

某型船主汽轮机干燥系统 存在的问题和改进意见

原守仁(哈尔滨汽轮机厂军代表室)

〔提要〕 本文分析了某型船主汽轮机组干燥系统存在的问题,并提出了改进意见。改进方案简单、经济,还具有明显的经济效益,可在所有同型船上推广。

关键词 汽轮机 干燥系统 改进

一、存在的问题

为调节某型船主汽轮机动力装置的功率,在高压汽缸上安装了旁通阀。高压汽轮机的通流部分由调节级、低速级组和高速级组三部分构成。在巡航工况时,旁通阀关闭。进入高压汽轮机的蒸汽依次流过调节级、低速级组和高速级组,然后通过连通管进入低压汽轮机做功。在机组高工况时,旁通阀打开,调节级后的蒸汽绕过低速级组,经旁通阀直接进入高速级组,然后进入低压汽轮机。

为了防止主汽轮机组不工作时因蒸汽冷凝而使汽轮机通流部分和转子轴颈锈蚀,该主汽轮机组设有干燥系统。经实船考察,该干燥系统管路设计和安装中普遍存在问题。该干燥系统进入高压汽轮机的管路布置如图1所示。由电动鼓风机从机舱中吸进的空气,经空气加热器加热,通过截止阀1后经过管道I和II分别进入高压汽轮机的低速级组前和低速级组后。当船航行时,干燥系统不使用,截止阀1处于关闭状态。

由于进入高压汽轮机干燥系统管道I和II上没有安装阀门,在巡航工况时,虽然旁通阀不打开,进入高压汽轮机的蒸汽流动确与上述情况不同。这时,进入高压汽轮机的蒸汽在流过调节级后只有一部分按原流程流过,而另一部分蒸汽流过调节级后会经管道I、II绕过低速级组后部汽室与前一股蒸汽混合再流过高速级组。结果,使低速级组前后的蒸汽参数偏出了设计工况,减少了主汽轮机组发出的功率,使机组有效效率下降。

二、存在问题对经济性的影响

首先估算在巡航工况时有多少蒸汽通过干燥系统直接流到高速级组,再估算对主汽轮机组功率、汽耗率和有效效率的影响,最后计算动力装置由于干燥系统存在问题所造成的经济损失。

