

喘振状态下叶片振动响应的试验研究

杨秉玉 刘启洲
(西北工业大学 西安 710072)

摘要:在某单级轴流压气机试验台上,进行了旋转失速和喘振状态下叶片振动响应的试验研究。利用电阻应变片、动态压力传感器、滑环式引电器和磁带记录仪等,录取叶片振动应变和动叶出口压力信号,然后回放磁带,做信号处理。在对时域和频域数据分析的基础上,论述了旋转失速和喘振状态下叶片振动响应的特征。

关键词: 旋转失速; 喘振; 叶片振动; 试验研究

Experimental Research on Blade Vibration Response at Surge Condition

YANG Bing-yu & LIU Qi-zhou
(Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

Abstract: Experimental research on blade vibration response at rotating stall and surge condition has been carried out on a single-stage axial compressor test rig. Using resistance strain gage, dynamic pressure sensor, slip ring and tape recorder, the blade vibration strain and exit pressure signals of rotor blades are recorded and then processed. Based on data analysis in both time and frequency domain, characteristics of blade vibration response at rotating stall and surge condition are introduced.

Key words: rotating stall; surge; blade vibration; experimental research

1 引言

轴流压气机的旋转失速是由一个或多个低流量区组成,它们通常以等速在压气机环面中旋转。此旋转失速区可以激起叶片振动,并可能导致叶片疲劳损坏^[1]。

喘振时,气流压力和流量脉动亦会引起叶片振动。由于喘振时气流脉动频率较低,故其诱发的叶片振动频率亦较低。通常,只有在发动机多次进入喘振状态的情况下,才会出现由于喘振导致的叶片疲劳断裂。另外,在进入喘振状态瞬间,稳态气动载荷与非稳态载荷使叶片瞬时位移加大,甚至于导致动、静叶片碰撞故障的发生。据此,设计叶片级间轴向间隙时,必须考虑由喘振引起的叶片变形。有关

文献指出:叶片轴向间隙应大于稳态载荷和振动产生的位移之和。

为了得到失速及喘振状态下的叶片振动响应,我们进行了有关旋转失速和喘振状态下叶片(动叶)振动响应问题的理论和试验研究,发展、建立了一种喘振状态下叶片瞬态振动响应的预估方法,并通过试验予以验证。试验研究结果揭示了相关振动响应的主要特征。

2 试验设备和测试系统

2.1 试验设备

试验研究在某单级轴流压气机试验台上进行。试验台主要由直流电动机(250kW)、增速器、扭力测

功系统、进气段、试验段和堵锥式节气门等组成。

采用电阻应变计和滑环式引电器, 测量动叶对失速、喘振的振动响应。试验台试验段的结构如图1所示。

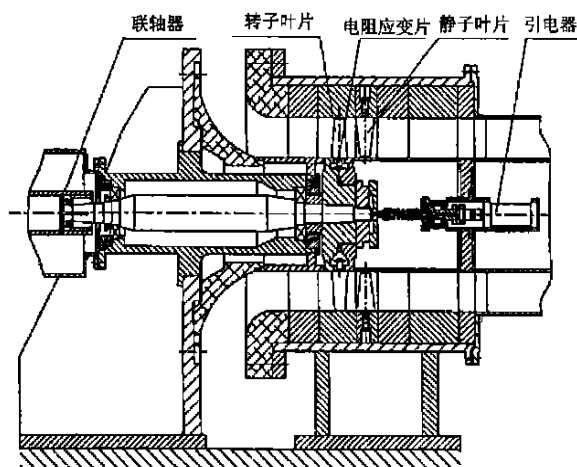


图1 试验器试验段结构图

2.2 测试系统

叶片振动响应和流道动态压力测试系统框图如图2所示。

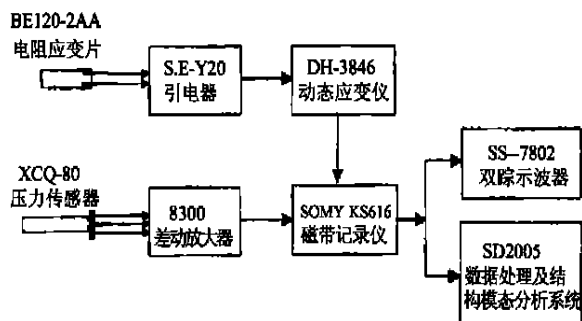


图2 叶片振动响应和流道动态压力测试系统框图

试验时, 用 SONY KS-616 型磁带记录仪录取叶片振动应变信号。试验后在回放时, 通过 SD2005 型数据处理及结构模态分析系统, 获得振动应变的时域信号图和频谱图。

