

锅 炉 给 水 泵 的 经 济 运 行 和 改 进

能源部西安热工研究所 王锦荣

江苏省电力试验研究所 吴曰舜

水 利 电 力 出 版 社

内 容 简 介

本书从参数合理配套、最佳工况点恰当设计、运行方式随主机负荷的升降及时变化等方面，论述如何使给水泵运行获得较好的实际节能效果，以及这个实际效果的计算方法。分析液流在叶轮、导叶中流动的特点及各种因素对泵效率的影响，以使给水泵能获得满意效果。最后三章还论述了给水泵性能试验的各种方法、允许的最小流量计算方法和有关汽蚀余量问题。

锅炉给水泵的经济运行和改进

能源部西安热工研究所 王锦荣

江苏省电力试验研究所 吴日舜

水利电力出版社出版、发行

(北京三里河路8号)

各地新华书店经售

北京市京东印刷厂印刷

787×1092毫米 32开本 7.3印张 161千字

1991年4月第一版 1991年4月北京第一次印刷

印数 0001—2540 册

ISBN 7-120-01208-8/TK·187

定价5.45元

前 言

锅炉给水泵是火力发电厂的重要辅机，也是火力发电厂中能源消耗最大的辅机。随着蒸汽参数的提高，单元机组容量的增大，给水泵组的功率也越来越大。由于蒸汽参数的提高，使给水泵消耗的功率占主机容量的份额上升，现已达到5%左右。一台600MW机组的全容量给水泵，其拖动小汽轮机的功率约为24MW。探讨给水泵的经济性，降低其能源消耗，就很有意义和必要。改造老泵，提高泵的效率是提高给水泵经济性的有效措施。但是还有许多其他影响给水泵运行经济效益的因素。在泵的改进、制造和运行中注意这些因素会带来很好的经济效果。这将在书中详细讨论。

本书主要是为从事火电厂给水泵运行和改进工作的同志作参考用，也可供其他从事热能专业科研设计的技术人员参考。书中取用很多国内同行们的工作成果和经验数据，在此深表感谢。

本书第一章至第五章由王锦荣编写，第六章至第八章由吴曰舜提出初稿，再由王锦荣删改补充。全书由李康同志校订修改，东南大学马文智教授在百忙中审阅了全稿，提出许多宝贵意见。胡洪华、马庆玲同志给予许多协助，在此一并表示感谢。由于水平所限，时间仓促，不足和错误之处在所难免，敬请有关专家不吝指正，作者由衷地感谢。

编者

一九八七、十一

目 录

前 言

第一章 给水泵合理配套对经济运行的影响	1
第一节 给水泵合理配套的重要性	1
第二节 给水泵流量、压头的选择原则	2
第三节 降低给水泵能耗的途径	3
一、提高给水泵效率；二、合理选择给水泵的配套参数；	
三、降低给水管阻力；四、勤于操作，经济运行；	
五、加强给水泵的维修管理	
第四节 国内已投运大机组给水泵配套情况	11
第五节 给水泵实际运行情况	16
一、电动定速泵情况；二、调速给水泵情况	
第六节 提高锅炉给水泵运行经济性的一些措施	28
第二章 给水泵运行的合理调度	31
第一节 给水泵的合理调度和配置	31
一、单元制给水系统；二、母管制给水系统	
第二节 运行中给水泵的经济比较	40
一、等效热降法；二、“供水效率”计算法；三、焓升- 功率关系计算法	
第三章 给水系统的布置	105
第一节 前置泵的优点	105
第二节 主泵布置的两种方案及影响	107
第四章 给水泵效率	110
第一节 提高给水泵的水力效率	110
一、改善叶轮进口流动；二、改善叶轮内流动；三、改善	