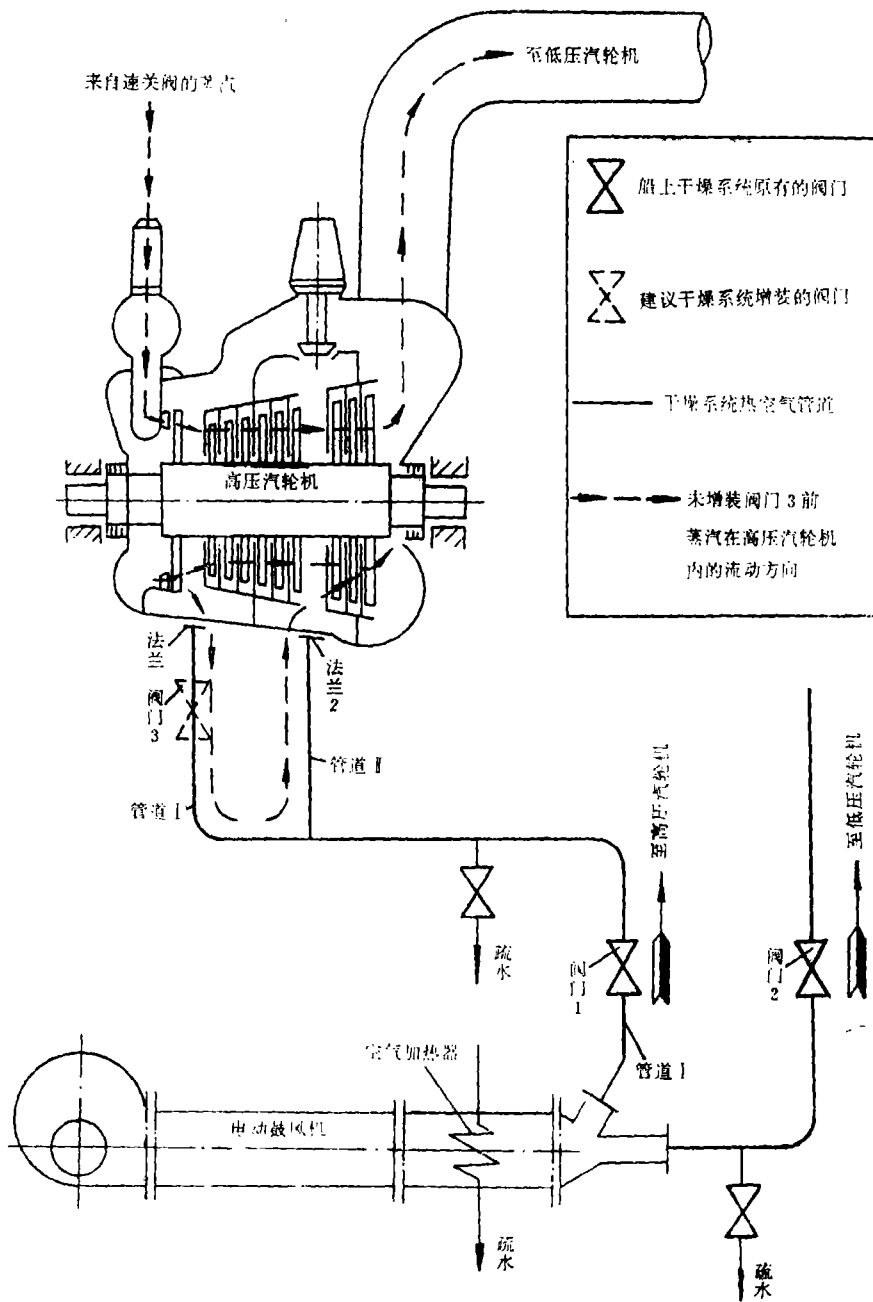


图 1

表 1 给出了该主汽轮机组巡航工况热力计算中高压汽轮机的主要已知数据（无分流情况下）。

设在无分流情况下蒸汽流过低速级组的流量为 G ，低速级组前后的蒸汽压力、温度、焓、比容分别为 P_1, T_1, I_1, V_1 和 P_2, T_2, I_2, V_2

设在有分流情况下通过干燥系统管的蒸汽流量为 ΔG ，流过低速级组的蒸汽流量为 $G -$

ΔG 。低速级组前后的蒸汽压力、温度、焓、比容分别为 P_1', T_1', I_1', V_1' 和 P_2', T_2', I_2', V_2' (见图 2)。

表 1

序号	名称	符号	单位	级 组			
				调节级		低速级组	高速级组
1	计算蒸汽流量	G	kg/s	3.84		3.84	3.84
				2.05	1.79		
2	级组前蒸汽压力	P_1	kPa	2305	2010	667	153
3	级组前蒸汽温度	T_1	°C	562	559	473	$\alpha = 0.973$
4	初焓	I	kJ/kg	2987	2987	2844	2635
5	级组后蒸汽压力	P_2	kPa	667	667	153	53
6	绝热膨胀后的焓	I_{02}	kJ/kg	2725	2750	2573	2466
7	级组绝热焓降	H_{ag}	kJ/kg	262	237	271	169

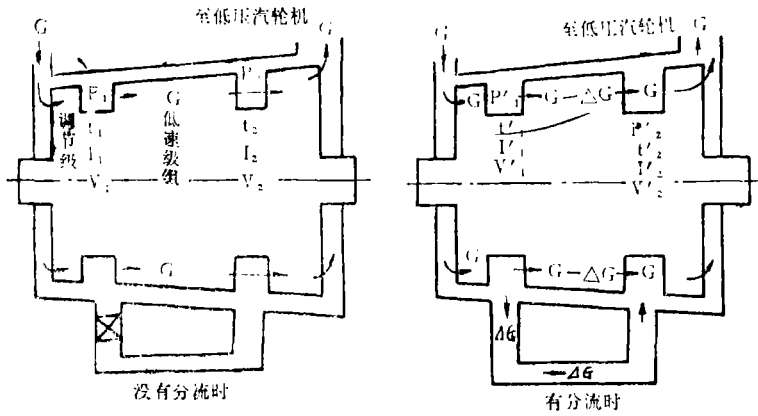


图 2 低速级组前后的蒸汽参数

高压缸下部的干燥管可看成是一个直径 0.05m, 长 1.2m 的等截面直导管, 并把这根导管视为一只喷管 [2], 经过该喷管的蒸汽临界流量为

$$G_d = 0.6675F \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} = 1.86 \text{ kg/s} \quad (1)$$

式中 F ——干燥管面积 (0.00196m²)。

由表 1 的数据算出, 流过干燥管蒸汽压力比 $\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} = 0.229$ 。从文献 [2] 给出的图表及公