同时在试验中还在部分状态下录取了动叶出口的动态压力信息, 以了解动叶出口气流脉动的特征, 并便于与叶片振动应变对比和分析。

2.3 电阻应变计粘贴位置

在 1[#]、4[#]、8[#]、13[#]、16[#]、19[#]、24[#] 和 28[#] 动叶的根部叶背中间位置, 各粘贴 1 片电阻应变片 (见图3)。

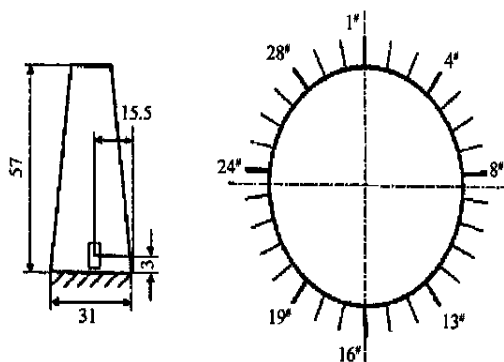


图3 电阻应变片粘贴位置

3 试验过程

3.1 旋转失速状态下叶片振动响应测试

压气机在 $n = 8\ 092\text{r/min}$ 运转, 调节堵锥式节气门, 使压气机进入旋转失速状态, 录取叶片振动应变信号。

回放磁带, 由数据处理及模态分析系统获得 4[#]、8[#]、16[#] 和 28[#] 叶片振动应变的时域信号, 及其相应的频谱图。

3.2 喘振状态下叶片振动响应和流道动态压力测试

压气机在 $n = 10\ 388\text{r/min}$ 和 $n = 10\ 987\text{r/min}$ 运转, 调节堵锥式节气门, 使压气机进入喘振状态, 录取叶片振动应变和动叶出口动态压力信号。

