

原型及模型泵水力装置参数换算

周君亮

(江苏省水利厅, 江苏南京 210029)

摘要: 基于我国低扬程泵和泵站采用模型水工试验作为设计前期工作, 阐述了行业规定在泵水力装置模型制作中, 要求流道过流表面粗糙度与原型按一定比例相等和不重视容积损失相似, 有比尺效应; 在模型试验中, 流道水流流态可能有部分在光滑紊流区, 与原型水流流态不相同, 有 Re 数效应, 造成原、模型水力参数换算后误差很大, 要用经验公式修正。针对由于水力装置结构的比尺效应和 Re 数效应的复杂性, 造成各国学者所提出经验公式的形成依据与实物不尽相似, 且有时误差仍较大, 提出了采用在模型试验结果中人工消除换算原型参数中的比尺效应和 Re 数效应, 成为新模型, 将新模型由水工相似定律, 按等效率换算成原型水力参数的方法, 可以提高换算结果精度。

关键词: 泵站; 水力装置模型; 容积损失; 比尺效应; Re 数效应; 水力参数换算方法

中图分类号: TV131 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-6254(2009)05-0273-08

Study of conversion for performance of model pump to actual pump

Zhou Junliang

(Jiangsu Province Water Conservancy Department, Nanjing, Jiangsu 210029, China)

Abstract: In the pump design, all parts forming the model pump shall be similar geometrically to the corresponding part of actual pump. But in the case of the coarseness test of the model pump, the water flowing surface of discharge performance is equal to the ratio of reduction to actual pump and the gap between the rotating impeller and stationary casing of model pump is not provided a dimensional ratio to the actual pump named dimensional effect. In a addition, the discharge quantity of actual pump shall be in state of coarsely turbulent flow which is converted from the performance of model pump and shall be in state of glossy turbulent flow named Re 's effect, so the values of frictional losses are different between them. Due to these effects the model pump is unsimilar to actual pump. To make the conversion for performance to actual pump from model pump, the value of friction loss of actual pump shall be artificially replaced as a new model pump, then the conversion for performance is made between two similar pumps.

Key words: pump station; model pump; leakage quantity; dimensional effect; Re 's effect; conversion for performance of model pump to actual pump

在我国泵站建设中, 特别是为使低扬程泵站出流平稳, 水力效率高, 大部份采用泵站模型水工试验作为建设的前期工作, 通过比较各种泵站模型水力参数, 改进设计, 这是泵站工程建设中的科技进步。但现在采用的泵和泵站模型试验中存在下列问题:

1) 泵模型由泵的叶轮和导叶, 包括压水室和进、出水流道组成, 称为泵水力装置; 在泵模型中加上进、出水压力管称为泵站水力装置。但经试验所得的模型水力参数换算为原型的方法明显不符合实际, 换算后的成果有时误差较大^[1]。

收稿日期: 2009-07-06

基金项目: 水利部科技创新计划项目(SCX2003-12)

作者简介: 周君亮(1925—), 男, 江苏无锡人, 中国工程设计大师, 中国工程院院士, 教授级高工(zcw@nusa.edu.cn), 主要从事水利工程和航运建筑物设计研究。

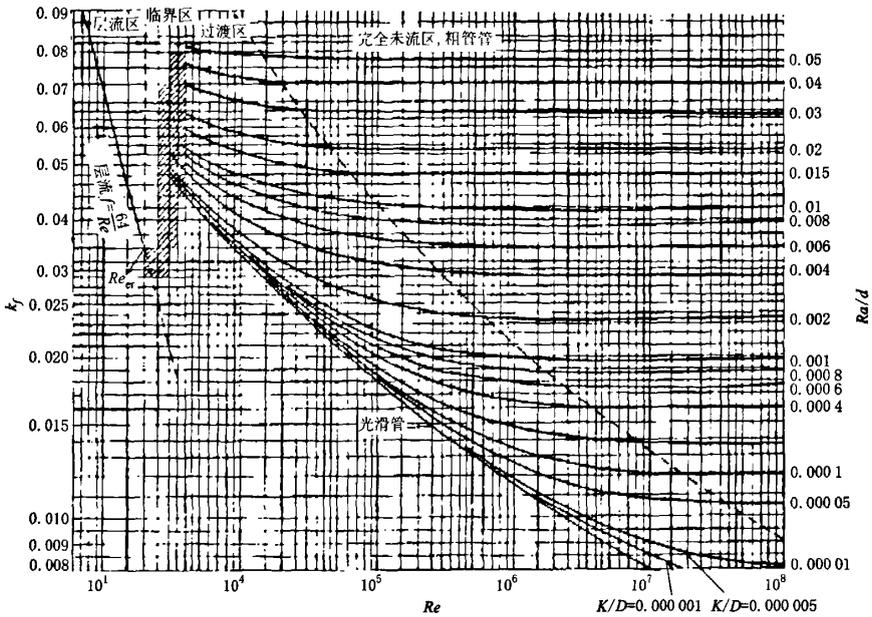


图 1 水流流态、相对粗糙度与过流水力摩擦系数的关系

Fig. 1 Relation between states of water flow, coarsenes in surface of conduit and values of their frictional losses

