



大机组供热改造与优化运行技术2015年会



黄秀梅

国家电投河南分公司技术信息中心。从事电厂系统逻辑优化、节能改造等工作。熟练掌握 PAnysimu 仿真机支撑系统的组态能力。对电厂 DCS 画面有一定了解，对其逻辑学习速度快。

200-600MW 供热机组主蒸汽压力优化及阀点滑压实现

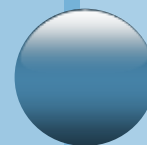
主办单位：中国电机工程学会热电专业委员会

承办单位：中国电力科技网

支持单位：南京苏夏工程设计有限公司



200-600MW供热机组主蒸汽自动寻优与汽机阀点滑压实现





报告内容

一、研究背景及意义

二、供热抽汽量对机组的影响

三、排汽压力对最优主蒸汽压力参数的影响

四、供热量和排汽压力对最优主汽压力的修正

五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

六、经济性分析



一、研究背景及意义

1、利用小时数逐年降低

国内装机容量快速增长，火电机组利用小时数逐年降低，大容量机组调峰的时间越来越多，供热机组也要参与调峰。

2、长期处于低负荷运行

机组运行在**50-80%THA**滑压工况下，机组效率大大降低。受回热系统、供热抽汽量、排汽压力等因素的影响，机组最优滑压运行曲线必然与厂家设计的滑压曲线存在较大偏离。

3、现有滑压方式问题

国内火电机组滑压方式，不能保证稳态时汽机调节阀在要求的设计开度。这是由于随着运行边界条件的变化，汽轮机处于部分负荷运行状态时，循环效率和高缸效率不在最佳点。

因此，如何提高机组在低负荷阶段的运行经济性成为一个亟待解决的问题。



一、研究背景及意义

“最佳滑压阀点”概念

一般而言，汽轮机滑压运行模式可用四阀、三阀、二阀滑压运行，在汽轮机热耗特性已知条件下，其主汽压力是由高压调门开度决定的。

主蒸汽流量 Q_g 、主汽压力 P_0 以及调门开度 C_v 三者之间的关系：

$$Q_g \propto P_0 \times C_v$$

由此将主汽压滑压寻优的目标明确为：寻找和确定“最佳滑压阀点”。

“最佳滑压阀点”在滑压区间内为唯一固定值，与以“最佳主汽压”为寻优目标的传统方法相比，**新寻优控制方法的对象更为明确，变为确定“最佳滑压阀点”和根据机组的汽耗率自动修正滑压初压设定值问题。**



一、研究背景及意义

基于阀点的自动滑压控制可实现

- ①对汽机配汽及滑压作深度的优化，进一步降低机组热耗；
- ②减小运行中主汽压、主汽温等主要参数波动；
- ③基本消除煤种变化对机组控制品质的影响，获得更高的**AGC**响应速率和调节精度；
- ④减少了操作员的劳动强度。



一、研究背景及意义

新乡豫新发电公司介绍

1. 汽轮机简介

中电投新乡豫新发电有限责任公司安装**2台300MW**亚临界发电机组，为抽汽供热机组。汽轮机为东方电气集团东方汽轮机有限公司制造的300MW等级、亚临界、中间再热、高中压合缸、两缸两排汽、单抽采暖、凝汽式汽轮机。高、中压缸采用合缸结构，低压缸为对称分流式，2014 年大修通流部分改造后机组型号为**C330/289-16.7/0.4/537/537**。



一、研究背景及意义



新乡豫新发电公司介绍



2.存在问题

- 高压缸效率与调门开度关系，在**50%THA**下，高调门开度偏小，节流损失大。
- 汽机调门特性差，调门后导汽管没有压力表，其配汽优化依据仅为调门行程重叠度。表现为在**50% ~ 75%THA**负荷**CV1、CV2**调门压损**13% ~ 18%**，引起机组高压缸效率下降较大。
- 机组在供热工况下滑压运行受供热抽汽参数变化的影响大。
- 机组在滑压运行受背压变化的影响大。当汽轮机在寒冷的冬季工况运行时，随着凝汽器压力的降低，滑压运行的高压调门开度会减少；当汽轮机在炎热的夏季工况运行时，随着凝汽器压力的升高，滑压运行的高压调门开度会增大。