回放磁带, 由数据处理及模态分析系统获得 4[#]、8[#]、16[#] 叶片振动应变和动叶出口压力的时域信号, 及其相应的频谱图。

4 试验数据

通过试验和数据处理获得了过渡过程、旋转失速和喘振时的有关数据。

4.1 过渡过程

过渡过程是指: 在恒定转速下, 由非旋转失速状态进入旋转失速状态, 或由非喘振状态进入喘振状态的变化过程。

在 $n = 8\ 092\text{r/min}$ 状态下, 叶片振动应变的旋转失速过渡过程时域信号示于图4。

在 $n = 10\ 388\text{r/min}$ 状态下, 叶片振动应变和动叶出口压力的过渡过程时域信号示于图5。

在 $n = 10\ 987\text{r/min}$ 状态下, 叶片振动应变和动叶出口压力的过渡过程时域信号示于图6。

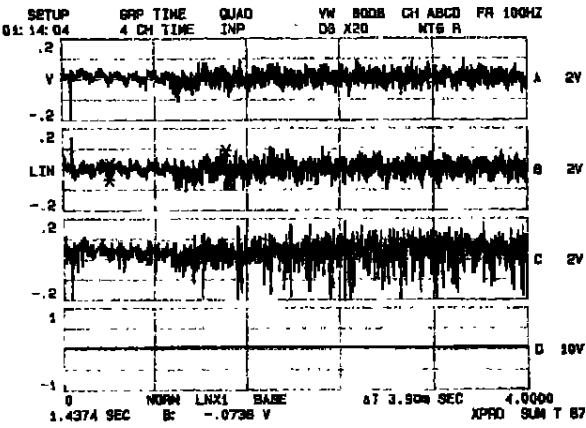


图4 8092r/min 旋转失速过渡过程时域信号

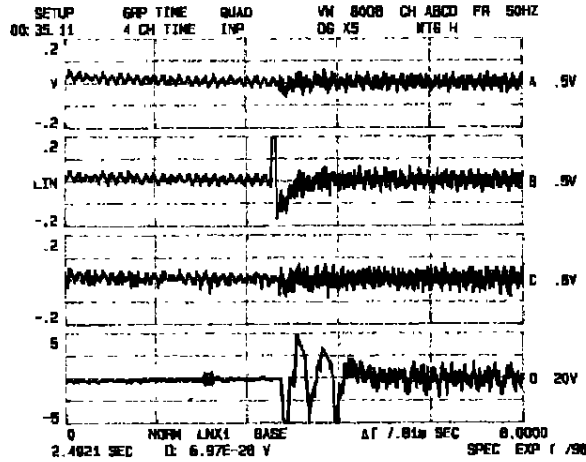


图5 10388r/min 喘振过渡过程时域信号

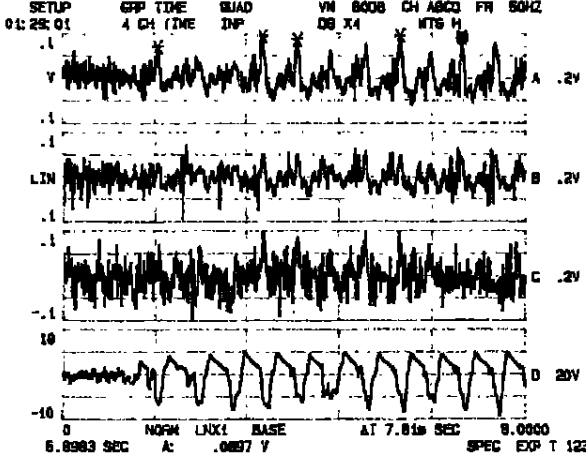


图6 10987r/min 喘振过渡过程时域信号

4.2 旋转失速

在 $n=8092\text{r/min}$ 时,进入旋转失速状态后,叶片振动应变的频谱示于图7。

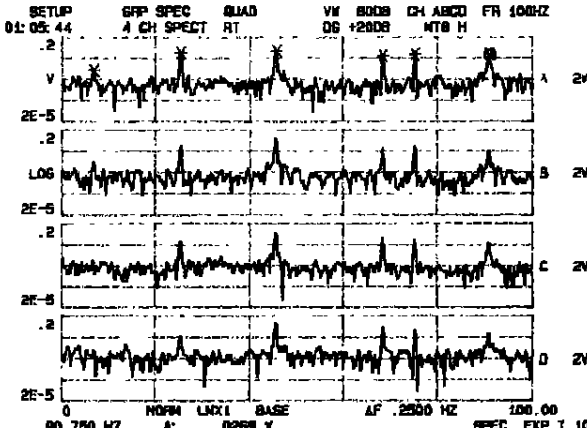


图7 8092r/min 旋转失速后频谱

4.3 喘振

在 $n=10388\text{r/min}$ 时,进入喘振状态后,叶片振动应变和动叶出口压力的频谱示于图8。

在 $n=10987\text{r/min}$ 时,进入喘振状态前、后叶片振动应变和动叶出口压力的频谱分别示于图9和图10。

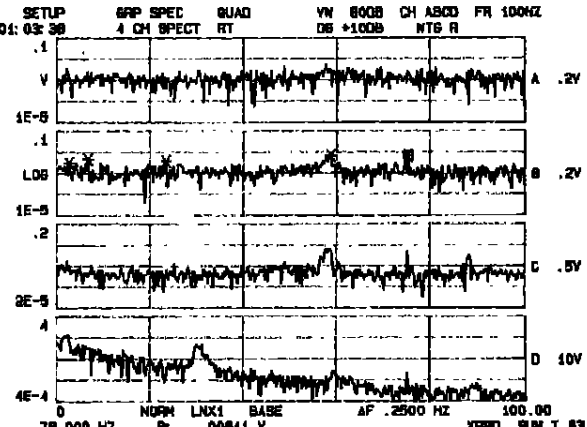


图8 10388r/min 喘振后频谱

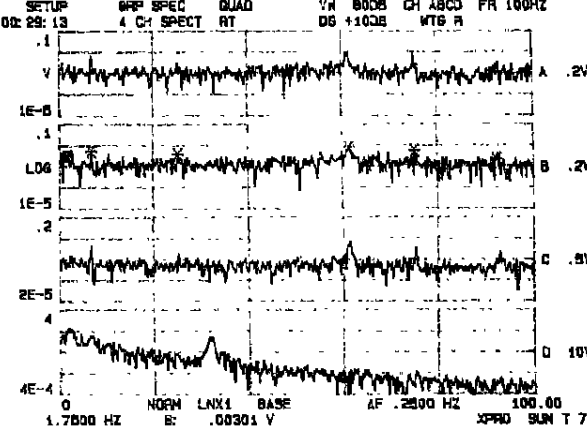


图9 10987r/min 喘振前频谱

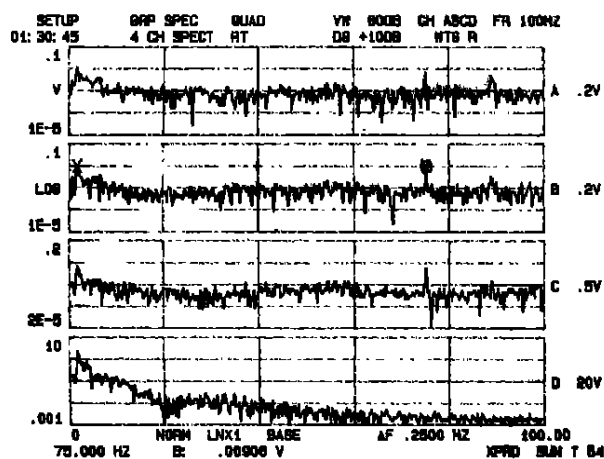


图 10 10 987 r/min 喘振后频谱

5 试验数据分析

5.1 叶片振动应变

a. 从图 4 可看出, 当 $n = 8\ 092\text{r/min}$ 时, 进入旋转失速状态前、后, 8[#] 叶片根部的单边振动应变幅值分别为 $30.77.1\mu\epsilon$ 。这表明, 进入旋转失速后, 该叶片根部的振动应变幅值约增加了 1.57 倍。

b. 从图 5 可看出: 当 $n = 10\ 388\text{r/min}$ 时, 进入喘振状态的瞬间, 动叶出口压力脉动幅值剧增, 但这种大幅值的压力脉动仅存在 1~2 个循环; 其后的压力脉动幅值虽低于剧增的峰值, 但仍高于进入喘振状态前的压力脉动幅值。