叶轮出口流动；四、改善导叶内的流动	
第二节 提高给水泵的机械效率	122
第三节 提高给水泵的容积效率	125
第五章 给水泵改进设计和加工制造	138
第一节 一般原则	138
第二节 给水泵改进设计计算方法	139
一、离心泵相似关系及比转数 n_s ；二、尺寸比例换算系数 λ ；三、实泵几何尺寸；四、实泵的性能；五、叶轮轴面投影和叶片剪裁图；六、叶型的方格网保角变换；七、给水泵的导叶设计；八、给水泵平衡推力装置	
第三节 给水泵改进设计计算步骤	156
一、实泵参数及比转数；二、选择模型泵；三、实泵的几何参数及性能；四、几何型线校核检查；五、实泵的水力性能计算；六、必需汽蚀余量 (NPSH) _r 的计算；七、实泵效率；八、实泵轴功率	
第四节 给水泵改进部件的制造和组装	165
一、水力部件的模型和铸造；二、水力部件的机械加工；三、降低流道的粗糙度；四、给水泵的组装	
第六章 给水泵的试验方法	171
第一节 给水泵的一般试验方法	173
一、给水泵的试验准备；二、给水泵的试验测量工作；三、给水泵试验结果的计算；四、给水泵性能曲线的绘制；五、流量、扬程的容许误差和效率的检查	
第二节 给水泵性能的其它试验方法	183
一、给水泵效率的扭矩测量法；二、给水泵效率的热力学测定方法；三、带液力联轴器泵的试验；四、小汽轮机拖动的给水泵现场试验	
第七章 再循环装置和给水泵最小流量	205

第一节 再循环装置设置的必要性	205
第二节 给水泵的最小流量计算	207
一、给水泵平衡装置的回水系统；二、给水在泵内经历的过程；三、小流量运行时给水温升的计算方法；四、给水泵最小流量的确定	
第八章 给水泵的汽蚀问题	217
第一节 一般概念	217
一、给水泵汽蚀的产生和现象；二、汽蚀余量	
第二节 防止给水泵产生汽蚀的条件	222
一、防止给水泵产生汽蚀的条件；二、除氧器暂态工况时有效汽蚀余量的降落	
参考文献	226

第一章 给水泵合理配套对经济运行的影响

第一节 给水泵合理配套的重要性

给水泵和给水管路阻力特性给定后, 泵的运行点即两条特性线的交点也就被确定。对于给水泵来说, 改变泵的运行点的方法基本上有两种:

①改变锅炉给水调节门的开度, 也就是改变管路阻力特性, 即由管路阻力特性 1 改变为管路阻力特性 2 (图 1-1)。运行点由 H 移至 T , 流量也由 q_H 移至 q_T ;

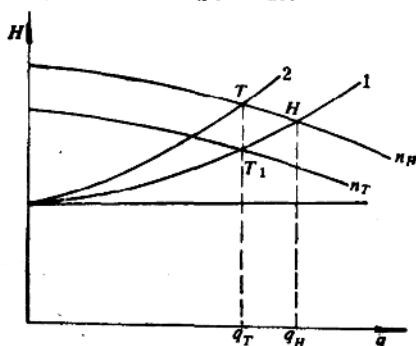


图 1-1 给水泵调节曲线

②改变给水泵的转速, 即移动泵的特性曲线。如图 1-1 所示, 泵转速为 n_H 时的特性为 n_H , 转速为 n_T 时的特性为 n_T 。转速由 n_H 变为 n_T 时, 运行点则由 H 移至 T_1 , 流量也就由 q_H 变为 q_T 。

由上述可见, 如果设计流量 q_H 大于实际需要的流量 q_T 越

多，则运行点 T 或 T_1 偏离设计点 H 越多。给水泵的最佳运行工况，一般是在设计点实现的。实际运行点偏离最佳点越多，经济性下降就越大。因此，给水泵设计点的参数与主机容量的匹配是否合理，对经济性就有很大影响。在电厂中，一般对泵的最高设计效率比较重视，而对泵是否能经常在此最佳效率下运行，却注意得不够。给水泵的最佳效率，通常都以设计工况为准。虽说泵的最佳效率是高的，但可能由于容量过大，在单元制给水系统中，即使主机在满负荷时，给水泵也只能运行在低于设计工况较多的运行点；或者在母管制的给水系统中，由于给水泵的品种单一，改变泵的运行台数不能和主机总负荷变化一致，也可能使各运行给水泵偏离设计工况较多。这些情况往往使泵的运行点效率，较设计最佳效率低5%、10%，甚至更多。因此，即使是高效率的泵，也可能由于与主机在容量上的不合理配套而在较低运行效率下工作。

