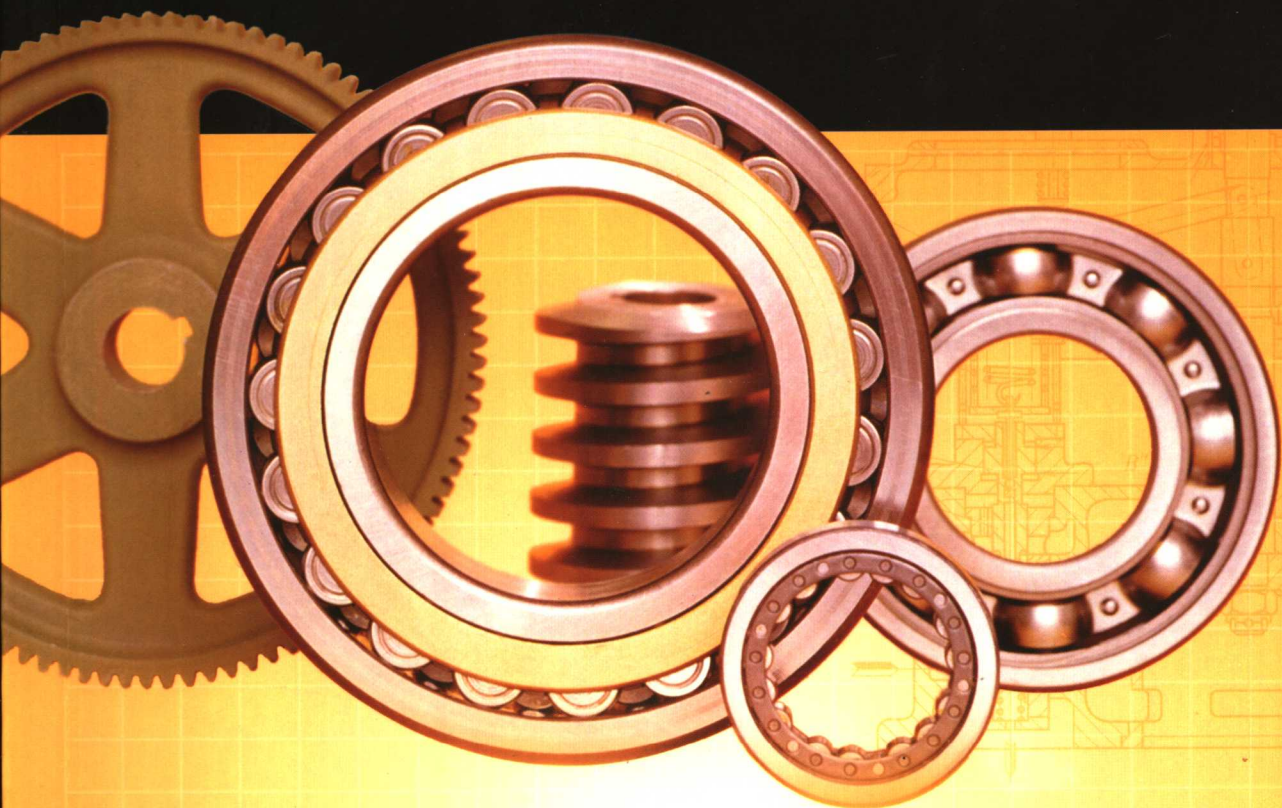




汽轮机调节系统 疑难问题解析

李宝玉 魏毓璞 编著



化学工业出版社
环境·能源出版中心

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机调节系统疑难问题解析/李宝玉, 魏毓璞编著.
北京: 化学工业出版社, 2006. 3
ISBN 7-5025-8472-2

I. 汽… II. ①李…②魏… III. 蒸汽透平-调节系
统-故障诊断 IV. TK263.7

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2006) 第 026758 号

汽轮机调节系统疑难问题解析

李宝玉 魏毓璞 编著
责任编辑: 郑宇印 戴燕红
责任校对: 陶燕华
封面设计: 胡艳玮

*

化学工业出版社 出版发行
环境·能源出版中心
(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)
购书咨询: (010)64982530
 (010)64918013
购书传真: (010)64982630
<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销
北京永鑫印刷有限责任公司印刷
三河市万龙印装有限公司装订
开本 787mm×1092mm 1/16 印张 25 $\frac{3}{4}$ 字数 666 千字
2006 年 6 月第 1 版 2006 年 6 月北京第 1 次印刷
ISBN 7-5025-8472-2
定 价: 68.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

序

哈尔滨汽轮机厂（简称哈汽厂）已经走过了五十个春秋，经历了五十年翻天覆地的变化。回顾历史，哈汽厂经历了产品仿制阶段、自主开发设计阶段、引进、消化和吸收国外大型汽轮机制造技术阶段、完善化改进阶段和用现代技术优化产品设计的阶段，为中国的汽轮机制造行业走出了一条自主创新之路。

现在，哈汽厂正向 600MW、1000MW 超临界汽轮机研制优化工作胜利前进。李宝玉是哈汽厂研究所研究员级高级工程师，是中国电机工程学会热电专委会科教中心汽轮机调节系统专家，并担任其总工程师。四十余年从事大中小型汽轮机调节系统设计、审核工作，并亲自到电厂处理、安装、调试、指导工作达近百台机组。

本书吸收了全国各电厂、制造厂的宝贵经验，各大专院校、科研单位的新成果及哈汽厂多年经验总结，并得到中国电机工程学会热电专委会科教中心魏毓璞主任很大帮助，并共同编写了此书，以共勉电力事业各界领导、全体职工，为祖国的电力事业大发展作出更大的贡献。

本书从调节原理、计算方法及系统介绍入手，分析和解决疑难问题及介绍新技术和专利产品的应用。不仅给读者提供了一个解决汽轮机技术问题的思路和方法，而且能查到有关解决技术问题的实例。实用性很强，是一部值得推荐的好书。

杨其国
2005 年 12 月

前 言

为了适应我国电力事业迅速发展,不断提高电厂广大技术干部、职工的素质,实现技术管理科学化、现代化的要求,并对哈尔滨汽轮机厂建厂五十周年献礼,特编写此书。

本书共7章,主要内容有汽轮机调节的基本原理、有关的知识 and 新技术、新概念的应用、汽轮机技术对比与发展的介绍。不仅介绍了目前我国生产机组的典型调节系统及调节特性的计算方法,还介绍了有关国外大机组的特点及运行情况。不但介绍了汽轮机的实验、调整及运行的具体要求,而且通过很多实例,讲述了各电厂、大专院校、科研单位、制造厂家工程技术人员对各种事故的分析及对策,解决疑难问题有效措施。