经验证明,在紊流状态时,如方管的高宽比在 $0.5 < \frac{h}{b} < 2$ 时,纵坐标可以 $\frac{Ra}{4R}$ 代表非圆形断面的相对粗糙度,其中 R 为过流断面的水力半径,过流断面近似圆断面的直径以等效直径 $d = 4R$ 计算。

压力管内水流的 Re 数增加,水流的运动状态由层流转变为光滑紊流,再到粗糙紊流。当水流流态在粗糙紊流区时,水力摩擦系数 k_f 仅与相对粗糙度 $\frac{Ra}{d}$

大小有关,如 $k_f = f\left(\frac{Ra}{d}\right)$ 。行业习惯试验采用的模型水力装置中要求过流表面的粗糙度按一定比例与原型相等,原、模型相对粗糙度 $\frac{Ra}{d}$ 不同时,水力摩擦系数不同,故有比尺效应。当水流在光滑紊流状态时,水力摩擦系数 k_f 与 Re 数和过流表面相对粗糙度 $\frac{Ra}{d}$ 有关,如 $k_f = f\left(Re, \frac{Ra}{d}\right)$,因为原、模型都是输送水,故有 Re 数效应和比尺效应。

我国现行标准 SL 140—2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》规定(见表 1):不要求原、模型各相似部位的过流材料相同,为设计模型选择材料有很大选择余地。

表 1 验收试验规程中表面最大允许粗糙度

Tab. 1 Model acceptance test regulations μm

SL 140—2006		SL 140—1997	
叶片	1.6	叶片	6.3
叶轮体,叶轮室过流表面	3.2	活动导叶	6.3
导叶	6.3		
进出水流道	6.3	其它	25.0
其它	12.5		

注:模型泵叶轮外径 $D_2 = 300 \text{ mm}$ 。

2 原、模型相似条件和换算求解思路

相似叶轮的原、模型水力参数换算前后的不相似是由于水力装置的各过流断面的扬程和流量的多项损失中的水力摩擦损失不相似引起的,与原、模型制作的过流表面相对粗糙度不相等和试验水流流态不相同有关。不可能做到在原、模型制作中各断面的相对粗糙度相等和在模型试验中水流流态相同。故本研究提出的求解思路是在模型制作中要求原、模型过流表面粗糙度按同一比例相等;要使叶轮泄漏间隙比尺和进口形状与原型相似,泄漏水流摩阻系数与原型相等;在模型试验结果中人工消除比尺效应和 Re 数效应,将试验模型换算成为与原型的相对粗糙度相等和过流流态相同的新模型;将新模型由

水工相似定律按等效率换算原型水力参数。

3 原、模型的水力损失计算

由于流道形状复杂,过流流态不同,引起各水力损失的原因和性质又不同,要准确计算泵模型水力装置的水力损失十分困难。故采用黑箱方法,由模型试验结果反分析计算各种水力损失。根据试验结果 $Q_{mm} - H_{mm}$ 曲线,对照图 1,得到水流流态、 Re 数、过流表面相对粗糙度与水力摩擦系数等相互关系。泵模型水力装置的各种水力损失都是自动计入模型试验所得的扬程、流量和功率参数中,除泵模型叶轮容积损失 Δq_{mmi} 及其引起的无功扬程损失 $h_{\Delta q_{mmi}}$ (下标表示:性质、模型、泵、断面或工况;如原型泵为 pm。以下相同)外,其余的水力损失可概括为以下 3 个部分:

1) 各断面的水力摩擦损失随流量增减而增减。由于流道设计不同,当水流处在粗糙紊流区时,水力摩擦系数 $k_{f_{mmi}}$ 应计入比尺效应;在光滑紊流区,应计入 Re 数效应和比尺效应。

2) 总的水力局部损失随流量增减而增减。流道沿程有弯曲、冲撞、放大、收缩等局部水力阻力,由于流道各部分形状不同,局部水力损失系数 $k_{d_{mm}}$ 各不相同,相似流道的各局部损失系数 $k_{d_{mm}}$ 是各自相同的, $k_{d_{mm}}$ 与水流 Re 数对应的水力摩擦系数和相对粗糙度无关。总的水力局部损失 $\sum h_{d_{mm}}$ 随流量增减而增减。