二、供热抽汽量对机组的影响

1、对发电机功率的影响

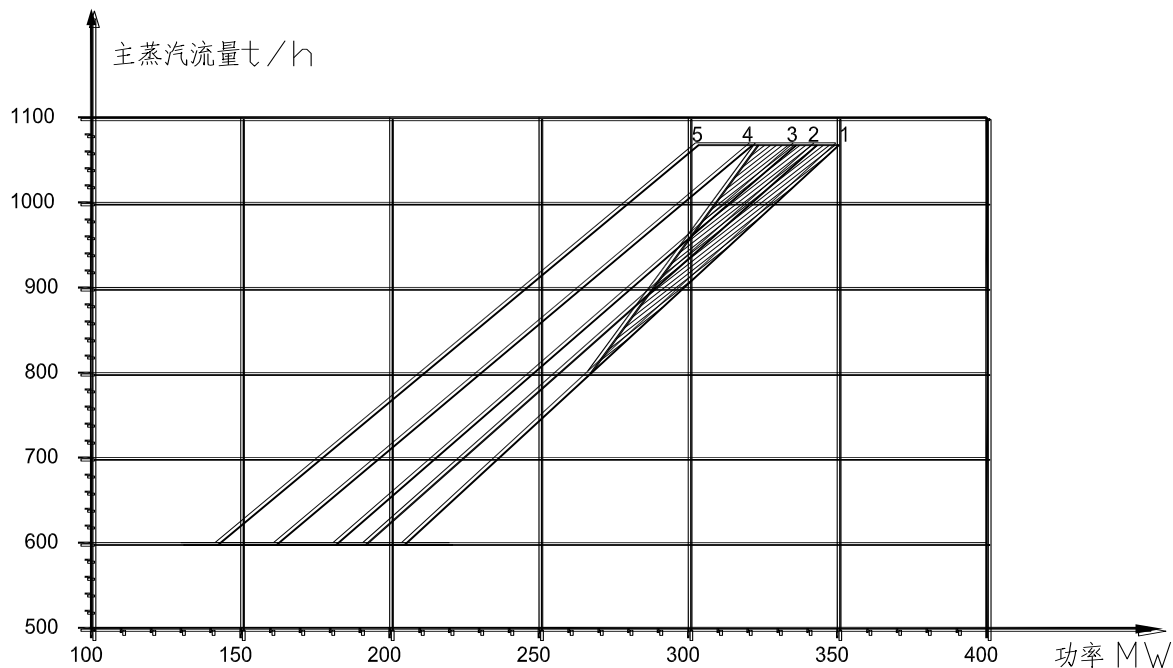
机组供热抽汽引自中压缸排汽，机组对外供热时，汽轮机低压缸做功量降低，造成同样主蒸汽流量下，发电机功率降低。

在相同的主蒸汽流量、排汽压力下，机组的发电功率会随供热抽汽量变化而变化，设计的供热工况图如下图所示。



二、供热抽汽量对机组的影响

额定供热抽汽压力为0.4MPa



等抽汽量线 G_{ex}

- 1 $G_{ex}=0$ t/h
- 2 $G_{ex}=50$ t/h
- 3 $G_{ex}=100$ t/h
- 4 $G_{ex}=200$ t/h
- 5 $G_{ex}=300$ t/h

注：图中阴影部分为自然升压区

最小投供热蒸汽流量600 t/h



二、供热抽汽量对机组的影响

- 通过对下表数据进行拟合，可以得出：
相同主蒸汽流量时，供热抽汽量每增加50t/h 发电机功率降低约10.00MW。

供热-主汽	1056.6	1000.0	900.0	750.0	700.0	600.0
300.0	282.985	265.45	234.55	188.0	173.0	141.5
250	290.0	275.0	245.0	198.0	183.0	152.0
200.0	303.064	285.65	255.0	208.6	193.0	162.334
150.0	313.0	295.0	285.0	219.0	203.0	178.0
100.0	323.143	305.8	275.2	229.16	213.0	183.167
50.0	333.1825	315.9	285.4	239.5	223.0	193.5835
0.0	343.222	326.0	295.5	250.0	233.0	204.0



二、供热抽汽量对机组的影响

2、对机组循环效率的影响

定滑压运行最优初压是基于机组循环效率与高压缸效率及给水泵耗功等因素的综合寻优。

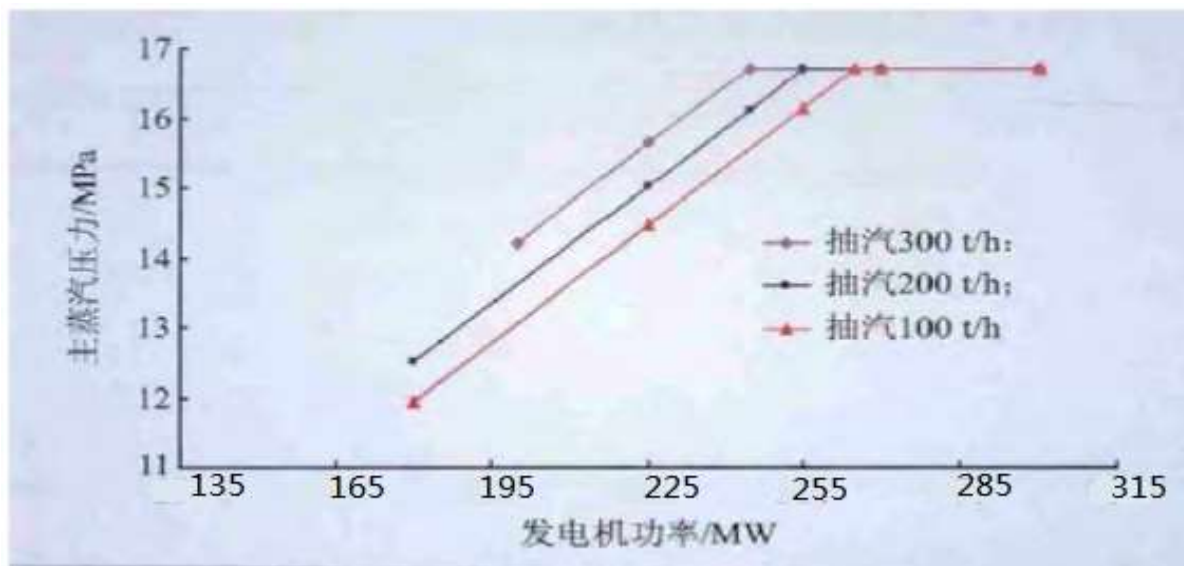
按机组原有定滑压运行方式，机组主蒸汽压力仅是发电机功率的函数，机组供热工况时，同样的发电机功率但机组进汽量增大，调门开度增大，相应的降低了机组循环效率，同时，由于汽轮机调门不在优位置，对机组高压缸效率的影响较大。



