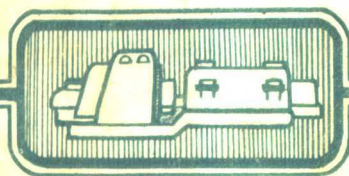


汽轮机运行中的几个基本问题

林葆年编著

汽轮机工人丛书第六册



水利电力出版社

出版者：

4160358036

解放以来，由于我国电力工业的迅速发展，广大电业工人日益迫切要求有系统的学习技术理论知识，以求提高自己的业务水平，改进工作。我社过去虽然曾陆续出版了一些工人读物，但选题比较零星，缺乏有计划有系统的安排。我们曾多次征求社外有关单位及工人同志的意见，认为有必要按照电业工人不同的专业，分别出版几套丛书，着重讲述有关专业的设备构造原理和安装检修、运行的基本理论。文字和内容要求尽量通俗、浅显，使工人在进一步掌握技术上打好理论基础，并从丛书中更好地掌握一些基本的操作技术。根据这一出书原则，我社已初步拟定了锅炉、汽机、电气、线路、化学、热工仪表、水电等七套供电业工人阅读的工人丛书。此外，我社还决定不断的出版“电业工人学习文选”，专门介绍安装、检修、运行中的具体工艺过程和经验、体会，以及结合现场实际情况进一步阐述丛书中的某些重要问题。

“汽轮机工人丛书”分为六册：汽轮机工作原理、汽轮机本体、汽轮机的调速系统和油系统、汽轮机辅助设备、离心式水泵、汽轮机运行中的几个基本问题。这套丛书专供汽轮机运行、检修及安装方面的工人同志们阅读。

我社出版工人丛书是十分缺乏经验的，希望工人同志们对于书中取材的范围、内容的深浅各方面提供意见，使我社出版的工人读物能更好地适应工人同志的需要。

水利电力出版社

1958年4月

目 录

出版者的話

第一章 汽輪机的起動、暖机、昇速和接帶負荷	3
第一节 汽輪机在不同的工作情況时的热膨胀	4
第二节 軸封供汽的启用	8
第三节 暖机	11
第四节 昇速和接帶負荷	14
第五节 汽輪机热膨胀监督装置	19
第二章 汽輪机停机的有关問題	24
第一节 軸封供汽的停用	24
第二节 轉子惰走時間的測定	26
第三节 軸承軸頸的冷却和循环水泵的停用	28
第四节 停机后盘車	30
第三章 汽輪机运行对軸承潤滑系統的要求	32
第一节 影响軸承潤滑的因素	32
第二节 提高油系統运行的可靠性	39
第四章 汽輪发电机的振动問題	44
第一节 汽輪机振动的一些基本因素和运行中的特征	45
第二节 汽輪机组的临界轉速	53
第五章 汽輪机运行监督	55
第一节 汽輪机运行安全与經濟的几个主要技术指标	55
第二节 新蒸汽与排汽参数的改变对机组运行的影响	57
第三节 監視段压力的监督	63
第四节 抽汽的合理使用	64
第六章 汽輪机几种事故的預防	68
第一节 汽輪机运行中主要故障分类	68
第二节 真空系統故障分析	72
第三节 水冲击	75
第四节 低週波与高週波运行	77
第五节 危急保安器与超速	80

第一章 汽輪机的起動、暖机、昇速 和接帶負荷

汽輪机本体的結構零件，如汽缸、轉子、叶片、隔板等通汽部分，都要在高溫（ $300^{\circ}\text{C}\sim 550^{\circ}\text{C}$ ）及应力下工作。应力作用下的金屬，在高溫时会表現出一些特性，如蠕变^①、松弛^②、时效^③等現象，它們与安全运行有密切的关系。这些問題在汽輪机設計和加工制造过程中都做了周密考虑，如果我們能严格遵守制造厂的規定，按照各机組的專門規程运行，就不会发生設備损伤的事故。