3) 泵叶轮进口处有水流撞击叶片的撞击损失。泵在最高效率点 O 运行时,叶轮叶片的安放角与叶轮进口处水流的相对速度和圆周速度之间的夹角符合,叶轮进口处水流的流速分布均匀度高,水流的平均偏流角最小或为 0,此时可以认为水流撞击叶片的撞击损失为 0,即 $h_{s_{mmo}} = 0$;当流量自最高效率点 O 向减少或增加方向移动时,水流撞击损失 $h_{s_{mm}}$ 随 $(Q_{mmi} - Q_{mmo})^2$ 增大而增大;相似叶轮的撞击损失系数 $k_{s_{mm}}$ 随安放角不同而不同,而在相同安放角时 $k_{s_{mm}}$ 相同;可认为撞击系数 $k_{s_{mm}}$ 是常数,与水流 Re 数和过流表面相对粗糙度无关。

在不同工况点运行时,叶片水流的出口与导叶进口的位置关系不变,水力损失可以计入阻力损失。

总有功扬程损失 Δh_{mmi} 由 $\Delta h_{mmi} = \sum h_{f_{mmi}} + \sum h_{d_{mmi}} + h_{s_{mmi}}$ 得:

$$\Delta h_{mmi} = \left(\sum_{i=1}^n k_{f_{mmi}} l_{mmi} + \sum k_{d_{mmi}} \right) Q_{mmi}^2 +$$

$$k_{s_{mmi}} (Q_{mmi} - Q_{mmo})^2 \quad (3)$$

式中 Δh_{mmi} 为模型水力装置在沿程 i 断面因水流摩擦、阻力和撞击的总有功扬程损失, $\sum_{i=1}^n k_{f_{mmi}}$ 为模型水力装置内水流沿程 i 截面计算长度 l_{mmi} 的平均水力摩擦系数,流道总长为

$$L_{mm} = \sum_{i=1}^n l_{mmi}$$

其中 $k_{f_{mmi}}$ 在粗糙紊流区是常数;在光滑紊流区随 Re 数而改变,从试验得到如图 1 所示。 $\sum k_{d_{mm}}$ 为模型水力装置内水流沿程总水力局部损失系数,同一水力装置内是常数, $k_{s_{mm}}$ 为模型水力装置在叶轮和导叶进口处的撞击水力损失系数,此系数是随叶轮叶片的安放角改变而改变,在同一叶轮同一安放角时是常数。

总有功扬程损失加上因叶轮内泄漏容积损失的无功扬程损失为

$$\sum \Delta h_{mmi} = \Delta h_{mmi} + \sum h_{\Delta q_{mmi}}^* \quad (4)$$

式中 $\sum h_{\Delta q_{mmi}}^*$ 为模型水力装置叶轮容积损失引起的在 i 断面的无功扬程损失,试验时自动计入,由试验求得,不计入有功扬程损失中。见式(10)。

从工况 i 点减去容积损失 Δq_{mmi} 后得流量 Q_{mmi} 对应的理论扬程 H_{th} ,从 H_{th} 减去轴功率总有功扬程损失 Δh_{mmi} ,得对应的扬程 H'_{mmi} ;再减去容积扬程损失 $\sum h_{\Delta q_{mmi}}^*$,得对应的扬程 H_{mmi} 。将各点流量对应的扬程连成曲线 $Q - H$ (如图 2 所示)。

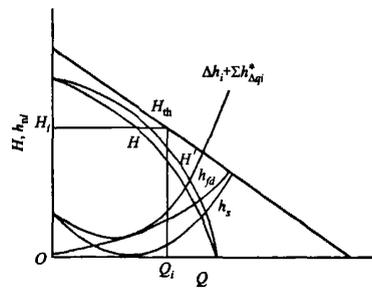


图 2 泵 $Q - H$ 水力损失示意图
Fig. 2 Sketch diagram of lost heads in $Q - H$ curve

泵站模型水力装置是在泵水力装置中再加上进、出水管的压力水流部分。在低扬程泵站总水力损失中这一部分占有较大比例。泵站进、出水管压力管段的水力摩擦系数和局部损失系数 $\sum k'_{fd}$ 可按泵流道一样进行水力损失计算。进、出水管的明流水流部分及其附属设备包括闸门槽、拦污栅和断流装置等,

