

大型泵与泵装置效率特性预测理论分析^{*}

李彦军¹ 黄良勇² 袁寿其¹ 严登丰³

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 江苏省水利工程建设局, 南京 210029;
3. 扬州大学水利科学与工程学院, 扬州 225009)

【摘要】 对国内外多种原型泵与模型泵之间的效率换算方法进行了理论分析。Moody 等传统公式理论分析不充分、不完整, 换算结果精度较差。JIS B 8327—2002 推荐式以及本文推荐的新型效率换算公式表达较完善, 但 JIS B 8327—2002 推荐式经验常数过多。本文推荐式是根据较严谨的数理关系推导得出的公式, 既能适用于泵, 也能适用于泵装置, 且能定量表达多种因素对效率换算结果的影响, 能够为大型泵与泵装置效率特性预测提供依据。

关键词: 泵 泵装置 效率特性 特性预测 比尺效应

中图分类号: TV136⁺.2

文献标识码: A

Theoretical Analysis of Efficiency Characteristic Prediction on Large Pump and Pump Installation

Li Yanjun¹ Huang Liangyong² Yuan Shouqi¹ Yan Dengfeng³

(1. *Technology & Research Center of Fluid Machinery & Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*

2. *Jiangsu Water Conservancy Construction Bureau, Nanjing 210029, China*

3. *College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China*)

Abstract

A comprehensive theoretical analysis was made on the conversion methods of efficiency characteristics between prototype and model pumps and pumping installations. Most efficiency conversion formulas existed did not analyze the theory sufficiently, and the conversion precision is not adequate. The formula recommended by JIS B 8327—2002 and the new formula recommended are the ones expressed more detailedly. But there are too many empirical constants in former one. The formulas of efficiency conversion recommended are theoretical ones, and are applicable not only to the pumps but also to the pump installations. Quantitative expression for the influence of variety of factors upon the results of efficiency conversion can also be achieved by the formula.

Key words Pump, Pump installations, Efficiency characteristic, Performance prediction, Scale effect

引言

叶片泵的性能试验大多利用实验室或制造厂的试验设备进行, 对于远远超过试验设备能力的大型泵来说, 则采用制作和这个泵具有几何相似而尺寸较小的模型泵, 由模型泵的试验结果推算实物泵的性能, 这就产生了泵的性能预测问题。随着大型泵

站工程建设的日益增加, 借助于装置模型试验, 研究真机的性能显得越来越重要。但是, 根据模型试验结果预测的真机性能与原型实测结果往往有较大的偏差, 尤其是效率值相差甚大, 这就削弱了模型试验的作用, 不利于原型泵机组配套功率的确定和运行管理。因此, 如何根据模型试验结果来比较准确预测原型泵装置效率特性, 已成为一项具有较高理论

收稿日期: 2008-02-26 修回日期: 2008-04-25

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50279045)和江苏大学高层次人才启动基金资助项目(08JDG038)

作者简介: 李彦军, 助理研究员, 博士, 主要从事流体机械及工程方面的研究, E-mail: lyj782900@yahoo.com.cn

水平和应用价值的研究课题。

1 早期效率换算公式理论依据及发展

早期的水泵效率换算公式实际上多为水力效率换算公式,认为机械损失和容积损失可以忽略或认为它们是和水力损失成相同比例变换的,用水力效率换算比值代替总效率的换算。要进行水力效率的换算,必须搞清楚泵的水力损失的性质。泵内的流道具有复杂的形状,如果以圆管代替,水力损失则可表示为^[1]

$$\Delta h = \lambda l v^2 / (2dg) \quad (1)$$

式中 λ ——沿程阻力系数

l ——流道长度 d ——管道直径

v ——流速 g ——重力加速度

对于模型泵和实物泵,如速度三角形相似,则有

$$v/u_2 = v_M/u_{2M} \quad (2)$$

式中 u_2 ——叶轮圆周速度

下标 M 表示模型泵。

从几何相似条件,则有

$$l/d = l_M/d_M \quad (3)$$

由此,实物泵与模型泵水力损失 Δh 的比例可表示为

$$\frac{\Delta h}{\Delta h_M} = \frac{\lambda}{\lambda_M} \frac{u_2^2}{u_{2M}^2} = \frac{\lambda}{\lambda_M} \frac{n^2 D^2}{n_M^2 D_M^2} \quad (4)$$