但是在汽輪机的工作情况发生变化时（如起動、暖机和負荷发生变化），就会由于溫度变化而产生热应力和热膨胀的問題。

热应力的产生，主要是由于結構零件上的溫度差別而引起的。例如汽缸壁与汽缸法兰之間、汽缸法兰与汽缸螺栓之間由于溫度的差別就产生附加的热应力。对于一定机械性能的金屬材料所产生的热应力的 size 决定于溫度差的多少。假如由于保温不良或起動操作不正确而引起汽缸壁与法兰接合面之間有了 100°C 温差时，其內应力就可能达到 20 公斤/公厘²。

其次，物体在受热时体积要增大，而在冷却时体积要縮

① 在固定的应力下，特别是在高溫（ 450°C 或以上）的情况下，金屬緩慢而連續不断地塑性变形的性質称为蠕变。

② 在給定的应变下，零件內自然發生的应力逐漸減低，叫做松弛。法兰接头上的螺栓的使用，可以做为松弛进行的典型例子。

③ 鋼的时效分为两种：机械时效——指金屬在冷加工之后所产生的强度性質上的变化过程；單純时效——指渗碳体从过飽和固溶体中离析的过程，这种离析作用很小，但对鋼的机械性質有显著改变。

小。但是这种变化，並不是永远存在直綫比例的关系。对汽輪机来講，溫度不超过 700°C ，其体积变化是随着溫度增长按比例增加的。汽輪机的結構，由于溫度的差異而发生的体积变化，就叫做热膨胀。汽輪机通汽部分的間隙总是很小的，以反动式汽輪机平衡盘汽封的間隙来看，約相当于叶片軸向間隙的 $1/10$ ，等于 $0.20 \sim 0.40$ 公厘。因此汽輪机轉动部分与靜止部分的热膨胀，必須是相适应的，否則就会在运行中损伤汽輪机。汽輪机暖机时，轉子比汽缸溫度上昇得快，膨胀也較多，它們之間的相对位置与冷状态时不同，往往由于不正确的操作或通汽部分間隙調整未考虑到热状态时的变化，就会造成动静部分发生摩伤，以致給运行带来不安全和不經济的后果。因此热膨胀問題，特别是在起動、暖机和昇速等过程中，就应提到首要的地位，使它成为安全运行中的一項重要指标。

根据以上所述，我們可以看出，对于汽輪机的起動、暖机、昇速和接帶負荷，最主要的就是各部件的溫度相适应地均匀增长的問題。下面就分別談談与这些方面有关的几个主要問題。

第一节 汽輪机在不同的工作情况时的热膨胀

为了使汽輪机在正常的工作情况下能够保持安全运行和穩定，因此必須保証汽缸軸向位置的正确和受热后膨胀的自由，这样就可以避免产生振动和不应有的应力。汽輪机滑銷系統是滿足上述要求的重要裝置。图 1-1 所示为滑銷系統最基本的佈置方式。从图上可以看出，汽缸在受热膨胀时，能使汽輪机与发电机的中心保持正常，同时还能自由膨胀。