二、供热抽汽量对机组的影响

3、供热工况时最优初压的确定

根据试验数据拟合的机组在不同供热抽汽量下，最优的定滑压运行曲线，如图所示。





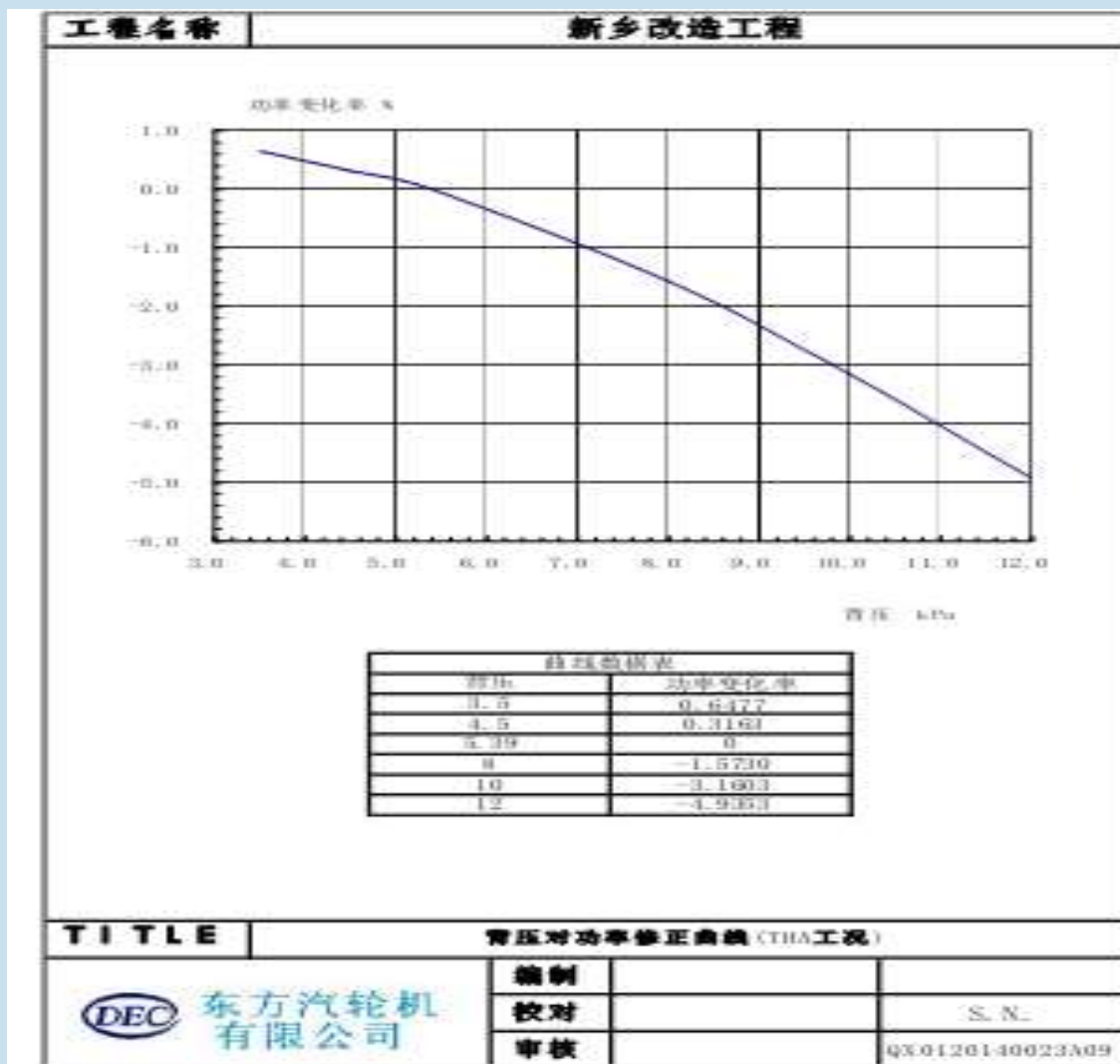
三、排汽压力对最优主蒸汽压力的影响

主蒸汽流量相同时，排汽压力变化将造成发电机功率发生变化，厂家提供的定滑压曲线是按照设计排汽压力拟合得出，排汽压力偏离设计背压后，机组最优的定滑压运行参数随之发生变化。

通过纯凝工况排汽压力为 5.39KPa、8 KPa 12.0 KPa运行优化试验，得出不同排汽压力下的最优运行初压，其结果如下所示。



三、排汽压力对最优主蒸汽压力的影响





三、排汽压力对最优主汽压力的影响

设计的 THA 工况背压修正表

背压	3.5	4.5	5.39	8.0	10.0	12.0
实际功率	330.003					
修正后功率	332.1404	331.046	330.003	324.812	319.5739	313.7163
修正功率	2.13742	1.0437	0.0	-5.1909	-10.429	-16.2866



四、供热量和背压对主汽的修正

为确定机组最优滑压运行曲线，分别在**250MW**、**200MW**、**165MW**负荷，不同供热量和不同排汽压力下进行主蒸汽压力寻优试验，通过净热耗率计算、对比，得出优化后的定滑压运行曲线。

为确定机组最优滑压运行曲线，分别在**250MW**、**220MW**、**200MW**、**180MW**、**160MW**、**140MW**负荷" 不同供热量和不同排汽压力下进行了主蒸汽压力寻优试验，通过净热耗率计算、对比，得出优化后的定滑压运行曲线。



四、供热量和背压对主汽压的修正

滑压运行方式优化原则是维持高压调门处于最佳运行状态，由于供热抽汽量、排汽压力的变化使在实际运行负荷工况下的高压调门偏离最佳运行状态。

根据供热抽汽量与最优初压、排汽压力与最优初压优化试验结果，结合排汽压力对发电机功率的平均影响曲线（排汽压力变化1KPa，影响发电机功率0.277MW）制定适合全年通用的定滑压曲线修正公式

