会随着水头的增加而增加。由此看出: 水头愈低, 漏水损失愈小, 因此效率愈高(更何况随着 h 的降低 δ 也会减少)。

3. 因为 μ 很小, ΔW 将随 δ 的增加而线性增加, 当 δ 由 1 厘米变为 2.1 厘米时, $\zeta_{纵}$ 由 3.4% 增至 10.2%; $\zeta_{横}$ 由 2.3% 增至 4.8%。可见应想一切办法减少间隙 δ , 或加防漏装置。

4. 由(6.1)可见: $\Delta W \propto \frac{1}{\sqrt{Z}}$, 可见叶片数目加多会使漏水损失减小, 但数目太多会增加其他损失(如对叶片端之冲击, 前一极对后一极漏水影响加大等等)。

5. 在水头 h 和流量 Q 不变时, 转速增加, 一方面边界层度 δ^* 随速度的 $1/\zeta$ 方面减少,

另一方面, 轮内水深 t 将线性减少, 所以总的漏水损失将减少。当然, 这引起出口动能损失增加; 若出口动能可以收回, 显然, 提高转速对效率的提高和对减轻结构都是有好处的。

参 考 文 献

- [1] A. G. 索科洛夫, 水能利用(上卷), 水利出版社, 1956年。
- [2] П. М., Шапов, Исследование Гидротурбин (Труды ВПИМ, выпуск XXIII, Машгыз, 1959)。
- [3] 基谢列夫, 水利计算手册, P. 320. 电力出版社, 1957年。
- [4] H. Schlichting, Boundary Layer Theory, 1955.

ON THE EFFICIENCY OF WATER WHEEL (FROM THE POINT OF VIEW OF HYDRODYNAMICS)

CHANG HOU-MEI HU HAI-CHANG LIU SHIH-NING LIU CHUEN-TU

(Institute of Mechanics, Academia Sinica)

ABSTRACT

We are of the opinion that among the various small types of the low water-head power stations or electric power stations, the type with water wheel is most suitable for the present countryside of China. It is better than any type of water turbines, especially when water-head is less than 2 metre.

Here we have analysed the head losses in middle-push water wheel, estimated their magnitudes, derived the similarity law of water wheel and pointed out that the kinetic energy flowing out from water wheel can be recovered by a well-designed open channel.