泵液系统能量利用性分析与研究

董　泳　闫国军　陆肇达
哈尔滨工业大学, 哈尔滨, 150001

摘要: 以工程学的观点审视能量学分析, 提出对于大多数具有"流体运输系统"功能的泵与风机系统应以"单位体积流体输送能耗量"即能耗系数作为能量利用性评价指标的新观点, 并在此基础上讨论了系统数学模型构建等相关的设计与运行优化问题。

关键词: 水力机械; 工程学属性; 流体输运系统; 能耗系数
中图分类号: TK83　　文章编号: 1004—132X(2008)14—1687—04

Energy Efficiency Analysis and Evaluation for the Pump Fluid System

Dong Yong　Yan Guojun　Lu Zhaoda
Harbin Institute of Technology, Harbin, 150001

Abstract: This paper used engineering attributes to deal with the energy analysis, provided a new concept "energy transport consumption per unit volume(i.e. energy consumption coefficient" as a new energy efficiency measure. Based on this new concept, a mathematic model of related design and operation method was constructed to analyze the design of system optimization.

Key words: fluid machinery; engineering attribute; fluid transportation system; energy consumption coefficient

0　引言

水力机械的基本能量学功能表现在不同形态的机械能之间的转换或传输之中。由于各种摩擦的作用, 工作过程中也伴随机械能向热能的转换, 作为一类特殊的热力系统, 摩擦生热是可用能的无用化损耗过程[1-3]。鉴于此, 人们都把机械能的转换或传输效率作为评价水力机械能量利用经济性的指标。可以看出, 这里的效率体现的是机械能在投入-产出链中转换或传输能量过程的完善程度, 因此在能量学意义上反映了能量利用的经济性。但是作为工程装置, 其能量利用性的评价不仅取决于能量学过程的完善性, 也与系统的功能特点以及由此决定的工程学评价标准和系统构造的合理性有关[4]。这种效率也反映了系统的能量利用水平, 从工程学角度来说更具一定的合理性, 不妨称它们为"效能"参数, 并据此进行水力机械系统的能量利用性分析。

1　功率型与能量型用场

由经验可知, 机械能的转换或传输必与某种形态的可见物质流即质量流相联系。各种水力机械系统的工作都包含有能量流和质量流两种物质流形态, 能量流是质量流的动力, 质量流是能量流的载体。液体的流动和刚性构件的旋转或往复都是一种质量流的形式, 一般而言, 能量流和质量流都为工程所需, 但不同情况下工程学关注的基点可能不同。

在工程学视角中, 水轮机是以高位能液体为"能源"的"机械功发动机", 它为相连的负载机械(发电机)提供机械功动力, 工况相对稳定, 此时, 系统的效能指标就是效率。液力变矩器是传动装置, 在发动机与工作装置之间传输动力, 效能指标也是效率。

泵与风机的情况则更有特点, 容积式泵的流量和能头参数相互独立, 下文将以典型的叶片泵为例进行分析。通常, 叶片泵被视为一类工作机械, 但若就液体机械能而言, 它则是以机械功为"能源"的"流体动力发动机", 我们以"用场"条件来区分泵的不同工作情况, 可将"用场"归结为功率型用场和流量型用场两种类型。

1.1　功率型用场

这种"用场"用户以使用泵液系统的输出有效功率为目的, 亦即利用输出的液流功率完成某种作业任务, 系统中的管路是流体动力的传输部件。泵液系统中, 管路特性可表示为

$$h = h_0 + \varphi q_V^2 \tag{1}$$

式中, h 为管路系统的扬程; h_0 为管路系统的静扬程; q_V 为体积流量; φ 为管路系统阻力系数。

在管路系统的静扬程 $h_0 \neq 0$ 的时候, 输出功率包括静能功率 P_s 和动能功率 P_d, 表达式如下:

$$P_s = \rho g q_V h_0 \tag{2}$$

$$P_d = \frac{1}{2}\rho q_V v_2^2 \tag{3}$$

式中, ρ 为液体的密度; g 为重加速度; v_2 为管路系统的出口流速。

收稿日期: 2007—03—23　　修回日期: 2008—02—25

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

液压传动系统其实正是容积式泵的功率型用场, 但系统利用的是静能功率 P_s; 叶片泵系统的功率性用场都是利用其动能功率 P_d, 如水力冲淤、消防灭火、水力切割等, 射流泵中的离心泵动力源和船舶的喷水泵推进等也属于这种情况。