各通汽部分間隙的調整，應該保証轉动部分与靜止部分

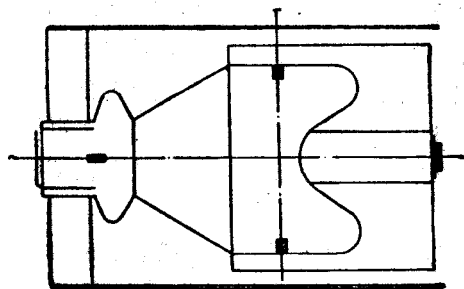


图 1-1 汽轮机滑销系统示意图

在各种正常的工作情况时由于温度的差异而产生的膨胀差别不致引起动静部分的摩擦，同时也应该保证不使机组的经济性发生恶化。

以上所述就是汽轮机运行中热膨胀的基本条件。现在我们就可以进一步研究一下不同工作情况时汽轮机热膨胀的特点。

1. 汽轮机起动时的热膨胀

汽轮机在冷状态下起动预热时，各部分的受热速度是不同的。汽缸的高压侧比低压侧受热快，隔板比汽缸壁受热快，而汽缸壁则又较汽缸法兰受热快，转子轮盘也较转子轴受热快等。随着汽缸本体温度的增长，汽缸沿轴向膨胀，并向高压侧伸长。这时转子的温度是高于汽缸本体的。转子膨胀受推力轴承的定位限制，则向低压侧伸长，而且膨胀值大于汽缸膨胀。因此通汽部分各段轴向间隙变化的大小，与该段距推力轴承的距离成比例。应该指出，推力轴承与汽缸铸成一体的机组和分别铸造架设的机组，在开始膨胀时，其通汽部分间隙的变化由于后者连接猫爪而存在着一定的间隙，因此就有所不同，后者通汽部分的间隙变化就较大。

为了消除预热过程中由于受热速度不均匀而产生的热应力和可能造成的动静部分的摩擦，汽轮机的受热应当是缓慢的。这时各部件的温差可以保持在安全范围以内，这样动静部分相对膨胀值的差别也就较小。高温高压汽轮机起动暖机过程中的关键，就是监督转子与汽缸的温差膨胀，并且根据这项数值来决定暖机的时间。

汽轮机暖机时的热膨胀，除了受加热速度的影响以外，还与凝汽器内所保持的真空度有关。因为暖机时蒸汽量与真空度的大小有关，因此机组受热的快慢，决定于真空的大小。保持适当的真空度，不仅对启动暖机有利，同时也为接带负荷时不致使低压段温度有剧烈的变化。

对于未完全冷却的汽轮机，起动时由于转子热变形较大，就产生暂时性的弯曲现象（对没有盘车装置的汽轮机而言）。暖机的主要目的是在于消除转子的弯曲度，以达到运行稳定和防止动静部分发生摩擦。未完全冷却的汽轮机，起动时，热膨胀的情况决定于汽缸及转子的温度和暖机时所用的新蒸汽温度。如果此时新蒸汽温度还低于本体温度，就会产生局部冷却收缩的现象。

2. 汽轮机运行中的热膨胀

汽轮机接带负荷以后，膨胀即逐渐趋于稳定，以后的热膨胀与汽轮机负荷的大小有关，但基本上是稳定的。汽轮机高压侧调整段前，汽缸热膨胀的变化，仅受进汽温度的影响。对于具有蒸汽温度调整以及燃烧情况正常的锅炉，新蒸汽温度的变化不超过 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 。高压高温设备，其温度变化控制则小于 5°C 。低压段的热膨胀则决定于排汽温度，也就是真空度。实际上，在正常运行中，冷却水温度即使控制得不完善时，由于真空的变动而影响热膨胀也是很小的。因此

高低压两侧的热膨胀，都不会有显著的变化。中间各级的温度虽然因汽轮机出力的变化而有高低，但对整个机组的热膨胀仍然是平稳的。这就是说，当汽轮机处于稳定的运行状态时，除了负荷有剧烈的变化以外一般负荷的变化对热膨胀的影响比起动、暖机时要缓和得多。

转子和汽缸之间的温度差也是稳定的。一般来说，转子温度较汽缸温度高 $15\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，但要看汽缸保温条件的好坏来决定。这时转子和汽缸的差别膨胀，也不会有显著的改变。

因此汽轮机在运行中的热膨胀，仅仅是在负荷有剧烈的变化或进汽温度不稳定时才有监督的意义。

3. 汽轮机在无蒸汽方式下运行的热膨胀

汽轮机改变为无蒸汽方式运行，使发电机在系统中成为一台调相机，以满足系统的无功负荷的需要，同时也有利于全厂各机组负荷的经济分配和减少机组开停的次数，并使汽轮机成为系统中热备用机组。此时汽轮机内部仅通过约相当于空负荷耗汽量的20%的汽量，以作为冷却之用。这部分汽量主要是经过减温装置的新蒸汽，从轴封处送入的。为了不使排汽缸温度超过容许数值，新蒸汽温度通常降至 $120\sim 130^{\circ}\text{C}$ （应该不是湿蒸汽）。