本书涉及面宽、针对性强,收集了全国各大专院校、科研单位、各电厂、制造厂等单位新的研究成果,解决疑难问题的好方法、好措施、好经验。既有理论、计算、实验、调整及运行,又有对电厂发生的问题、事故的分析及解决的有效措施[特别是有关专题采用多种方法、多种思路的讨论、分析,对解决电厂实际问题有很大的启发作用,不仅有解决中小型机组(6MW、12MW、25MW、50MW、100MW)问题实例的分析,还有解决大型机组(200MW、300MW、600MW、800MW)问题的分析与对策];既有对于老产品提出合理的改进建议及电厂改造可行性方案的介绍,又有成熟新技术及专利产品的应用;既有国内外机组系统特点的介绍,又有汽轮机技术的对比与发展。

在本书编写过程中,得到了徐基豫、于达仁、叶荣学、剪天聪、曹祖庆、张镇一、倪维斗、郑体宽等教授的大力支持和帮助,同时也得到了包头第二发电厂、呼和浩特发电厂、广州员村热电厂、天津陈塘庄热电厂、锦州发电总厂、牡丹江第二发电厂、陡河发电总厂、朝阳发电厂、深圳妈湾发电厂、富拉尔基发电总厂、齐齐哈尔电力培训中心、电力科学院等单位的大力支持和帮助,在此向他们表示衷心感谢。

由于作者水平有限,错误和不足之处在所难免,欢迎广大读者批评指正。

编者

2005年12月

目 录

第 1 章 汽轮机调节的基本原理	1
1.1 汽轮机调节的基本原理	1
1.2 汽轮机相关的知识	23
1.3 汽轮机新技术的应用	41
1.4 汽轮机技术对比与发展	44
第 2 章 汽轮机调节系统特性计算	55
2.1 N6-3.43 型汽轮机的调节系统特性计算	55
2.2 N50-90/535 型汽轮机的调节系统特性计算	57
2.3 哈汽生产的 50MW、100MW、200MW 机组的调节系统特性计算	59
2.4 东汽生产的 200MW 机组调节系统特性计算	68
2.5 哈汽厂 200MW 机组调节系统微分器对甩负荷特性的影响分析	73
2.6 中压油动机活动滑阀的计算	77
2.7 N12-35 型汽轮机调节系统计算静态试验与静止试验差异的分析	80
2.8 600MW 汽轮发电机组甩负荷计算	85
第 3 章 汽轮机的调节系统	89
3.1 典型的汽轮机调节系统	89
3.2 前苏联 300MW、800MW 机组情况简介	95
3.3 K-320-23.5-4 型汽轮机电液调节系统	108
3.4 调节系统的感应元件——调速器	113
3.5 调节汽阀及传动机构	120
3.6 调节系统的功率限制器	122
第 4 章 汽轮机调节系统故障分析和改进建议	127
4.1 解决调节系统问题的基本方法	127
4.2 汽轮机调节系统故障分析和改进建议	142
第 5 章 电厂汽轮机调节系统的试验、调整及运行	203
5.1 哈汽厂 200MW 汽轮机调节系统静态特性试验方法改进	203
5.2 同步器界限位置的调整	204
5.3 工作油压的界限位置	207
5.4 油动机行程界限的调整方法	209
5.5 调整调速系统静态特性的方法	210
5.6 前苏联 300MW、800MW 机组调节和保护系统的调整与试验	224
5.7 汽轮机汽门严密性试验	237
5.8 抽汽式汽轮机调节系统自整性探讨	238
5.9 清河发电厂 8# 汽轮机 (200MW) 甩负荷试验	249
5.10 珠海发电厂机组甩负荷试验	253
5.11 东汽厂 200MW 汽轮机调节系统调试中的几个问题	258

第 6 章 电厂汽轮机的事故及对策..... 261

6.1 汽轮机事故现象分析和处理对策一般原则 261

6.2 常见事故的分析及对策 277

6.3 有关专题的解决方案 312

第 7 章 电厂汽轮机现代化设计技术..... 331

7.1 电厂汽轮机主辅机现代化设计技术 331

7.2 电厂汽轮机调节系统设计技术 379

参考文献..... 406

第 1 章 汽轮机调节的基本原理

1.1 汽轮机调节的基本原理

1.1.1 汽轮机调节特性

汽轮机调节系统在受到外界的干扰作用时（如负荷的变化等）就产生相应的调节动作，经过一定的时间，在新的平衡建立以后，调节过程就宣告结束。但是平衡和静止是相对的，不平衡是绝对的，新的平衡建立以后，又会出现破坏平衡的因素，又开始新的调节过程，重新建立平衡关系。

1.1.1.1 调节系统的静态特性

调节过程结束以后，建立起新的平衡状态时，各元件参数（如转速、压力、功率、位移等）的相互关系称为调节系统的静态特性。它是指机组的平衡工况，工况的特性即机组在平衡工况下进行的输入信号与输出信号的关系，这里输入信号是功率，输出信号是转速。汽轮机的功率和转速的关系就是汽轮机调节系统的静态特性曲线（即静态特性的四象限图），如图 1-1 所示。

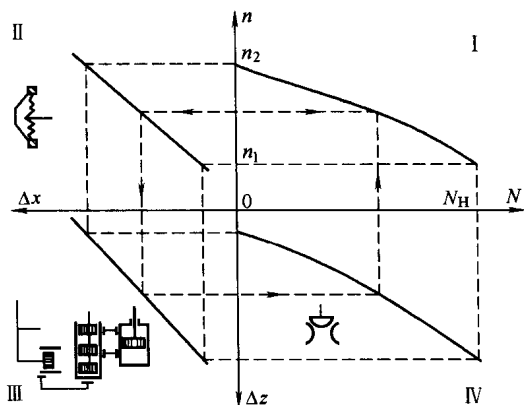


图 1-1 调节系统的静态特性曲线（四象限图）

静态特性又分为无差静态特性与有差静态

静态特性。无差静态特性是指不论输入信号是多少，在平衡工况下输出信号始终不变；有差静态特性是指输入信号不同时，在平衡工况下，输出信号也不同。如图 1-2 所示。

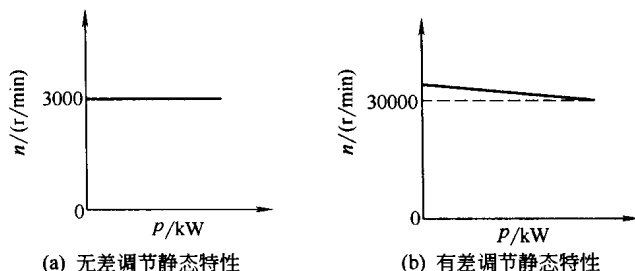


图 1-2 汽轮机调节的静态特性

1.1.1.2 调节系统的动态特性

在调节过程中，各元件的运动规律和相互关系称为调节系统的动态特性。它是指机组平衡工况受到外界干扰破坏时的运动性和从一平衡工况过渡到另一个平衡工况时过渡过程的特性。它是分析调节对象或评价调节系统时非常重要的因素。图 1-3 为静态特性与动态特性的比较图。

