

电厂 2 号机组切除低压缸进汽供热改造方案

结合某热电厂供热现状、供热需求以及东北电网对火电机组灵活运行的调度需要，2 号机组在增加供热能力的同时，还需考虑增加机组灵活性，切除低压缸进汽供热改造可有效兼顾供热和增加机组灵活性要求。

1.1 改造方案概述

切除低压缸进汽供热技术在低压缸高真空运行条件下，采用可完全密封的液压蝶阀切除低压缸原进汽管道进汽，通过新增旁路管道通入少量的冷却蒸汽，用于带走切除低压缸进汽后低压转子转动产生的鼓风热量。

与改造前相比，切除低压缸进汽供热技术将原低压缸进汽用于供热，可提高机组供热能力；在供热量不变的情况下，可一定程度降低机组发电功率，实现深度调峰。

与高背压供热、光轴供热改造等供热改造方案相比，该技术能够实现供热机组在抽汽凝汽式运行方式与高背压运行方式的灵活切换，使机组同时具备高背压机组供热能力大、抽汽凝

汽式供热机组运行方式灵活的特点，避免了高背压供热改造(双 转子)和光轴改造方案采暖期需更换两次低压缸转子的
问题和
备用转子存放保养问题，机组运行时的维护费用大大降低。

根据上述切除低压缸进汽技术实现原理和需求，确定本次

供热改造总体工作范围如下：

- 1) 供热蝶阀改造；
- 2) 增设低压缸冷却蒸汽系统；
- 3) 配套汽轮机本体运行监视测点改造；
- 4) 低压缸末级叶片抗水蚀金属耐磨层喷涂处理；
- 5) 低压次末级、末级叶片运行安全性校核；
- 6) 配套供热系统改造；
- 7) 配套抽空气系统改造；
- 8) 配套凝结水系统改造；
- 9) 切除低压缸进汽运行试验；
- 10) 配套自动控制系统改造；

1.2 机组供热能力及供热经济性分析

1.2.1 改造前机组供热能力分析

2 号机组典型设计工况热力特性见表 01。可以看出：

最大供热工况时，汽轮机供热抽汽流量 480t/h，工业抽汽

流量 85t/h，电功率为 256.51MW，低压缸排汽流量 168.31t/h；

额定供热工况时，额定供热抽汽流量 420t/h，工业抽汽流

量 85t/h，电功率为 251.525MW，低压缸排汽流量 191t/h。

表 01 改造前 2 号机组典型设计供热工况主要参数汇总

序号	参数	单位	最大 供热工况	额定 供热工况	75%THA 供热工况
1	电功率	MW	256.511	251.525	247.681
2	主蒸汽流量	t/h	1100	1046	1033.2
3	主蒸汽压力	MPa	16.67	16.67	16.67
4	主蒸汽温度	℃	538	538	538
5	再热蒸汽压力	℃	3.570	3.411	3.372
6	再热蒸汽温度	℃	538	538	538
7	排汽流量	t/h	168.31	191	184.64
8	排汽压力	kPa	4.9	4.9	4.9
9	工业抽汽流量	t/h	85	85	85
10	工业抽汽压力	MPa	1.665	1.594	1.576
11	工业抽汽温度	℃	423.5	423.9	424.0
12	采暖抽汽流量	t/h	480	420	420
13	采暖抽汽压力	MPa	0.49	0.49	0.49
14	采暖抽汽温度	℃	265.8	271.2	272.6

15	热耗率	kJ/kW h	5492.7	5705.3	5678.5
----	-----	---------------------	--------	--------	--------

由于原热平衡图缺少部分负荷时，机组的供热特性。为此，本报告基于原热力特性书 VWO 工况设计参数，建立 2 号机组热力计算模型，重新核算典型工况下机组供热能力。建立计算模型时，各工况均考虑了 30t/h 的工业抽汽；低压缸最小冷却蒸汽流量按 120t/h 核算，热网加热器疏水温度按 100℃核算。主要核算结果见表 02，供热抽汽流量与电功率的关系曲线见图 01。可以看出：