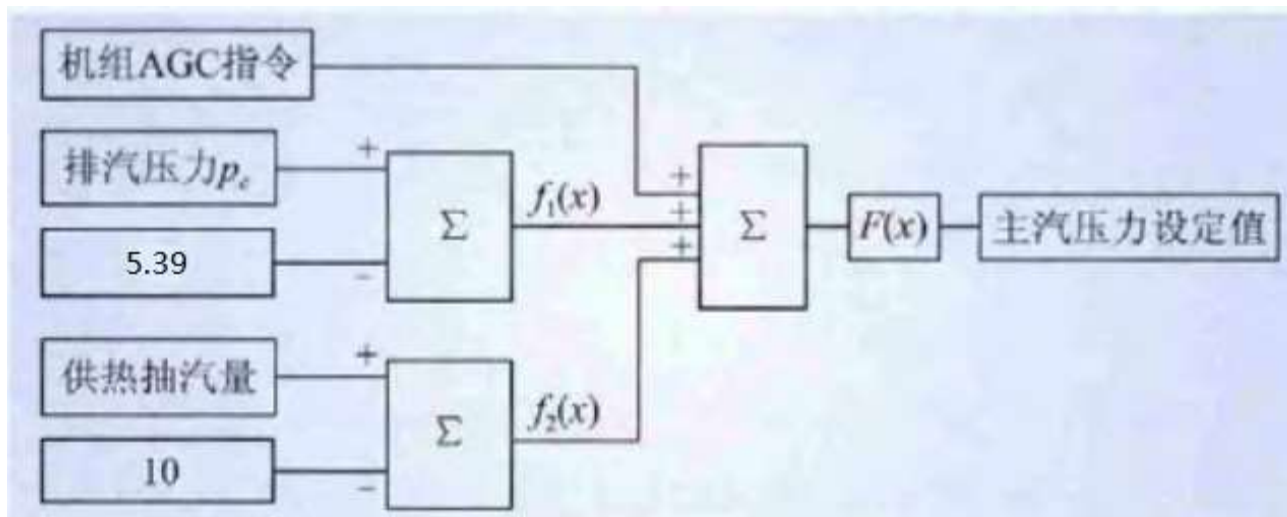
$$P=P1+(Pc-5.39) \times 2.777+(Q/50) \times 10.00$$

式中p为供热抽汽量、背压修正后的电功率，MW；
P1为机组实发电功率，MW；
Pc为机组实际背压，kpa；Q为供热量，t/h。



四、供热量和背压对主汽压的修正

在滑压运行控制逻辑中加入机组负荷修正量，修正后的逻辑图如下图所示。根据基准定滑压曲线函数关系 $F(x)$ 得出主蒸汽压力设定值，修正结果保证了供热抽汽工况或排汽压力发生变化时，汽轮机调门运行阀位基本保持在最佳运行状态





五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

1、主汽压寻优实质为确定“最佳滑压阀位”问题

理论计算表明，在（热平衡图）设计条件下，主蒸汽压力为主导因素，即进汽度越小，经济性越好，最经济的运行模式为“最小部分进汽度下”的滑压运行，即“二阀滑压”运行。

一般采用四阀结构三阀方式的喷嘴调节汽轮机，提供的典型配汽特性曲线滑压运行模式可用四阀、三阀、二阀滑压运行。

主汽压力最优就是在主汽压力和汽机调门开度中总能找到一个使机组热耗率最小的主汽压力值问题。

对于汽机和回热系统及给水泵组效率特性一定的条件下的火力发电机组，其主汽压力（即主汽压力 P_0 与机组负荷 N_g 之间的对应关系）是由高压调门开度 C_v 决定的，其主汽压 P_0 寻优实质为寻找和确定“最佳滑压阀位”问题。