因水流流态不同,应分开计算计入泵站工作扬程中。

4 原、模型泵容积损失的相似条件

水流从泵叶片后的压水区,经转动的叶轮叶片与固定的转轮室之间的间隙,回到泵叶片前的负压区,它所引起的抽水量损失称为容积损失。习惯采用叶轮出口直径 D_2 的 1.0‰ 作为叶片间隙标准。模型容积损失 Δq_{mni} 为

$$\Delta q_{mni} = k_{fdmni}^* A_{mni} \sqrt{2gH_{mni}^*} \quad (5)$$

式中 A_{mni} 为模型泵叶轮叶片与固定转轮室之间泄漏间隙的面积; k_{fdmni}^* 为模型间隙的水力摩阻系数,采用大于等于 D_2 的 0.5‰ 作为叶片间隙标准,必须由辅助水工试验来确定模型叶轮内泄漏流态在粗糙紊流区和泄漏间隙的水力摩阻系数; Δq_{mni} 为模型在 $Q_{mni} - H_{mni}$ 曲线工况 i 点的容积损失; $H_{mni}^* = H_{mni} + h_{\Delta q_{mni}} + h_{\Delta q_{mni}}$ 为模型在工况 i 点的容积损失的总无功扬程,其中 $h_{\Delta q_{mni}}$ 为容积损失的总无功扬程损失。

原、模型泵型相似,叶轮出口处圆直径 D_{2pm} 和 D_{2pn} 大小近似,泵叶轮前后吸压区和压水区的压力差相似,叶轮叶片部分与固定的转轮室之间的间隙宽度尺寸近似,水流流态相似。在压力起主要作用时,容积损失相似条件是它们水流 Eu 数和 $\frac{Ra}{d}$ 相等,因 Eu 数与 Sh 数兼容,当原、模型水力装置比尺相似时,流道水流流态包括泄漏的水流流态在粗糙紊流区 $k_{fdpm}^* = k_{fdmni}^*$,容积损失的等效率换算公式为

$$\frac{\Delta q_{pmi}}{\Delta q_{mni}} = \frac{k_{pmi}^* D_{pm}^2 \sqrt{H_{pmi}^*}}{k_{mni}^* D_{mni}^2 \sqrt{H_{mni}^*}} \quad (6)$$

辅助试验是从流道中拆去叶轮,改装无升力的平板圆盘,在同一转速下求在反向压力 $H_{mni}^* = H_{mni} + h_{\Delta q_{mni}}$ 的泄量 Δq_{mni} 和水力摩阻系数 k_{fdmni}^* 。

有时为减少原型泵的容积损失,增加有效扬程,将原型泄漏间隙减小,造成原、模型比尺不相似,即使泄漏流态都处在粗糙紊流区,因容积损失 Δq_{mni} 及其损失功率 ΔP_{mni} 不相似,导致扬程 H_{mni} , 扬程损失 Δh_{mni} 和流量 Q_{mni} 不相似。原、模型不相似。

5 模型泵试验的参数及其计算

图 3 为模型泵(或模型泵站)试验水力特性曲线。图 3 中模型泵功率曲线 $\sum P_{mni} - Q_{mni}$ 和 $Q_{mni} - H_{mni}$ 为容积损失后的流量和扬程,而功率包括容积

损失。在试验所得曲线的工况 i 点, Q_{mni} 模型泵有效水力功率为

$$P_{mni} = \frac{\gamma}{102} Q_{mni} H_{mni} \quad (7)$$

扣除机械损失后,不计因模型泵内泄漏减少的水力功率,模型泵理论输出计算水力功率为

$$P_{Emni} = \frac{\gamma}{102} (Q_{mni} + \Delta q_{mni}) (H_{mni} + \Delta h_{mni} + h_{\Delta q_{mni}}) \quad (8)$$

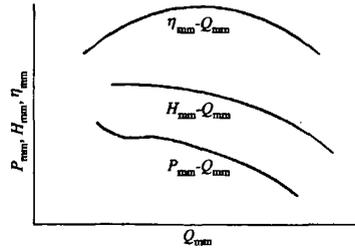


图 3 模型泵(或模型泵站)试验的水力特性曲线
Fig. 3 Performance curves of model pump (or model pump station)

扣除机械损失后,实测的水力轴功率为

$$\sum P_{mni} = \frac{\gamma}{102} [Q_{mni} H_{mni} + (Q_{mni} + \Delta q_{mni}) \Delta h_{mni} + \Delta q_{mni} (H_{mni} + h_{\Delta q_{mni}})] \quad (9)$$

有功和无功水力功率损失为

$$\Delta P_{mni} = \frac{\gamma}{102} [Q_{mni} \Delta h_{mni} + \Delta q_{mni} (H_{mni} + \Delta h_{mni} + h_{\Delta q_{mni}})] = \frac{\gamma}{102} Q_{mni} (\Delta h_{mni} + \sum h_{\Delta q_{mni}}) \quad (10)$$