- 1) 汽轮机供热抽汽流量随电功率的增加线性增加；
- 2) 主蒸汽流量 1046t/h 时，汽轮机供热抽汽流量达到最大为 539.45t/h，对应发电功率 232.32MW，对应发电热耗率 5291.4kJ/kWh，折合发电煤耗率 198.23g/kWh。

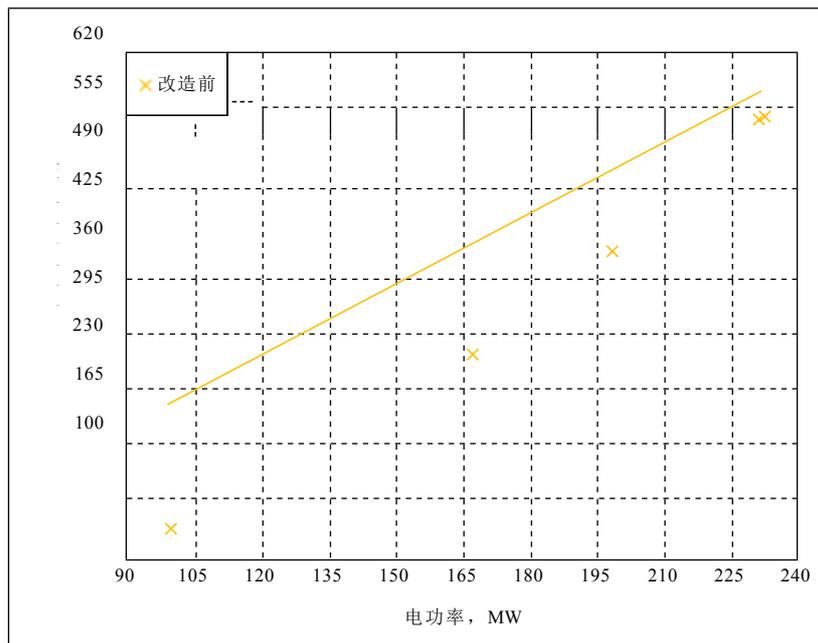


图 01 供热抽汽流量与电功率的关系曲线

表 02 改造前 2 号机组典型供热工况主要参数汇总

工况	单位	100MS_ CQ	75MS_ CQ	50MS_ CQ	40MS_ CQ
发电功率	MW	232.32	183.91	130.97	108.55
热效率	%	30.74	31.14	31.71	32.11
发电功率	MW	232.32	183.91	130.97	108.55
主蒸汽流量	t/h	1046.00	784.50	523.00	418.40
主蒸汽压力	MPa	16.67	14.43	9.63	7.41
主蒸汽温度	°C	538.00	538.00	538.00	538.00
高压缸排汽压力	MPa	3.77	2.89	1.97	1.59
高压缸排汽温度	°C	325.20	318.42	325.53	330.17
再热热段蒸汽压力	MPa	3.39	2.60	1.78	1.43
再热热段蒸汽温度	°C	538.00	538.00	538.00	538.00

中压缸排汽压力	MPa	0.49	0.39	0.27	0.22
低压缸排汽流	t/h	120.00	120.00	120.00	120.00

工况	单位	100MS_ CQ	75MS_ CQ	50MS_ CQ	40MS_ CQ
量					
低压缸排汽压力	kPa	4.90	4.90	4.90	4.90
供热抽汽流量	t/h	539.45	387.51	224.42	154.72
供热抽汽压力	MPa	0.49	0.39	0.27	0.22
工业抽汽流量	t/h	30.00	30.00	30.00	30.00
工业抽汽压力	MPa	1.64	1.26	0.86	0.69
总供热量	MW	414.22	306.24	189.09	138.90
采暖抽汽供热量	MW	387.61	279.57	162.39	112.21
供热比		0.55	0.52	0.46	0.41
热电比		1.78	1.67	1.44	1.28
发电热耗率	kJ/k Wh	5291.41	5566.4 0	6155.1 6	6603.7 7

