

# 绝热涡轮复合发动机用动力涡轮 结构设计和改进

赵士杭 柯玄龄 孟昭勇 裴胜利 孟繁娟

(清华大学)

〔摘要〕 通过试验和结构改进,研制成功了转子采用滚动轴承和浮动轴承共同支承的动力涡轮,它在工作范围内的任何转速下均运行平稳,且组成绝热涡轮复合发动机后,在配机调试时达到了安全运行的目标。

关键词 动力涡轮 结构 滚动轴承 浮动轴承

## 1 引言

采用动力涡轮回收发动机排气能量的涡轮复合发动机,其油耗率可比涡轮增压发动机降低(3~5)%或更多。作为整台发动机,动力涡轮回收的功率要传至发动机曲轴上输出。由于涡轮工作转速远远高于曲轴转速,故必须通过减速装置将涡轮轴与曲轴相连接。为了隔绝曲轴扭振传至涡轮轴,传动装置中要加装液力耦合器。图1即是按此原理组成的涡轮复合发动机。

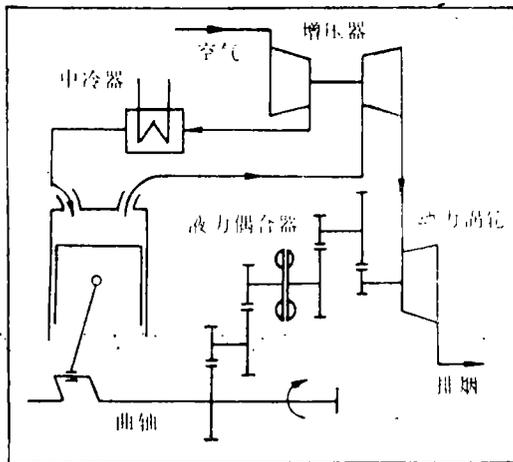


图 1

绝热涡轮复合发动机能使油耗率降低至新的水平,它是世界上正在发展的先进发动机。为配合绝热发动机的研究工作,我们研制了其中的动力涡轮。显然,设计的指导思想首先是尽可能地提高其效率,将更多的排气能量转换为有用功输出,以降低发动机的油耗率;其次是在结构方面做到重量轻、尺寸紧凑、可靠性高、装在发动机上能达到安全运行的目标。本文所述的是在结构方面所做的工作。

## 2 原型动力涡轮结构

为使结构合理且可靠性高,在设计中注意使转动部件有足够的强度裕量,轴承应在高速下安全可靠地工作,总体布置合理,尽可能地减少最大外形尺寸,将其与减速齿轮箱的结构设计统一考虑,且装拆和调整方便。按此进行了动力涡轮结构设计(见图2),图中双点划线表示齿轮箱的一部分,涡轮的额定转速为34816 r/min,在设计进气参数下能回收功率16.5 kW。