汽轮机在无蒸汽方式下运行，热膨胀状况与正常运行时有较大的改变。首先是高压侧由于停止送入新蒸汽，而由轴封处送入低温蒸汽，高压段的汽缸和转子温度逐渐下降，约较正常低 $50\sim 100^{\circ}\text{C}$ 。因此表现为收缩，当无蒸汽方式运行稳定时，汽缸收缩1公厘或更多。在无蒸汽运行方式下，汽轮机汽缸的收缩曲线如图1-2所示。

低压段由于蒸汽冷却作用的减少，因此温度降低不多，末尾几段温度反而增高，排汽缸部分温度上昇，比正常约增

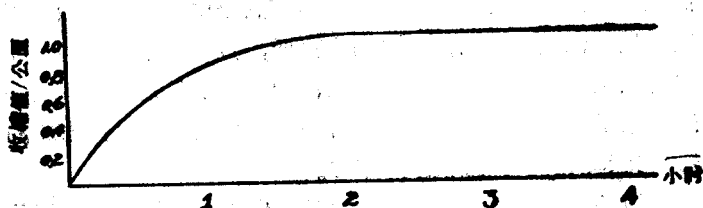


图 1-2 M.V. 2500 瓦冲动式汽轮机无蒸汽运行汽缸收缩曲线图

加 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 。当汽轮机由正常运行方式转入无蒸汽方式运行的时候，转子的收缩比汽缸快，因此动叶与同段静叶或喷嘴的轴向间隙也是缩小的。如果新蒸汽温度下降过快，则对轴向间隙较小的高压侧动静叶片特别是调整段可能发生摩擦。但低压侧的轴向间隙通常总是较大，上述变化对低压侧来说，还不会引起动静部分的摩擦。

所有汽轮机改变为无蒸汽方式运行，事先都应经过核算和鉴定性试验。核算中应根据通汽部分的间隙、机组构造及温度变化的最大范围来进行。鉴定性试验中所用的测量仪表，则必须是精确的。只有这样才可以将汽轮机这种运行方式列为正常运行方式之一。容许汽轮机改为无蒸汽运行的机组容量，一般规定不得超过 6,000 瓩。有关这一部分内容，可参考“汽轮机在无蒸汽方式下的运行”一书。

第二节 轴封供汽的启用

轴封供汽的目的，是在于防止自轴封处漏入空气，以保持凝汽器必要的真空。

汽轮机转动前，抽气装置所能产生凝汽器内真空度的大小，与抽气器性能和轴封漏气的程度有关。一般来讲，在轴封装置正常的条件下，也就是说轴封间隙合乎标准，当不向

軸封供汽時，抽氣裝置可以造成凝汽器真空350~450公厘水銀柱，這樣的真空度對於起動汽輪機是適宜的，這是因為用於沖轉汽輪機的蒸汽沖擊力不致使汽葉受到過高的應力，並且當轉子沖動後，真空不會降落到100公厘水銀柱以下而威脅真空側排汽門的開啟。但是往往由於運行中發生不正常的現象（如振動、汽封瓦變形），或檢修時汽封間隙調整不當，使軸封間隙變大，因而抽氣器不能產生起動時所必需的真空。這樣就產生了兩個問題：是在低真空狀態下起動呢？還是在轉動前向軸封供汽以達到起動真空呢？

很明顯，向軸封供汽可以協助抽氣器產生較高的真空，以利于起動。但是與此同時，軸封處局部溫度上昇很快，並且向汽缸內部滲入蒸汽，使轉子產生彈性變形，嚴重時在暖機以及昇速過程中就不能很快地恢復常態，以致造成振動和動靜部分發生摩擦，導致汽輪機的損壞。某廠一台5,000瓩汽輪機在大檢修以後，因起動操作不合乎廠家的規定，擅自在轉子轉動前向軸封供汽，在昇速達到1600轉/分時，發生顯著振動。當時司機認為是臨界轉數，因而未降低轉速，相反地却迅速地增加轉速，此時振動增加到0.20公厘，接著發生劇烈振動，內部並有異音，振幅表已看不出讀數。當時就立即關閉主汽門，惰走時間未達2分鐘，轉子即停止轉動。經過解體檢查，發現鋼制梳型汽封片均已磨損，主軸已被磨出1公厘深的溝槽，高壓側軸頸受磨也呈藍色。測量結果，主軸在高低壓側最大的彎曲度為0.12公厘。這個事故充分說明了在起動前除非有製造廠的規定，否則在轉子未轉動以前，是不得向軸封供汽的。