由图 1-3 可看出，静态特性是平衡工况下输入信号与输出信号之间的关系，与时间无关，而动态特性是输入信号随时间变化的特性与输出信号随时间变化的 $x(t)$ 的特性曲线。

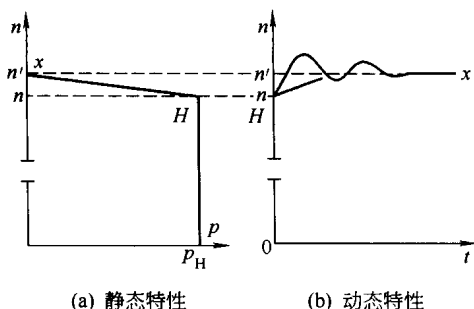


图 1-3 静态特性与动态特性的比较

从图 1-3 还可看出，机组在原来工况点 H 工作。当负荷改变时降至点 x 工作，由静态特性知道，机组转速由 n 升到 n' 。机组由 H 工况点过渡到 x 点并不是静态特性变化的，从 H 到 x 有个过渡过程，也就是按动态特性过渡的。如果系统是稳定的，随着时间 t 的增长，机组工况逐渐由 H 过渡到 x ，一般来说这个过程是周期振荡的，也可能是单调的。在过渡过程的某一瞬间 t_1 ，转速可能大大超过允许值而导致机组损坏，这个暂态现象称为动态超速。

1.1.1.3 过渡过程

实践表明，汽轮机从额定负荷过渡到空负荷并非都是缓慢的，有可能是迅速的，此时转速是怎样从 3000r/min 上升到 3600r/min 的呢？具体地说，调节系统在运行中出现的缺陷，有些是发生在平衡状态下的，它是由于调节系统静态特性不合要求而造成的。例如，调节汽门关不严造成汽轮机不能定速，不等率过小造成调节系统摆动等，这些问题可通过实际绘制静态特性曲线并经过分析研究逐一解决。但有些不是平衡状态下发生的，如调节系统连续摆动，甩负荷以后转速飞升超过危急遮断器的动作转速等，这些都是发生在过渡过程中，即发生在一个平衡状态到另一个平衡状态的变化过程之中，此过程又称为调节过程。过渡过程的特性是用转速随时间的变化规律来说明的，转速随时间变化的规律又称为调节系统的动态特性。过渡过程中存在的问题只有通过调节系统动态特性的分析研究才能得到解决。

一般说来，甩全负荷后，转速从 3000r/min 变化到 3180r/min 大致有如下几个过渡过程，如图 1-4 所示。

如果调节系统迅速，转速的变化属于曲线 1，转速从 3000r/min 变化到 3180r/min 过程中，最高即为最后的稳定转速 3180r/min，这种情况是最好的，最理想的，但目前难以达到。如哈尔滨汽轮机厂（简称哈汽厂，下同）06# 50MW 机组国家鉴定试验，甩 47.5MW 负荷试验，其转速随时间的变化如图 1-4 曲线 2 所示，转速从 3000r/min 上升，到达最高转速 $n_{\max} =$

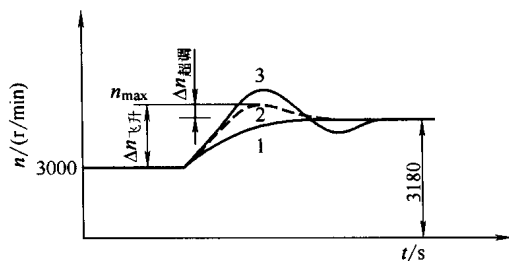


图 1-4 过渡过程

3219r/min，然后下降到稳定转速 3180r/min。最高转速与稳定转速之差 $\Delta n_{\text{超调}} = n_{\max} - n_{\text{稳}} = 3219 - 3180 = 39(\text{r/min})$ ，称为超调量。最高转速与甩负荷前转速（额定转速 n_0 ）之差称为转速飞升， $\Delta n_{\text{飞升}} = n_{\max} - n_0 = 3219 - 3000 = 219(\text{r/min})$ 。分析研究中常用相对值表示超调量和转速飞升，即 $\varphi_{\text{超调}} = \frac{\Delta n_{\text{超调}}}{3000} \times 100\% = 1.3\%$ ， $\varphi_{\text{飞升}} = \frac{\Delta n_{\text{飞升}}}{3000} \times 100\% = 7.3\%$ 。曲线 3 表示调节系统动作缓慢，转速要经过几次摆动后才能稳定在 3180r/min，并且超调量较大。

实际上可能出现各种各样的过渡过程，如图 1-5 所示。在这些过程中，(a) 和 (b) 是收敛的，经过一定的时间以后能稳定在新的平衡转速，这样的过程称为稳定过程；(c) 的过程始终围绕着稳定转速作不衰减的波动；过程 (d) 不仅有波动，而且摆幅越来越大；过程 (e) 则干脆直线上升。显然 (c)、(d)、(e) 这些过程都是不合要求的，称为不稳定过程。

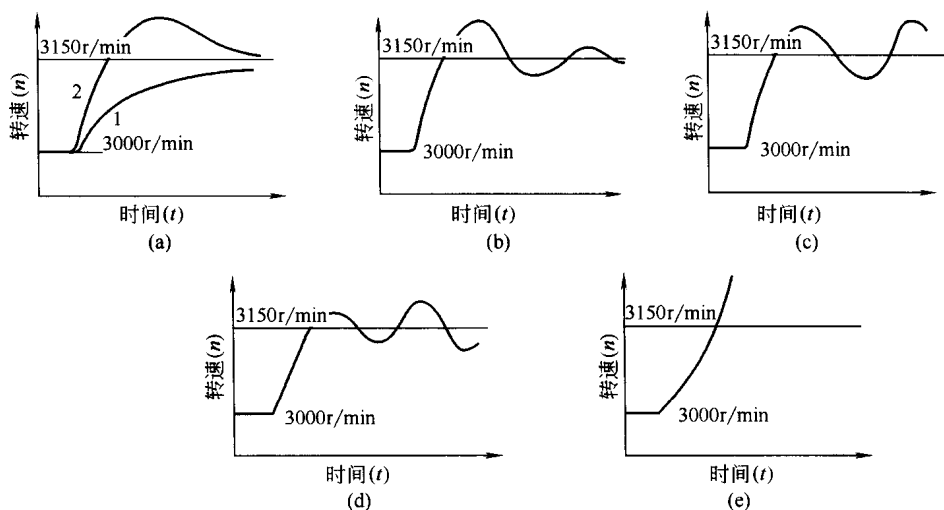


图 1-5 各种各样可能的过渡过程

汽轮机转速的变化过程曾经过见到的过程 (a) 和 (b)，但是 (c) 和 (d) 也可能发生，就是所谓的调节系统摆动。

在汽轮机负荷变动时，不仅转速发生变化，其他元件（如滑阀、油动机等）都会产生相应的运动，所以它们也有各自的过渡过程。当然，这些过程也必须都是稳定的。

1.1.1.4 如何判断调节系统的优劣

调节系统的静态特性和动态特性是判断调节系统优劣的重要指标。为了保证机组安全可靠运行，调节系统的动态特性应满足以下两方面的要求：一是调节系统稳定性要好，无论负荷有多么大的变化，转速最终能趋于某一稳定值；二是要求调节系统动作要迅速，调节汽门关闭得快，使用负荷后汽轮机最高转速不超过危急遮断器动作转速。

