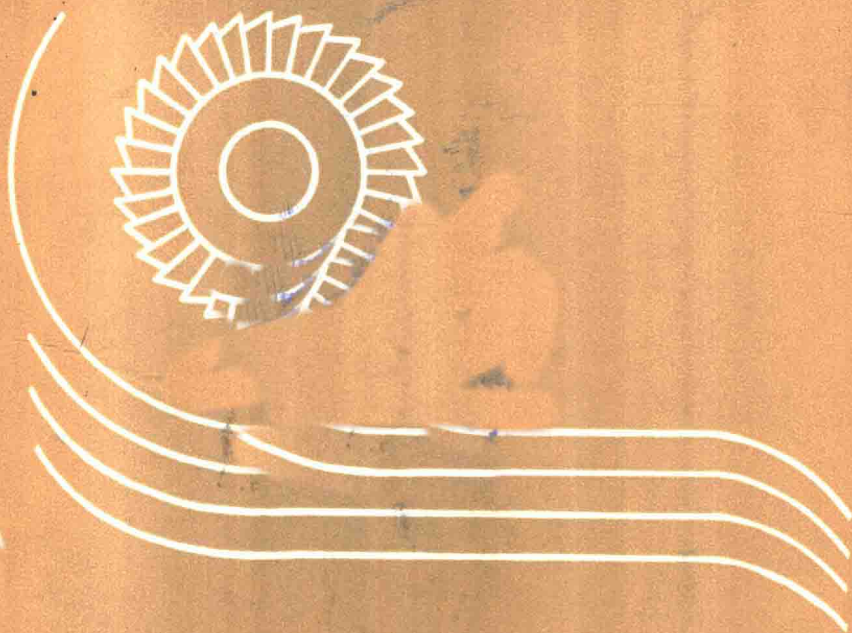


汽轮机自动调节

〔苏〕B.H.维列尔著 徐铁民译



电力工业出版社

汽轮机自动调节

[苏]B.H.维列尔著

徐铁民译

电力工业出版社

本书阐述了汽轮机调节理论基础和设计汽轮机调节元件的方法。

本书的特点是，通过对调节系统各元件的结构方案进行评价的方法进行叙述，从而能正确指明进一步改善这些系统的途径。

本书的对象是汽轮机专业科研工作者和发电厂的工程技术人员，也可用来作为研究汽轮机调节问题的教学参考书。

В. Н. Веллер
АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ПАРОВЫХ ТУРБИН
МОСКВА·ИЗДАТЕЛЬСТВО «ЭНЕРГИЯ»·1977

汽轮机自动调节

[苏]В.Н.维列尔著

徐铁民译

*

电力工业出版社出版

(北京德胜门外六铺炕)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

外文印刷厂印刷

*

850×1168毫米 32开本 12 $\frac{5}{8}$ 印张 334千字
1980年2月第一版 1980年2月北京第一次印刷

印数 0001—7400册 每册 1.55元

书号 15036·4018

译者序

B. H. 维列尔是苏联全苏热工研究所汽轮机自动调节方面的工作人员，他的著作《汽轮机调节》以及《汽轮机的液动调速》曾于五十年代中后期，在我国翻译出版过。

1977年版的《汽轮机自动调节》不论在内容上还是在叙述方法上都有许多新特点，对我国从事汽轮机方面工作的科研、工程技术人员以及高等院校师生都有一定的参考价值，因此译者将它译出，以供读者学习之用。由于译者水平有限，译文中错误及不妥之处在所难免，盼使用本书的读者不吝指教。

本书翻译过程中得到了金竹山发电厂党委和马贻绪、胡会恣两位总工程师的关心和支持。此外，甘肃省电力工业局中心试验所的吕世昌同志对译文初稿提了许多宝贵意见并翻译了本书的第五章，戈鹤翔同志对全部译稿作了校阅。译者在此谨表示深切的感谢。