式中 $\sum h_{\Delta q_{mni}} = \frac{\Delta q_{mni}}{Q_{mni}} (H_{mni} + \Delta h_{mni} + h_{\Delta q_{mni}})$

模型泵理论输出的计算水力轴功率与实测水力轴功率比较,因泵内泄漏减少需要的水力轴功率为

$$\Delta P_{Emni} = P_{Emni} - \sum P_{mni} = \frac{\gamma}{102} Q_{mni} h_{\Delta q_{mni}} \quad (11)$$

式中 Δq_{mni} , $h_{\Delta q_{mni}}$ 和 Δh_{mni} 均自动从模型试验所得的 $H_{mni} - Q_{mni}$ 曲线中扣除,因泄漏而减少的水力轴功率也自动不计入实测的 $\sum P_{mni} - Q_{mni}$ 曲线中。

1) 在模型泵试验所得的 $H_{mni} - Q_{mni}$ 曲线工作范围内,可得 Q_{mni} 对应的流道沿程各断面的 Re 数及其水流流态。由图 1 可以求得 $\sum_{i=1}^n k_{f_{mni}}$ 。

2) 从导叶进口前作为压力测量断面,可用稳压箱或连接管测量。根据最高效率工况点流量 Q_{mno} ,按

试验求得 H_{mmo} 及其水力扬程损失 $\Delta h_{\text{mmo}} = \Delta h_{\text{fmmo}} + \Delta h_{\text{dmmo}} = Q_{\text{mmo}}^2 \left(\sum_{i=1}^n k_{\text{fmmo}i} l_{\text{mmo}i} + \sum k_{\text{dmmo}} \right)$, 得最高效率工况点 O 的 $\sum k_{\text{dmmo}}$ 和总有功扬程损失 Δh_{mmo} .

3) 在最高效率工况点 O 已知 Δh_{mmo} 后, 从实测的水力轴功率 $\sum P_{\text{mmo}}$, 由式(5) 和式(9) 联合求得容积损失 Δq_{mmo} 和容积损失引起的扬程损失 $h_{\Delta q_{\text{mmo}}}$.

4) 从导叶进口前作为压力测量断面, 由 Q_{mmo} 按试验求得 H_{mmi} 及其水力扬程损失

$$\Delta h_{\text{mmi}} = Q_{\text{mmi}}^2 \left(\sum_{i=1}^n k_{\text{fmmi}} + \sum k_{\text{dmmi}} \right) + k_{\text{stmm}} (Q_{\text{mmi}} - Q_{\text{mmo}})^2$$

得工况 i 点的 k_{stmm} 和 Δh_{mmi} , 并得 $h_{\Delta q_{\text{mmi}}}$ 和 Δq_{mmi} .

5) 已知试验模型的 k_{fmmi} , k_{dmmi} 和 k_{stmm} , 在人工修改模型流道表面摩擦系数及其分布后, 由式(3) 求得修改后新模型的 Δh_{mmi} , 由式(5) 和式(9) 求得 Δq_{mmi} 和 $h_{\Delta q_{\text{mmi}}}$.

6) 因为同一台泵同一工况时输出水力功率增加, 水力功率损失减少, 泵输出水力轴功率不变, 由式(16), (18) 求得新模型泵扬程和流量及其效率.

6 比尺效应影响的计算

在模型泵水力装置制作中, 由于流道断面多变, 不可能加工成流道过流表面相对粗糙度相等的水力装置, 只能做到模型粗糙度与原型按一定比例相等,

故每个 i 断面原、模型粗糙度之比 $\frac{Ra_{\text{pmi}}}{Ra_{\text{mmi}}} = \delta_{\Delta i}$ 与线性

比尺 $\frac{\delta_{\text{pmi}}}{\delta_{\text{mmi}}} = \delta_i$ 两者不相等; 使相对粗糙度之比 $\frac{Ra_{\text{pmi}}}{d_{\text{pmi}}}$

与 $\frac{Ra_{\text{mmi}}}{d_{\text{mmi}}}$ 不相等, k_{fpmi} 和 k_{fmmi} 不相等, 有比尺效应.

为消除比尺效应, 根据模型试验数据, 在计算模型水力装置各断面的水力效率时, 要采用各自符合该断面的相对粗糙度的水力摩擦系数来计算.

1) 求模型 i 断面的扬程效率和流量效率时, 由图 1 根据模型 i 断面的 Re_{mmi} 数对应的实际相对粗糙度 $\frac{Ra_{\text{mm}}}{d_{\text{mmi}}}$ 的 k_{fmmi} .