叶片振动应变幅值亦呈现上述特征, 即进入喘振状态的瞬间, 振动应变幅值剧增(8[#] 叶片根部的单边振动应变幅值达 $165\mu\epsilon$), 然后很快衰减到一个稳定值 ($67.5\mu\epsilon$)。

c. 在图 6 中, 动叶出口压力时域信号呈现的特征为: 进入喘振状态瞬间, 压力脉动幅值剧增, 并逐渐增大, 经过数个循环后, 稳定在一恒定的幅值上。

叶片振动应变幅值具有同样的变化规律。进入喘振状态后, 8[#] 叶片根部的单边振动应变稳定幅值为 $161\mu\epsilon$, 进入喘振状态前的单边振动应变幅值是 $55\mu\epsilon$ 。这表明, 在 $n = 10\ 987\text{r/min}$ 时, 进入喘振状态后该叶片根部的振动应变幅值约增加了 1.93 倍。应当指出, 进入喘振状态前振动应变幅值已较大, 这是由于喘振前已出现旋转失速所致。

5.2 叶片振动频谱

回放磁带频谱分析时, 采用快录 (48.3cm/min)、慢放 (24.1cm/min) 方案, 因此, 各个成分的实际频率

值, 应为频谱图中标示频率的 2 倍。

a. 由图 7 得知: 进入旋转失速状态后, 各叶片均出现 91 Hz 的振动成分, 而且在诸频率成分中其振幅最大; 同时还存在 181.5 Hz 成分。

试验研究的结果表明: 在参考文献 [2] 中的单级轴流压气机与本试验用单级压气机的几何参数相同的情况下, 旋转失速模型均为: 1 个失速区, 失速区的相对传播速率约为 $0.67n$ (n 为单级轴流压气机转速)。91 Hz 恰与失速区的相对传播速率相吻合, 据此可确认: 91 Hz 的叶片振动成分是由旋转失速区激励的基频响应; 181.5 Hz 成分属此振动响应的二阶谐波分量。

b. 从图 8 可看出: 进入喘振状态后, 各叶片均出现 117 Hz 的振动成分, 而且在诸频率成分中其幅值最大; 动叶出口压力的谱图中, 亦存在该频率成分。

由于 117 Hz 与该转速下失速区的相对传播速率相吻合, 故可确认, 117 Hz 的叶片振动成分是由旋转失速区激励的基频响应。

c. 从图 10 可看出: 进入喘振状态后, 各叶片均出现幅值较大的 3.5 Hz 成分; 动叶出口压力的谱图中, 该频率成分的幅值亦较大。

由试验研究得知 [3], 该单级轴流压气机的喘振频率约为 3.9 Hz, 据此可确认, 3.5 Hz 的叶片振动成分是由喘振时轴向气流脉动激励的基频响应。

图 9 表明, 进入喘振状态前, 各叶片的振动应变谱图中存在旋转失速区激励的基频响应成分, 而且在诸频率成分中其幅值最大。

6 总结

通过对试验数据的分析, 归纳、总结如下:

a. 旋转失速区将激励叶片产生受迫振动, 在 1 个失速区 (单区) 模型情况下, 受迫振动响应的基频与失速区的相对传播速率一致。受迫振动响应中, 亦含有二阶谐波分量。