发电煤耗率	g/kW h	198.23	208.54	230.59	247.40
-------	-----------	--------	--------	--------	--------

注：表中各工况，锅炉效率取 92%，热网加热器疏水温度取 100℃。

1.2.2改造后机组供热能力分析

实施切除低压缸进汽改造后，在低压缸冷却蒸汽流量为18t/h条件下，对机组供热特性进行了核算，核算结果见表03。为了便于对比，同时给出了抽汽流量条件下，改造前机组的供热特性，见DCQ_QG_75MS工况~DCQ_QG_40MS工况。切除低压缸进汽前、后汽轮机最大抽汽流量与主蒸汽流量的关系曲线见图02。可以看出：

1) 改造前、后供热抽汽流量均随主蒸汽流量线性增加，且各

工况时改造前后汽轮机供热抽汽流量的增加值基本相当；

2) 额定主蒸汽流量(1046t/h)时，切除低压缸进汽运行时，汽轮机供热抽汽流量为653.59t/h，较改造前增加约114t/h；对应发电功率216.10MW，较改造前减小约16.22MW；发电热耗率4322.68kJ/kWh,折合发电煤耗率161.9g/kWh，较改造前降低约36.2g/kWh；

3) 75%额定主蒸汽流量(784.50t/h)时，切除低压缸进汽运行时，汽轮机供热抽汽流量为501.1t/h，较改造前增加约114t/h；对应发电功率167.71MW，较改造前减小约16.19MW；发电热耗率4335.92kJ/kWh，折合发电煤耗率162.44g/kWh，较改造前降低约46.1g/kWh；

需要指出的是，上述结果是在相同锅炉蒸发量条件下得到

的对比结果，各对比工况对应的供热抽汽流量不同。实际运行

中，供热机组多按照“以热定电”方式运行，即优先保证供热负荷，在保障供热负荷的基础上，依据电网指令，调整锅炉蒸发量。为此，在相同抽汽流量条件下，对改造前、后汽轮机电-热负荷特性进行了核算，主要结果见表 03 和图 03。可以看出：

1) 75%额定主蒸汽流量(784.50t/h)时，切除低压缸进汽运行时，汽轮机供热抽汽流量为 501.1t/h，对应发电功率 167.71MW，发电热耗率 4335.92kJ/kWh，折合发电煤耗率 162.44g/kWh，较改造前相同抽汽流量条件下，发电功率降低约 52.39MW，发电煤耗率降低约 37.7g/kWh；

2) 50%额定主蒸汽流量(523.00t/h)时，切除低压缸进汽运行时，汽轮机供热抽汽流量为 338.7t/h，对应发电功率 114.82MW，发电热耗率 4428.61kJ/kWh，折合发电煤耗率 165.9g/kWh，较改造前相同抽汽流量条件下，发电功率降低约 53.1MW，发电煤耗率降低约 47.4g/kWh。

综上所述，采用切除低压缸进汽供热技术能够有效降低低压缸冷却蒸汽流量消耗，提高机组供热能力和深度调峰能力。相同锅炉蒸发量条件下，切除低压缸进汽供热可使机组供热抽汽能力增加约 114t/h；相同抽汽流量条件下，切除低压缸进汽供热可使机组发电功率降低约 52.3MW。

此外，在当前火电机组灵活性改造的大背景下，作为供热

机组灵活性运行手段之一，切除低压缸进汽供热技术能够一定程度弱化供热机组热电耦合特性，降低供热机组发电功率，但还不能完全满足东北电网灵活性调峰需求，还需要进一步实施其他灵活性改造技术。