式中 n ——叶轮转速 D ——叶轮直径

设水力损失 Δh 对理论扬程 H_{th} 的比例用 δ 表示,即

$$\delta = 1 - \eta_h = \Delta h / H_{th} \quad (5)$$

式中 η_h ——水力效率

则由式(4)和式(5)可得

$$\delta H_{th} / (\delta_M H_{thM}) = \lambda n^2 D^2 / (\lambda_M n_M^2 D_M^2) \quad (6)$$

由于 $H_{th} / H_{thM} = n^2 D^2 / (n_M^2 D_M^2)$ (7)

所以 $\delta / \delta_M = (1 - \eta_h) / (1 - \eta_{hM}) = \lambda / \lambda_M$ (8)

由于这个关系是根据泵的水力损失和圆管的水力摩擦损失具有同样性质的假定推导出的,所以忽略了泵内水力损失中的撞击损失和形状阻力损失。许多效率换算式都是以式(8)为基本公式推导的,因此,这些换算式不适用最高效率点以外的工况。即使在最高效率点,水力损失也并不完全是摩擦损失,仍然有形状阻力损失,所以仍有不足。在此基础上,许多学者针对不同的水流型态等推导出不同的效率换算式。

1.1 基于水力光滑面的换算式

这种情况的效率换算,可应用伯拉修斯(Blasius)公式^[1],即

$$\lambda = 0.316 4 Re^{-1/4} \quad (9)$$

式中 Re ——圆管水流的雷诺数

为了用式(9)计算泵的水力损失,必须求得泵内流道的雷诺数。假定实物泵和模型泵几何相似、速度三角形相似,流道雷诺数可用泵的雷诺数 $Re_u = u_2 D / \nu$ 代替,实物泵和模型泵水力摩擦损失系数的比值由式(8)得

$$\delta / \delta_M = (Re_u / Re_{uM})^{-1/4} \quad (10)$$

叶轮的圆周速度与理论扬程平方根成正比,则

$$Re_u \propto D \sqrt{H_{th}} / \nu \quad (11)$$

式中 ν ——流体的运动粘性系数

作为近似的关系为

$$H_{th} / H_{thM} = H / H_M \quad (12)$$

式中 H ——泵的扬程

由式(10)、式(11)和式(12),给出如下的换算式,即为 Medici 公式^[2]

$$\frac{\delta}{\delta_M} = \frac{1 - \eta_h}{1 - \eta_{hM}} = \left(\frac{D}{D_M} \right)^{-1/4} \left(\frac{H}{H_M} \right)^{-1/8} \quad (13)$$

另外,Moody 将式(13)中的水力效率 η_h 换以总效率 η ,置换后的误差在扬程比值的指数中考虑,即得到 1925 年早期的 Moody 公式^[3]

$$(1 - \eta) / (1 - \eta_M) = (D / D_M)^{-1/4} (H / H_M)^{-1/10} \quad (14)$$

总体来说,这些换算式都是基于水力光滑面的,是以 Blasius 的 1/4 乘式为基础,雷诺数如果超过这个换算法则的适用界限,则指数将比 1/4 小。因此,高雷诺数时,对于实物泵会给出过高的效率。

1.2 基于水力粗糙面的换算式

在高雷诺数的范围内,圆管的沿程阻力系数由表面粗糙度决定,由尼古拉兹(Nikuradse)公式^[1]

$$\lambda = 1 / [2 \lg(3.7d / \Delta)] \quad (15)$$

式中 Δ ——壁面的绝对粗糙度

式(15)作为换算式使用不方便,常用近似式代替^[4],即

$$\lambda = 0.096 7 (\Delta / d)^{1/4.5} \quad (16)$$

将式(16)应用到表达泵内部的水力损失。如果实物泵和模型泵壁面的绝对粗糙度相同,则可得出

$$\delta / \delta_M = (D / D_M)^{-1/4.5} \quad (17)$$

将指数修正为 -0.314,即为 Fromm 式^[5]