汽轮机甩负荷后转速急剧升高是怎样产生的，它与哪些因素有关呢？在甩全负荷以后，由静态特性可知，机组具有最大的静态升速 δ_{n_0} 。而在甩全负荷的过渡过程中，调节汽门开始时处于全开位置，汽轮机转子在最大的蒸汽力矩作用下以最大的加速度开始升速；此后调节汽门关闭，从全开到关闭调节汽门要经过最大行程，在这段时间内依然有新蒸汽不断进入汽轮机做功，加之原来储存在汽轮机中间容积的蒸汽也要继续做功，从而使得转速超过最终要维持的静态转速。显然，在调节汽门关闭过程中，汽轮机转速是不会无限制升高的，而只能产生一个最大的动态升速 $\varphi_{\text{飞升}} = \delta_{n_0} + \varphi_{\text{超调}}$ 。从以上分析不难看出，最大动态升速不仅与不等率有关，还与调节汽门关闭过程、关闭时间和有害蒸汽容积的大小有关。

调节系统应在机组甩负荷时能维持机组的空转，不应使转速达到危急遮断器动作的范围，以便并网时不再重新挂闸启动，拖延并网时间。由于危急遮断器动作转速整定在高于额定转速的 11%~12%，考虑到留有一定余量，一般要求甩全负荷时最大动态升速不得大于额定转速的 8%~9%。

1.1.1.5 对静态、动态特性及保安装置的要求

(1) 静态特性应满足的要求

① 有随功率增加而转速下降的可调倾斜特性，倾斜特性用转速不等率 δ 表示，一般 δ 取 3%~6%。

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_0} \times 100\%$$

式中 n_1 ——空载转速, r/min;

n_2 ——满载转速, r/min;

n_0 ——额定转速, r/min。

② 局部不等率 δ^* 的最小值应不小于总的 0.4 倍。

$$\delta^* = -(dn/dN) \times (N_0/n_0) \times 100\%$$

③ 在 0~10% 负荷范围内的最大局部不等率无一定限制。

④ 在 90%~100% 负荷范围内的最大局部不等率不应超过总的 3 倍 (除最末一个调节阀外)。

⑤ 有平移静态特性曲线的同步器, 同步器范围一般在周波增加方向能升高 1%~2%, 在下降方向能降低 3%~5%。上限是考虑低参数或高周波时仍可带满负荷, 下限是考虑机组低周波时可并网。

⑥ 静态特性的上下行具有不重合性, 用迟缓率 ϵ 表示, 一般 $\epsilon \leq 0.2\% \sim 0.5\%$ 。

$$\epsilon = \frac{\Delta n}{n_0} \times 100\%$$

式中 Δn ——在同一功率下的转速上下行最大偏差值, r/min。

⑦ 并列运行时, 由调速系统引起的功率摆动不应超过波动值 $\frac{\Delta N}{N_0} = \left(\frac{1.1\epsilon}{\delta^*} \right) \times 100\%$, 单机运行时, 相应的转速摆动不应超过 1.1ϵ 。

(2) 动态特性应满足的要求 表征调节系统在运动过程中的特性, 主要应用自动调整原理分析系统的稳定性和过渡过程。

对汽轮发电机组而言, 转子运动方程为

$$\frac{JdW}{dt} = M_t - M_g$$

式中 J ——汽轮发电机组转子的转动惯量;

M_t ——汽轮机转矩;

M_g ——发电机转矩。

当汽轮发电机组由满负荷从电网中突然解列, 汽轮机在瞬间以额定转矩 M_{t0} 使转子迅速加速, 此时对调节系统的动态特性应有如下的要求。

① 最大飞升转速 $n_{\max}$ 低于超速保安器整定的动作转速, 动态最大飞升转速可按式估算 (图 1-6)。

$$\Delta n_{\max} = \frac{n_0}{T_m} \left[\lambda \left(T_1 + \frac{T_2}{2} \right) + T_r \right]$$

式中 λ ——甩负荷的百分比, %;

$T_m = (J_{w0}/M_{t0})$ ——汽轮发电机组转子时间常数, s;

T_1, T_2 ——油动机的滞后时间及关闭时间, s;

$T_r = (\sum L_i / 102 N_0)$ ——蒸汽容积时间常数, s;

$\sum L_i$ ——调节阀后各容积中的蒸汽膨胀功, N·m。

② 动态过程曲线应能迅速稳定, 动态过程是非周期过程, 如图 1-7 所示。如果是振荡过程 (见曲线 b), 则明显的振荡不能超过 2~3 次, 转速波动幅值小于 5% δn_0 时, 即为稳定时间。

(3) 保安装置 为保证汽轮机运行的安全, 机组还应该具备必要的保安装置。

① 具有超速保安器, 当汽轮机转速超过 (9%~12%) n_0 时停机;

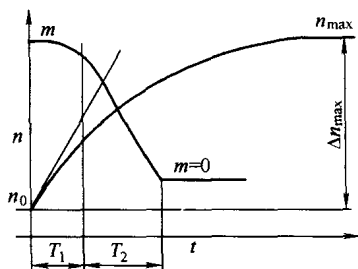


图 1-6 动态估算曲线 (m) 为油动机行程

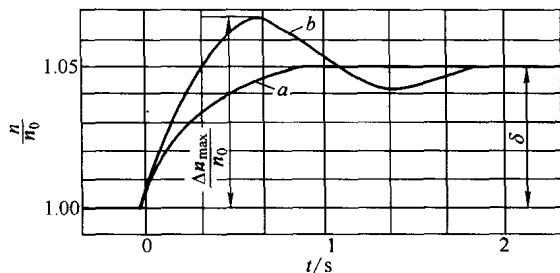


图 1-7 调节系统的过渡过程

- ② 轴向位移及相对膨胀超过允许值时报警或停机；
- ③ 润滑油压低至 $0.049 \sim 0.0588 \text{ MPa}$ 时报警并启动低交流油泵， $0.0196 \sim 0.0294 \text{ MPa}$ 时启动直流油泵并停机， 0.0147 MPa 时停盘车；
- ④ 轴承回油温度高达 65°C 报警， 75°C 时停机；
- ⑤ 其他还有真空恶化、机组振动、主轴偏心以及必要的防火措施等保安装置；
- ⑥ 机组工作转速达到额定转速的 $114\% \sim 115\%$ 时附加保安动作。

