

压气机叶轮偏心引起的自激力和稳定性的实验研究

北京航空航天大学 晏砺堂** 洪杰 李其汉 朱梓根 赵福安

【摘要】 本文介绍了新建的单级压气机叶轮偏心旋转引起的失稳力和稳定性实验器和在该设备上进行的静、动态A lford 力和稳定性实验研究。实验与理论分析结果有良好的一致性。

主题词: 压缩机 叶轮 自励 屈曲 偏心力 实验

1 实验设备

为符合实际,实验器中采用了一级高效、轻型航空发动机中的叶轮,设计了机匣、支承、进排气管道及测量气体压力分布、叶轮扭矩和振动等装置。在调试过程中作过多次改进。

实验器简图示于图1。叶轮外径230mm,内径130mm,叶高 $L=50\text{mm}$,叶数17。转子为跨梁式,滚动轴承支承,跨距120mm,一端采用鼠笼式弹性支承。叶轮重4.75kg,轴重0.5kg。除能测功率、扭矩、转速、轴心轨迹外,有下述功能:(1)有几种内径尺寸不同的机匣便于更换以获得不同的叶尖间隙;(2)机匣可径向移动以获得所需叶轮偏心,备作静态A lford 力测试;(3)机匣可前、后移动,使叶轮处于有、无机匣状态。无机匣所测振动是不平

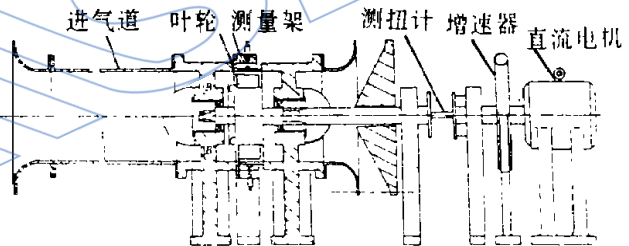


图1 实验器简图

态A lford 力测试;(3)机匣可前、后移动,使叶轮处于有、无机匣状态。无机匣所测振动是不平

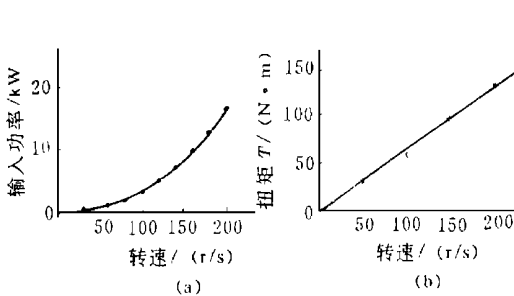


图2 叶轮功率、扭矩与转速关系

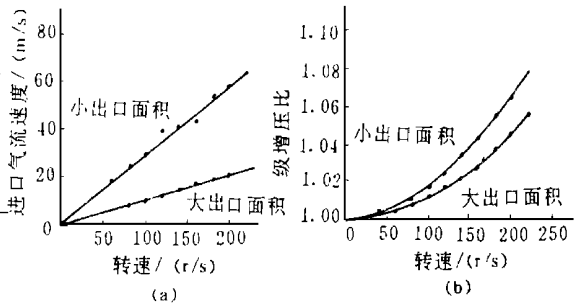


图3 叶轮压比、进气流速与转速关系

衡力引起,有机匣所测振动是不平衡力和 A_{lford} 力共同引起。两振动相减得 A_{lford} 力引起的振动。据此得动 A_{lford} 力; (4) 叶轮进出口可引气至 U 形管测压力分布; (5) 转子可便于加配重以考虑不平衡量的影响; (6) 气道平滑, 用 1m 长进气管使进气流稳定; (7) 在鼠笼条根部贴灵敏应变片, 测叶轮偏心引起的静、动应变。经标定、换算得静、动 A_{lfrod} 力; (8) 气流出气管面积可变以变进气流速和压比; (9) 用光线记录示波器和双迹示波器实时测振动和轴心轨迹; 用磁带记录仪和 FFT 分析仪可记录并随时分析实验结果。

理论分析时可孤立地考察某个因素的影响, 实验中则往往许多因素相互联系, 为了解这种情况, 除标定实验外作了些辅助实验。测得叶轮功率、扭矩、进气流速和级压比随转速变化曲线分别示于图 2 和图 3。可见扭矩和进气流速均与转速成正比变化; 功率与压比则与转速成高次方关系。