$$\delta / \delta_M = (D / D_M)^{-0.314} \quad (18)$$

1942 年 Moody 照顾到泵全效率的换算,并参考水轮机的换算公式,将式(18)的指数修订为 -0.2,这就是近年仍有应用的 Moody 的 1/5 方程式

$$\delta / \delta_M = (D / D_M)^{-0.2} \quad (19)$$

由这类换算式所示,效率的换算与雷诺数无关,

仅决定于尺寸比,比如转数改变,效率也不变。

1.3 考虑摩擦损失以外损失的换算式

上述效率换算方法都把水力损失仅当作摩擦损失,实际上对于泵的水力损失来说,摩擦损失以外的损失也应该考虑。Pfleiderer 根据改变相同泵的转速进行试验的结果,并参考基于水力光滑面的水力效率换算式形式,把泵的内部效率 η_i 的换算式表示为^[6]

$$(1 - \eta_i)/(1 - \eta_{iM}) = (Re/Re_M)^{-0.1} \quad (20)$$

在式(20)中,雷诺数指数绝对值认为比 Blasius 公式的 1/4 小。因为泵的水力损失中除了考虑摩擦损失以外,还考虑了形状阻力产生的损失,以及由于表面粗糙度影响的存在,所以雷诺数的影响减小了。

Ackeret 把由于形状阻力所产生的损失和与雷诺数有关的损失区分开,给出内部效率 η_i 的换算式为^[7]

$$(1 - \eta_i)/(1 - \eta_{iM}) = 0.5 + 0.5(Re/Re_M)^{-0.2} \quad (21)$$

式(21)中右边的第一项是由形状阻力所产生的,第二项是与雷诺数有关的。Ackeret 把第一项和第二项取相同的比例,但是这个比例根据泵的比转数、构造、设计的优劣等会有一些的变化。因此,Hutton 提议将式(21)表示为^[8]

$$(1 - \eta_i)/(1 - \eta_{iM}) = 0.3 + 0.7(Re/Re_M)^{-0.2} \quad (22)$$

2 现代水泵效率换算理论分析

2.1 蒋履祥公式

1989 年蒋履祥提出,当泵及装置中的水流处于水力光滑区时,效率换算可表示为^[9]

$$(1 - \eta)/(1 - \eta_M) = (Re/Re_M)^\alpha \quad (23)$$

式中,指数 α 反映了泵体及装置中的摩擦损失和撞击损失所占比例,普通泵的 α 值在 0.1 左右。作者认为,对 Moody 公式(式 14)的修正可以通过改变 α 值来完成。

当泵及装置中的水流处于阻力平方区时,效率换算公式为

$$(1 - \eta)/(1 - \eta_M) = [(\lg D_{sM} - 0.172)/(\lg D_s - 0.172)]^2 \quad (24)$$

式中 D_s, D_{sM} ——原、模型泵的入口计算直径

当原、模型泵及装置内的水流分别处于阻力平方区和光滑区时,作者提出了综合换算公式为

$$\eta = 1 - (1 - \varphi\eta_M)(n_M/n)^\alpha (D_{sM}/D_s)^{2\alpha - 1} \quad (25)$$

其中 $\varphi = (1 - 2.21/D_s^{1.5})/(1 - 2.21/D_{sM}^{1.5})$

式中 φ ——换算系数

2.2 IEC995—1991 推荐式

IEC995—1991 推荐式^[10]也是我国水利部行业标准“水泵模型试验验收规程”(SL140—97)推荐采用的公式。公式的理论出发点是:设定以叶片外缘线速度计算的泵内雷诺数 $Re_u = u_2 D/\nu$ 达 $Re_{uopt} = 7 \times 10^6$ 作为原、模型效率比较基准,据此求得水力效率差值 $\Delta\eta_h$ 。模型效率 η_M 已知,则原型效率 η 为模型效率 η_M 与水力效率差值 $\Delta\eta_h$ 之和。

具体计算时,先求得原、模型雷诺数

$$Re_u = \pi D^2 n \times 10^6 / 60$$

$$Re_{uM} = \pi D_M^2 n_M \times 10^6 / 60$$

其后求 $\Delta\eta_h$ 及原型泵效率 η

$$\Delta\eta_h = \frac{(1 - \eta_{M,max})[(Re_{uopt}/Re_{uM})^{0.16} - (Re_{uopt}/Re_u)^{0.16}]}{(Re_{uopt}/Re_{uM})^{0.16} + 2/3} \quad (26)$$