某些汽輪機由於軸封間隙大，起動時達不到應有的真空度，在決定選擇低真空起動或當轉子轉動前向軸封送汽時，

应考虑下列几个問題。

当采用低真空起动时，(1)在轉子轉动后，凝汽器真空不低于100公厘水銀柱。(2)冲动汽輪机轉子的起动汽压較正常真空时不大于0.5~1公斤/公分²，以防止汽叶所受的冲击应力过大。(3)主汽門在开启后，轉子应在短時間內轉动，否則会产生不均匀受热。

如果具有上述三个条件，虽然真空度达不到350~450公厘水銀柱，但也可以不向軸封送汽起动汽輪机，而在轉子轉动后即向軸封供汽，使真空逐漸升高。

如果在低真空起动汽輪机，使排汽溫度过高，或是甚至形成背压起动，造成大气排汽門动作以及主汽門开启以后，短時間內轉子还不能轉动形成靜止暖机时，則应考虑先向軸封送汽，使真空达到正常起动的要求。但是必須注意，軸封送汽時間不可过长，通常在2~3分鐘以內即可。汽封門的开度只要保持真空能够升高，汽封信号筒有少量蒸汽冒出就成。对于軸封用汽具有減溫装置时，最好減溫，使軸封汽溫降至120~130°C。运行經驗証明，在这种条件下向軸封先行送汽，对机組並沒有什么不便和危險。應該指出，对于具有盘車装置的汽輪机，如向軸封先行送汽和同时盘車，对机組还是安全的。

毫无疑問，对于沒有盘車装置的汽輪机，积极澈底的办法，还是應該通过檢修来消除軸封及抽气器的缺陷，避免采用上述方法来起动机組。因为上述操作方法，对于經常起动的机組的安全性还是有很大的威胁，不应该列在基本操作規則之內。特别是大容量的高压高溫汽輪机，更不允許在轉子不轉动的情况下向汽輪机內部送汽，否則轉子要弯曲，极易产生严重的摩擦。

所有軸封采用水封裝置的汽輪機，起動時也應先用蒸汽密封，而且在轉速達到額定轉數的 $1/2$ 或以上時，可改換為水封。水封用水的溫度不應過低（尤其在冬季要特別注意），以免在切換時溫度變化劇烈，而容易引起軸封處接合面的變形，造成漏汽現象。

對於沒有盤車裝置的汽輪機，在熱狀態下起動，而軸封又有缺陷不能建立必要真空時，則應通過試驗和測量的方法，確定在熱狀態下該機組軸封供汽啟用的方法。此時如果軸的彎曲度在 $0.04 \sim 0.05$ 公厘或以上時，應該嚴禁起動。如彎曲度小於上述數值，而又必須起動時，仍可考慮採用上述辦法之一來決定軸封供汽啟用的方法。但在這種情況下要求延長低速暖機時間，當確定運行已趨於穩定以後，才可昇速。

第三節 暖 機

汽輪機在起動過程中，低速暖機階段是很重要的。正確地制訂暖機程序，不僅保證在起動過程中機組的安全，同時也為昇速和接帶負荷以後的運行的穩定性和經濟性創造條件。

低速暖機的目的，就是要在一個恰當的時間里，使汽輪機組各部件在溫度和膨脹上有較小的可能差別，以避免通汽部分發生不安全的間隙變化和危險熱應力以及機件的變形和鬆弛。在滿足上述條件下，無意義的延長暖機時間，勢必增加機組的起動熱耗，而降低了發電廠運行的經濟性。