金竹山发电厂 徐铁民

1979年6月

前 言

编写本书时，利用了多年来运用新型调节系统的经验以及作者在莫斯科包乌曼高等技术学校所教课程中的一些材料。

保证调节元件的可靠性，是使调节系统能正常工作的最重要的任务之一。至于可靠性，则取决于这些元件结构的完善程度。因此，在本书中，试图阐述怎样确定结构方案的一些主要问题。寻求这样一些方案，需要仔细研究每一环节的工作条件，明确地表达出对于给定元件的工作所提出的任务和要求，并且合理地确定最适合其工作条件的结构。与此相应的材料，书中都有所叙述。

本书叙述材料的方法是与通常不同的。理论关系的推导和结构形式的选择，都是以对解决问题的条件作合理分析的方式给出的。对所有必要的数学变换和所得关系的合理形式都予以说明。这样一种叙述方法，会使读者能更深入地理解书中的材料，并在今后能独立地研究遇到的新问题。

本书广泛利用了以 $\Phi. \Theta.$ 捷尔任斯基命名的全苏热工研究所 (BTI) 的下列科学工作者已发表的著作：A. B. 雪格里雅耶夫、Г. A. 基腊柯相茨、И. И. 加里别林、B. П. 莫尔加诺夫、B. B. 雷斯科、A. И. 日阿洛夫、Л. M. 列文等。还利用了一些汽轮机厂的工作人员 M. 3. 赫依费茨、B. E. 罗然斯基、A. B. 拉宾诺维奇和其他许多人所发表的文章。

本书对一些苏联汽轮机厂应用的和一些已发表的文章中介绍的某些调节系统，作了批判性的分析和研究。在本书第一版问世后的一段时间里，已经掌握了大功率的 K-300-240 型汽轮机，制造了更大功率的 K-500-240、K-800-240 型的汽轮机和应用于原子能电站的汽轮机。在这些汽轮机的调节系统中采用了许多新的

方案，但因没有足够的运行经验，就不能对它们进行详细的研究。因此，作者仅利用了一些经过验证的研究成果，其中包括本书第三篇对K-300-240型汽轮机的调节系统所作的叙述。

准备本书第二版时，曾对许多章节作了重大修改；参考和利用了制造厂及BTII新发表的一些资料（对此，书中给出了相应的索引）。

目前，不考虑汽轮机调节对机组经济指标的影响及其与电力系统的关系来研究汽轮机的调节问题，是不行的。

每个电力系统都必须有旋转备用。试想，在某些情况下会对每度电的平均热耗的明显增加估计不足，那是因为在大功率机组中为建立旋转备用而产生的欠负荷，需要经济性较差的机组增加负荷而引起的。

遵照读者的意见，用分析所得方案的合理性这一积极的方法来叙述本书材料，使读者对材料的理解和在自己工作中的运用得以简化。本书被译成日文在日本出版而没作任何删节，这也证明了本书的这一优点。

作者对承担本书编校工作的B.B.雷斯科和作出一系列宝贵指示的评论家B.И.克鲁多夫表示深切的谢意。

作者

目 录

译者序

前言

绪论 1

第一篇 调节理论基础

第一章 静力学	6
§ 1-1 角速度的调节	6
§ 1-2 调速器	7
§ 1-3 直接调节	13
§ 1-4 调节系统不灵敏性的影响	20
§ 1-5 间接调节	22
§ 1-6 操纵机构	29
§ 1-7 均衡调节系统	35
§ 1-8 汽轮发电机的并列运行	38
§ 1-9 机组并列运行时操纵机构的影响	45
§ 1-10 频率调节器	47
§ 1-11 背压汽轮机的调节	48
§ 1-12 调压器	50
§ 1-13 抽汽式汽轮机的调节	52