五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制



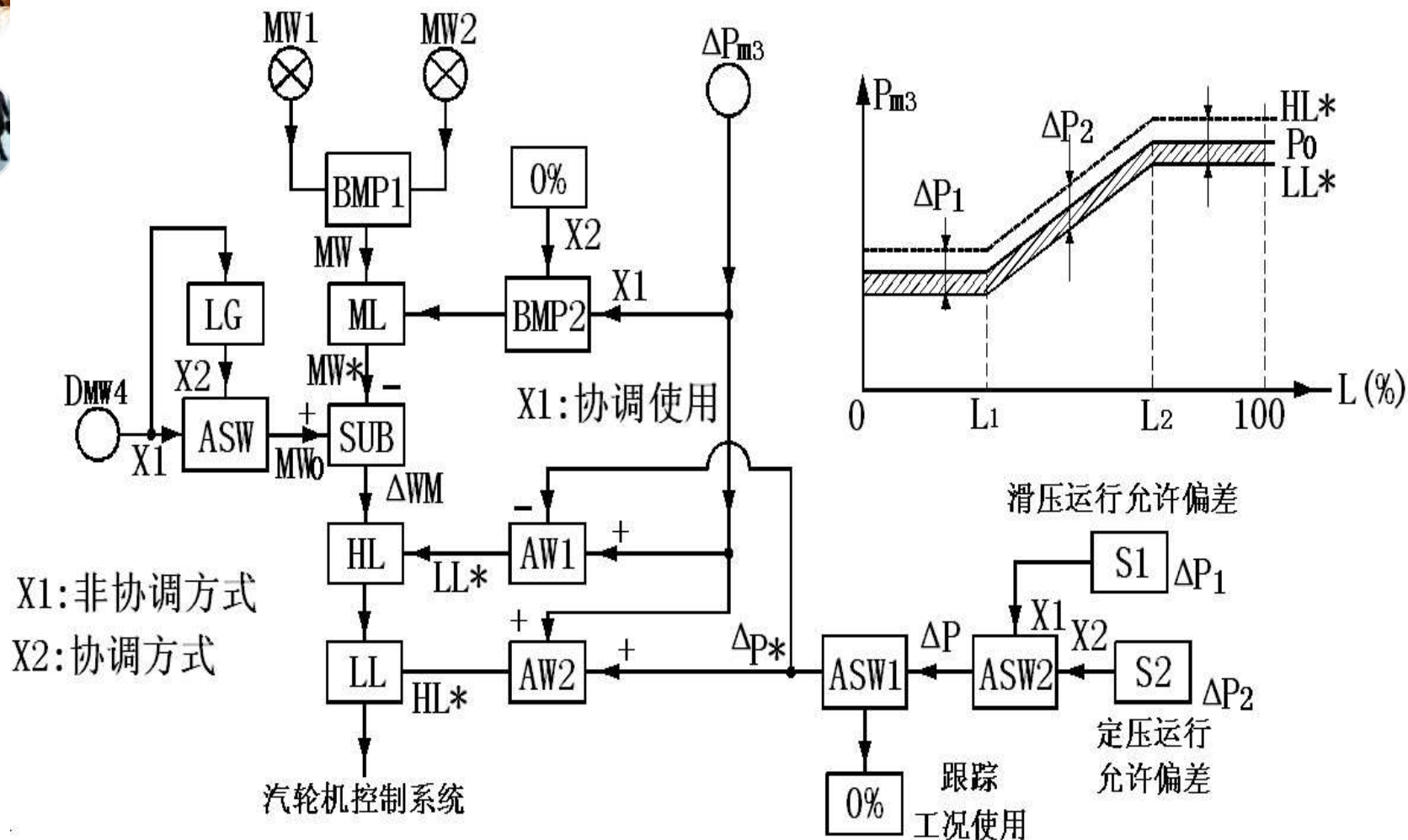
○ 2、采用复合滑压运行方式



- 在高负荷区，用改变调节汽门开度来调节负荷，保持定压运行，在中间负荷区，让最后1个(或2个)调节汽门关闭，进行滑压运行；在低负荷区，又进行较低压力的定压运行。
- 在滑压运行时，汽轮机调节阀门也参与调节，但在稳态运行时，汽轮机调节阀门基本保持不变，即保持在节流损失最小的位置，这种方式称为联合控制滑压方式。这种控制方式既保持了在高负荷区较高的热效率，又可以防止低负荷区水循环恶化和经济性下降，同时保持机组对负荷指令响应的快速性。