1.1.2 环节特性参数对调节系统的影响

1.1.2.1 不等率 δ (速度变动率)

(1) 电网的平均不等率 从静态特性曲线不难看出，若某一台机组的不等率比电网的平均不等率小很多，当电负荷变化时，该台机组的调节系统就显得特别“灵敏”，即当电网负荷稍有波动，则该机组负荷变化就特别剧烈。负荷的剧烈变化对机组的安全运行显然是不利的。若某一台机组的不等率比电网的平均不等率大很多，当电负荷变化时，该台机组的调节系统就显得特别“迟钝”，即当电网负荷变化时，则该机组负荷基本不变或变化特别小，它对于电网的一次调频就不能起到应有的作用。所以参加一次调频的机组，其调节不等率必须是较小的，而要带基本负荷的机组，应有较大的调节不等率。一般规定如下：

带基本负荷机组 $\delta = 4\% \sim 6\%$

带尖峰负荷机组 $\delta = 3\% \sim 4\%$

(2) 调节系统的稳定性 不等率 δ 是调节系统最重要的指示之一，它既反映了一次调频能力的强弱，又表明了调节系统稳定性的好坏。

如果特性曲线平坦，即不等率 δ 较小，表明当外界负荷变化后转速变化较小，即周波变化较小，一次调频能力强，从调频能力看，似乎不等率 δ 越小越好。但是不等率 δ 减小到一定程度将引起调节系统的不稳定，甚至引起系统的强烈振荡。与此相反，不等率 δ 过大时可使系统稳定，但是不能保证供电周波在规定范围之内。

不等率 δ 的大小对供电质量和调节系统的稳定性都有十分重要的影响，所以在规定不等率时必须同时兼顾供电质量和调节系统的稳定性两个方面的要求，同时又要考虑汽轮机负荷性质，带基本负荷的机组 $\delta = 4\% \sim 6\%$ ，带尖峰负荷的机组 $\delta = 3\% \sim 5\%$ 。不等率越大调节系统稳定性越高，不等率越小则调节系统稳定性越差。对于通常的凝汽机组，不等率减小到 2% 以下，调节系统可能变得不稳定了。因此在考虑了一定稳定储备以后，调节系统的不等率通常不宜小于 3% 。

(3) 不等率为什么要规定在 $3\% \sim 6\%$ 之间 不等率为什么要规定在 $3\% \sim 6\%$ 之间，过大过小都不行呢？分析了不等率对过渡过程的影响，问题就明朗了。图 1-8 是不等率对过渡过程影响的理论计算曲线。

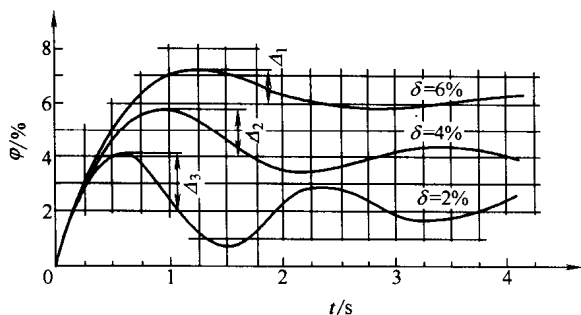


图 1-8 不等率对过渡过程影响的理论计算曲线

随着不等率增大，转速飞升增大，即 $\delta = 2\%$ 时， $\varphi_{\text{飞升}} = 4.1\%$ ； $\delta = 4\%$ 时， $\varphi_{\text{飞升}} = 5.7\%$ ； $\delta = 6\%$ 时， $\varphi_{\text{飞升}} = 7.2\%$ 。一般甩负荷后转速飞升约为不等率的 1.5 倍，如果不等率 δ 增加到 8% 时， $\varphi_{\text{飞升}} = 1.5 \times 8\% = 12\%$ ， $\Delta n_{\text{飞升}} = \varphi_{\text{飞升}} \times n_0 = 12\% \times n_0$ ，它已超过危急遮断器动作转速 ($11\% \sim 12\%$) n_0 ，这不允许，考虑到一定的安全裕度，故规定不等率上限不得超过 6% 。

随着不等率的减少，过渡过程衰减也减慢，即 $\delta = 6\%$ 时，经过一次波动就已经接近稳定转速，而当 $\delta = 2\%$ 时，过程经过二次波动，还未达到稳定状态。虽然在 δ 减小时，转速飞升减少，但超调量与不等率的比值（超调量相对值）却增加了， $\delta = 6\%$ 时， $\frac{\Delta_1}{\delta} = \frac{0.012}{6\%} = 0.20$ ； $\delta = 2\%$ 时， $\frac{\Delta_3}{\delta} = \frac{0.021}{2\%} = 1.05$ 。不等率减小到 2% 以下时，调节系统就不稳定了，调节系统无法控制汽轮机，所以不等率不能过小，考虑到一定安全裕度后，不等率下限不应小于 3% ，因而通常规定不等率在 $3\% \sim 6\%$ 变动。

调节系统静特性曲线一般都不是直线，而是两端较斜、中间较平的曲线，这是为了提高在空负荷时的稳定性和在额定负荷时的经济性，而将空负荷附近与额定负荷附近的局部不等率稍许加大之故。考虑到空负荷附近局部不等率不加大也能保证机组的稳定性，所以仅加大了额定负荷附近的局部不等率。其值是，当不等率为 4.5% 时，零负荷局部不等率为 4.34% ， 100MW 负荷为 6% 。

(4) 调节系统的不等率 δ 与局部不等率 δ_1 的关系 局部不等率就是指在曲线（图 1-9）的某一点 A 作一切线，切线与 $N=0$ 及 $N=N_H$ 的交点为 1 和 2，则 $\Delta n = n_1 - n_2$ ，所以局部不等率就是 Δn 和额定转速 n_0 之比，即

$$\delta_1 = \frac{n_1 - n_2}{n_0} = \frac{\Delta n}{n_0}$$

在空负荷附近，静特性的局部不等率大一些，可以提高机组在空负荷时的稳定性，以便把机组并入电网。提高在额定功率附近的局部不等率，可以使机组稳定在经济工况附近工作，以提高运行的经济性。但是，由于机组属于基本负荷还是尖峰负荷，其界线并不如此明确，而且两头的局部不等率的加大，而总的不等率又不允许改变，必然造成中间段不等率的减小，所以在额定功率附近，通常不考虑加大静特性的局部不等率。也有的制造厂认为，在空负荷附近，即使不加大局部不等率，其调节系统也具有足够的稳定性，对并网工作不会带