2) 再计算 i 断面总有效扬程损失 Δh_{mmi} 、容积损失 Δq_{mmi} 及其扬程损失 $h_{\Delta q_{\text{mmi}}}$, 按式(16), (18) 计算模型泵的水力效率.

3) 由于模型泵采用按一定比例与原型泵相等

的粗糙度, 要再根据 i 断面的 Re_{mmi} 数, 按原型泵的实际相对粗糙度 $\frac{Ra_{\text{pm}}}{d_{\text{pmi}}}$ 得到新模型泵的 k_{fpmi} , 计算新模型的总有效扬程损失 Δh_{mmi} 、容积损失 Δq_{mmi} 及其扬程损失 $h_{\Delta q_{\text{mmi}}}$.

4) 再计算新模型泵的水力效率. 试验所得水力参数按不等效率换算成新模型的水力参数. 再以新模型的水力参数由水工相似定律按等效率换算成原型的水力参数, 消除原、模型之间的比尺效应.

5) 如果换算前的各 Re_{mmi} 与换算后的各 Re_{pmi} 都在粗糙紊流区, 则换算完成. 如果换算前的 Re_{mmi} 有部分在光滑紊流区, 换算中有 Re 数效应, 应再按本节方法计算.

7 Re 数效应影响的计算

如果模型的水流流态 Re 数显示处在光滑紊流区, 在模型水力参数由水工相似定律按等效率换算到原型的水力参数时, 由于在换算中没考虑原、模型水流流态及其分布不同, 模型水流的摩擦力大于原型, 换算得到的原型流量 Q_{mmi} 比实际的稍小, 扬程 H_{mmi} 比实际的低, 是原、模型在按水工相似定律换算中因水流流态不同引起的 Re 数效应.

将试验模型所得的 Re_{mmi} 人工修改成原型模型的 Re_{pmi} , 取 $Re_{\text{pmi}} = (Re_{\text{mmi}}) \delta_i^{1.5}$, 人工修改的试验模型与原型成为流态相同和流道表面摩擦系数相等的新模型, 将试验模型所得水力参数按不等效率换算成新模型的水力参数, 再将新模型的水力参数由水工相似定律按等效率换算成原型的水力参数, 从而消除了模型水力参数在根据水工相似定律换算为原型水力参数中的 Re 数效应. 人工修改试验模型方法如下:

1) 试验模型水流流态部份在光滑紊流区时, 如按水工相似定律等效率换算后, 原型水流流态及其分布移到试验模型上, 作为新模型. 因多数情况原型是在粗糙紊流区, 故以原型在粗糙紊流区为例, 试验模型比新模型过流 i 断面水力摩擦系数增大大部分为

$$\Delta k_{\text{fmmi}} = k_{\text{fmmi}} - k_{\text{fpmi}} \quad (12)$$

式中 Δk_{fmmi} 为试验模型水力装置在光滑紊流区 i 断面比新模型的摩擦损失系数的增加值; k_{fmmi} , k_{fpmi} 为试验模型和新模型的水力装置在 i 断面的水力摩擦系数; k_{fmm} , k_{fpm} 为试验模型、原型在粗糙紊流区的水力摩擦系数, $k_{\text{fmm}} = k_{\text{fpm}}$.

水力装置的全流道总长为 L , 试验模型有部分

流道的水流在光滑紊流区, 在光滑紊流区的流道长度为 $\sum_{i=1}^n l_{mni}^*$; 原型流道都在粗糙紊流区. 该流道的总有功水力扬程损失为

$$\Delta h_{mni} = Q_{mni}^2 \sum_{i=1}^n l_{mni} \Delta k_{f_{mni}} + \left[Lk_{f_{mno}} Q_{mni}^2 + \sum k_{d_{mni}} Q_{mni}^2 + k_{s_{mni}} (Q_{mni} - Q_{mno})^2 \right] \quad (13)$$

如原型亦有部分在光滑紊流区, 可作类似计算.

2) 根据模型试验结果, 按前述方法计算试验模型的有效扬程损失 Δh_{mni} , 容积损失 Δq_{mni} , 泄漏扬程 $h_{\Delta q_{mni}}$ 以及扬程效率 $\eta_{\Delta h_{mni}}$ 和流量效率 $\eta_{\Delta q_{mni}}$.

3) 计算新模型的 Δh_{mni} , Δq_{mni} , $h_{\Delta q_{mni}}$ 以及 $\eta_{\Delta h_{mni}}$ 和 $\eta_{\Delta q_{mni}}$.