泵的轴功率与效率成反比。对于一台200MW机组，若给水泵的运行效率相差1%，主机在额定负荷时，泵轴功率就会相差50kW左右，电能消耗相差 $35 \times 10^4 \text{ kW} \cdot \text{h}$ （年运行时间按7000h计）。为此，在给水泵选用和改造设计时，务使泵的最佳工况点出现在小于泵的额定流量处，以使年平均负荷较低的情况下给水泵也能运行在较高效率点。

第二节 给水泵流量、压头的选择原则

在电厂设计中，为了满足磨损、老化和参数变化的要求，给水泵的配套容量总是层层加码，保持较大的裕量。按《火力发电厂设计技术规程》（SDJ1-84）要求，单元制给

水系统中除要配备备用泵外，机组配套的给水泵的出口总容量应为：

汽包炉 锅炉最大连续蒸发量的110%；

直流炉 锅炉最大连续蒸发量的105%。

这样，用来配套的给水泵设计的额定容量 q_H 为

$$q_H = (1.05 \sim 1.10) q_T \quad (1-1)$$

式中 q_T ——锅炉最大连续蒸发量。

给水泵出口压头的选择原则，就是在锅炉安全阀动作时，给水泵还能保证锅炉所需的最大给水量。按照锅炉安全监察规程规定，锅炉工作压力大于3.8MPa时，安全阀开启压力 p_A 为

$$p_A = (1.05 \sim 1.08) p_s \quad (1-2)$$

式中 p_s ——锅炉正常工作压力。

在给水泵额定流量 q_H 时，泵的出口压力 p_{2H} 为

$$p_{2H} = p_A + \Sigma \Delta p \quad (1-3)$$

式中 $\Sigma \Delta p$ ——在额定流量下给水泵出口至锅炉汽包的给水阻力与输送水位高差引起的压差总和。

按照上述规定，给水泵应满足在锅炉安全阀动作压力下还能保证出力不低于锅炉最大连续蒸发量的105%~110%的条件。此外，在《火力发电厂设计技术规程》(SDJ1-84)中还规定管道阻力要另加10%~20%的裕量。由此可见，正常运行时，泵的裕量是较大的。

第三节 降低给水泵能耗的途径

一、提高给水泵效率

给水泵的效率，直接影响给水泵的能量消耗，是一项重

要的技术指标。改造给水泵，提高其效率，是节约能源的重要措施。

若给水泵的效率为 η_p ，则泵的轴功率 P_a 为

$$P_a = \frac{\rho q_v g H}{\eta_p} \times 10^{-3} \quad (1-4)$$

式中 ρ ——给水密度， kg/m^3 ；

q_v ——体积流量， m^3/s ；

g ——重力加速度， m/s^2 ；

H ——扬程， m 。

效率低的泵耗功大。泵的效率取决于机械、容积和水力损失。泵的机械损失、容积损失、水力损失，以及与这些损失相对应的机械效率、容积效率、水力效率，均与泵的比转数有关。关于比转数的问题将在第五章中详细介绍。为叙述方便，这里写出我国水泵行业使用的比转数 n_s 计算公式：

$$n_s = \frac{3.65 n \sqrt{q_v}}{H^{1/4}} \quad (1-5)$$

式中 n ——转速， r/min ；

q_v ——体积流量， m^3/s ；

H ——单级扬程， m 。

比转数高的泵，因其流量大，扬程低，容易获得比较高的效率；反之，效率则低一些。图1-2给出比转数、流量一定的泵应达到的效率数值，可用作衡量提高泵效率的可能程度，以确定泵的改造经济效果。此外，亦可采用JB3560-84标准（多级离心泵效率），检验多级离心泵的效率水平，所得结果与图示相近，但检验计算要复杂一些。