第二章 动力学	63
§ 2-1 汽轮机转子的运动方程	65
§ 2-2 调速器的运动方程	69
§ 2-3 直接调节的运动方程	76
§ 2-4 稳定性条件	78
§ 2-5 系统参数对系统稳定性的影响	85
§ 2-6 伺服机的运动方程	87
§ 2-7 均衡器对调节工作的影响	96

§ 2-8 以加速度作脉冲的调节器	99
§ 2-9 抽汽式汽轮机的调节	104
§ 2-10 容积方程	105
§ 2-11 无调整抽汽轮机中间容积的影响	112
§ 2-12 调节系统的结构分析和综合	113
§ 2-13 调节系统的快速作用	123
§ 2-14 调节的整定变化	129
§ 2-15 调节系统的试验	137

第二篇 调节元件的结构

引言	147
第三章 汽轮机的调节机构	150
§ 3-1 任务的提出	150
§ 3-2 阀门配汽	152
§ 3-3 调节机构上的蒸汽作用力	156
§ 3-4 回转隔板	168
§ 3-5 传动机构	172
第四章 伺服机和滑阀	178
§ 4-1 具有断流滑阀的伺服机	178
§ 4-2 具有继流滑阀的伺服机	185
§ 4-3 具有继流滑阀的伺服机的动力学	189
§ 4-4 液压弹簧	192
§ 4-5 伺服机的阀门操纵	201
§ 4-6 滑阀	204
§ 4-7 旋转活塞和旋转滑阀	208
§ 4-8 自动对正中心活塞	210
§ 4-9 平面滑阀	220
§ 4-10 滑阀的迭封	222
第五章 调节系统工作液体的供给	227
§ 5-1 齿轮泵和螺旋泵	227
§ 5-2 储油器	232
§ 5-3 离心泵	234

§ 5-4	喷射器	239
§ 5-5	双喷射器供油系统	242
§ 5-6	油泵出力的计算	245
§ 5-7	电动泵	251
§ 5-8	油箱	258
§ 5-9	过滤器	261
第六章 调节器		267
§ 6-1	机械式调速器	267
§ 6-2	液动变送器	273
§ 6-3	脉冲压力的脉动	281
§ 6-4	BTM的角速度变送器	286
§ 6-5	压力调节器	297
§ 6-6	静态和动态特性曲线	309
§ 6-7	以速度和加速度作脉冲的调节器	313
§ 6-8	微分器	317
§ 6-9	以压力及其微分作脉冲的调节器	320
第七章 汽轮机超速保护		323
§ 7-1	停汽阀	325
§ 7-2	停汽阀的伺服机	326
§ 7-3	危急保安器	330
§ 7-4	危急保安器的结构	333
§ 7-5	轴的振动对危急保安器工作的影响	336
§ 7-6	危急保安器的检查	338
§ 7-7	停汽阀的操纵系统	339
§ 7-8	无滑阀保护系统	344

第三篇 现代的汽轮机调节系统

第八章 频率调节		352
§ 8-1	频率给定值的维持	352
§ 8-2	当频率发生事故变化时频率给定水平的恢复	357
第九章 汽轮机的水调节		364
§ 9-1	概况	364

§ 9-2 材料	366
§ 9-3 灵敏性的保证	367
§ 9-4 水的泄漏	369
§ 9-5 供水系统	373
第十章 苏联大功率汽轮机的调节系统	375
§ 10-1 XТГЗ的K-300-240型汽轮机的水调节系统	376
§ 10-2 汽轮机的超速保护	382
§ 10-3 JM3的K-300-240型汽轮机的调节系统	385
§ 10-4 JM3的K-300-240型汽轮机的超速保护	389
§ 10-5 结论	390
参考文献	392

绪 论

正确地选择调节系统及其参数有着非常重要的、实际上是决定性的意义。这种选择，取决于对给定机组调节条件提出的要求所进行的周密的考虑。因为实际上任何时候都不可能完全满足全部要求，所以必须特别仔细地选择主要的要求，并在拟定调节系统时集中主要精力去满足这些要求。

