

频繁调峰下的循环泵经济调度方法

文/季海
天津华能杨柳青热电有限责任公司

摘要：三改联动的大背景下，汽轮机负荷变化频繁，循环泵经济调度的问题更加重要。以典型的单机双泵配置为例，需要得到不同工况下起停第二台泵的负荷点，设计了一种简易的起停泵临界负荷点获取方法。该方法以汽轮机排汽温度为边界，将循环泵耗电所折算的发电耗煤变化量与汽轮机背压下降使机组耗煤变化量之间建立等式，解方程得出循环泵启停的临界电负荷，该方法简单易行，便于推广。

关键词：汽轮机排汽温度；循环泵；冷端优化

试验测定单泵与双泵循环水温升变化系数 K_1

$$K_1=\Delta T/W$$

式中， ΔT =单泵循环水温升 T_1 —双泵循环水温升 T_2 ，单位为℃。

设循环水单泵流量为 Q_1 ；循环水双泵流量为 Q_2 ；机组电负荷为 W/MW 。

因为凝汽器温升=凝汽器热负荷÷循环管水流量，凝汽器热负荷=电负荷 $W\times$ 汽轮机热耗—电负荷和机电损失，机电效率 η_{jd} 为98.5%基本恒定，凝汽器热负荷主要受负荷的影响，汽机热耗正常范围内变化对凝汽器热负荷影响不大，汽机热耗取恒定值。

即： $T=W\times(q-3\ 600/\eta_{jd})/(Q\times4.2)$

式中，4.2为循环水比热，单位为 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ 。

$$\begin{aligned}\Delta T &= T_1 - T_2 = \\ &= (q - 3\ 600/\eta_{jd}) \times W / (Q_1 \times 4.2) - \\ &\quad (q - 3\ 600/\eta_{jd}) \times W / (Q_2 \times 4.2) \\ &= (q - 3\ 600/\eta_{jd}) / 4.2 \times W \times (Q_2 - Q_1) / (Q_2 \times Q_1) \\ K_1 &= \Delta T / W = (q - 3\ 600/\eta_{jd}) / 4.2 \times W \times \\ &\quad (Q_2 - Q_1) / (Q_2 \times Q_1) / W \\ &= (q - 3\ 600/\eta_{jd}) / 4.2 \times (Q_2 - Q_1) / (Q_2 \times Q_1)\end{aligned}$$

式中， $(q - 3\ 600/\eta_{jd}) / 4.2$ 可近似简化为常数； $(Q_2 - Q_1) / (Q_2 \times Q_1)$ 对于确定的两种循环水泵运行方式结果为常数，因此 K_1 值是常数。

K_1 可以在负荷 W 不变的情况下，通过试验测量循环水温升变化直接获得，也可根据汽轮机热耗和循环水流量计算获得，两者可互相校核。

在电负荷不同的情况下，可以把单泵、双泵工况下的循环水温升修正到相同的电负荷下的温升，得到 K_1 值。

建立饱和压力变化率随排汽温度变化的函数 $K_2=f(T)$

依据湿蒸汽饱和压力随温度变化规律，拟合出饱和压力变化率函数

排汽温度 $T/^\circ\text{C}$	饱和背 压/ kPa	饱和压力 变化率/ $(\text{kPa}/^\circ\text{C})$	饱和压力变化率拟合函数 $K_2=0.000\ 34\times T^2 -$ $0.009\ 22\times T+0.209\ 54/\text{kPa}/^\circ\text{C}$
30.00	4.22	0.24	0.24
31.00	4.47	0.25	0.25
32.00	4.73	0.26	0.26
33.00	5.01	0.28	0.28
34.00	5.30	0.29	0.29
35.00	5.60	0.30	0.30
36.00	5.92	0.32	0.32
37.00	6.26	0.33	0.33
38.00	6.61	0.35	0.35
39.00	6.97	0.37	0.37

(续)

排汽温度 $T/^\circ\text{C}$	饱和背 压/kPa	饱和压力 变化率/ (kPa/ $^\circ\text{C}$)	饱和压力变化率拟合函数 $K_2=0.000\ 34 \times T^2 -$ $0.009\ 22 \times T + 0.209\ 54/\text{kPa}/^\circ\text{C}$
40.00	7.36	0.38	0.38
41.00	7.76	0.40	0.40
42.00	8.18	0.42	0.42
43.00	8.63	0.44	0.44
44.00	9.09	0.46	0.46
45.00	9.57	0.48	0.48
46.00	10.07	0.50	0.50
47.00	10.60	0.53	0.53
48.00	11.15	0.55	0.55
49.00	11.73	0.58	0.57
50.00	12.33	0.60	0.60

计算背压变化机组节煤量 M_1 和循环泵耗电折煤量 M_2

1. 获取汽机背压变化节煤量 M_1

认为单泵与双泵的工况下凝汽器端差不变，则汽机排汽温度变化等同于循环水温升变化 $K_1 \times W$ ，进一步得出当前排汽温度对背压的影响 $K_1 \times W \times K_2$ ，从而得出背压变化对发电煤耗的影响 $K_1 \times W \times K_2 \times C$ ，最后得到当前负荷下的节煤量。

$$M_1 = K_1 \times W \times K_2 \times C \times W = W^2 \times K_1 \times C \times K_2$$

式中， W 为机组电负荷，MW； C 为背压对发电煤耗的耗差系数，(g/kW·h)/kPa； K_2 的 T 值取当前排汽温度， $^\circ\text{C}$ 。