动力涡轮静子部件由轴承座、蜗壳和喷嘴环等组成,转子由叶轮轴和小齿轮等组

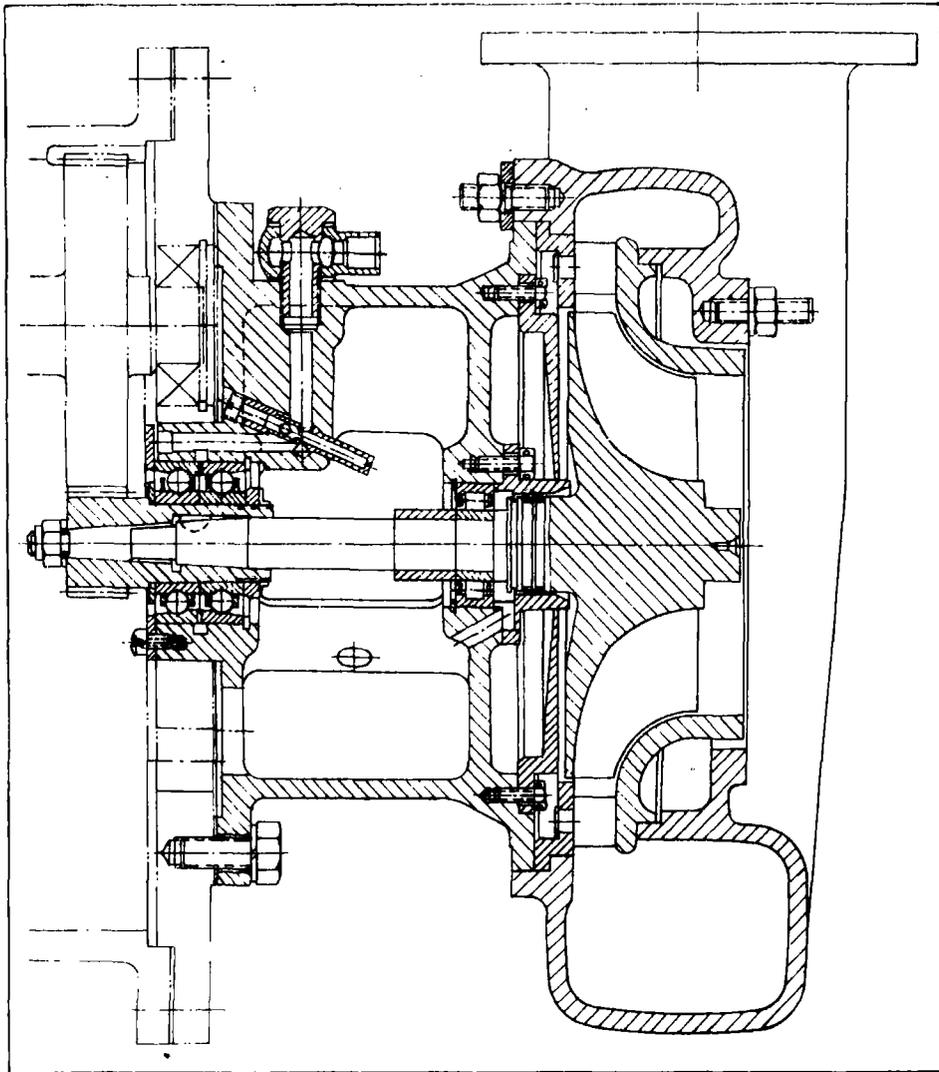


图 2 原型动力涡轮

成，整个转子支承在三个滚动轴承上，在齿轮端的滚动轴承受转子的轴向推力。由于齿轮端的两个轴承是装在小齿轮上的，故动力涡轮装配时必须装入小齿轮，否则转子一端无支承。显然，齿轮箱若与动力涡轮分开就没有小齿轮。由此可见，动力涡轮箱相互依赖，不能独立，必须把它们组装成一体后才能工作。

涡轮叶轮与轴之间用摩擦焊连接，轴与小齿轮之间用圆锥配合，用自锁螺母将两者固紧为一体，圆锥配合处有半月键，以确保

传扭和装配时轴与齿轮之间的相对位置不变。当自锁螺母拧下后，叶轮轴即可从叶轮端抽出，装拆方便。叶轮端用两个密封涨圈来密封滑油。叶轮叶片在轮缘处与蜗壳镶盖的轴向装配间隙，由改变装在小齿轮与承轴之间垫片的厚度来保证。

喷嘴环采用铆接叶片的结构(见图3)。当按不同的安装角装配叶片，或改变已有喷嘴环叶片的安装角后，可得到不同喉部截面积的喷嘴环，以适应配机调试的需要。蜗壳用压板螺母装在轴承座上，装配时蜗壳可任

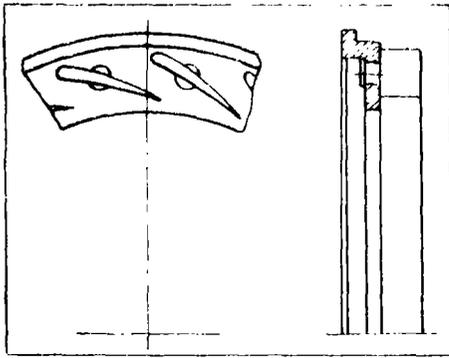


图3 喷嘴环结构

意旋转, 以方便对发动机上的涡轮进气管道的布置设计和安装调整。整个动力涡轮用螺钉固紧在齿轮箱上。润滑油从轴承座上进入, 在底部汇集后流入齿轮箱中, 再从齿轮箱底部流出回油。

大家知道, 高速齿轮对传动啮合精度要求高, 滚动轴承由于间隙小能较好地满足这一要求, 故设计时涡轮转子采用滚动轴承支承, 齿轮端用两个反向并列的向心推力球轴承直接支承齿轮, 可保证齿轮的啮合精度, 叶轮端用向心短圆柱滚子轴承, 它仅承受径向力且方便转子装拆。推力球轴承滑油从两轴承外圈上磨的两个径向槽道流入, 圆柱滚子轴承以斜装的喷油嘴喷油润滑。