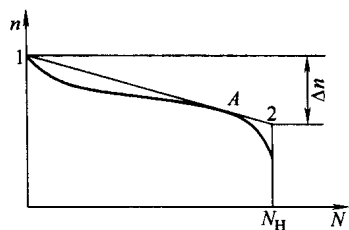


图 1-9 局部不等率

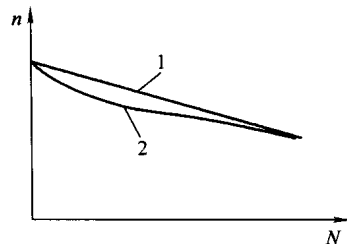


图 1-10 合理的静特性形状

来任何不便,相反,静特性设计成直线段对设计、计算更为方便。所以,实际的静特性曲线往往设计成图 1-10 中曲线 1 和 2 的形状。当然,这是理想的形状,实际上元件的特性线不可能都是直线,因而系统的静特性曲线必然也有一定的曲折。

调节系统局部不等率可用下式表示

$$\delta_i = - \left(\frac{\Delta n}{n_0} \right) / \left(\frac{\Delta N}{N_0} \right)$$

式中 $\frac{\Delta n}{n_0}$ ——转速相对变化;

$\frac{\Delta N}{N_0}$ ——功率相对变化。

其意义是功率增加时转速下降,为方便起见可不用负号。

调节系统的速度不等率 δ 与局部不等率 δ_1 的关系如下

$$\delta_1 = \frac{\frac{\Delta n}{n_0}}{\frac{\Delta N}{N_0}} = \frac{\frac{\Delta n}{n_0} \times \frac{\Delta n_{\max}}{n_0}}{\frac{\Delta N}{N_0}} = \frac{\frac{\Delta n}{n_0} \delta_5}{\frac{\Delta N}{N_0}} = K \delta$$

其中, K 为比例系数。

可以结合静态特性曲线加以分析:

- ① 当局部曲线平坦时, $K < 1$, 则 $\delta_i < \delta$;
- ② 当局部曲线比较陡时, $K > 1$, 则 $\delta_i > \delta$;
- ③ 如果静态特性线是一条倾斜直线时, $K = 1$, 则 $\delta_i = \delta$ 。

K 是表征曲线形状的系数。

1.1.2.2 迟缓率 ϵ (不灵敏度)

迟缓率 ϵ 过大是很不利的,它不仅会引起调节系统的摆动,甚至当机组发生甩负荷时会造成飞车事故。整个调节系统的迟缓率是由系统中各元件的迟缓率累积而形成的,并随着运行时间的增长而增大。所以要缩小迟缓率,就应从尽量设法提高每个元件的灵敏度着手。在运行中要注意保护设备,保证油质清洁,消除增加各元件迟缓率的不利因素。对容易磨损的零件应加强监视,发现磨损及时更换,传动接头松动应重新装配调好,迟缓率过大应适当调整。

① 迟缓率规定不得大于 0.3%,这是因为迟缓率过大会降低调节系统灵敏度,造成负荷摆动。其过程是这样的,当周波开始变化时,由于调节系统迟缓而呆滞不动,因此油动机不动作,进汽量不改变,汽轮机功率也不改变。但当周波变化超过迟缓范围时,调节系统立即动作,并以一个突然跳动的状态出现,此时油动机、进汽量及汽轮机发出的功率都突然地摆动。摆动的幅度可由下式计算

$$\Delta n = \epsilon n_0 \quad (1-1)$$

$$\Delta N = \frac{\epsilon N_H}{\delta} \quad (1-2)$$

式中 n_0 ——额定转速;

N_H ——额定功率。

可见,迟缓率引起功率摆动是与不等率有直接关系的。若 $\delta = 3\%$, $\epsilon = 0.3\%$, 对于 100MW 机组来说,其负荷摆动将为

$$\Delta N_1 = 100000 \times \frac{0.3\%}{3\%} = 10000 \text{ (kW)}$$

不难看出, 当不等率不变时, 迟缓率越大, 负荷摆动值越大; 迟缓率不变时, 不等率越大, 负荷摆动值越小, 实践证明, 当 ϵ 不大于 3% 时可以得到满意的调节过程。在迟缓率较大而一时又无法消除时, 其调节系统不等率不宜调得太小, 而应在允许的范围内适当调大, 以减少负荷的摆动, 保证调节系统工作稳定。应该指出, 这种临时措施只从静态特性需要考虑, 对动态特性显然是不利的。

从式 (1-1)、式 (1-2) 可知, 汽轮机功率滞后值与迟缓率 ϵ 成正比, 而与不等率 δ 成反比。如果保持 ϵ 不变, 而不等率减少 1/2, 则功率滞后值 ΔN 增加 2 倍, 由此可见, 迟缓率对调节特性的影响程度将因不等率的不同而异。

对于迟缓率较大的旧式机组, 不等率不宜过小, 一般为 4%~6%。

对于迟缓率较小的大型机组的不等率, 一般可取 3%~5%, 在当前技术条件下不宜小于 2%。

② 由郭钰锋推导的汽轮机调节系统不灵敏度的另一关系式很有实用价值, 其关系式如下

$$\epsilon = \epsilon_n + \delta \epsilon_z$$

其中, ϵ_n 定义为调速器的不灵敏度, 其定义式为 $\epsilon_n = \frac{\Delta n}{n_0}$; ϵ_z 定义为放大机构的不灵敏度, 其定义式为 $\epsilon_z = \frac{\Delta S_{zw}}{S_{z0}}$; S_{z0} 为油动机额定行程 (对启动率为 0~100%)。

n_a 、 n_b 分别为额定负荷和空负荷所对应的汽轮机的转速, 即 δ 为负荷变化为 100% 时转速的相对变化值, 为 $\frac{n_a - n_b}{n_0} = \delta$ 。

该关系式描述了执行元件和转速测量元件对调节系统不灵敏度的影响, 即测量元件的不灵敏度对汽轮机调节系统不灵敏度起主要作用, 执行元件起次要作用。同时在设计汽轮机调节系统时, 可以使用将精度高的反馈元件和精度稍差但价格合理的前向通道元件相匹配的方法, 比较经济的方案实现较高的调节性能。又能给出在解决电厂调节系统不灵敏度差时, 首先考虑测速元件 [机械离心式工作调速器、液压式离心调速器 (径向钻孔泵及旋转阻尼器、脉冲泵)] 的性能如何、有什么问题, 然后再考虑执行元件的性能如何、有什么问题的主次分明的思路。