设计人员根据未经确认的原则认为，当两个事故中的一个不是另一个的直接原因时，任何调节系统都不能在两个事故同时出现的情况下动作得令人满意。实践证明了这一原则的合理性。否则，总是可以想出许多可能情况，以致无论在怎样的条件下都将无法解决所提出的任务。

设计调节系统时，必须遵守这么一个条件，即当某一环节或连接系统出现任何损坏时，应能导致停机或者降低机组负荷。若调节系统中任一元件的工作不能满足这一要求时，则在任何运行条件下都必须保证该元件的最大可靠性。

借助于所选择的调节系统最圆满地解决所提出的任务，这是毫无疑问的，但并不是决定所选择的方案正确性的唯一要求。甚至对选择调节系统元件的结构来说，保证其最大可靠性也许仍然是重要的甚至是主要的要求。调节系统中任何一个元件的可靠性不够，都可能在实际上使得应用自动调节成为不合理。调节系统的故障或误动作可能导致比没有调节更为严重的后果，而维护不可靠的调节系统常常比维护被调节的机组需要更加熟练的人员。

对于任何动力装置，似乎自动调节应该使发出功率与需求功率相适应[文献62]。实际上，这样提出任务时，尚未满足要保持能量的一定质量这一要求。对于交流设备而言，能量的质量是取决于稳定的电流频率和电压。因此，应该在保持频率和电压为给

定水平的情况下，同时保证发出功率与需求功率之间的平衡。

对于大功率系统而言，发出功率与需求功率平衡的调节问题变得困难了。这是由于在系统中没有什么地方能够测量出需求功率的缘故。

在独立调节电网电压的情况下，单值地确定能量的生产与需求之间平衡的唯一参数是电网频率。因此，在本书中着重研究汽轮机转子旋转频率的调节问题。

系统负荷的任何变化，必然引起电网频率的改变。因此，只要测量并维持频率不变，所选择的方法就不仅可以维持能量平衡，而且还可以保证交流电的质量优良。而另一方面，电网频率可在系统中的任何一点上进行测量。

电力系统功率的不断增长以及相当缓慢的、不大的摆动，引起了一种无限大功率系统的观念。对于这样的系统，似乎投入或退出任何用户都不可能引起频率的偏差，于是电力系统的自动控制理论失去了它的主要参数而仅仅保留调节系统间的功率交换任务。

实际上并非如此。由于用电的机器与设备无可计数的增加，从而当一些单个用户毫无规律地同时投入或退出时，引起电力系统负荷逐渐增加或减少，因此，调速系统的高度快速作用仅仅在事故情况下才需要。但是，即使在正常运行条件下，也只有在全部调节系统同时正常工作时，才能维持工况和频率稳定。这时，负荷变化的迟缓只不过使质量调节的任务得以简化而已。

同时，在目前条件下，由电力系统所有机组完全承受频率的全部变化，这在经济上也是不合理的。因为在这种情况下，所有机组都必须欠负荷到那种程度，以使它们能保持承受全部附加负荷的能力。考虑到系统中机组的灵敏性不足，这样的欠负荷应选择有相当大的富裕容量。但是，大功率机组的欠负荷，应能通过增加整个电力系统中经济性较差的那些机组的负荷来补偿。因此，大功率机组只是为承受频率的初始偏差而欠负荷才是比较合理的。同时，应在经济性最差的电站装设精密的频率调节器。这

些调节器能将适当放大的信号传递给被调机组，使这些机组能更快地改变负荷，从而使系统的频率在大功率机组承受全部频率变化之前就得到恢复。电站的频率调节器完成所谓二次调节。与此相应，调节系统的工作条件有所改变。

在事故情况下，调节系统必须有比往常高得多的快速作用，因为此时调节系统不仅要起维持频率的作用，同时还要起保护的作用。尤其是现代化大功率汽轮机，它们的惯性小，并且在机组的中间容积中储存有很大的蒸汽能量。