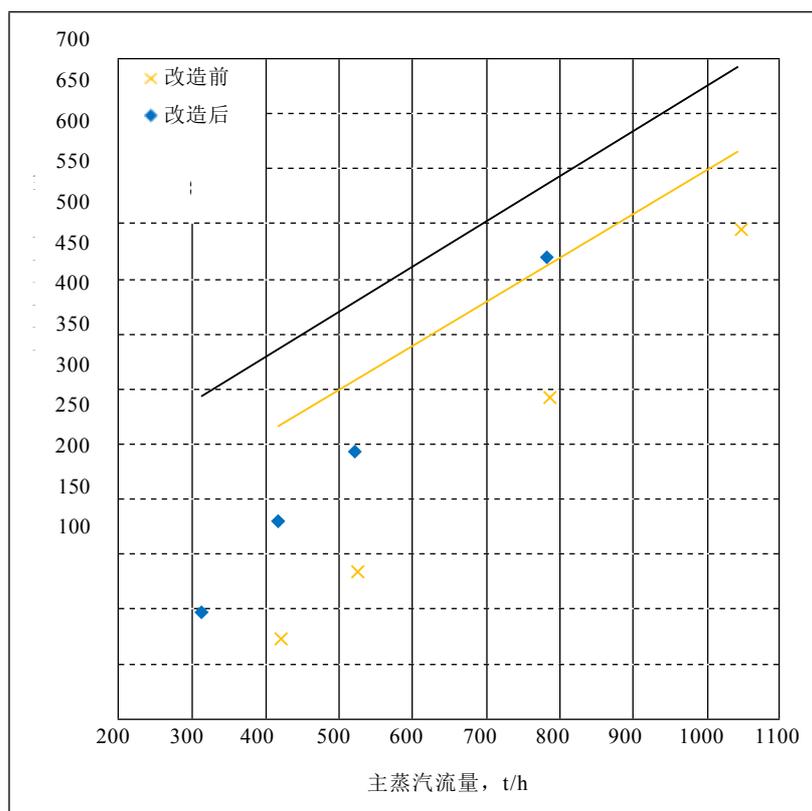


图 02 主蒸汽流量与供热抽汽流量的关系曲线

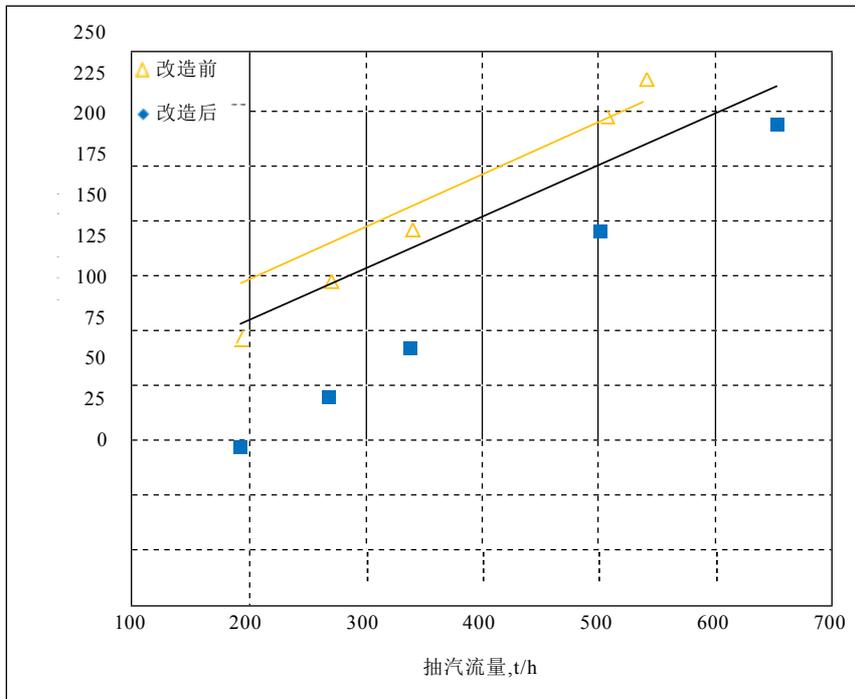


图 03 相同抽汽流量条件下，改造前后机组供热特性对比

表 03 改造后机组典型工况热力特性汇总

工况	单位	QG_10 0MS	QG_7 5MS	QG_5 0MS	QG_4 0MS	QG_3 0MS	DCQ_QG _75MS	DCQ_QG _50MS	DCQ_QG _40MS
发电功率	MW	216.10	167.7 1	114.8 2	92.38	70.94	220.11	167.92	145.31
热效率	%	28.59	28.39	27.80	27.33	27.08	30.79	31.28	31.52
发电功率	MW	216.10	167.7 1	114.8 2	92.38	70.94	220.11	167.92	145.31
主蒸汽流量	t/h	1046.0 0	784.5 0	523.0 0	418.4 0	313.8 0	978.81	703.41	591.93

主蒸汽压力	MP a	16.67	14.43	9.63	7.41	7.41	16.18	12.94	10.89
主蒸汽温度	°C	538.00	538.0	538.0	538.0	538.0	538.00	538.00	538.00

			0	0	0	0			
再热热段蒸汽压力	MPa	3.38	2.60	1.77	1.43	1.08	3.19	2.35	2.00
再热热段蒸汽温度	°C	538.00	538.0	538.0	538.0	538.0	538.00	538.00	538.00
中压缸排汽压力	MPa	0.49	0.39	0.27	0.22	0.17	0.48	0.35	0.30
低压缸排汽流量	t/h	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	120.00	120.00	120.00
低压缸排汽压力	kPa	4.90	4.90	4.90	4.90	4.90	4.90	4.90	4.90