1.1.2.3 油动机时间常数 T_s

油动机时间常数 T_s 的大小对调节过渡过程的影响也是很明显的。理论计算 T_s 从 0.2s 增大到 0.5s 时, 其过渡过程如图 1-11 所示。

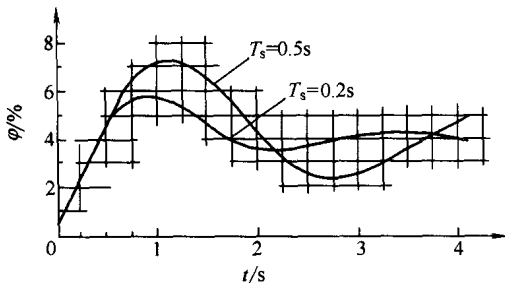


图 1-11 油动机时间常数对过渡过程影响

比较图 1-11 中两根曲线可以看出, 在 $T_s = 0.2s$ 时, $\varphi_{\text{飞升}} = 5.7\%$, 而在 $T_s = 0.5s$ 时, $\varphi_{\text{飞升}} = 7.2\%$, 转速飞升增加了 1.5 倍。还可以看到, 当 $T_s = 0.5s$ 时, 过渡过程的波动较大, 衰减较慢, 稳定性较差, 所以, 增大 T_s 对转速的飞升和系统的稳定性都是不利的。

油动机时间常数 T_s 的影响, 在正常运转时因负荷变化缓慢, 所以发现不了, 在进行静态试验时也不能测定。它与危急遮断器跳闸时调节汽门关闭的时间不同, 所以容易被人们忽视, 但是在甩负荷时, 对汽轮机转速飞升的影响却是很显著的, 因此在进行调节系统的安

装、调整和消除缺陷时要考虑这个因素，注意不可由于其他原因而导致油动机时间常数增大。

比如在采用加强油动机滑阀动反馈，即增大动反馈油口宽度以减轻或消除调节系统摆动现象的同时，必须考虑对油动机时间常数 T_s 的影响。动反馈加大后，油动机滑阀的最大行程将减少，压力油进入油动机活塞的速度降低，从而使油动机时间常数增大。油动机动作缓慢，对消除摆动是有利的，但对调节系统的转速飞升是不利的。因此，只有在动态品质较好、速度飞升较小的调节系统中，才采取加强动反馈的措施，用牺牲甩负荷性能的方法来消除系统的摆动缺陷。

1.1.2.4 转子飞升时间常数 T_a

(1) 转子飞升时间常数 T_a 是指转子在额定功率时在蒸汽主力矩 M_{T0} 作用下，转速由零升高到额定转速时所需的时间，其值与汽轮机发电机组转子的转动惯量有关。对一定结构的机组来说，转子飞升时间常数 T_a 基本是固定的。其计算公式如下

$$T_a = \frac{J_{w0}}{M_{T0}} = \frac{J_{w0}^2}{1000 N_{T0}}$$

式中 N_{T0} ——汽轮机的额定功率，kW；

M_{T0} ——汽轮机的额定转矩，N·m。

对于发电用汽轮机， $T_a = 5 \sim 15$ s。随着机组功率的增大， T_a 有减小的趋势，因为汽轮机功率增大时，转子的转动惯量虽然也随着增大，但其速度低于功率的增长速度，所以随着功率的增大，转速飞升时间常数 T_a 是不断减小的。以前苏联生产的机组为例，如图 1-12 所示，转速飞升时间常数 T_a 越小，则甩全负荷时的转速飞升值也越大。所以限制甩负荷的转速飞升就成为设计大功率汽轮机调节系统的重要问题。

下面介绍计算转子飞升时间常数 T_a 的方法

$$\textcircled{1} T_a = \frac{I W_0^2}{102 N} = \frac{1300.2 \times (314.16)^2}{102 \times 200000} = 6.29 \text{ (s)}$$

式中 T_a ——机器时间，s；

I ——机组转动惯量，其值为 $1300.2 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ ；

W_0 ——机组额定角速度， s^{-1} ；

N ——机组额定功率，其值为 200 MW 。

$$\textcircled{2} T_a = \frac{n_0}{a}$$

式中 n_0 —— 3000 r/min ；

a ——转子在不平衡力矩为额定力矩作用下的加速度， $a = \frac{\Delta n}{t}$ 。

图 1-13 中，“O”为甩全负荷后转速开始上升点。线段 $\overline{OA}$ 为转速变化曲线在 O 点的切线。

$$a = \frac{\Delta n}{t} = \frac{560 \text{ r/min}}{1.5 \text{ s}} = 373.33 \text{ r/(min} \cdot \text{s)}$$

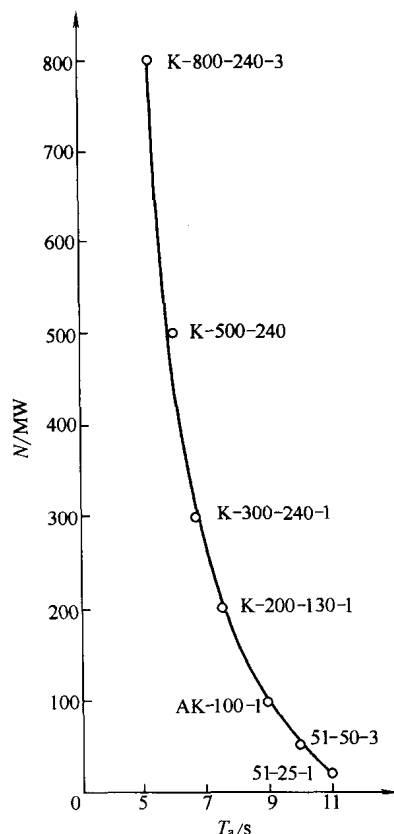


图 1-12 汽轮机功率 N 与甩全负荷汽轮机飞升时间常数 T_a 的关系

$$T_a = \frac{n_0}{a} = \frac{3000 \text{ r/min}}{373.33 \text{ r/(min} \cdot \text{s)}} = 8.03 \text{ s}$$