五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制



汽轮机主控制器的控制回路

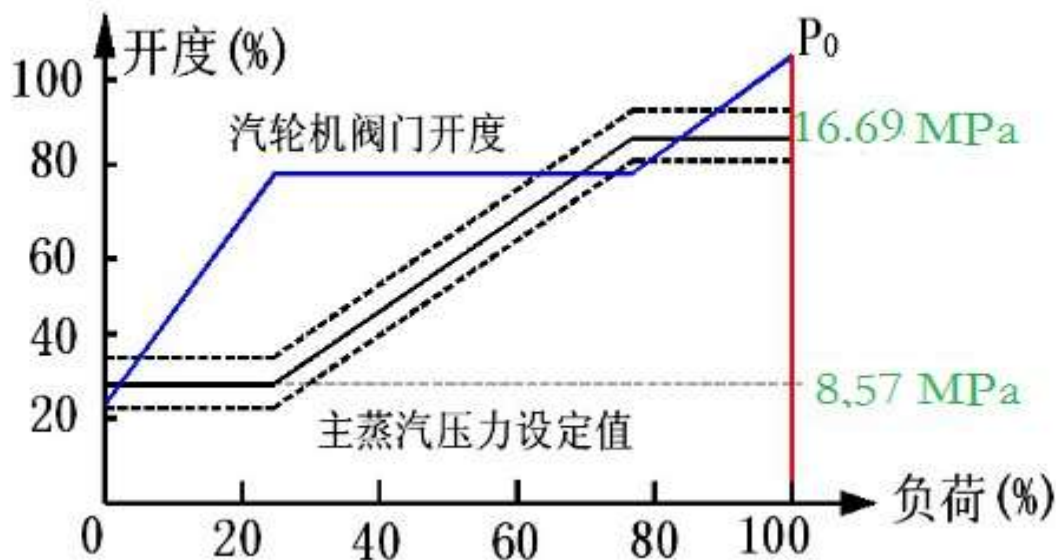


五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

$$Q_g \propto P_0 \times C_v$$

该公式的实用意义：滑压控制线（即主汽压力 P_0 与机组负荷 N_g 、主蒸汽流量 Q_g ）之间的对应关系是由调门开度 C_v 决定的。

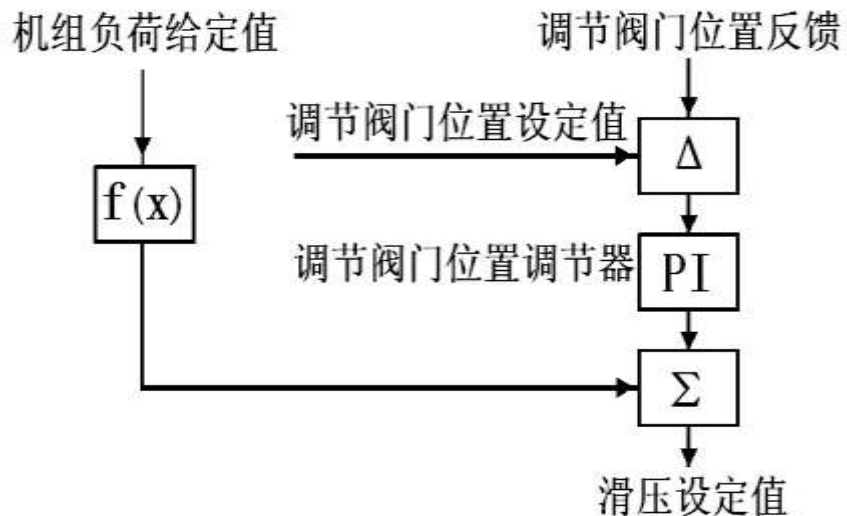
炉跟机协调控制方式下自动滑压控制的实现，滑压设定值的生成回路，在炉跟机协调控制方式下的主蒸汽压力设定值与机组负荷、汽轮机阀门开度的关系如图所示。





五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

但是由于随着运行边界条件的（汽机真空、回热系统、吹灰等）的变化，相同的机组负荷对应的主蒸汽压力不同。在滑压运行区域稳态时，为了保证汽轮机调门开度的设计值，滑压设定值的生成回路增加1个汽轮机调节阀门位置调节器。



汽轮机调节阀门位置调节器只有在稳定负荷工况时才起作用。

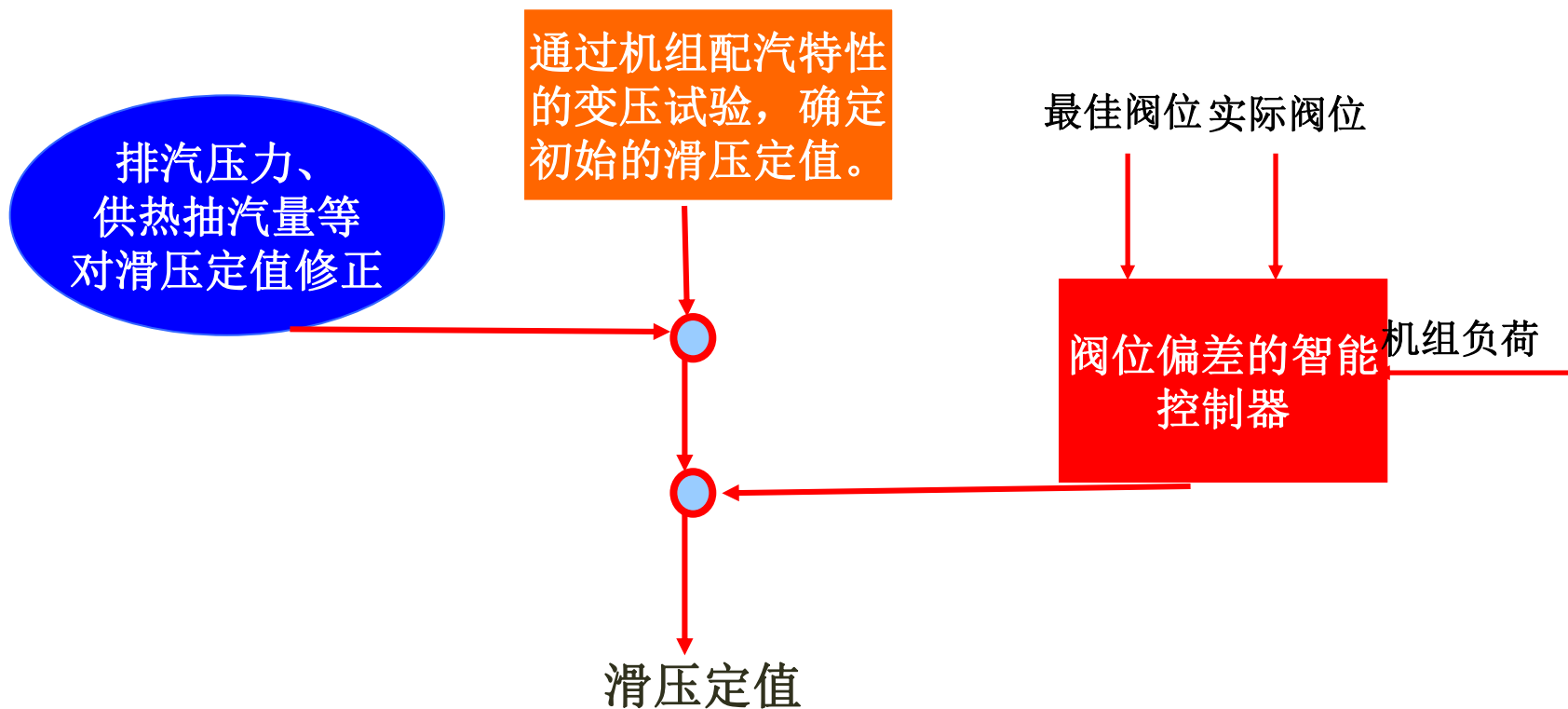
在一次调频及变负荷工况,由于汽轮机调节阀门参与负荷调节,其位置反馈与设定值之间不可避免地存在偏差,这时调节器保持在跟踪状态。



五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

3、滑压阀点实现框图

最优滑压定值：在不同的负荷点上且机组工况稳定时，能确保汽机调门的实际阀位与最佳阀位点基本一致的主汽压力。





五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

4、滑压偏置自动

汽轮机经测试，当机组负荷在**30%-80%**范围内以滑压方式运行时，**GV2**的开度在**70%**左右时节流损失小、最为经济，且能兼顾到机组 **AGC** 及一次调频能力。