式查出此压力比低于临界压力比。因此, 干燥管中蒸汽流量为临界流量, 并可进一步求出干燥管流量比 $q' = 0.92$ 。由于干燥管为弯管, 考虑到弯管损失和其它损失, 取流量比 $q = 0.85$, 则通过干燥管的实际流量

$$\Delta G = qG_d = 0.6675qF\sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \quad (1')$$

低速级组在有、无分流时，通过的蒸汽流量和压力、温度之间有下列关系^[1]：

$$\frac{G - \Delta G}{G} = \sqrt{\frac{P_1'^2 - P_2'^2}{P_1^2 - P_2^2}} \sqrt{\frac{T_1}{T_1'}} \quad (2)$$

其中 ΔG , G , P_1 , P_2 , T_1 为已知数, P_1' , P_2' 和 T_1' 为未知数, 在计算时先假设 $P_2' = P_2$, $T_1' = T_1$ 。

则 (2) 式可求出在有分流情况下, 低速级组前的蒸汽压力 P_1' 。

假定蒸汽流动在调节级中效率不变, 则在 $i-s$ 图上可求出有分流情况下低速级组前蒸汽的温度 T_1' 和比容 V_1' 。

把 P_1' 和 T_1' 代入 (2), 可求出 P_2' 。

由 G , ΔG , I_1 , I_2 可求出低速级组后新的混合焓 I_2' , 则在 $i-s$ 图上可求出 T_2' , V_2' 。

利用求出的低速级组前后的蒸汽参数, 再分别代入 (1') 和 (2), 并经反复迭代, 就可最终得到通过干燥管的蒸汽流量 ΔG 和低速级组前后的蒸汽参数。计算结果见表 2。

表 2

序号	名 称	符 号	单 位	计算结果
1	通过干燥管流走的蒸汽量	ΔG	kg/s	1.14
2	有分流时低速级组前的压力	P_1'	kPa	476
3	有分流时低速级组后的压力	P_2'	kPa	168
4	有分流时低速级组前的比容	V_1'	m ³ /kg	0.45
5	有分流时低速级组前的焓	I_1'	kJ/kg	2806
6	有分流时低速级组后的焓	I_2'	kJ/kg	2696
7	有分流时低速级组前的温度	T_1'	°C	450
8	有分流时低速级组后混合后的温度	T_2'	°C	388

主汽轮机组在巡航工况时的热力计算的焓熵图见图 3。图上绘出了流过低速级组蒸汽的有用焓降为 157kJ/kg, 并绘出了两股蒸汽的分流、混合过程。

在上述热力计算中, 假定机组调节级的效率不变, 机组的转速和内部损失不变和喷嘴阀开度不变。

在巡航工况下, 主汽轮机组低速级组有分流和无分流时机组的功率、汽耗率、有效效率见表 3。动力装置每小时耗油量、耗油率、汽耗率见表 4 (计算时假定主锅炉效率不变)。

从表 2、3、4 可知, 由于低速级组前蒸汽有分流, 使该船在巡航工况下:

1. 从干燥管中流走的蒸汽量为 1.14kg/s, 占总流量的 29.7%。
2. 使每台主汽轮机功率减少 175kW 即减少 7.3%, 机组有效效率下降 4.6%, 汽耗率增加 0.46kg/(kW·h), 即增加 8%。
3. 要使船保持巡航速度, 整个动力装置每小时燃油耗量至少增加 156kg/h, 即每小时多