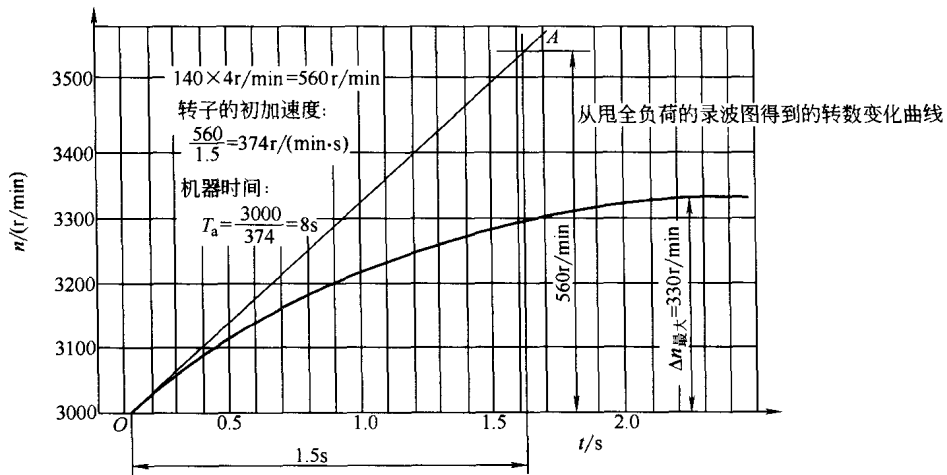


图 1-13 A-T25-2 型汽轮机机器时间常数 T_a 的计算图

图 1-14 为西门子-舒克尔特公司出品的 50000kW 汽轮机甩全负荷的录波图。其额定转速为 1500r/min。

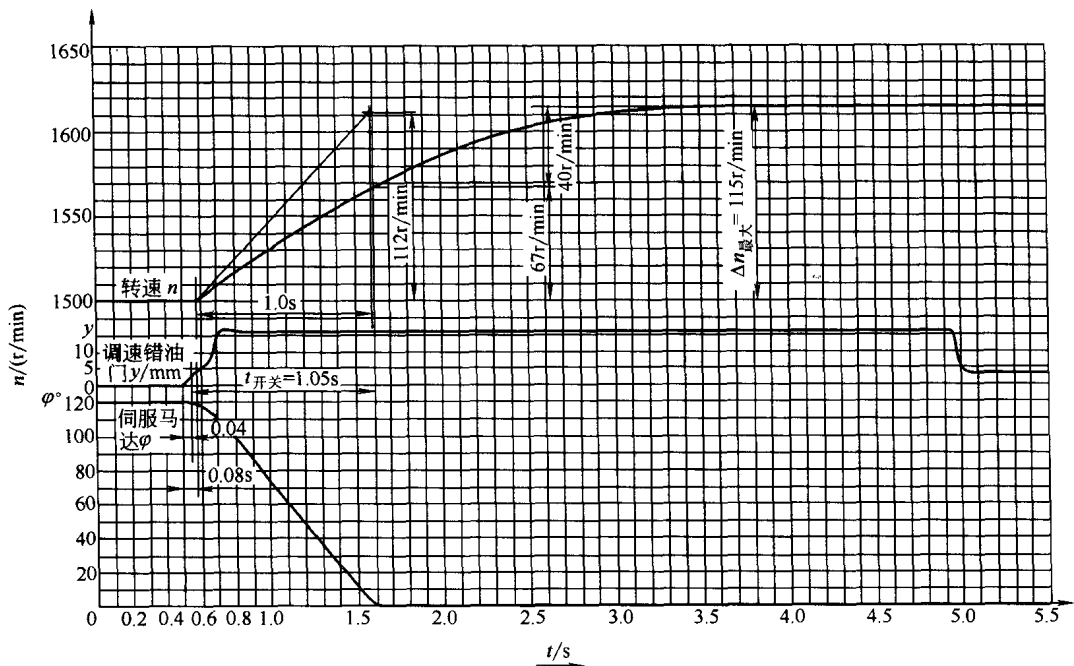


图 1-14 西门子-舒克尔特公司出品的 50000kW 汽轮机甩全负荷的录波图

其加速度
$$a = \frac{112 \text{ r/min}}{1.0 \text{ s}} = 112 \text{ r/(min} \cdot \text{s)}$$

$$T_a = \frac{n_0}{a} = \frac{1500 \text{ r/min}}{112 \text{ r/(min} \cdot \text{s)}} = 13.39 \text{ s}$$

(2) 限制甩全负荷的转速飞升的措施

① 选用更小的油动机时间常数 T_s , 改进结构, 提高系统灵敏度等措施。

② 引入一些附加的信号，这些信号在汽轮机甩全负荷时叠加在原来的转速信号上，加快油动机关闭阀门的速度，以限制转速的升高。

在分析以转速作为唯一信号的调节过渡过程时，发现在甩负荷后的初始阶段油动机的动作是缓慢的，原因是转速的升高需要一定的时间，在初始阶段虽然作用在汽轮机转子上有很大的不平衡力矩，但是转速的升高的绝对值不大。由于给予滑阀油动机机构的信号不大，所以在初始阶段油动机关闭阀门的速度也不快。为了限制转速的飞升，使得在甩负荷后油动机尽快地达到它最快的运动速度，往往在调节系统中引入附加的信号。

汽轮机转子的角加速度和作用在它上面的不平衡力矩成正比。采用一种调节器，使得它的输出量和转子的角加速度成正比，就能在甩负荷后立即获得很大的输出信号。这种调节器称为加速度调节器，转子的角加速度信号称为（转速）微分器。但是简单的加速度调节器往往会把干扰信号也同时放大，或者在小量负荷变动及操作过程中引起大幅度地关闭阀门的动作，以致干扰调节系统的正常工作。所以，一般的加速度调节器都在它的输出端加上一个死区，使得小信号调节器实际上没有信号输出，而只有在大信号输入时（例如甩负荷）才发挥它应有的作用。

③ 汽轮机转速的升高是由于作用在转子上的力矩不平衡所引起的，所以直接测定汽轮机的负荷作为附加信号就能够在甩负荷时立即得到大的输出信号，这种信号称为负荷信号。实际上可以分别测定汽轮机功率和发电机功率，并且用二者之差作为反映不平衡力矩的附加信号。由于汽轮机负荷的大幅度变动往往发生在油开关跳闸、汽轮发电机从电网解列的时候，所以用油开关的位置来代替负荷信号，也能够起到在甩负荷时限制转速飞升的作用，这种方法简单易行，所以目前应用较广。

④ 在液压系统中采用型线油口的办法。

⑤ 在电液系统中采用在甩负荷时同时切断给定的办法。

1.1.2.5 有害蒸汽容积

在进汽室、导汽管和抽汽室等所有能存留蒸汽的腔室中的容积称为有害蒸汽容积。在甩掉负荷调节汽门迅速关闭后，这部分蒸汽还要继续膨胀做功，使转子转速继续升高；在调节负荷时，有害蒸汽容积的存在使调节迟缓。有害蒸汽容积是无法避免的，但设计时应考虑尽量减小，当机组安装就绪之后，其值就固定了。

若知道调节系统性能的有关数据，在未做甩负荷试验的情况下，可用下列公式估算出机组甩全负荷时的最大飞升转速。

$$\Delta n_{\text{飞升}} = \frac{n_0}{T_a} \left(T_0 + \frac{T_s}{2} + \frac{L}{102 \times N_H} \right) = \frac{300}{T_a} \left(T_0 + \frac{T_s}{2} + \frac{L}{1020} \right) \text{r/min}$$

式中 T_a ——转子飞升时间常数，s；

T_0 ——油动机时滞，s；

T_s ——油动机关闭时间常数，s；

L ——有害蒸汽容积内蒸汽所做的功，N·m。

人们通过仿真分析可得出一个规律：如果系统的快速性越差，或有害容积越大，即系统的动态性能越坏，则同样的快速性变化或有害容积变化将对超速有更大的影响，如果系统的快速性越迅速，或有害容积越小，即系统的动态性能越好，则同样的快速性变化或有害容积变化将对超速有较小影响。这个规律可概括为“差者大”，即动态性能差的系统，若因故而降低了系统的快速性或增大了有害容积，将引起比一般系统更大的动态超速；但若能改进其