### 3 首次试验

试验是在动力涡轮与齿轮箱组装在一起后进行的, 这时功率通过齿轮箱减速后输出, 转速由 $34\ 816\ \text{r/min}$ 减至 $4\ 607\ \text{r/min}$ 。试验台由电涡流测功器耗功和测功。

首次试验的目的是齿轮磨合和机械考核。结果是首次实验就毁掉了滚子轴承。当时的情况是: 输出转速在 $2\ 160\ \text{r/min}$ 及以下时运平平稳, 在升速至 $2\ 700\ \text{r/min}$ 的过程中, 曾发生过一次转速波动现象(转速下降后又自行回升), 继续升速至 $3\ 200\ \text{r/min}$ , 其间最高曾达 $3\ 500\ \text{r/min}$ , 这次升速过程中

曾发生数次转速波动现象, 情况均比上述那次严重, 且在 $3\ 200\ \text{r/min}$ 时转速不稳, 噪声与振动都较大, 立即停机。停机后手动盘车需较大的力量, 且发现叶轮侧轴承座外表烫手, 这些说明发生了严重的机械磨损事故。

停机后解体检查, 发现叶轮端圆柱滚子轴承严重毁坏, 内圈滚道磨下了一圈较深的槽道, 滚子外表也磨毛, 密封处轴与轴承端盖严重碰擦磨损, 不过轴外圆呈偏磨状, 仅 $180^\circ$ 的外表磨损。分析了众多可能发生故障的原因, 认为其中一个原因是该轴承负荷较大, 滑油仅由一个斜装的小喷油嘴供应, 润滑和冷却情况较差, 故决定先就这一问题进行改进。

总的来看, 动力涡轮的结构改进可分为两个阶段: 第一阶段是在使用滚动轴承的情况下, 经改进使动力涡轮达到额定转速下进行; 第二阶段是将叶轮端滚子轴承改为浮动轴承的试验和改进工作。

### 4 第一阶段的改进

为有效地改善对滚子轴承的润滑和冷却, 应设法将滑油引至滚子轴承的另一侧, 同时加大斜装喷油嘴的喷油量。经仔细分析后, 决定在轴承座壁厚较薄的壳体上, 钻两个相垂直的直径较小的深孔, 将滑油引至轴承另一侧喷向轴承; 其次是加长斜装的喷油嘴, 将喷孔从一个增至三个。图4为改进后的结构, 使轴承的两侧都有充足的滑油喷向轴承。经过这样的改进, 以及更换了新的叶轮轴、滚子轴承和轴承端盖等, 继续进行试验, 证实轴承工作状况明显改善, 改进有效。

最初的多次试验最高输出转速不超过 $3\ 000\sim 3\ 500\ \text{r/min}$ 。为观察轴承工作情况, 每次试验后均解体检查, 初始时轴承情况良好, 而密封处轴与轴承盖之间仍有偏磨区, 见图5所示。显然, 这是悬臂的叶轮甩头旋