1. 汽輪機在低速暖機的初期，各部件受熱速度不同，因此各部件的溫度就存在着差別。例如汽缸法蘭盤受熱較汽缸壁遲緩，其溫度總是低於汽缸壁的，這時在汽缸壁與法蘭盤之間就產生應力。如在重型高壓汽缸的重大法蘭與缸壁之

間，這個問題是很重要的，而在中小型小容量的汽輪機，這個問題則較為次要。如暖機時間過短，當溫度差達到最大值時，法蘭盤內可能產生超過容許的應力，這個應力如果超過汽缸材料的彈性限度，汽缸及法蘭盤就會變形。運行經驗證明，在許多小容量的中低壓汽輪機中，就曾經出現過這種現象。近代高壓高溫汽輪機的高壓汽缸法蘭接合面上，設有蒸汽室，為通入加熱蒸汽用，機組在起動、暖機過程，法蘭受到加熱，使缸壁與法蘭之間的热應力為最小，防止較大的熱應力和熱變形的發生。有些發電廠在做汽缸保溫時，甚至忽略了這一點，只注意汽缸本體壁上保溫層的厚度和質量，而忽略了法蘭盤的保溫，這樣就會引起不良的後果。因為此時法蘭受熱程度相對減低，而使溫度差更加增大，于是就產生了額外應力。

其次應該考慮接合面螺絲的附加應力。汽缸法蘭盤的溫度總是高於螺絲的溫度，在暖機時，這個溫度差值可能達到很高，以致法蘭的膨脹大於螺絲的伸長值，使螺絲內除了受到冷緊時的應力以外，又增加了溫度差所引起的應力。不過在暖機時，汽缸內壓力還很低，因而螺絲內的附加應力值可能還小於在全負荷時汽缸內的汽壓作用下所產生的應力。暖機時如果能達到這個條件，也就是說由於溫度差別所產生的附加應力和冷緊應力的總和還小於設計工作應力時，則暖機程序可以不再考慮這個問題。

2. 轉子對汽缸的相對膨脹數值，是暖機工作的重要指標之一。因為轉子受熱比汽缸快，通汽部分的軸向間隙有變化，如果加熱過快，暖機速度過高，膨脹差值將會更大，就使通汽部分的間隙過度減小，結果就可能發生摩擦，損壞設備。因此，在確定暖機時間以及採用快速起動時，都應利用這

項指标作为依据。

为了簡便起見，可以把汽缸分成几段，选择每段軸向間隙最小处进行近似計算，並取溫度差为 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，得出相对膨胀最大容許值，以作为暖机時間的一項依据。

3. 按照汽缸的热膨胀值、受热速度($^{\circ}\text{C}/\text{分}$)和均匀程度来确定暖机時間，也是通常采用的办法。当汽輪机起动机以后，如果新蒸汽溫度沒有改变，进汽量保持稳定，則暖机过程可以使汽缸膨胀达到一个稳定值。仅仅在昇速及接帶負荷以后，汽缸膨胀才会繼續增加。因此这就为我們确定了暖机時間的条件，同时也为縮短暖机時間开辟了新途徑。用低温低压过热蒸汽进行暖机，使蒸汽溫度的增长和机件昇溫同时进行，这样对于均匀膨胀非常有利，並且可使汽缸膨胀稳定提前到来，因而大大地縮短了暖机的時間。

根据上述情况，只要每次起动机汽輪机，新蒸汽溫度沒有很大的改变，按照上述第二、三兩項試驗所确定的時間，可作为在冷状态下进行低速暖机的時間，它是既安全而又經濟的暖机時間。

对于未完全冷却的汽輪机的起动机，低速暖机的任务是在于减少軸弯曲度，防止昇速时振动增大和消除通汽部分摩擦的可能性。这是和在冷状态下起动机汽輪机暖机时的主要区别。因此在停机后的某一段時間內如沒有盘車裝置的汽輪机是根本不允许起动的，因为这个时候轉子弯曲度达到了危險数值，起动机后必然会引起故障。如具有盘車裝置的汽輪机，則应按照制造厂或現厂規程的規定，在汽輪机停机后盘車，以保持轉子軸弯曲度在容許限度之內。此时若再次起动机低速暖机意义就不大了，通常将暖机時間縮短，然后再按正常昇速办法提昇轉速。