4) 同一台泵在同一工况 i 断面, 叶轮能产生的理论输出计算水力扬程为

$$H_{th_{mni}} = H_{mni} + \Delta h_{mni} + \sum h_{\Delta q_{mni}}^* \quad (14)$$

同一台泵在同一工况 i 断面, 叶轮产生的理论输出计算水力流量为

$$Q_{th_{mni}} = Q_{mni} + \Delta q_{mni} \quad (15)$$

因为 $h_{\Delta q_{mni}}$ 和 Δh_{mni} 都从模型试验结果中自动不计入, 但它们与试验的有效结果 H_{mni} , Q_{mni} 和 η_{mni} 有关.

5) 用人工消除换算中工况 i 断面的 Re 数效应, 是减小在该工况 i 断面的水力摩擦系数 $\sum k_{f_{mni}}$, 使该断面的 Δh_{mni} 减小和 H_{mni}^* 增加, 又使 Δq_{mni} 和 $h_{\Delta q_{mni}}$ 增加, 可得增加后的 H_{mni} ; 并因 Δq_{mni} 的增加量等于 Q_{mni} 的减小量, 可得减小后的 Q_{mni} .

6) Δh_{mni} 的减小量等于 H_{mni} 的增加量与 $h_{\Delta q_{mni}}$ 的增加量之和, 因为实测轴水力功率 $\sum P_{mni}$ 不变, 故也可由式(9) 得增加后的 H_{mni} .

7) 从而得到新模型的 $h_{\Delta q_{mni}}$, Δq_{mni} , Δh_{mni} 以及 $\eta_{\Delta h_{mni}}$ 和 $\eta_{\Delta q_{mni}}$, 再将试验模型的水力参数与新模型按不同效率换算成为新模型的 H_{mni} 和 Q_{mni} .

8) 由新模型的 H_{mni} 和 Q_{mni} , 按水工相似定律, 等效率换算成原型泵的 H_{pni} 和 Q_{pni} . 如原型结果在水流粗糙紊流区, 与新模型的流态相同, 即消除换算中的 Re 数现象.

8 参数换算中的等效率和不等效率

在模型试验参数记录中, 将容积损失 Δq_{mni} 自动

不计入流量中; 水力有功损失 Δh_{mni} 和容积扬程损失 $h_{\Delta q_{mni}}$ 自动不记入扬程中, 在实测水力轴功率 $\sum P_{mni}$ 中除自动扣除因泄漏而少作的功率 $Q_{mni} h_{\Delta q_{mni}}$ 外, 扬程自动计入 Δh_{mni} 和 $h_{\Delta q_{mni}}$, 流量自动计入 Δq_{mni} .

模型泵扬程 i 点效率为

$$\eta_{\Delta h_{mi}} = \frac{H_{mi}}{H_{mi} + \Delta h_{mi} + \sum h_{\Delta q_{mi}}^*} \quad (16)$$

原型泵扬程 i 点效率为

$$\eta_{\Delta h_{pi}} = \frac{H_{pi}}{H_{pi} + \Delta h_{pi} + \sum h_{\Delta q_{pi}}^*} \quad (17)$$

式中 $\eta_{\Delta h_{pi}}$, $\eta_{\Delta h_{mi}}$ 为原、模型泵的扬程效率损失率.

如原、模型泵扬程和扬程损失都相似, 则 i 点扬程损失率相等, 表示等效率.

模型流量 i 点效率为

$$\eta_{\Delta q_{mi}} = \frac{Q_{mi}}{Q_{mi} + \Delta q_{q_{mi}}} \quad (18)$$

原型流量 i 点效率为

$$\eta_{\Delta q_{pi}} = \frac{Q_{pi}}{Q_{pi} + \Delta q_{q_{pi}}} \quad (19)$$

式中 $\eta_{\Delta q_{pi}}$, $\eta_{\Delta q_{mi}}$ 为原、模型泵的流量效率损失率.

如原、模型流量和容积损失都相似, 则 i 点流量损失率相等, 表示等效率. 当原、模型扬程和流量的损失率各自相等时, 泵轴水力功率 $\sum P_{mi}$ 和 $\sum P_{pi}$ 也相似. 原、模型 i 点时, 要达到扬程效率相等 $\left(\frac{\eta_{\Delta h_{pi}}}{\eta_{\Delta h_{mi}}} = 1 \right)$ 和流量效率相等 $\left(\frac{\eta_{\Delta q_{pi}}}{\eta_{\Delta q_{mi}}} = 1 \right)$, 必需原、模型水力装置比尺相似, 水流流态及其分布相同, 水力损失相似, 容积损失相似, 原、模型扬程和流量都是等效率.

如果由于 Re 数效应和比尺效应, 原、模型的水流流态及其分布不相同, 水力损失不相似, 容积损失不相似, 水力效率不相等, 成为两个不相似的模型, 按水工相似定律进行原、模型水力参数换算必将带来很大误差.