式中 $\eta_{M,max}$ ——模型泵最优工况点泵效率

$$\eta = \eta_M + \Delta\eta_h \quad (27)$$

2.3 郑玉春等的公式

郑玉春等提出对 Moody 公式中水力效率置换为装置效率后,为了使装置模型与原型之间性能换算更接近实际情况,对置换后的误差在公式的常数项指数中考虑,即装置效率的换算公式为^[11]

$$(1 - \eta)/(1 - \eta_M) = (D_M/D)^\sigma (n_M/n)^\gamma \quad (28)$$

式中,指数 γ 可以在模型装置上分别用 2 种转速 n_1 和 n_2 测出装置性能参数加以确定,即有

$$\gamma = \lg[(1 - \eta_2)/(1 - \eta_1)] / \lg(n_1/n_2) \quad (29)$$

指数 σ 可以根据已有的原型测试数据与装置模型试验结果确定,即有

$$\sigma = \frac{\gamma \lg(n/n_M) + \lg[(1 - \eta)/(1 - \eta_M)]}{\lg(D_M/D)} \quad (30)$$

2.4 日立公司及 JIS 标准采用公式

日本工业技术标准 JIS B 8327—1983^[12]泵效率换算推荐 Moody 1/5 方程式;2002 年版本^[13]提出了新的公式,日立公司(生产南水北调工程宝应泵站导叶式混流泵)采用此式。具体计算时,先求得泵最优工况点比转数

$$n_s = 60^{1/2} n Q_0^{1/2} / H_0^{3/4} \quad (31)$$

式中 Q_0, H_0 ——最优工况点的流量和扬程

其后给定原、模型泵过流壁面粗糙度比值 Δ_r ($\Delta_r = \Delta/\Delta_M$),依据以下公式求泵效率差值 $\Delta\eta$ 及原型泵效率 η

$$\Delta\eta = [1.9(Q/Q_0 - 0.6)^2 + 0.7]\Delta\eta_{opt} \quad (32)$$

$$\eta = [1 + \Delta\eta(1 - \Lambda)]\eta_M \quad (33)$$

其中 $\Lambda = (0.4 + 0.6\Delta_r^{0.18})D_r^{-0.18}$ (34)

$$\Delta\eta_{opt} = (1.4n_s^{-0.1} - 0.07)/10 \quad (35)$$

上述公式考虑了流量与最优工况点流量比例的影响,但其经验常数过多,理论性较差。

2.5 耐荷泵业公司采用式

荷兰耐荷泵业公司(中标南水北调工程淮阴三站灯泡贯流泵)采用英国国家标准《泵试验方法》(B.S.599)规定的泵效率换算方法。具体计算时,先设定与粗糙度等因素有关的2个指数 α 及 β ,根据原、模型雷诺数比值求 $\Delta\eta$ 及 η ,即

$$\Delta\eta_h = (1 - \eta_{hM})(1 - Re_r^{-\alpha} D_r^{-\beta}) \quad (36)$$

因模型泵水力效率 η_{hM} 无法求得,实际采用

$$\Delta\eta_h = (1 - \eta_M)(1 - Re_r^{-\alpha} D_r^{-\beta}) = (1 - \eta_M)(1 - n_r^{-\alpha} D_r^{-(2\alpha + \beta)}) \quad (37)$$

$$\eta = \eta_M + \Delta\eta_h \quad (38)$$

2.6 张仁田公式

张仁田等^[14]认为在 Moody 等公式中忽略了 η_{hM}/η_h 项,是产生较大误差的根源,正确的表达应该为

$$\frac{\delta'}{\delta_M} = \frac{1 - \eta_h \eta_{hM}}{1 - \eta_{hM} \eta_h} \quad (39)$$

在此基础上将泵体与流道作为一个整体来考虑,并假定装置中的水流处于光滑紊流区和装置效率即为水力效率,推导出泵装置效率换算公式为

$$\frac{1}{\eta_{sv}} = 1 + \left(\frac{1}{\eta_{svM}} - 1 \right) \left[\epsilon + (1 - \epsilon) \left(\frac{D_M}{D} \right)^{0.25} \left(\frac{H_{svM}}{H_{sv}} \right)^{0.125} \right] \quad (40)$$

$$\text{其中 } \epsilon = \alpha \left[\frac{\eta_{sv}(1 - \eta)}{\eta(1 - \eta_{sv})} \right]_M + \beta \left(\frac{\eta - \eta_{sv}}{1 - \eta_{sv}} \right)_M \quad (41)$$