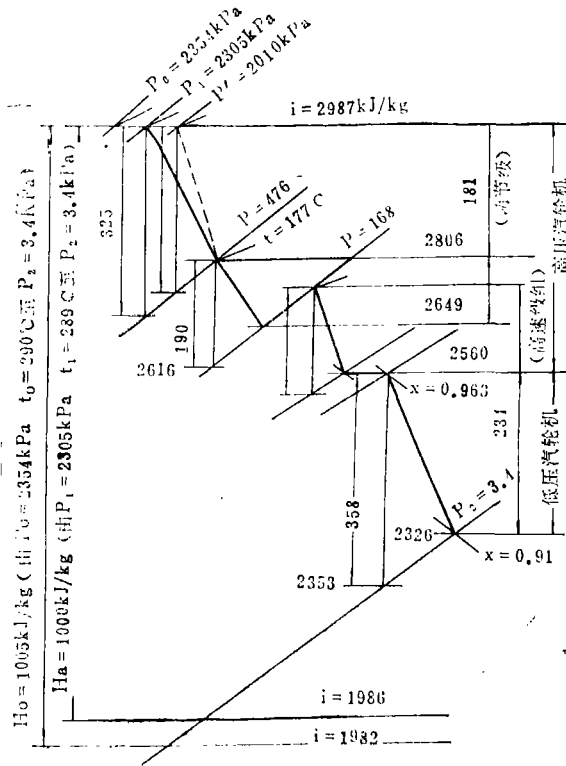


图 3 热力计算焓熵示意图

表 3

序号	名称	符号	单位	低速级组有、无分流	
				无分流	有分流
1	高压汽轮机内部功率	N_{i1}	kW	1831	1636
2	低压汽轮机内部功率	N_{i2}	kW	893	898
3	高、低压汽轮机内部总功率	N_i	kW	2724	2534
4	机组额定功率	N_3	kW	2390	2215
5	机组汽耗率	d	kg/(kW·h)	5.78	6.24
6	机组有效效率	η_e	%	62	57.4

耗油4.7%。

必须指出：

1. 在干燥管有分流的情况下，为了保证船能在巡航速度下航行，主汽轮机组就要增加喷嘴开度，从而使机组耗汽量进一步增加，这使动力装置燃油耗量增加得更多。

2. 当该船在旁通阀关闭状态航行时，航速越高，动力装置的燃油耗量增加越多。

该型船一般情况下多在旁通阀关闭的低工况下航行，使用中普遍反映动力装置的油耗比设计值大得多。其原因是多方面的，有关方面曾多方探讨，寻找原因，但成效不大。据作者

表 4

序号	名称	符号	单位	低速级组有、无分流	
				无分流	有分流
1	燃油蒸发能力	u	—	14.6	14.6
2	每小时耗油量	B	kg/h	3330	3486
3	动力装置耗油率	b	kg/(kW·h)	0.694	0.729
4	付机和其它用汽占主机用汽百分比	φ	%	70.9	65.6
5	动力装置耗汽率	d_1	kg/(kW·h)	9.87	10.3

分析认为, 由于干燥系统少装了阀门, 使主汽轮机组效率下降。这可能是该船实际油耗比设计油耗增加较多的原因之一。这方面的问题至今尚未见到有文献探讨。

三、改进意见和改进后的经济效益

建议在该型船高压汽轮机干燥系统管道 I 上(见图1)增加一个截止阀3, 可使蒸汽不能经过干燥系统管道产生分流, 主汽轮机组在旁通阀关闭的工况下, 蒸汽全部依次流过调节级、低速级组、高速级组, 再到低压汽轮机和冷凝器, 使蒸汽流程保持设计状态。这样改动费用不大, 但可使船在常用巡航速度下的经济性得到提高, 从而提高续航力。

按上述计算, 该型船改装后, 在巡航速度航行时每艘船一小时可少耗油156kg, 若全年航行500小时, 则每年一艘船少耗油78t, 按每年在航船为10艘计, 每年少耗油780t。燃油每吨320元, 全年可节省近25万元。而每艘船的改装费估算仅为2000元。

为了验证上面的分析, 建议在实船改装前先测定巡航工况下航行一定时间的耗油量, 改装后再测定在同一航速下、同样时间的耗油量, 将两者加以比较, 则可验证节省的燃油量和经济效益。此外, 在改装后, 可在喷嘴阀开度不变的条件下, 测定开启和关闭干燥系统新增阀门所引起的主机组转速的变化, 用转速变化估算出主机功率的变化。

参 考 文 献

- [1] Г.С.萨莫依洛维奇, Е.М.特罗扬诺夫斯基著, А.В.雪格里雅耶夫编辑, 张仲方译, 级在非设计工况下的工作, 《汽轮机在非设计工况下的运行》, 第一版, 北京, 水利电力出版社, 1959年, 78—81
- [2] А.В.雪格里雅耶夫著, 陈大燮、陈丹译, 蒸汽的流动, 《蒸汽透平》, 第一版, 上海, 高等教育出版社, 1957, 75—84

(渠源沥 编辑)

Movable Boiler House

Zeng De-an

(Harbin Marine Boiler and Turbine Research Institute)

Gao Fengxiang

(Harbin Thermal Power Company)

Abstract

The movable boiler house pertains to a new type of central heating. This paper discusses a packaged type travelling boiler house design.

Key words: boiler house, design.

The Problems and Countermeasures Regarding a Marine Main Steam Turbine Drying System

Yuan Shouren

(Naval Representative Office at the Harbin Steam Turbine Plant)

Abstract

This paper gives an analysis of the problems existing in a marine main steam turbine unit drying system and proposes a simple and inexpensive measure to cope with these problems, which can be adopted in all ships of the same type with significant economic results.

Key words: steam turbine, drying system, improvement