1.2 流量型用场

简单地讲, 流量型系统的使用目的就在于获得液体流量, 着眼点是系统中的质量流。功率型系统中, 泵的作用是提高液体机械能, 输出有用功, 而流量型系统中作用是激发系统中质量流的生成并补偿质量流的机械能损失, 系统的出口动能是无用能, 越小越好。流量 q_V 是这类系统的工程产出量, 能量利用性应以效能指标 K_E 来衡量:

$$K_E = P/q_V = \rho g H/\eta_p \tag{4}$$

$$P = \rho g q_V h/\eta_p$$

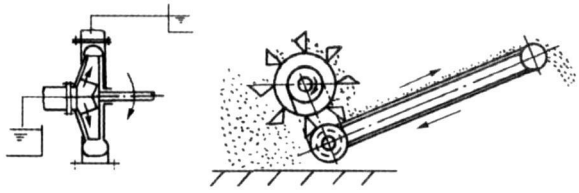
式中, P 为泵的轴功率; H 为泵的扬程; η_p 为泵的效率。

定义 K_E 为单位体积流体输运的能耗量, 简称为能耗系数。对应单位扬程的 K_E 可称为比能耗系数, 以 $[K_E]$ 表示:

$$[K_E] = K_E/H = \rho g/\eta_p \tag{5}$$

K_E 和 $[K_E]$ 均可由已有特性导出, 物理意义与效率不同, 是"效能"参数, 它们表征能量利用的真实水平, 表述显性直观, 数值可定量计算, 单位也与工程能耗经济性核算一致。K_E 不仅与泵本身(以泵效率 η_p 体现) 有关, 也与管路状态有关。但针对流量型系统讨论管路效率 η_L 没有意义, 只在有泄漏时要计算流量效率 η_{q_V}, 一般可假定 $\eta_{q_V} = 1.0$。

工程实践表明, 用户使用流量型泵液系统其实未必关注能量转换这类理论问题, 而只是视其为"液体输送装置", 如图 1 所示, 将其与其他物料搬运装置并论, 并无本质性差别, 这种显得有些"外行"的观点其实正是这类系统工程学属性的写真。



(a) 泵液系统　　(b) 物料搬运装置

图 1　液体输运与斗轮皮带物料搬运装置的工作对照

流量型系统也有三种不同的情况: ①简单系统, $h_0 = 0$, 即无背压系统; ②$h_0 \neq 0$, 这类系统形式上存在静能头输出, 但实际上工程目的只是流体输送, 如锅炉给水等, P_s 并无作业功能, h_0 只是一个"工作条件"; ③用于主系统的保压, 但这一功能也是以一定流量为条件的, 所以也属于流量系统。

2　叶片泵的 K_E 和 $[K_E]$ 特性分析

我们将叶片泵在额定转速下的特性称为额定特性, 如图 2 所示, 最高效率工况时的流量为 q_V^* (上标 * 表示额定工况参数)。图 2 中标示了 K_E 和 $[K_E]$ 曲线, 前者呈递降形变化, 这与双值型的效率曲线相比大不相同。如等效率工况 1、工况 2 时, 效率 $\eta = 0.76$, 效能参数 $K_{E,1}/K_{E,2} = 1.63$。但通过这两点的管路特性是不同的, 这一情况启示我们: 在一定条件下可用"管路成本"换取"能耗效益"。实现系统设计的综合优化, 这种效益有时还可能从运行管理的合理处置中无代价获取。如并联泵系统转为单泵或部分泵工作时, 如果保持原有管路特性, 系统就可能进入 K_E 较低的高效能状态, 此时管路由于流速下降而呈现高效能状态。当然, 在总体方案设计中还需考虑汽蚀、电动机是否过载等一些问题。