为此，设计**PID**控制回路，根据汽轮机调门位置修正主汽压偏置的设定值，进行精细调整。滑压偏置的自动设置保证了主汽量和进汽压力的匹配，使汽机阀门保持在“最佳滑压阀点”。滑压偏置自动的实施，提高机组的自动化水平和汽轮机调节汽门的控制精确，具有很好的推广价值。



五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

在性能试验200MW工况时，总阀位指令**68.16%**，CV1、CV2、CV3开度分别为**53.31%**、**12.3%**（对应CV1压损**4.88%**，CV3后与调节级压差**0.15 MPa**时各项技术指标良好,建议机组阀点滑压点为**68.16%**。

工况	负荷率	330MW	250MW	200MW	165MW
发电机功率	MW	323.943	250	201	162
主蒸汽流量	t/h	981.59	737.5	613	496.1
总阀位指令	%	86.83	63.5	68.16	62.77
CV1/2 开度	%	97.8	40.3	53.31	38.8
CV3 开度	%	54.9	10.3	12.3	9.9
主蒸汽压力	MPa	16.39	16.61	12.25	11.31
CV1/2 后压力	MPa	15.9/16.11	14.5/14.04	11.66/11.65	9.19/9.936
CV1/2 压损	%	2.8065/1.70	12.7/15.47	4.816/4.89	18.74/9.93
CV1/2 压力重叠度		97.19/98.29	87.29/84.5	95.18/95.1	81.25/87.85
CV3/4 后压力	MPa	15.76/12.79	9.65/9.52	8.08/7.92	6.45/6.37
CV3 压损	%	3.84	41.9	34.04	42.97
CV3 压力重叠度		96.156	58.097	65.95	57.029
CV3 与调级压差		3.4	0.31	0.35	0.24
调节级压力	MPa	12.36	9.34	7.73	6.21



五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制



修改后负荷控制中心画面





五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

修改后负荷控制中心画面

主汽压设定

主汽压 **14.60 MPa** 定压 滑压

定压定值 **14.58 MPa** ▲ ▼ 设定

变化率 **0.11 MPa/分** ▲ ▼ 设定

滑压自动

滑压定值 **14.58 MPa**

滑压偏置 **-0.00 MPa** ▲ ▼ 设定

阀点定值 **68.75 %** ▲ ▼ 设定

A M

通过“定压/滑压”切换按钮实现定压滑压无扰切换。
定压方式为机组原运行方式；
滑压方式按照机组负荷（真空、供热修正）自动生成压力设定值，变负荷时无需运行人员设定压力。