低压缸排汽	kJ/k	2847.5	2853.	2861.	2865.	2867.			
比焓	g	6	39	24	30	69	2535.70	2538.58	2540.38

供热抽汽流量	t/h	653.59	501.7 1	338.7 0	269.0 5	193.4 2	501.71	338.70	269.05
供热抽汽压力	MPa	0.49	0.39	0.27	0.22	0.17	0.48	0.35	0.30
工业抽汽流量	t/h	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
工业抽汽压力	MPa	1.64	1.26	0.85	0.68	0.51	1.55	1.14	0.97
总供热量	MW	496.33	388.6 7	271.8 0	221.8 3	167.4 6	388.18	271.20	221.18

采暖抽汽供 热量	MW	469.72	362.0 1	245.1 1	195.1 4	140.7 8	361.54	244.52	194.49
供热比		0.66	0.66	0.66	0.66	0.64	0.54	0.51	0.48

热电比		2.30	2.32	2.37	2.40	2.36	1.76	1.62	1.52
发电热耗率	kJ/k	4322.6	4335.	4428.	4529.	4794.	5343.60	5694.94	5942.79
	Wh	8	92	61	27	36			
发电煤耗率	g/k	161.94	162.4	165.9	169.6	179.6	200.19	213.35	222.64
	Wh		4	1	8	1			

1.3 汽轮机本体及热力系统改造

1.3.1 汽轮机本体改造

1) 中低压连通管改造

根据切除低压缸进汽供热运行需要，需从中压缸排汽引出冷却蒸汽至低压缸进汽口，用于冷却低压缸末级叶片，而当前 2 号机组中低压连通管上供热蝶阀后接入冷却蒸汽的位置不够。因此，建议对原中低压连通管进行改造。新设计连通管接口尺寸与原中低压连通管相同；在连通管上设置供热蝶阀，并在供热蝶阀前后预留冷却蒸汽旁路接口及相关监视测点。