式中 η_{sv} ——装置效率 H_{sv} ——装置扬程

ϵ ——局部水力损失在装置总水力损失中所占的比例

α, β ——模型泵体与流道局部损失所占比例

其实在上述公式的推导中,已认为泵中水力损失对泵工作扬程的比例为 δ' ,即

$$\delta' = \Delta h / H \quad (42)$$

而在 Moody 等公式的推导中则假定泵中水力损失对理论扬程的比例为 δ ,即

$$\delta = \Delta h / H_{th} \quad (43)$$

所以导致式(39)与式(8)有了 η_{hM}/η_h 项之差,并不是 Moody 等公式的理论推导错误,只是定义不同而已。

但由式(42)和式(4)可得

$$\frac{\Delta h}{\Delta h_M} = \frac{\lambda}{\lambda_M} \frac{n^2 D^2}{n_M^2 D_M^2} = \frac{\delta H}{\delta_M H_M} \quad (44)$$

若想使下式成立

$$\delta/\delta_M = \lambda/\lambda_M \quad (45)$$

则必须认为

$$\eta_h = \eta_{hM} \quad (46)$$

而文献[14]在推导的过程中,直接采用式(45),即认为 $\eta_h = \eta_{hM}$,因而理论上欠妥当。

3 现有泵效率换算公式存在的问题

分析上述的各种公式,虽然各有一定的适用性,但存在以下共同的缺陷:理论分析不充分、不完整或有矛盾,经验性成分重,无通用性等。

(1)现有各公式实质上均是水力效率换算式,公式推导多从圆管(摩擦)损失的尺寸效应出发,近似以圆管摩阻系数的差别代表原、模型泵水力损失的差别。实际上,泵内水力损失除摩擦损失外尚有形状阻力损失和(非设计点)冲击损失。

(2)根据流体力学,水流在光滑紊流状态时摩阻系数仅与雷诺(Reynolds)数有关,早期的换算公式如 Pflfelderer 式、Medici 式、Moody 式等均依此为理论根据。但是,水泵、特别是高比转数水泵,泵内流动多为过渡区或粗糙紊流状态,摩阻系数分别与雷诺数及过流壁面粗糙度有关。Fromm 式和后期的 Moody 式计及了粗糙度影响因素,但仍未区分摩擦损失与其他非摩擦损失的不同作用;Ackeret、Hutton 和 Connon 考虑了泵内摩擦损失与其他非摩擦损失的不同作用,将形状阻力损失和与雷诺数有关的损失分开,给出另一种形式的换算式。这无疑是前进了一步,但比例系数、指数难确定;同时还只限于表达“阻力损失”相似,未表达非设计工况点“冲击损失”相似。

(3)现有效率换算式多仅针对最优工况点,非最优工况点原型泵效率只能粗略估算,或约定俗成采用“等差增减”法等,无理论依据。仅见日本标准 JIS B8327—2002 公式计及流量与最优工况点流量比例影响,但该式经验常数过多,无法判断。

(4)不同口径的相似泵,最优工况点最高效率不同,对应工况点流量、扬程、轴功率较常规(等效率条件)换算结果应有不同(因速度三角形不相似)。但是,现有各换算式仅可求得总效率而无法区分各分部效率,因而也就无法对泵特性作全面预测。

4 新型泵及泵装置效率特性预测理论

文献[15]从泵内损失相似出发,推导提出水泵及泵装置效率理论表达式,通过效率常数的换算实现水泵及泵装置效率特性预测,该效率换算公式亦为本文的推荐式。机械效率表达式表示为