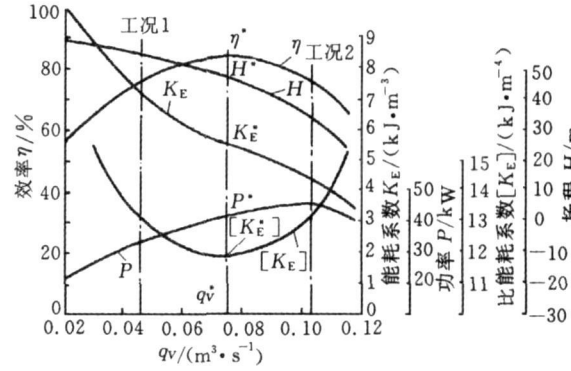


图 2　200S42 泵的额定特性(转速 n 为 2950r/min)

2.1 量纲一能耗系数 K_E 和比能耗系数 $[K_E]$

为使分析可以包括第Ⅰ象限的全部工作区而更具一般性, 以相对量表示各参数, $H = H/H^*$, $q_V = q_V/q_V^*$, $\eta = \eta/\eta^*$, 相应的曲线如图 3 所示。

$$H = (4 - q_V^2)/3 \tag{6}$$

$$\eta = q_V(2 - q_V) \tag{7}$$

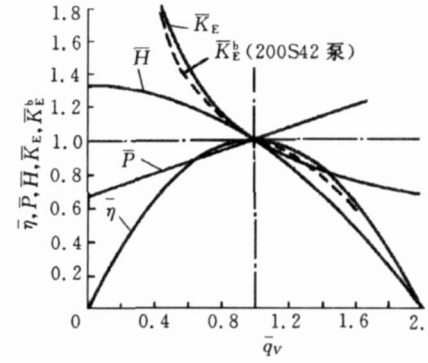


图 3　叶片泵的相对固有特性

由此得到用相对量表示的功率、能耗系数和比能耗系数:

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$\left.\begin{aligned} P &= Hq_V/\eta = (2+q_V)/3 \\ K_E &= H/\eta = (2+q_V)/3q_V \\ [K_E] &= 1/\eta = 1/[q_V(2-q_V)] \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

可知: $q_V = 0, H = H_{max} = 4/3, \eta = 0, K_E \to \infty$; $q_V = 2\ 0; H = 0, \eta = 0, K_E = K_{E,min} = 3/2$。图 3 中也表示了 200S42 泵的 K_E 曲线, 与虚拟特性的变化趋势基本一致。以下分析有的使用虚拟特性, 对可能引起混淆之处并以下标"b"特指额定特性。

2.2　串联、并联系统特性的 K_E 特性

泵Ⅰ、Ⅱ串联(以下标"se"表示)工作, 某一系统流量 $q_{V,se}$ 时的 $K_{E,se}$(图 4) 和 $[K_E]_{se}$ 为

$$K_{E,se} = K^b_{E,Ⅰ} + K^b_{E,Ⅱ} \quad (9)$$

$$[K_E]_{se} = K_{E,se}/H_{se} \quad (10)$$

m 台同型(或 m 级)泵串联时, $K_E = mK_{E,i}$, $[K_E] = [K_E]_i$; 并联(以下标"pa"表示)时则为

$$K_{E,pa} = \frac{q_{V,Ⅰ}K^b_{E,Ⅰ}}{q_{V,Ⅰ}+q_{V,Ⅱ}} + \frac{q_{V,Ⅱ}K^b_{E,Ⅱ}}{q_{V,Ⅰ}+q_{V,Ⅱ}} \quad (11)$$