“定压/滑压”方式下，主汽压力变化率仍然通过此处设定

此处滑压定值就是按照机组负荷（真空、供热修正）自动生成的设定值

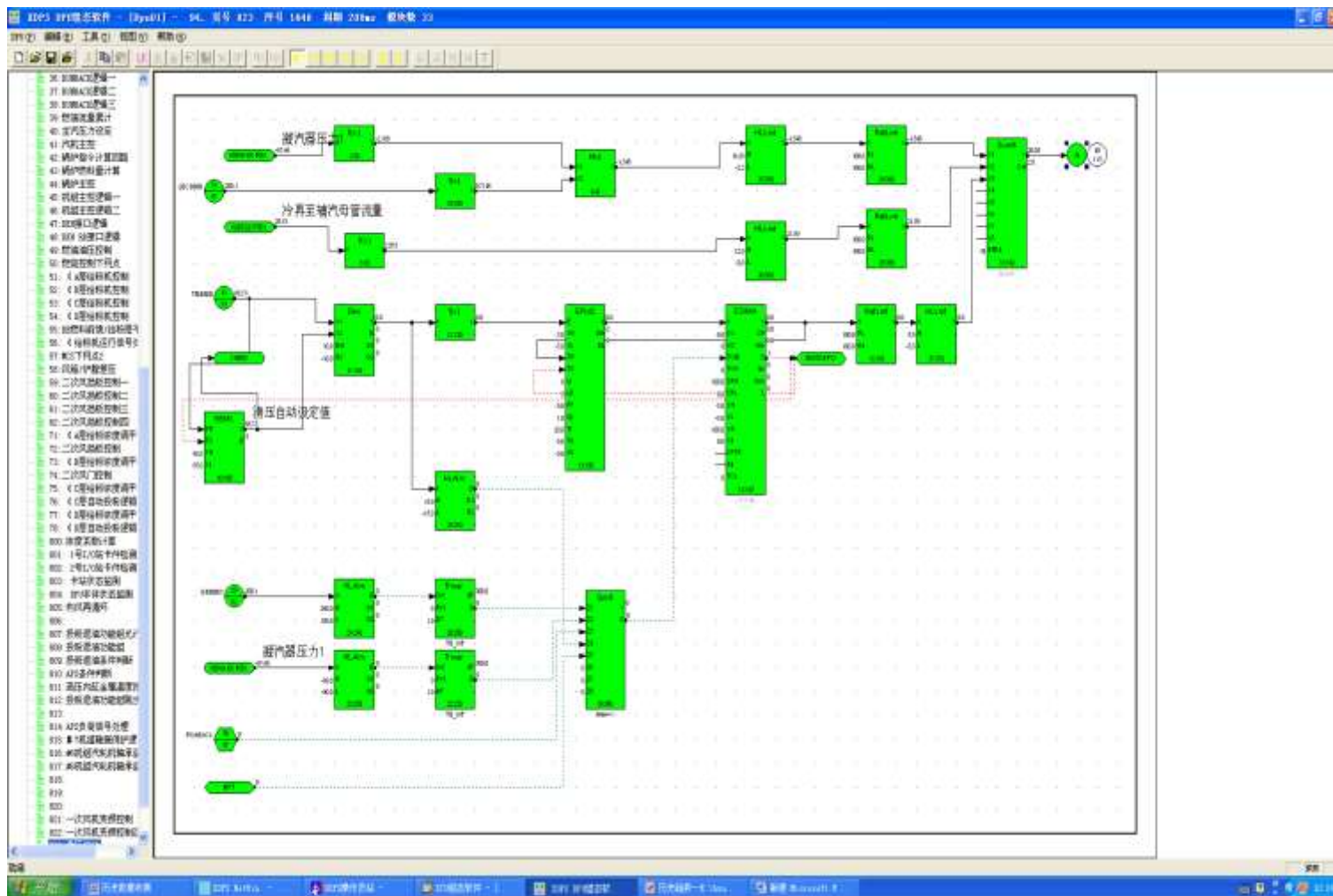
在滑压方式下，运行人员可以通过设定滑压偏置，实现滑压设定值的修正

滑压方式时，可以投入阀点自动（单阀状态严禁投入）
阀点自动状态下，当阀点设定值与机主控设定值产生偏差时，会修正主汽压力设定值，使得机主控指令逼近阀点定值；
阀点定值由运行人员输入，为机组运行最经济值。



五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

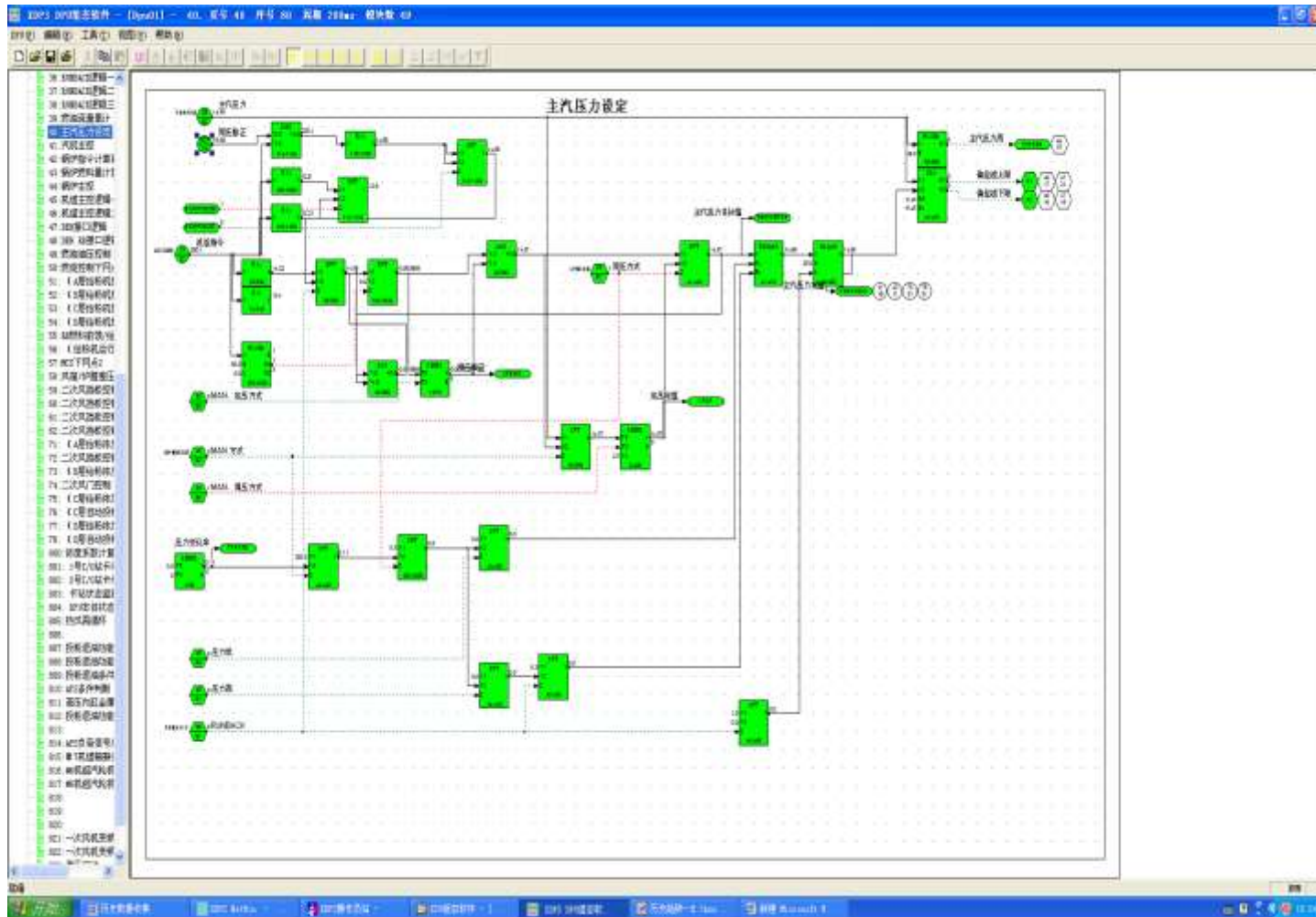
滑压修正逻辑





五、主汽压自动寻优与汽机阀位自适应控制

主汽压修正逻辑





六、经济性分析

机组供热抽汽量为300t/h，优化前主蒸汽压力为13.36MPa，优化后为16.65MPa。优化前、后主蒸汽压力增加3.29MPa，高压缸效率升高2.17%。

按修正后定滑压运行曲线运行在200MW、供热抽汽量300T/H 时. 降低供电煤耗 2.5g/(kw.h)



谢谢各位专家领导！