利用现代调节方法可以分别满足正常运行与事故情况下的要求。

在为出版第二版而修改本书时，试图保留与本书第一版所采用的相同的方法，来叙述新条件下的一些问题。

调节理论是在研究最简单的调节元件和调节系统的工作的基础上进行叙述的。这使叙述简化，但在分析较复杂系统的工作时仍有足够的共性。

本书第一篇只研究调节静力学与动力学的一般问题。在第二篇中研究具体结构时，利用已得到的结论对这些结构的静态特性和动态特性进行详细研究。这就使本书第一篇中所得的结论中的应用方法和进一步发展在具体例子中得以体现。

在正常运行情况下，所有并列运行机组的调速器应该保证系统的静态稳定性。当有专门的电站频率调节器时，汽轮机调速器的作用改变了，因此重新估计所要求的静态不均匀度和静态不灵敏度是合理的。世界各国所采用的不均匀度值为 $4.5 \pm 0.5\%$ ，当时主要是根据机组的安全条件来确定的。计算和运行实践表明，在中参数和亚临界参数机组的惯性条件下，在不均匀度为 5% ，危急保安装置整定为 10% 的情况下甩去全部负荷时，应能把转动频率的增长维持在低于 10% 的水平上，从而保证机组运行的安全性。专门保护系统的存在，仍然要求只在主调节系统作用下保证角速度的安全升高。旋转频率过分升高时，机组的损坏十分严重，以致只有具备两套完全无关的调节系统，才能保证机组在发

电机从电网作事故解列时的安全。

现代大功率汽轮机组的惯性比以往机组小得多，而在超临界参数的情况下，中间容积中的蒸汽能量使用负荷时角速度的动态上升大为增加，以致此时调节系统的快速作用不足以把旋转频率维持在允许的水平。必须采用专门的微分装置或者采用发电机从电网解列的信号。在系统发生事故时，必须将作用从系统自动装置传送至汽轮机调节系统。因为带动调节机构的伺服机通常是液动的，所以在汽轮机的整个调节系统中采用了将电脉冲转换成液压脉冲的电-液转换器。从而出现了《电液调节系统》这一术语。

根据系统的组成方法对调节系统进行分类是不能充分体现其特征的。按照对调节对象的作用方式（比例的、带微分环节积分的、均衡的，等等）来划分调节系统并按调节质量和工作的可靠性对它们进行比较，是较为正确的。

第一篇 调节理论基础

研究汽轮机调节系统时，若不了解调节元件的特殊性能和职能方向性，就不可能详细地了解各元件的相互作用。为了帮助读者弄清所有的问题，在第一篇中对调节理论作一简要的叙述。通过对提出的任务作合理分析，而不是叙述现成的解决方法，这不仅表明这样或那样的结论的本质，而且还能显示从一个状况向另一状况过渡的因果联系。这样一种途径教读者不是去记住一些已提出的公式，而是在合乎逻辑地解决所提出的任务的基础上，好象重新独立地把这些公式推导出来一样。当采用这样一种叙述方法时，为什么恰恰是进行这样一种公式变换而不是另一种的原因，成为一清二楚的了。

对叙述方法给予了特别的注意：不是泛泛介绍现成的早经证明的论断，而是合理解决所提出的任务，因此，数学计算就好像是论述的一种例证一样。同时，在推演中还给出了选择这种或那种数学变换的根据，从而也有助于锻炼读者独立解决问题的能力。

在实际条件下，电力系统的负荷是不断变化的。与此相应，调节参数（角速度）也在变化着，而作为一个后果，自动调节系统总是力图使调节参数恢复到给定值，从而影响机组的出力。因此，调节过程乃是调节系统从一个稳定状态向另一个稳定状态过渡的连续过程，而稳定状态本身在相当大的程度上是有条件的。