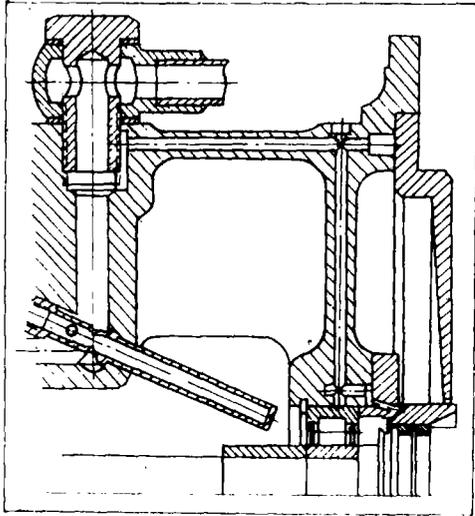


图 4 滚子轴承润滑油路的改进

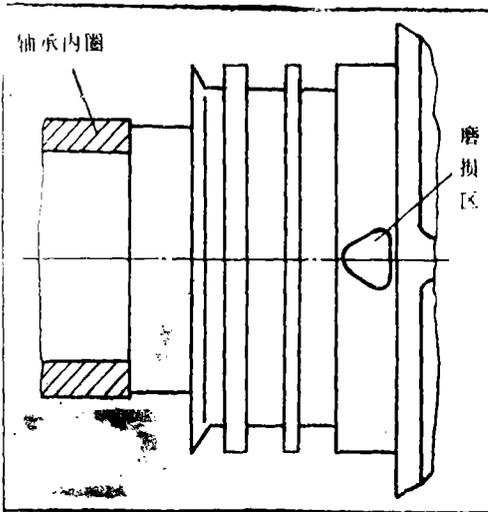


图 5 密封处轴外圆的偏磨区

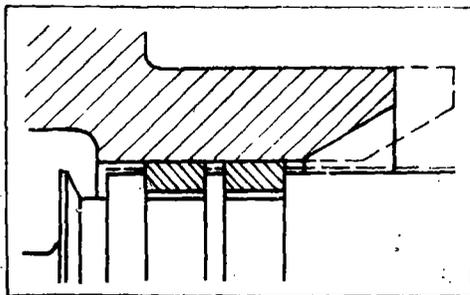


图 6 密封处尺寸的改进

转使轴弯曲变形所致，应设法增大该处径向间隙。按此决定在密封涨圈配合允许的情况下，适当减小该处轴的直径，并将轴承端盖密封段的多余长度去掉，情况见图 6 所示，其中虚线是改进前的情况。经改进后，在以后的试验中该处未再发生偏磨现象。

在上述改进后又发现了新的问题，即在滚子轴承内圈滚道上出现了与滚子偏磨挤压的亮痕，沿周长不到180°，它位于叶轮一侧，见图 7 中的左图。这显然是由于密封处尺寸改进后，叶轮甩头旋转产生的作用力全作用在轴承上而产生偏磨挤压亮痕。由于开始时亮痕很窄，估计继续运行不会马上出故障，故决定不更换轴承而继续试验。继续试验中发现该挤压亮痕区域沿轴向逐渐扩展，见图 7 中的右图，偏磨现象渐趋严重。

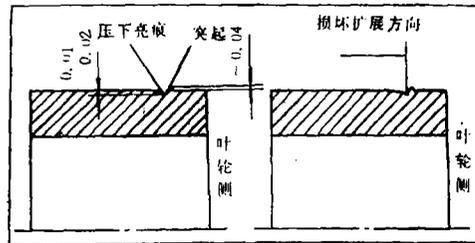


图 7 轴承内圈滚道挤压亮痕形状及其发展

上述试验过程中测定了动力涡轮的临界转速，以输出转速表达时为 3 250~3 300 r/min，说明在试验时要避开该转速，升速至该转速以上时要很快地冲过它，以防止共振和保护轴承。在这之后我们采用迅速通过临界转速的办法使动力涡轮达到额定转速，运行平稳。从测定的临界转速数值来看，首次试验发生的严重故障，还与动力涡轮在临界转速及其附近停留运行密切相关。

经过多次试验，主要是多次越过临界转速，滚子轴承内圈滚道的偏磨区沿轴向逐渐扩展，最终导致该轴承损坏。再更换另一新的轴承继续试验，结果不久又坏了。情况迫使我们考虑进一步的改进方向，于是进入了

第二阶段的改进。

## 5 第二阶段的改进

考虑到以后绝热发动机开始调试时,要采取缓慢升速的办法,以避免陶瓷部件因升温过快而可能开裂,这就要求动力涡轮随之缓慢升速,不能快速冲过临界转速,且可能要在临界转速附近停留。鉴于滚子轴承的连续损坏,滚动轴承的抗振能力弱,不能在临界转速附近停留运行,故须改用其它型的轴承。

由于浮动轴承抗振能力强,且允许在临界转速下运行,其次是滚子轴承处经改进后有进油孔,有条件向轴承内供油润滑,故决定将滚子轴承改为浮动轴承进行试验。在齿轮端的两个推力球轴承工作一直正常,未对它作改动。于是,在同一转子上形成了用滚动轴承和浮动轴承来共同支承的结构。

为在原有的轴承座和转子结构的基础上改用浮动轴承,我们对结构作了少量修改。在轴承座上装滚子轴承的内孔处装一轴承外套,它与原结构中的轴承端盖合为一体,在轴上热套一轴承内套,两者之间是用青铜做成的浮动轴承,采用径向进油结构,整个轴承的结构见图8。试验的果是,动力涡轮与齿轮箱在额定转速下运行时比原来用滚子轴