2) 供热蝶阀改造

根据切除低压缸进汽供热技术运行需求，本次改造将原不能完全密封的供热蝶阀更换为可完全密封的液压蝶阀，液压蝶阀接口尺寸与改造后中低压连通管规格保持一致。

3) 低压缸运行监视测点完善

实施切除低压缸进汽供热改造后，机组切除低压缸进汽运行时，低压缸通流部分运行条件大幅偏离设计工况，处于极低容积流量条件下运行，为充分监视低压缸通流部分运行状态，确保机组安全运行，需增加或改造以下运行监视测点：

- > 增加低压缸末级、次末级动叶出口温度测点(4 个)；

> 增加中压缸排汽压力测点(2 个)和温度测点 (2 个); 压力

测点采用绝压变送器；

> 增加低压缸进汽压力测点(2 个)和温度测点(2 个)；压力测

点采用绝压变送器；

> 更换原 6 段抽汽压力、7 段抽汽压力、8 段抽汽和低压缸排汽压力变送器为高精度绝压变送器(8 个)；

> 其他相关测点；

上述所有改造测点均需接入机组 DCS 系统。

4) 低压缸末级叶片抗水蚀金属耐磨层喷涂处理

小容积流量工况运行时，低压缸末两级处于鼓风工况运行，导致低压缸末两级后温度和低压排汽缸温度升高，为降低低压排汽缸温度，需要持续投入喷水减温，维持低压排汽缸温度在安全范围内。而小容积流量条件下，末级叶片出现的涡流会卷吸减温水至动叶流道，加剧动叶出汽边根部区域水蚀情况，威胁机组安全运行。因此，建议对低压缸末级叶片实施金属耐磨层喷涂处理。

> 耐水蚀涂层材料选择

建议采用德国进口 TA 粉（NiCr 金属陶瓷粉末）进行现场超音速火焰喷涂防护处理，粉末粒度为 250~350 目。

> 设计涂层厚度

涂层确定材料后，根据涂层结合强度及运行工况等各种因

素设计涂层厚度。涂层过厚，涂层容易产生分层、块状脱落；

涂层过薄，不能有效地起到耐蚀作用，涂层使用寿命不足。本项目设计涂层每层厚度为 0.01~0.02mm，最终涂层总厚度为 0.10~0.20mm。

> 防护涂层范围设计

小容积流量条件下低压缸末两级叶片水蚀特点及其他类似机组的防护处理实践经验。建议实施喷涂防护处理的范围为低压缸末级动叶片出汽边根部水蚀区域。

> 现场制备涂层的主要技术指标

- 涂层结合强度可达 70MPa;
- 涂层硬度为 HV300 = 600~900;
- 涂层孔隙率 ≤ 2%;
- 喷涂颗粒平均粒度 3.32μm，涂层表面均匀、细密;
- 喷涂时工件的温度较低，叶片不会出现变形;
- 喷涂厚度为 0.10~0.20mm。

1.3.2 低压通流部分冷却蒸汽系统

1) 热力系统

根据切除低压缸进汽供热技术要求，新增加低压缸通流部分冷却蒸汽系统，冷却蒸汽汽源取自中压缸排汽，接入点为低压缸进汽口(中低压连通管上供热蝶阀后适当位置)冷却蒸汽管路上设置调节阀和流量孔板。改造方案原则性热力系统图见图