$$\eta_m = 1 - K_m H_t \eta / (QH) \quad (47)$$

对于几何相似的泵,有

$$K_m/(D^2 d_m \omega) = \text{idem} \quad (48)$$

式中 idem——相似不变量

d_m ——推力轴承当量摩擦直径

ω ——水泵旋转角速度

水力效率可表达为

$$\eta_h = H/[H + K_f Q^2 + K_j Q^2 + K_z(Q - Q_0)^2] \quad (49)$$

对于相似的泵,水力损失相似实际上也就是阻力系数相似。阻力系数 K_f 、 K_j 、 K_z 相似关系为

$$K_f D^4 / \lambda = \text{idem} \quad (50)$$

$$K_j D^4 = \text{idem} \quad (51)$$

$$K_z D^4 = \text{idem} \quad (52)$$

式中, λ 为沿程阻力系数,根据液流型态可用伯拉修斯(Blasius)公式或尼古拉兹(Nikuradse)公式计算。

对于水泵,特别是高比转数水泵,泵内流动多为粗糙紊流状态,沿程阻力系数 λ 与过流壁面粗糙度 Δ 有关,原、模型泵绝对粗糙度相同时,由式(16)和式(50)可得

$$K_f D^{(4+1/4.5)} = \text{idem} \quad (53)$$

容积效率可表示为

$$\eta_v = Q/(Q + K_v H^{1/2}) \quad (54)$$

则 K_v 的相似关系式应为

$$K_v/(Da) = \text{idem} \quad (55)$$

式中 K_v ——泄漏损失系数

a ——水泵叶片与外壳单边径向间隙

泵的总效率可表示为

$$\eta = QH/\{(K_m + Q + K_v H^{1/2})[H + K_f Q^2 + K_j Q^2 + K_z(Q - Q_0)^2]\} \quad (56)$$

泵装置效率表达式为

$$\eta_{sy} = QH_{sy}/\{(K_m + Q + K_v H^{1/2})[H + K_f Q^2 + K_j Q^2 + K_z(Q - Q_0)^2]\} \quad (57)$$

泵效率常数 K_m 、 K_f 、 K_j 、 K_z 和 K_v 可据实际试验的泵的特性数据运用回归分析的方法求取。

文献[15]表达泵的水力效率时,不仅考虑了泵内形状阻力损失和沿程摩擦损失的影响,而且也考虑了泵在非设计工况点泵内冲击损失的影响。同时对水泵机械效率和容积效率的表达和其换算方法的推导也弥补了以往在泵的效率换算时仅对水力效率换算的不足。由于可以分别计算出泵的水力效率、容积效率和机械效率,因此可以将各分部效率代入泵相似律公式预测原型泵装置的能量特性。

5 不同效率换算法举例比较

(1)表1针对 TJ04-ZL-20 型轴流泵模型叶片角-2°列出代表性换算公式最优工况点泵效率换算结果,模型在最优工况点效率值为 85.7%。由表1可以看出,Medici 式、Moody 式偏大(差值 5% 以上),Pflederer 式、Ackeret 式较小(差值 3% 以内),Hutton 界于其间(差值 3.5%),本文推荐式最小(差值 1.7%)。

(2)本文推荐公式及近年有关规范、厂家推荐的效率换算法均可适合任意工况点。仍以上述

表1 最优工况点不同效率换算法比较

Tab.1 Calculating comparison at optimum operating point by various conversion methods

换算法	Medici	Moody	Pflederer	Hutton	Ackeret	Connon	本文推荐式
换算结果/%	91.72	90.73	88.49	89.24	88.23	88.71	87.44

TJ04-ZL-20 型轴流泵模型叶片角-2°、流道阻力系数 $S_m = 4.8 \text{ s}^2/\text{m}^5$ 为例列出不同换算法任意工况点原型泵效率值如表2所示。由表2看出,设计工况点时,IEC 995 算式计算结果与 Ackeret 公式结果接近;耐荷泵业公司采用式,取 $\alpha = 0.2$ 、 $\beta = 0.10$ 时计算结果明显偏高,取 $\alpha = 0.1$ 、 $\beta = 0.05$ 时,计算结果界于 Moody 公式、Hutton 公式计算结果之间;本文推荐式与 JIS B 8327 式换算结果相近,各工况点平均增大 1.5%~2%。

6 结束语

大型泵与泵装置原型与模型之间的效率换算关

系复杂,其换算结果通常难以与实际情况相符。通过对国内外多种泵与泵装置效率换算法进行理论分析和比较,认为通常的效率换算法存在缺陷,无通用性,且换算结果与实际相差较大,仅有近期的 JIS B 8327—2002 推荐式以及本文推荐的新型效率换算公式表达较完善,且均能适用于任何工况点。但 JIS B 8327—2002 推荐式经验常数过多,理论性不强;而本文推荐式为非经验公式,而是根据较严谨的数理关系推导出的公式,能换算泵的效率,还能换算泵装置的效率,不仅能换算泵的总效率,还能换算泵的各分部效率。