2. 获取循环泵功率变化折标煤量 M_2

获取机组发电煤耗

$$b = q / 29.308 / \eta_{\text{gl}} / \eta_{\text{gd}}$$

式中， η_{gl} 为锅炉效率； η_{gd} 为管道效率。

$$M_2 = 1.732 \times U \times \Delta I \times \phi \times b$$

式中， U 为循环泵电动机电压，kV； ϕ 为循环泵电动机功率因数； ΔI 为循环泵电流测量数值，A。

计算循环泵起停的临界电负荷

当 $M_1 = M_2$ 时，所对应的电负荷即循环泵单泵与双泵方式的临界电负荷。

$$W^2 \times K_1 \times C \times K_2 = 1.732 \times U \times \Delta I \times \phi \times b$$

$$W = \text{Power}(1.732 \times U \times \Delta I \times \phi \times$$

$$b / (K_1 \times C \times K_2), 0.5)$$

计算举例

1. 试验测定单泵与双泵循环水温升变化系数 K_1

循环泵方式	A+B	B
循环泵电流 I/A	435.94	217.29
电负荷 W/MW	296.61	296.61
循环水流量 $Q/(\text{m}^3/\text{h})$	36568	23936
实测循环水温升 $T/^\circ\text{C}$	8.99	13.74

$$K_1 = \Delta T / W = (13.74 - 8.99) / 296.61 = 0.016$$

由试验数据可反算汽轮机热耗

$$T_1 = W \times (q - 3\ 600 / \eta_{\text{jd}}) / (Q \times 4.2)$$

$$q = 8.99 \times 36\ 568 \times 4.2 / 296.61 + 3\ 600 / 0.985$$

$$= 8\ 309.87\ \text{kJ} / (\text{kW} \cdot \text{h})$$

2. 利用上面已知的 K_2 拟合函数

$$K_2 = 0.000\ 34 \times T^2 - 0.009\ 22 \times T + 0.209\ 54$$

3. 计算背压变化节煤量 M_1

获取本机组背压对发电煤耗影响的耗差分析常数 $C = 2.5$ (g/kW·h) kPa

K_2 函数的 T 值取当前排汽温度，假定为 $40\ ^\circ\text{C}$ ，则

$$M_1 = K_1 \times W \times K_2 \times C \times W = W^2 \times K_1 \times C \times K_2$$

$$= W^2 \times 0.016 \times 2.5 \times (0.000\ 34 \times \text{power}(40,$$

$$2) - 0.009\ 22 \times 40 + 0.209\ 54)$$

4. 计算循环泵功率变化折标煤量 M_2

获取机组发电煤耗 $b = b = q / 29.308 / \eta_{\text{gl}} / \eta_{\text{gd}} =$

$$8\ 309.87 / 29.308 / 0.93 / 0.99 / 1\ 000 = 0.308\ \text{kg} / (\text{kW} \cdot \text{h})$$

上式中汽轮机热耗数据由循环水流量反算获得，如果未能测量循环水流量，可采用机组纯凝工况平均发电煤耗，发电煤耗在正常范围内对计算结果影响可忽略。

循环泵电动机电压6 kV；循环泵电动机功率因数0.75；循环泵电流对应试验数值 $I_1 = 217.29$ ， $I_2 = 435.94$ 。

$$M_2 = 1.732 \times U \times \Delta I \times 0.75 \times b = 1.732 \times 6 \times$$

$$(435.94 - 217.29) \times 0.75 \times 0.308 = 524.88\ (\text{kg/h})$$

5. 计算循环泵起停的临界电负荷

当 $M_1 = M_2$ 时，

$$W^2 \times K_1 \times C \times K_2 = 1.732 \times U \times \Delta I \times 0.75 \times b$$

$$W = \text{Power}(1.732 \times U \times \Delta I \times 0.75 \times$$

$$b / (K_1 \times C \times K_2), 0.5)$$

$$= \text{Power}(524.88 / (0.016 \times 2.5 \times (0.000\ 34 \times \text{Power}(40, 2) - 0.009\ 22 \times 40 + 0.209\ 54)), 0.5) =$$

$$185\ (\text{MW})$$

按上述公式得到不同排汽温度下的临界电负荷

排汽温度/℃	对应饱和背压/kPa	临界起停泵负荷/MW
30	4.22	234
32	4.73	224
34	5.30	213
36	5.92	203
38	6.61	194
40	7.36	185
42	8.18	176
44	9.09	169
46	10.07	161
48	11.15	154
50	12.33	148

结束语

1) 对于同一台机组，该方法对发电煤耗*b*、背压耗差*C*取近似不变值，循环泵电流差值*ΔI*和循环水温升变化*K₁*两个主要变量在确定时方式切换下基

本不变，当有高低速、多台泵等运行方式时，需要建立每两种方式间的*K₁*值和*ΔI*值，才能计算对应的临界电负荷*W*。

2) 用排汽温度计算*K₂*值，包含环境温度、水塔效率、凝汽器端差变化对计算结果的影响，避免了以上不确定性变化对计算的影响，实现以排汽温度为边界、以临界负荷为结果的简单计算。

3) 循环泵起停前后端差和温升变化会导致排汽温度变化，在实际应用中，当实际电负荷大于临界负荷10~20 MW时起泵，实际负荷小于临界负荷10~20 MW停泵。

4) 排汽温度低于30 ℃时，背压耗差*C*值变小，这种情况仅在供热季可见，按非常规处理。

5) 对于冬季高中压缸抽汽供热机组，利用所计算的临界电负荷，折算出纯凝工况下对应的低压缸入口压力，可将低压缸入口压力作为起停循环泵判据。**EA**