进入旋转失速状态后, 叶片根部的振动应变幅值约为失速前的 2.57 倍, 即大约增加了 1.57 倍。

b. 该单级轴流压气机试验台, 在 $10\ 388\text{r/min}$ 时出现了非持续喘振现象, 即只发生 1~2 个循环的喘振, 然后喘振停止, 但压气机仍然处在旋转失速状态。

在这种非持续喘振情况下, 叶片振动响应的变化特征是: 进入喘振状态的瞬间, 振动响应幅值剧增 (叶片根

部振动应变幅值达到喘振前的 7.4 倍), 然后很快衰减, 并继之以幅值较小、并具有旋转失速区激励叶片振动响应特征的振动。

c. 当 $n = 10\ 987\text{r/min}$ 时, 一旦出现喘振, 则喘振持续存在。叶片振动响应的特征是: 进入喘振状态的瞬间, 振动响应幅值剧增, 并逐渐增大, 经过数个循环后, 振动响应幅值趋于稳定(叶片根部的振动应变幅值为 $161\mu\epsilon$)。

压气机进入喘振状态前已发生旋转失速(此时, 叶片根部的振动应变幅值为 $55\mu\epsilon$); 喘振后, 旋转失速亦同时存在, 但喘振轴向气动载荷激励的振动响应远大于旋转失速激励的振动响应。

喘振气动载荷激励叶片产生低频轴向弯曲振动, 振动响应中还存在喘振频率的二、三阶谐波分量。

参 考 文 献

- 1 秦鹏译. 轴流压气机气动设计. 北京: 国防工业出版社,

(上接第 27 页)

损伤的发展有着重要的影响, 循环数相同时纯疲劳下的损伤值远远小于蠕变/疲劳下的损伤值。这一点与前面的试验结果相吻合。

5 结 论

a. DD6 单晶材料在 $[001]$ 、 $[011]$ 方向上的性能存在很大差异, 不论是抗蠕变/疲劳交互作用的能力还是抗纯疲劳能力, $[011]$ 方向均优越于 $[001]$ 方向。为了进一步提高航空发动机涡轮叶片在高温下工作的寿命, 可以考虑选用 DD6 单晶材料的 $[011]$ 方向作为涡轮叶片的主承载方向。

b. 从蠕变/疲劳和纯疲劳两种试验的结果可以看出 DD6 单晶合金纯疲劳的循环寿命比有保持时间(10s)的寿命要高出一个数量级, 这表明在蠕变/疲劳交互作用中, 蠕变作用大大加速了试件损伤的发展, 大幅度地降低了试件失效的循环数。而且在试验中还发现: 疲劳损伤小孔边的裂纹一般出现在小孔边沿垂直于试件轴的方向; 而若存在蠕变损伤, 小孔边的裂纹则可能出现在小孔边沿与试件轴的方向成 45° 角的地方, 也可能出现在小孔边沿垂直于试件轴的方向。

c. 由试验结果还可以看出第二代单晶合金

1975

- 2 朱俊强. 多级轴流压气机旋转失速起始预测—暨叶片排后持续性能研究: [博士学位论文]. 西安: 西北工业大学, 1990
- 3 吴艳辉. 轴流压缩系统过失速性能及失速可恢复性的研究: [硕士学位论文]. 西安: 西北工业大学, 2001



第一作者简介:

杨秉玉 (1954—), 毕业于郑航工业管理学院教育管理专业, 工程师。现任西北工业大学 702 实验室主任。1973 年至今在西北工业大学航空动力与热力工程系发动机结构与强度实验室工作。曾参加“单级轴流压气机喘振状态下叶片及转子振动响应实验研究”等多项预研工作。发表论文 10 余篇, 获 1999 年陕西省高校优秀教学成果二等奖。

DD6 在抗蠕变能力方面比第一代单晶合金 DD3 有显著提高, 而蠕变损伤又在蠕变/疲劳交互作用的损伤中占主要地位, 所以 DD6 的采用必将会大大提高涡轮叶片的使用寿命。

参 考 文 献

- 1 陈荣章. 单晶高温合金发展现状. 材料工程, 1995, (8)
- 2 工程材料实用手册编委会. 工程材料实用手册(第二分册). 北京: 中国标准出版社, 1989
- 3 周柏卓. 各向异性高温涡轮叶片材料本构关系研究: [博士学位论文]. 北京: 北京航空航天大学研究生院, 1999
- 4 张林. 高温构件疲劳断裂损伤力学研究: [博士学位论文]. 北京: 北京航空航天大学研究生院, 1995



第一作者简介:

何明辉 (1972—), 四川广汉人, 1994 年毕业于北京航空航天大学, 北京航空航天大学硕士研究生, 主要从事航空、航天飞行器及各类机械结构的强度分析工作。