停机在1~2小时内而保温良好的机组要再次起动时，如果转子轴弯曲度合乎升速要求，可以考虑在转子转动开始时即按升速方式起动，因为这时候机组温度几乎还保持空负荷状态时的情况，而进入的蒸汽温度不能继续提高机组温度，有时甚至相反起着冷却的作用。例如一台 M.V. 2500 瓦冲动凝汽式汽轮机，在停机 2 小时后重新起动，其操作程序是按冷状态进行暖机升速，因此从图 1-3 所示的曲线来看，从起动到并列，汽轮机膨胀基本上没有变化，而是在接带负荷以后才有增加，这说明此时暖机的意义不大。在这种情况下，暖机转速就不能选择太低，而应在较高的转速下进行，以避免发生相反的冷却作用。

暖机转速的选择，除了在于保证均匀地逐渐地加热机组以外，并且还应保证在该转速下能够达到轴承液体润滑的目的，而不损伤轴瓦，并且在暖机完成前，轴承油温能够增长到适合升速的温度（通常选为 30°C ，但粘度为 $2.8\sim 3.2$ 的轻油，选为 25°C 仍然是可以的）。后一点对于严寒地区的发电厂或是在冬季气温低的情况下是比较重要的。为了避免由于这个原因而增加暖机时间（有时需要延长 $50\sim 70$ 分钟的低速运行，才能使油温升高），建议在冷油器冷却水侧加装热水管道来帮助提高油温，或在润滑油管道内装设电热装置，都可以消除上述困难。

第四节 升速和接带负荷

汽轮机升速是在暖机结束到达额定转速的一段过程。汽轮机升速要求蒸汽做更多的功，也就是说需要比暖机时有更多的蒸汽进入汽轮机，以使汽轮机重新受热。但是增加的进汽量在升速过程是比较少的，根据一般发电厂的經驗，对于

中低压机組可以按每分鐘5~10%的額定轉速提昇轉數，全部昇速時間也就相當於10~18分鐘。對於高壓高溫機組，昇速每分鐘很少高於額定轉數的2~3%，並且一般在1200轉/分~1500轉/分的轉速下停留30~60分鐘，以便使機組獲得均勻受熱和相應的熱膨脹。以上的數值多是實際經驗數值。表1-1所列举的不同製造廠、不同容量的汽輪機組暖機、昇速等時間，可以作為參考^①。

為了制訂正確合理的昇速時間，仍然要根據汽缸熱膨脹和轉子相對膨脹值來決定。昇速過程如果轉子相對伸長值和汽缸差膨脹值沒有超過允許限度，實際上就可以按照這一標準確定昇速時間。對於未完全冷卻的機組，如果暖機時確實消除了轉子彎曲度，那麼昇速時間可以相應的縮短一些，所縮短的時間，也無例外地要看轉子相對伸長值和汽缸差膨脹值是否在容許限度之內。此外，對於汽缸兩側的膨脹差值也應給以注意。如果兩側膨脹值相差過大，說明汽缸兩側受熱不均，就會引起振動，因此這也是在昇速過程中必須考慮的問題。

由於暖機不良或是昇速過快，在昇速過程中發生異常振動，即使是在一個軸承上的振動增加，也必須降低轉速到振動消失或恢復到正常然後在該轉速下暖機，直到膨脹穩定後，才可以繼續提昇轉速。如果再次發生振動，則應停機查明原因才允許重新起動。

具有軟軸的汽輪機，也就是說轉子工作轉速大於臨界轉速的機組，在昇速通過臨界轉速時，應該較快昇速通過這個共振轉速，而不應停滯在這個範圍內，否則會使轉軸及輪叶受到過高的應力。

① 表列數字為現場實際採用的，並且多在現場規程中加以規定。