锅炉给水泵属于中、低比转数泵，比转数一般在60~100之间。根据此数值，泵可能达到的效率以75%~82%为较

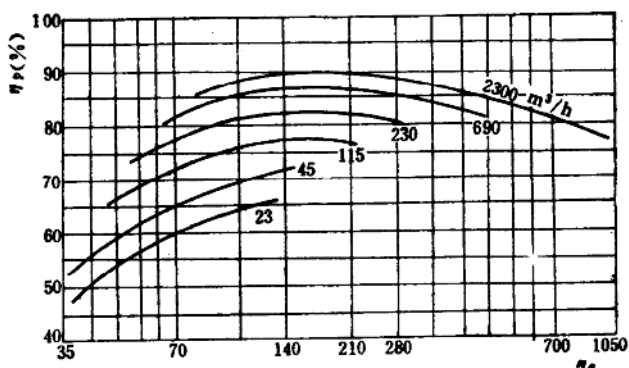


图 1-2 泵效率与流量、比转数的关系

好。如欲达到更高的效率，所费代价较高，可能得不偿失。

如果以水泵的最佳工况点的参数 q_H 、 H_H 、 P_{eH} 、 η_{pH} 作为 100%，在偏离最佳工况下运行时，对于比转数不同的泵，其变化情况也有所不同。如图 1-3~图 1-5 所示。图 1-3 表明随着流量的下降，比转数不同的泵扬程上升情况。图 1-4 表示比转数不同的泵轴功率与流量的关系。图 1-5 则表明流量

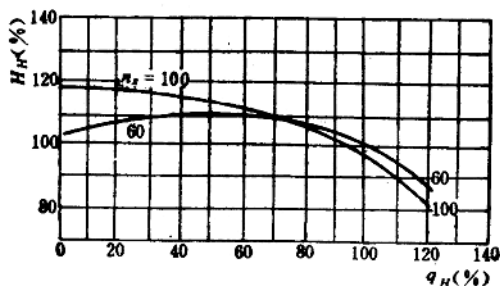


图 1-3 不同比转数 n_s 泵的 H_H - q_H 关系

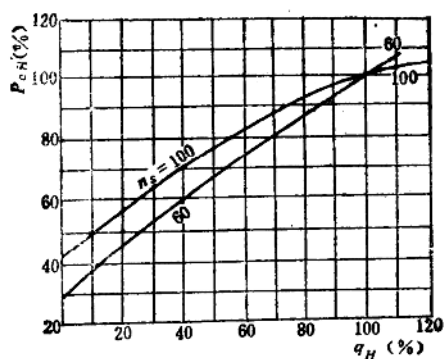


图 1-4 不同比转数 n_s 泵的 P_{eH} - q_H 关系

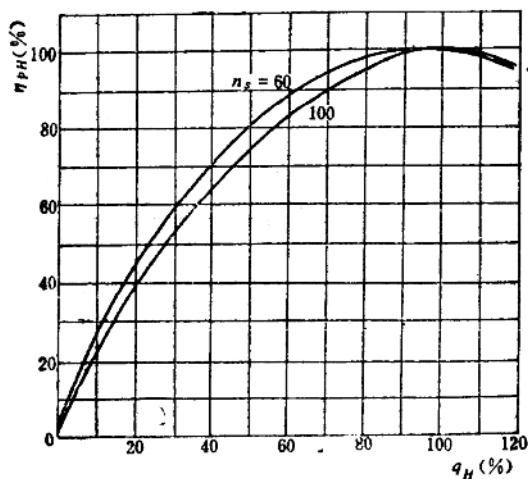


图 1-5 不同比转数 n_s 泵的 η_{pH} - q_H 关系

在大于或小于最佳工况时，泵效率都是下降的，但比转数不同时的下降程度是不同的。因此，不仅希望泵有高的效率，而且要求效率曲线变化平缓，高效区较宽，以使泵在变工况运行时，也有较高的经济性。

图1-6是离心泵的通用性能曲线。图中 n 为设计转速，抛物线（虚线）为各种转速下的相似工况点的连线，封闭曲线为等效曲线。曲线表明，离开最佳设计工况运行，其效率都是下降的。

二、合理选择给水泵的配套参数

对于给水泵，如第二节所述，为了保证机组安全运行，设计和安全规程中都考虑了一系列的安全系数。这样，对定速泵来说，就必然造成在正常运行时锅炉给水调节阀的节流；对调速泵来说，实际运行的转速较额定转速要低一些，这也会使调速装置（如液力联轴器）的效率下降。这可用图1-7进行分析。