2 叶轮静态偏心 A_{lford} 力实验和动态 A_{lford} 力实验

2.1 叶轮静态偏心 A_{lford} 力 F_{AS} 实验

实际压气机中叶轮偏心方向是旋转的, 引起的是动态 A_{lford} 力。为实验方便令机匣偏心, 转子动挠度很小。叶轮相对机匣偏心方向一定, 则 A_{lford} 力方向也一定, 如偏心距也一定则静 A_{lford} 力大小方向均一定, 在鼠笼条上将引起一定静应变。转子上总是有不平衡力, 但它是旋转的, 只能引起鼠笼条交应变。故很容易区别开来。图 4 上为机匣有、无偏心时测出的时域和频域响应。机匣有偏心时与无偏心时比较, 可见时域响应曲线向上平移 δ , 频域图上出现零频振动。经标定由 δ 值或零频振动幅值可求出静 A_{lford} 力 F_{AS} 。

用小机匣叶尖间隙 $C = 2\text{mm}$, 偏心距 $e = 1.7$, 即 $e/C = 0.85$, 测出实验转子 F_{AS} 随转速的变化曲线如图 5。 F_{AS} 与转速约成正比关系。不同出气口面积(即不同流速和级压比)时测得的静 A_{lford} 力如图 6。

2.2 叶轮动态偏心 A_{lfrod} 力 F_{Ad} 实验

动态 A_{lford} 力与不平衡力同在, 与转子同速旋转, 引起转子同频振动, 难以区别开来。作者采取的办法是将机匣移开和复原, 先后测叶轮同样条件下的振动。无机匣时测出的是无 A_{lf}

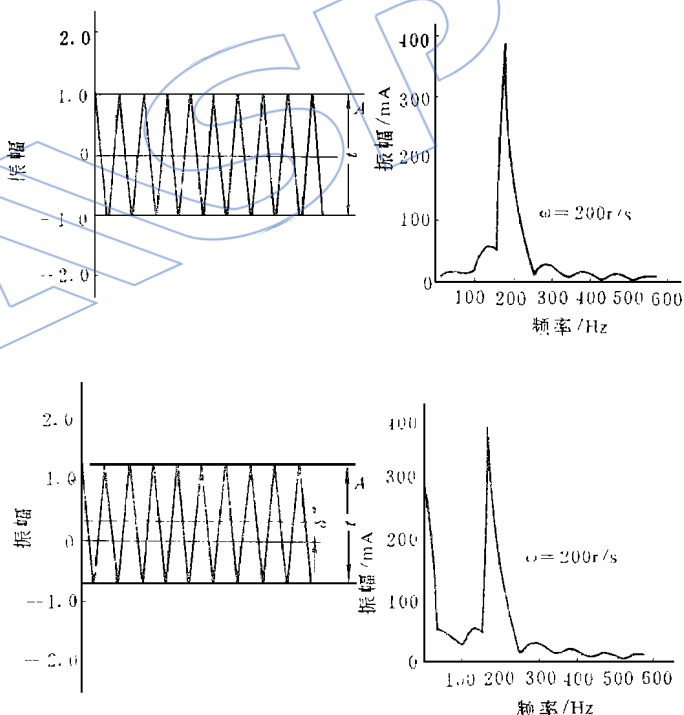


图4 有、无偏心时测出的时域和频域响应

for d 力作用时的振动(主要是不平衡力 $\vec{F}_e$ 引起的振动 $\vec{A}_e$), 有机匣时的振动则是 $\vec{F}_e$ 等与 A lford 力共同引起。两者相减得 A lford 力引起的振动 $\vec{A}_{Ad}$, 经标定求出 F_{Ado} 即

$$\vec{A}_{Ad} = (\vec{A}_{Ad} + \vec{A}_e) - \vec{A}_e \quad (1)$$

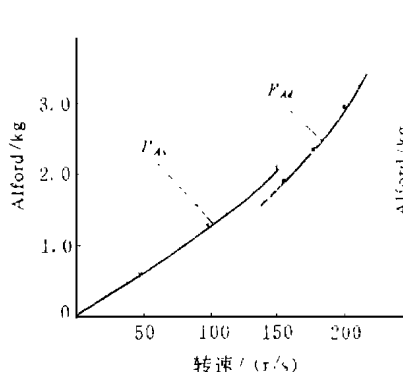
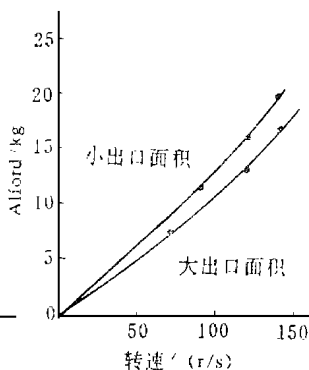
图 5 实测的 F_{AS} 、 F_{Ad} 随转速变化曲线