但为了便于研究调节问题起见，将调节理论分成两部分：静力学和动力学。

第一章 静力学

§ 1-1 角速度的调节

在开始研究维持机组的角速度在给定水平这一调节问题时，想强调指出，所得的结论对于调节任何其它参数的系统也都是有效的。恰好选择角速度作为第一个参数并不是偶然的。在历史上，调节机器的角速度就是最初的调节任务之一。直至目前为止，对于动力机械来说，这一任务仍然是最主要的任务。

当建立调节系统时，提出一个任务：在机组任何负荷下，维持机组角速度的给定水平。这时我们认为，工质，特别是蒸汽的参数始终不变，而且外界负荷以及蒸汽力矩的大小与机组角速度无关。以后我们也将考虑这些因素，但是这种为简化静力学关系的推导而提出的假设，并不会使所得的解发生本质性变化方面的误差。

静力学通常指的是那一部分调节理论，该理论研究由整个调节系统（也包括调节对象）的平衡状态所决定的规律。调节系统中力平衡破坏所引起的加速度是不存在的，而那些力是由其元件上外部或内部的作用来决定。

在从一个静力学状态向另一个状态过渡的过程中，角速度的最大偏差可能达到机组强度所不能容许的数值。

因此还应当提出这样的条件：使调节过程中的角速度始终小于事先规定的界限。

第一个任务属于静力学的范围，第二个任务则属于动力学的范围。

为了确定为解决所提出的任务而可能采用的方法，让我们来研究作用在汽轮机上的全部力的力矩方程。

蒸汽作用力的力矩 M_n 与汽轮机的外力力矩（外部负荷） M_e ，以及内阻力力矩 M_r 相平衡。力矩平衡方程可写成

$$M_n = M_s + M_r. \quad (1-1)$$

当外部负荷或等式(1-1)中的其它力矩改变时, 力矩平衡方程就被破坏。要使力矩等式在这种情况下也能成立, 就需要在该等式中按达朗贝尔定律加上旋转转子的惯性力矩, 即可写出:

$$M_n = M_s + M_r \pm J \frac{d\omega}{dt}. \quad (1-2)$$

我们在本章中得到的所有静力学关系式都意味着必须遵守等式(1-1)。第二个方程表征过渡过程。正象从方程(1-2)看出那样, 力矩 M_n 、 M_s 和 M_r 平衡的破坏必定使角速度改变。

调节的任务可归结成对机组产生如此的作用, 此时作用于机组的各力矩的平衡和角速度的给定值都得以恢复。

§ 1-2 调 速 器

首先来阐明关于选择脉冲的问题, 脉冲对调节系统的作用是引起调节系统必要的动作。初看起来, 最显然的脉冲应该选择角加速度。这一脉冲 $d\omega/dt$ 的值决定着角速度的变化, 此变化是, 也仅仅是在加速度等于零时才会停止。转子的加速度正比于力矩平衡的破坏程度, 因此这一脉冲的作用程度将与扰动成比例。加速度是在平衡刚一发生破坏的那一瞬间出现的, 从而保证了在将脉冲传递给调节系统时没有迟延。但是, 这一脉冲并不决定角速度值, 而提出的任务却是维持角速度在给定水平上。等式(1-1)在角速度为任何值时都可能成立, 所以等式的恢复尚不能保证恢复给定的 ω 值。

因此, 必须直接利用 ω 对给定的 ω_0 值的偏差来作为脉冲。

对提出的任务的解决方法可用下式说明:

$$\Delta\omega = \omega - \omega_0 = 0.$$

如同上面表明的那样, 角速度对给定值的偏差是由于作用于机组转子上的力矩平衡破坏所产生的。因此, 调节系统应该对一个力矩的大小起作用, 以使等式(1-1)在 $\omega = \omega_0$ 即 $\Delta\omega \rightarrow 0$ 的情况