图1-7中的曲线1、2是阀门全开时管道阻力特性；3、4是给水调节阀部分关闭节流时的管道阻力特性；A、B、C是满足不同裕量要求的泵特性曲线。从图1-7分析，如果给水泵按流量 q_T 和锅炉工作压力 p_B 要求设计，则需要的给水泵特性曲线为A。锅炉在最大连续出力 q_T 时，给水泵的运行点在T。若按 $q_H=(1.05\sim 1.10)q_T$ 和锅炉工作压力 p_B 要求设计，则要求的给水泵特性曲线为B。锅炉在最大连续出力 q_T 时，给水泵的运行点在 H_1 。如果给水泵按流量 $q_H=(1.05\sim 1.10)q_T$ 和锅炉安全阀动作压力 $p_A=[(1.05\sim 1.08)p_B]$ 的要求设计，则需要的给水泵特性曲线为C。锅炉最大连续出力 q_T 时，给水泵的运行点为 T_1 。特性曲线为C和B的泵与特性曲线为A的泵比较，在运行时给水调节阀分别节流 $p_{1T}-p_T$

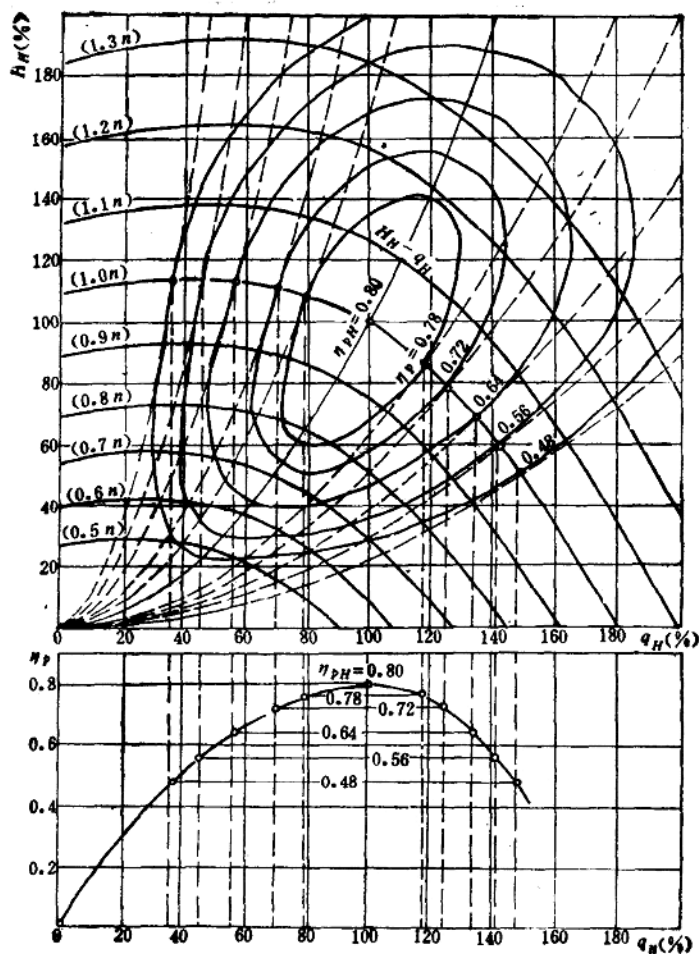


图 1-6 离心泵通用性能曲线

和 $p_{1H}-p_T$ 。再则根据设计规程，锅炉最大连续出力应为汽轮机额定出力时所需蒸汽量的108%~110%。因此实际上在汽轮机额定出力时，锅炉的出力是低于其最大连续出力的，从而使节流压差比上述的还要大一些。此外，对于中间再热机组，还要从给水泵中间级抽头来供再热蒸汽减温用水，对于300MW机组的全容量给水泵，这个抽头水量达到 $60\text{m}^3/\text{h}$ 左右。由于减温水蒸发为蒸汽并随主蒸汽进入汽轮机做功，因而在保持主机同样出力下，需要的主蒸汽量减少，给水泵的出口流量也相应减少。如此，由于减温水的加入，在主机额定出力下，给水泵的出口流量就减少得更多一些，也就是节流损失会更大一些。于是当机组降负荷时，节