04。

冷却蒸汽系统应相应的设置蒸汽压力、温度、流量测点，且相关测点均需接入机组 DCS 系统。

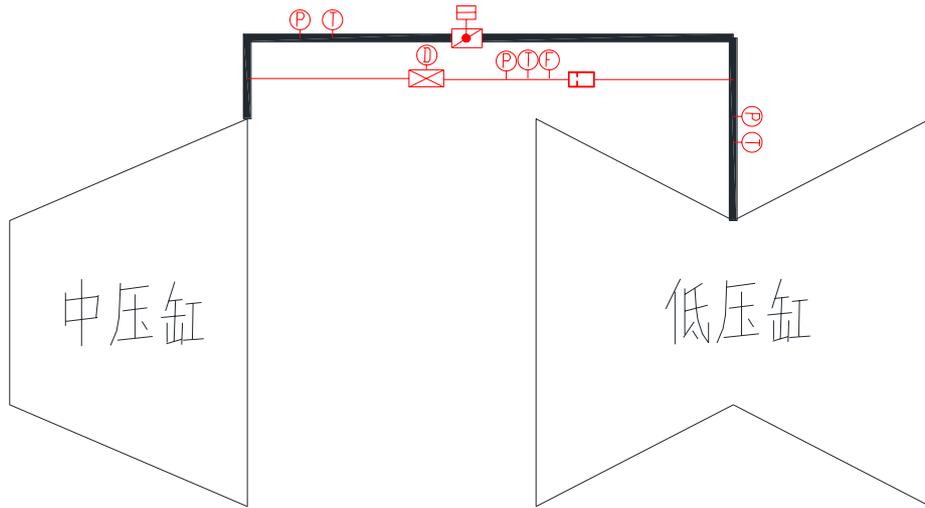


图 04 切除低压缸供热改造方案原则性热力系统图

2) 冷却蒸汽管道规格校核

根据《电厂动力管道设计规范 GB 50764-2012》和《火力发电厂汽水管道设计技术规定 DLT 5054-1996》的规定，对于单相流体，应根据推荐的介质流速按照下式计算管道内径：

式中，

D_i ——管道内径，mm；

G ——介质质量流量，t/h；

v ——介质比容， m^3/kg ;

ω ——介质流速， m/s ;

Q——介质容积流量，m³/h。

相关研究成果表明，随着流经低压缸长叶片的蒸汽容积流量的降低，叶片动应力先增加后减小；当流经叶片的蒸汽相对容积流量降低至 5%左右时，叶片动应力与叶片设计容积流量下动应力相当，处于安全运行范围。据此，在进行冷却蒸汽管道校核时，冷却蒸汽流量按照设计容积流量的 5%核算，并考虑一定的裕量。旁路冷却蒸汽系统设计冷却蒸汽流量约为 20t/h，冷却蒸汽参数取后 40%THA 工况(最低调峰负荷)时的供热抽汽参数，即压力为 0.233MPa，温度为 279.4℃。经核算，流量孔板前蒸汽管道内径为 400mm，节流孔板后蒸汽管道内径为 700mm。具体核算结果见**错误!未找到引用源。**。

表 04 冷却蒸汽管道核算结果

项目	工质流量	工质压力	工质温度	管道数量	流速推荐	流速给定	管道内经(计算)	管道内经(圆整)	工质流速(校核)
单位	t/h	MPa	℃	个	m/s	m/s	mm	mm	m/s

冷却蒸汽	20.	0.2	27	1	35	45	413.	400.	47.9
管道(节流	0	33	9.4		~6	.0	01	00	7

孔板前)					0				
冷却蒸汽	20.	0.0	27		35	45	1708	700.	268.
管道(节流	0	14	6.4	1	~6	.0	.50	00	07
孔板后)					0				

1.3.3 低压缸长叶片运行安全性校核

切除低压缸进汽运行时，低压缸进汽流量大幅减小，运行工况严重偏离设计值，这将导致低压末两级叶片动应力增大、温度升高、水蚀加剧、高周疲劳寿命缩短，甚至危及机组安全运行。为保证机组切除低压缸进汽运行的安全性，需采用计算流体动力学方法对低压缸末两级叶片在小容积流量条件下的动应力和高周疲劳寿命进行安全性校核。

1.3.4 低压缸喷水减温系统改造

原低压缸喷水减温系统没有流量测点，喷水减温控制阀门一般为全开、全关型，没有调节阀，不能有效的对喷水减温流量进行控制、调节。为便于调节和监视切除低压缸运行时低压缸喷水减温流量，对原低压缸喷水减温系统增加流量测点和调节阀。