表2 任意工况点不同效率换算方法比较

Tab.2 Calculating comparison at any operating point by various conversion methods

模型装置扬程/m	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	TJ04-ZL-20,叶片角-2°	
原型装置扬程/m	3.073	3.457	3.841	4.225	4.609	4.993	$D_r = 10.167, n_r = 0.0862$	
模型效率/%	81.07	83.12	84.56	85.41	85.70	85.38	$S_m = 4.8 \text{ s}^2/\text{m}^5$	
不同换算式 换算结果	IEC 995	83.55	85.63	87.09	87.95	88.24	87.91	
	JIS B8327	82.72	84.74	86.14	86.94	87.16	86.77	$\Delta_r = 2$
	JIS B8327	83.02	85.04	86.43	87.22	87.42	87.02	$\Delta_r = 1$
	B.S.599	90.31	91.36	92.09	92.53	92.68	92.51	$\alpha = 0.2, \beta = 0.10$
	B.S.599	86.45	87.92	88.95	89.56	89.76	89.54	$\alpha = 0.10, \beta = 0.05$
	本文推荐式	83.62	85.47	86.70	87.34	87.39	86.84	$d_{mr} = a_r = D_r, \Delta_r = 1$
	本文推荐式	83.64	85.60	86.94	87.68	87.83	87.37	$d_{mr} = a_r = 0.9D_r, \Delta_r = 2$

注:表中 S_m 为流道阻力系数,下标 r 表示原型与模型之间的比值。

参 考 文 献

- 1 吴持恭. 水力学[M]. 北京:高等教育出版社, 1995.
- 2 Stepanoff A J. Centrifugal and axial flow pumps[M]. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons Inc., 1957: 69~75.
- 3 Moody L F. Section on hydraulic machinery of handbook applied hydraulics[M]. New York: Mc Graw-Hill, 1942: 88~90.
- 4 严登丰. 泵站工程[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2005.
- 5 Schlichting H. Boundary layer theory[M]. 2nd ed. New York: Mc Graw-Hill, 1960:502.
- 6 Pfleiderer C. Die kreiselpumpen für flüssigkeiten und gasen[M]. New York: Springer Verlag, 1961:168.
- 7 Davis C V. Handbook of applied hydraulics[M]. New York: Mc Graw-Hill, 1952: 555~556.
- 8 Hutton S P. Component losses in kap lan turbines and the prediction of efficiency from model tests[M]. New York: Institution of Mechanical Engineers, 1954: 168~228, 743~746.
- 9 蒋履祥. 水泵性能换算方法的探讨[J]. 河海大学学报, 1989, 17(1): 70~74.
Jiang Lüxiang. Discussion on conversion method of pump performance parameters[J]. Journal of Hohai University, 1989, 17(1): 70~74. (in Chinese)
- 10 IEC 995—1991 Determination of prototype performance from model acceptance tests of hydraulic machines with consideration of scale effects[S].
- 11 郑玉春, 何忠人, 陈坚, 等. 大型水泵装置性能参数换算方法的探讨[J]. 水利学报, 1995(10): 47~52.
Zheng Yuchun, He Zhongren, Chen Jian, et al. Discussion on conversion method of performance parameters for large pump device[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1995(10): 47~52. (in Chinese)
- 12 JIS B 8327—1983 Testing method for pump performance using model[S].
- 13 JIS B 8327—2002 Testing method for pump performance using model[S].
- 14 张仁田, 张平易, 阎文立. 大型泵站系统性能参数换算方法[J]. 农业机械学报, 1999, 30(2): 49~53.
Zhang Rentian, Zhang Pingyi, Yan Wenli. Research on conversion method of performance parameters for large-scale pumping station system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1999, 30(2): 49~53. (in Chinese)
- 15 李彦军, 严登丰, 袁寿其. 大型低扬程泵及泵装置特性预测[J]. 农业机械学报, 2007, 38(10): 56~59.
Li Yanjun, Yan Dengfeng, Yuan Shouqi. Performance prediction for large low-head pump and pumping installation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(10): 56~59. (in Chinese)