$$[K_E]_{pa} = K_{E,pa}/H_{pa} \quad (12)$$

同型泵并联, 其 K_E 与相同扬程下单泵 K^b_E 相等, $[K_E]$ 也相等。可知, 串联、并联系统除动力参数外, 能效参数也有联合特性, 在应用中应综合考虑。以图 4 中工况"B"而言, 串联、并联都可实现, 但能效水平分别以 B_2 和 B_1 点的参数来确定, 两者并不相同。

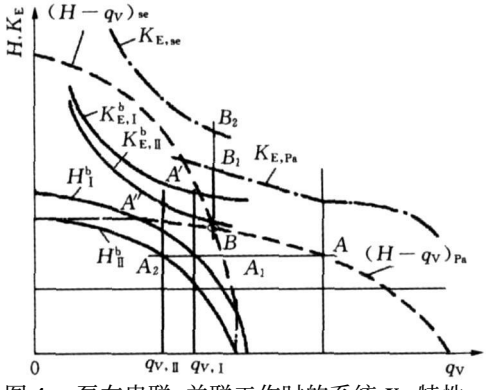


图 4　泵在串联、并联工作时的系统 K_E 特性

2.3　$H-q_V$ 平面上 K_E 参数的变化态势

K^b_E(或 K^b_E) 曲线显示的是系统节流调节, 工况点沿 H^b-q_V 特性迁移时的 K_E 变化情况。在泵转速调节或叶轮切割引起工况点迁移时, 若特性变化遵守相似定律, 则在 $H = kq_V^2$ 的抛物线上各点效率 η 相等, 故 $K_E \propto q_V^2$, $[K_E]$ 保持不变。$H-q_V$ 平面上 K_E 为常数的等效能曲线如图 5 所示。

2.4　$[K_E]$ 参数的影响因素

K_E 参数本质上也包含有管路特性的因素, 因此对泵本身的评价应按 $[K_E]$ 来考虑。理论分析和统计数据都表明, 泵的流量等级和比转速都是影响能耗特性的重要因素。图 6 所示为反映目前叶片泵效能参数的一组统计曲线, 对系统构造方案的优化很有帮助, 比如为满足相同的系统设计参数 $q_{V,de}$ 和 H_{de} 的要求, 可以选用单泵, 也可以用多泵串联、并联实现。此时泵的 q_V^*、H^* 和比转速 n_s 都不相同, 成本投入也各相异, 就有很大的优化空间可以利用。虽然具体产品的指标未必与统计曲线吻合, 但是它所提供的基本信息无疑是十分重要的依据。

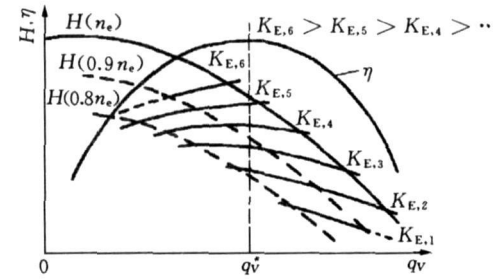
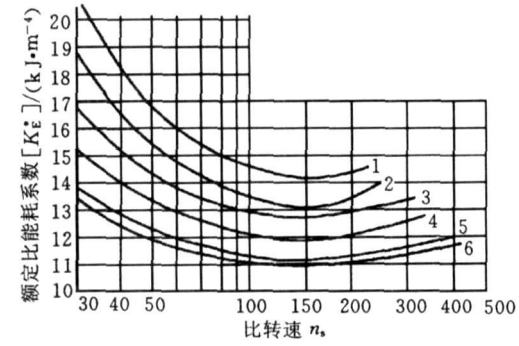