1.4 改造方案对机组运行安全性的影响分析

1.4.1 小容积流量工况概述

汽轮机运行过程中，随着级内容积流量的减小，低压缸末两级叶片构成的级内流动状态会发生较大变化，主要表现为产生进汽负攻角，在叶片压力面上形成流动分离，在叶根处的脱流、叶片动应力增加、鼓风、水蚀加剧等现象。这些变化不仅直接影响机组的运行效率，还可能诱发叶片颤振，水蚀加剧，威胁机组安全运行。

一般而言，随着低压缸末两级叶片容积流量减小，首先会在动叶根部出口位置产生沿圆周方向的涡流，动叶根部流线出现向上倾斜，出现脱流现象；继续减小容积流量，动叶根部出口位置的涡流区域与脱流高度增加；进一步减小容积流量，则不但涡流区域与脱流高度更大，而且会在喷嘴和动叶间隙出现涡流，这一涡流以接近叶顶圆周速度沿圆周方向运动；当相对容积流量减小至 4% 左右时，动叶后涡流区域几乎充满整个动叶流道，动叶内流线呈对角线，动叶、静叶间间隙涡流扩大至大部分流道。汽轮机低压缸末两级叶片内涡流发展随容积流量减小的变化趋势见图 05。

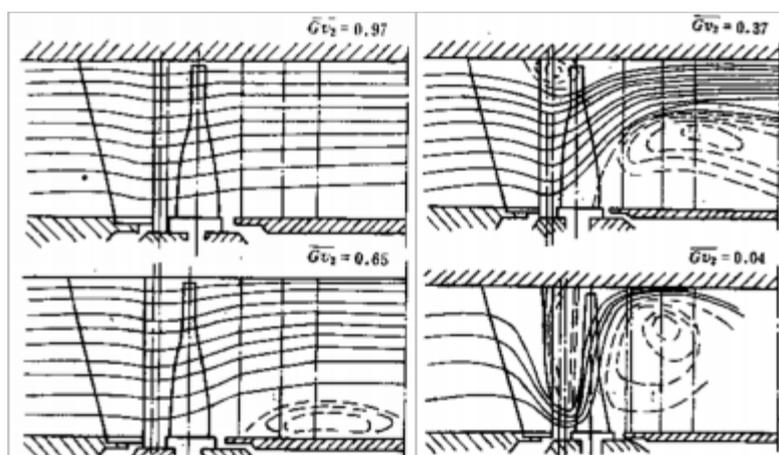


图 05 容积流量减小时，低压缸末级叶片内流动状态变化示意图

一般把动叶根部开始出现脱流及其后容积流量更小的工况成为级的小容积流量工况。某汽轮机低压缸末级叶片小容积流量工况实际流线示意图见图 06。

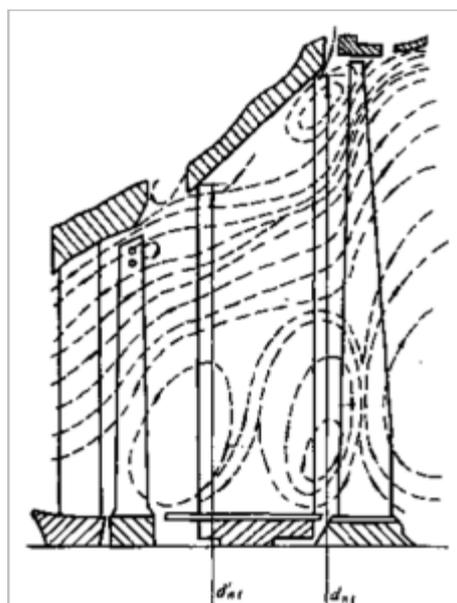


图 06 某汽轮机末级叶片小容积流量工况流线示意图

1.4.2 小容积流量工况运行对机组运行安全性的影响

1) 低压缸末两级叶片鼓风工况运行安全性分析

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。
如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/458017046030006055>