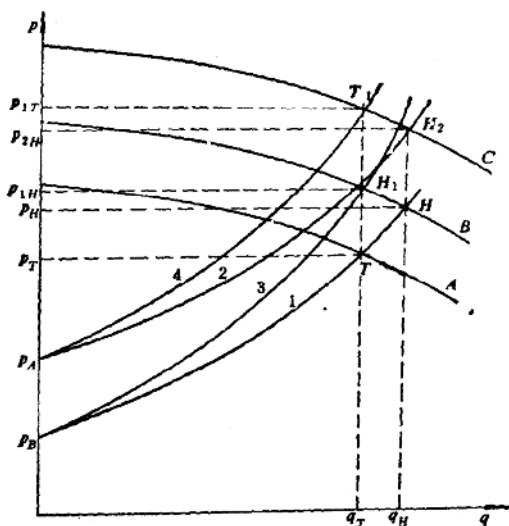


图 1-7 给水调节方式分析曲线

流的压头还要增加。对于调速泵来说，实际运行转速较之额定转速就会低得更多一些，增大附加损失。

从另一方面来分析，压头、流量两者的富裕是可以相互转换的。压头富裕，表明流量还可增大。流量富裕，表明尚有过多压头供待用。

实际上在电厂设计中，为了运行可靠，安全系数还要增加一些，让给水调节阀储备一些压差。而泵的制造厂为向用户保证性能，往往在容量上采取宁大勿小的态度。再则有的锅炉和汽轮机的配套容量本来就有过多的裕量，再按有过多裕量的锅炉配套给水泵，层层加码，最后就使得给水泵配套容量过大，实际运行中的经济性下降。

泵的容量增大，迫使驱动机械功率提高，增加了驱动机械的能量消耗。

对于定速驱动的给水泵，改变运行点是以节流改变管道特性实现的。如果配套的给水泵扬程、流量富裕过多，就得较大的节流得到需要的运行点。对于200MW机组，在额定负荷时，每多节流0.1MPa的压头，一年要多消耗电能 $18 \times 10^4 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 左右。

在机、炉、给水泵之间，容量的合理匹配，可以在实际运行中得到很大的经济效果。

在给水泵改进中，如果以提高泵的效率来增加本已足够的压头，那么配套的裕量也就增加了。对定速泵来说，这增加的压头，仍然在给水调节阀中被节流掉，这样改进后的效率虽然提高，但电耗并不减少，只是将部分机械能量损耗由泵中移至管路，这反而使给水节流调节装置增加负担。对调速泵来说，则使转速储备裕量增多，额定转速与运行转速差增大，调速装置效率下降，从而抵消了部分改进后的节能效

果。

三、降低给水管道路阻力

给水泵的轴功率和扬程 H 成正比。泵建立的出口压力大于锅炉工作压力部分，除了留有部分用于压力储备和水位高差外，将作为输水管路的阻力损失。降低管道阻力，使泵的出口压力降低，是节省泵的能耗的有效措施之一。因此，在给水管路中，应提高使用阀门的可靠性，取消不必要的阀门；用作截断的阀门，在运行中应处于全开状态，以减少节流。尤其是变速泵，目前国内变速调节流量的给水系统中，往往还设有给水调节阀，并保持 $0.5\sim 1.5\text{MPa}$ 的差压，这个节流差压将大大降低变速调节带来的节能效果。因此，在变速调节的给水管路中，在动态适应能力足够的情况下，应尽可能不设给水调节阀。对已设有的，应尽力让其全开，以提高节能效果。

四、勤于操作，经济运行

主机负荷变化，要求的水量、压头均有变化。给水泵的运行方式也应随着变化，以求给水泵运行于较好的工况下。

五、加强给水泵的维修管理

给水泵运行一段时间后，由于部件磨损，造成内部泄漏增大，效率下降，必须及时地进行维修，以恢复其效率。给水系统中的阀门，尤其是再循环门的泄漏会直接增大给水泵的耗功，必须监察检查，加强维修管理，以降低给水耗电量。

第四节 国内已投运大机组给水泵配套情况

机、炉、给水泵之间的配套容量，既要满足安全运行必要的储备裕量，又要尽可能使给水系统处于较低压力下运