图 5　叶片泵的等效曲线



1. $q_V^* = 6L/s$　2. $q_V^* = 12L/s$　3. $q_V^* = 24L/s$
4. $q_V^* = 60L/s$　5. $q_V^* = 600L/s$　3. $q_V^* = 1200L/s$

图 6　泵的 $[K_E^*]$ 参数与 q_V^* 和 n_s 关系统计表示

2.5　平均能耗系数

对变工况运行的系统, 能耗计算必须采用平均能耗系数。可有以下几种不同的表示方法:

(1) 假定在一个计算周期 t_{cy} 内系统工作在 $q'_V-q''_V$ 之间的任一工况出现的频率和工作时间具有等可能性, 可称按此条件计算的为等概率运行平均能耗系数, 以 $K_{E,av(q'_V-q''_V)}$ 表示之, 可用以下替代数学模型求取:

$$K_{E,av,q'_V-q''_V} = E_{cy}/V_{cy} \quad (13)$$

$$V_{cy} = \int_0^{cy} q_V(t)\,d(t) \quad (14)$$

$$E_{cy} = \int_0^{cy} K_E q_V(t)\,dt \quad (15)$$

$$q_V(t) = q'_V + (q''_V - q'_V)t/t_{cy} \quad (16)$$

$$t = 0 \quad q_V(0) = q'_V \qquad t = t_{cy} \quad q_V(t_{cy}) = q''_V$$

(2) 设 $q_{V,i}$ 和 $K_{E,i}$ 为 q'_V 与 q''_V 间 i 工况的相对流量和 K_E 值, t_i 为 t_{cy} 期间工作于 i 工况的时间, 可按统计数据或作业需要确定, 即可计算这一 t_{cy} 周期中的时间流量加权平均能耗系数:

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$K_{E,av,w} = \sum(\Delta t_i q_{V,i} K_{E,i}) / \sum(\Delta t_i q_{V,i}) \quad (17)$$

t_{cy} 周期中的平均流量应为

$$q_{V,av,w} = \sum(\Delta t_i q_{V,i}) / \sum \Delta t_i \quad (18)$$

这段时间里的总能耗量为

$$E_{cy} = K_{E,av,w} q_{V,av,w} K_E^* q_V^* \sum \Delta t_i \quad (19)$$

可以把 $(\Delta t_i q_{V,i}) / \sum(\Delta t_i q_{V,i})$ 和 $\Delta t_i / \sum \Delta t_i$ 分别理解为 i 工况的 K_E 和 q_V 权重系数, $\sum \Delta t_i \leqslant t_{cy}$。以上各参数应指系统参数, 对多泵系统, K_E^* 和 q_V^* 应是对基准泵而言的, 该基准泵作为系统各相对量的基准值, 该泵原则上可任意选定。在 E_{cy} 计算中, Δt_i 与 $q_{V,i}$ 的分布关系至关重要, 它是系统工作的"负荷谱", 相当于工程机械等作业机械分析中的"载荷谱"。

(3) 实际系统可能只是在若干小工况区 $\Delta q_{V,i}$ 而非某个稳定工况 $q_{V,i}$ 工作, 此时可近似地在 $\Delta q_{V,i}$ 中取 q_V 和 K_E 的算术平均值, 以此作为式 (17) 中的 $q_{V,i}$ 和 $K_{E,i}$, 求取加权平均的综合平均能耗系数, 以 $K_{E,av,\infty}$ 表示。

系统的具体能耗计算应使用 $K_{E,av,co}$ 或 $K_{E,av,w}$, 而 $K_{E,av,(q'_V - q''_V)}$ 则用来对不同构造方案和工况变化区的系统作一般的比对性评价计算, 由于计算基于相同的线性负荷谱, 故具有一定的公平性。如假定上述虚拟特性泵采用节流调节, 计算可知 $K_{E,av,(0.5-1.0)} = 1.222$, $K_{E,av,(1.0-1.5)} = 0.867$, 而 q'_V 和 q''_V 对 $q_V = 1.0$ 工况对称取值时, 如 $q'_V = 0.5$, $q''_V = 1.5$, 则 $K_{E,av}$ 均等于 1.0。这就表明了系统在不同工况区工作能耗水平的差异程度。