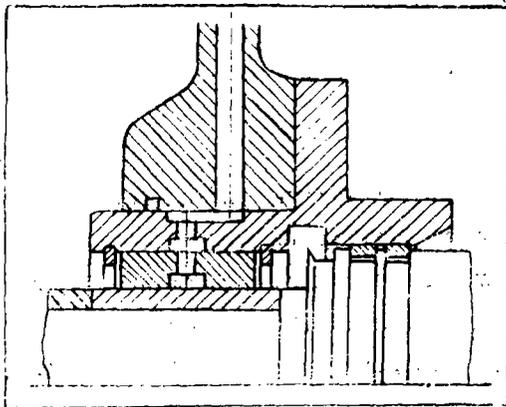


图8 叶轮端改用浮动轴承后的结构

承时还要平稳,在额定转速以下的任何转速都能停留运行,感觉不到临界转速的振动,情况相当良好,表明改进十分成功。

经过几次试验后发现轴承内套外表在叶轮侧略有与轴承的偏擦痕。分析认为是内套材料未经热处理,材质较软所致。考虑到将来长期运行中内套万一损坏,由于需热套而更换不便,故改用表面淬硬的內套,外表硬度 $R_c > 50$ 。在这以后,轴承内套外表在运行中不再出现偏擦痕。

此外,还试验了浮动轴承内外直径处不同间隙时的运行情况,结论是内间隙比外间隙大的轴承不如内间隙比外间隙小的轴承,后者运行更平稳,且青铜浮动轴承的工作表面很少擦痕。试验中最后选定了轴承合适的间隙值。

由于浮动轴承的振动阻尼性良好,还能大大削弱外界振动传至动力涡轮的转子上,使动力涡轮装在振动较大的绝热发动机上仍能安全运行。后来动力涡轮装在发动机上进整机调试试验,经受了严峻的考验,运行正常,这说明经过一系列改进后的动力涡轮,能在发动机较恶劣的工作条件下实现安全运行的目标,满足了绝热涡轮复合发动机的工作要求。

## 6 结束语

从动力涡轮的总体布局、静子和转子部件的结构强度、零部件连接的可靠性和结构上的可调整性等方面来看,设计是成功的,即使在首次试验中发生滚子轴承烧毁和密封处严重磨损的情况下,转子轴仍未弯曲。存在的主要问题是轴承型式的选用问题。从试验结果来看,叶轮端采用滚动轴承是不合适的,主要的一个原因是叶轮直径和质量均较大,且悬臂支承,运行中发生甩头旋转,这在临界转速下最为突出。首次试验时升速至 $2700 \text{ r/min}$ 的过程中出现转速波动,就是上

述原因使密封处发生偏磨导致转速下降,由于转速较低,偏磨不严重,磨掉一点后就不再磨了,于是转速又回升。后来转速升至3 200 r/min,在临界转速附近,叶轮甩头旋转严重,密封处偏磨严重,滑油仅喷向轴承另一侧,冷却不到密封处,致使密封处严重发热,温度急剧升高,轴承处温度随之升高,而这时在临界转速附近,振动大,轴承受力很大,仅靠一侧的小喷油嘴喷油润滑只能带走一部分发热量,导致轴承很快损坏。

在大大增加了对滚子轴承的润滑油量后,使得在同样的转速和密封处存在偏磨的情况下,滚子轴承工作正常。后来还加大了密封处的径向间隙,消除了可能发生偏磨而发热的问题。但最终的结果是轴承仍然损坏掉了,主要的原因是多次通过临界转速所致。因此,必须改变叶轮端所用轴承的型式,改用浮动轴承是一适宜的方案,实践完全证明了这一点。

在转子支承中同时应用滚动轴承和浮动轴承这两种不同型式的轴承,是一有意义的尝试,它既满足了高速齿轮对啮合精度的要求,又对叶轮甩头旋转可能导致的振动起到良好的阻尼作用,实现安全运行的目标,优点显著。因此,对于其它类似的转子(一端为高速齿轮,另一端为尺寸和质量较大的悬臂的叶轮),支承用轴承型式的选择有较好的参考价值。

### 参 考 文 献

- 1 王延生, 黄佑生. 车辆发动机废气涡轮增压. 北京, 国防工业出版社, 1984
- 2 Kosuke Toyama, Toshio Yoshimitsu, Toshihiko Nishiyama, Tomoki Shimauchi, Tsutomu Nakagaki. Heat insulated turbocompound engine. SAE paper, 831345
- 3 Ross J M. Low-cost fluid film bearings for gas turbine engines. SAE paper, 720740

## The Structural Design and Further Improvement of a Power Turbine for Use in an Adiabatic Turbine Compound Engine

Zhao Shihang, He Xuanling, Meng Zhaoyong,  
Pei Shengli, Meng Fangjuan

(Qinhua University)

### Abstract

Through tests and structural refinements a power turbine with its rotor jointly supported by a rolling bearing and floating bearing has been successfully developed. It can run smoothly at any speed within its operating range. After its incorporation into an adiabatic turbine compound engine a safe operation was achieved during its commissioning test in conjunction with other machinery units.

**Key words:** Power turbine, structure, rolling bearing, floating bearing