9 等效率水力参数换算

习惯将低扬程泵的叶轮、导叶, 包括压水室和进、出水流道作为泵的水力装置. 前者的水流流态处在粗糙紊流区, 后者有时可能部分处在光滑紊流区. 泵叶轮的机械动能传给泵的吸入水流, 使水流获得旋转动能; 再经过不旋转的导叶, 使旋转水流的动能

转换为该水流的压力势能;叶轮的机械动能连续传给吸入水流,水流的能量在叶轮内连续增加,水流的压力势能在导叶内也连续增加成为具有扬程的位能.在泵叶轮和导叶的水力装置内水流不发生汽蚀和不存在自由水面时,原、模型的水力参数换算条件为 Sh 数和 Re 数相等.

在泵原、模型进、出水流道中不具有旋转动能的水流,如该水流不发生汽蚀,不存在自由水面时,原、模型的水力参数换算条件为 Eu 数和 Re 数相等.如前述 Sh 数和 Eu 数可以兼容,当水流在粗糙紊流区时, Re 数的改变已对水流的摩擦系数无影响.

原、模型水力装置相似的泵,它们的理论扬程 H_{th} 相似.是以泵的理论扬程 H_{th} 作为基准点计算各项水力损失的,因此通过模型泵试验所得的 $H_{mm} - Q_{mm}$ 曲线,在曲线上各项水力损失已自动从“基准”线扣除.当水力装置过流表面的相对粗糙度相等,水流流态都在粗糙紊流区时,可以不考虑 Re 数效应,它们过流部分中的各项水力损失各自相似,可以等效率换算原、模型水力特性参数.因原、模型相似的泵的特征速度相等,原、模型泵叶轮和进、出水流道的水力参数都可按 Sh 数相等和等效率换算如下:

流量换算

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m} \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 \quad (20)$$

扬程换算

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{n_p D_p}{n_m D_m} \right)^2 \quad (21)$$

水力轴功率换算

$$\frac{\sum P_p}{\sum P_m} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^3 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^5 \quad (22)$$

在泵运行配套的动力机械功率中,应再计入水力有功功率损失和机械损耗引起的功率损耗.泵运行配套的动力机械功率为

$$\sum P_i = K (\sum P_{pi} + P_{mech}) \quad (23)$$

式中 P_{mech} 为有功机械功率损耗; K 为安全系数, $K > 1$.

泵站的进、出水管水流的压力流部分可一并按上述方法进行原、模型换算.由于非压力水流的原、模型相似条件是它们的 Fr 数和 Re 数各自相等,而 Fr 数与 Sh 数不兼容,故非压力流部分的进、出水管应单独分开计算,在泵换算后的原型流量下,计算它

的沿程扬程损失.

10 不等效率水力参数换算

原、模型泵和泵站的水力装置制作和水力参数换算中造成原、模型不相似,主要有以下原因造成了水力效率不相等:

1) 如果它们的相对粗糙度不相等,原、模型参数换算有比尺效应,造成过流的水力摩擦力不相等,水力效率不相等.

2) 如果它们的水流在光滑紊流区,模型参数换算成原型有 Re 数效应,过流的水力摩擦力不相等及分布不相似,造成换算中原、模型不相似.

3) 如果它们的叶轮内泄漏间隙不相似,有比尺效应,造成容积损失不相似,原、模型制作不相似.

4) 如果泵和泵站扬程高,水工模型试验由于试验设备限制,要降低转速做试验,造成模型 Re 数小于原型,有 Re 数效应,造成换算中原、模型不相似.

应按照上述方法换算,先将模型参数按不等效率变换成与原型相似的新模型的水力参数,消除参数中的比尺效应和 Re 数效应,再将相似新模型按水工相似定律等效率换算原型水力参数.因为模型试验水力参数和原型水力参数的效率是不相等的,故称模型水力参数不等效率换算原型水力参数.

参考文献 (References)

- [1] 周君亮. 泵站建设中装置选用问题[J]. 排灌机械, 2001, 19(1): 3-12.
Zhou Junliang. Selection problems for pump station equipment [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2001, 19(1): 3-12. (in Chinese)
- [2] Japan Association of Agricultural Engineering Enterprises. *Pumping Station Engineering Handbook* [M]. [S. l.]: [s. n.], 1991: 36-38.
- [3] Japanese Standards Association. JISB 8327—2002 Testing methods for performance of pump, using model pump [S]. [S. l.]: [s. n.], 2003.
- [4] 左东启. 水工设计手册[M]. 第1卷. 北京: 水利电力出版社, 1983.

(责任编辑 赵 鸣)