3 流量型泵液系统的优化设计问题

迄今为止, 这类系统设计的大体程序是: 选定"经济流速", 确定管路系统结构参数, 核算系统阻抗水头, 最后以保证泵能在 $\eta \geqslant (\eta_{max} - \Delta\eta)$ 的高效区工作为条件选用泵, 再根据经验或定性分析, 考虑是否采取串联、并联或变速调节等技术措施。这一过程简单快捷, 但基本上是经验型的。在当今优化设计观念已经广为认同的时候, 这种情况似乎并不合理, 原因之一也许正是传统分析难以构造定量可计算的优化设计数学模型的原因。一旦能耗定量计算得以实现, 综合优化也就成为可能。现以保证流量要求前提下实现系统的平均综合成本 C_∞ 最小为优化目标, 则目标函数可为

$$C_\infty = k_1 \frac{C_{sys}}{t_0} + BC_E \quad (20)$$

式中, t_0 为预计的工作年限; C_{sys} 为机组及管系建设成本; k_1 为考虑日常维护的一个系数; C_E 为年均能耗费用; B 为考虑系统成本与能耗费用平衡关系的系数, 一般取 1.0。

平均能耗费用 C_E 的表达式为

$$C_E = k_2 \frac{t'}{t_{cy}} E_{cy} \quad (21)$$

式中, k_2 为能源价格系数; t' 为年均运行时间; t_{cy} 为指负荷谱完整变化一个周期所需时间。

优化设计应将图 7 所示的关系和 K_E、$[K_E]$ 特性综合考虑, 包括系统构造方案、泵机选型、管路结构参数等多种可优化因素, 它们一般属于离散型变量, 可以利用列举法比较确定优化方案。在作某些假定的情况下其中有些也可作解析化处理, 如系统成本与管路流速间就有优化速度 v_{opt} 存在(图 7)。但优化设计首先应判定某些约束条件, 如考虑水锤效应和水流杂志沉淀等因素, 可能存在必须的最大和最小流速约束。另有一些, 如汽蚀限制, 则必要时可以采取适当措施予以改善。它们可视为一种"软约束", 至于流速超出一般推荐值范围则是允许的, 它体现的也许就是较之经验设计的"优化"之处。限于篇幅, 关于泵与管路匹配的优化设计, 可参考文献[5]。

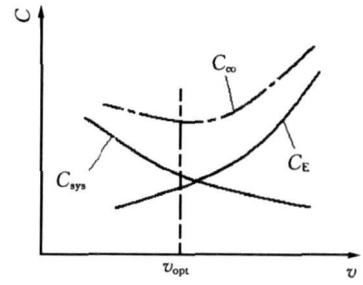


图 7 系统优化流速 v_{opt} 的确定

参考文献:

[1] 陆肇达. 流体机械基础教程[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2003.

[2] 王中铮. 热能与动力机械基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.

[3] 张克危. 流体机械原理[M]. 北京. 机械工业出版社, 2001.

[4] 李世煌. 叶片泵的非设计工况及其优化设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.

[5] 陆肇达. 泵与风机系统能量利用性的评价与设计运行优化[J]. 节能技术. 2007, 25(2): 182-189.

(编辑 郭 伟)

作者简介: 董 泳, 男, 1965 年生。哈尔滨工业大学能源科学与工程学院副教授。主要研究方向为流体机械及工程、流体传动与控制等。发表论文 30 余篇。闫国军, 男, 1962 年生。哈尔滨工业大学能源科学与工程学院副教授。陆肇达, 男, 1939 年生。哈尔滨工业大学能源科学与工程学院教授。

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net