图 6 不同出口面积时测得的静 A lford 力

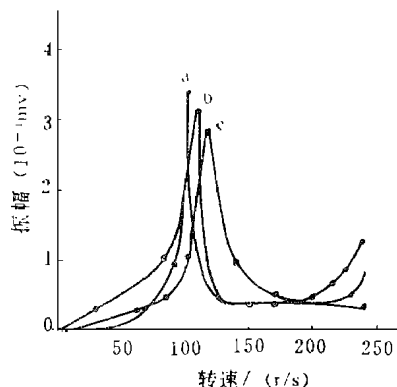


图 7 转子幅频特性

因 F_{Ad} 的作用叶轮可能发生失稳, 出现非协调响应, 振动是时变的, 故应在失稳前测试。经实验探索知采用大机匣、小不平衡量在转速为 160~220Hz 范围内进行这种实验较合适(参见图 7)。因转速距临界转速远不致因转速误差造成大的振动误差, 转速又在失稳前, 无非协调进动, 测得的 $F_{Ad} \sim n$ 曲线如图 5 所示, 为了比较 $F_{AS} \sim n$ 曲线亦绘于图上。可见 F_{AS} 与 F_{Ad} 变化情况一样, F_{AS} 稍大的原因是用小机匣, C 小, 且 $e/C = 0.85$ 其值大, 而 F_{Ad} 是用大机匣, C 大, 且因残余不平衡量小, e/C 小, 理应在同转速下 $F_{AS} > F_{Ado}$ 。顺便提一下图 7 上与无机匣比较有机匣后临界转速稍高, 振幅峰值略小, 小机匣的这种差别更大。由此可见在临界附近 A lford 力和叶片压力分布不均起阻尼和刚度作用。

3 压气机叶轮偏心引起的失稳实验

作了有、无机匣时的稳定性对比实验。无机匣时测得的轨迹是圆或椭圆, 超临界以后轨迹为一点; 频谱图上出现的都只是转速频率的振动谱。这和一般无 A lford 力转子的情况是相同的。有机匣时测得多种转速下的频谱如图 8。在转速为一阶临界的 1.33 倍及以前只出现转速频率的振动, 可见转子还是作正同步进动。 $\omega/\omega_1 = 1.38$ 时, 除有转速谱外还出现了约为一阶正、反同步进动固有频率 110Hz 和 60Hz 的谱。随着转速增高, 该两频率的幅值比转速频率的幅值增加得更快。可见压气机叶轮偏心引起反进动失稳的特征是出现反同步

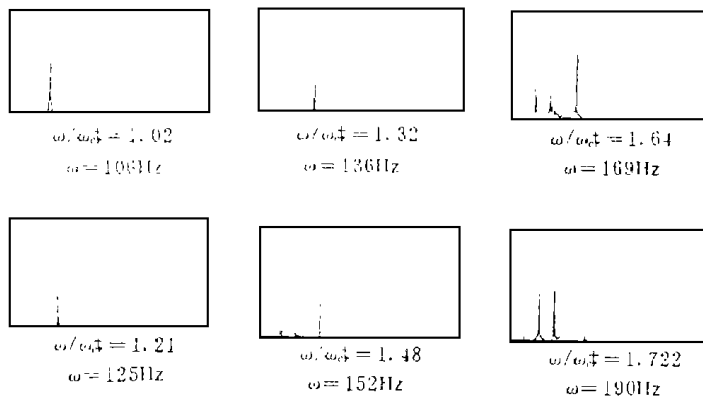


图 8 有机匣时测得的不同转速下的频谱图

固有频率的振动,随着失稳的加剧,该频率振动幅值迅速增大。这和一般正同步进动失稳时除有转速频率振动成份外出现一阶正同步固有频率振动情况相似的。本例开始失稳的频速比 $\omega_1/\omega = 0.72$, 其中频率仍用一阶正同步固有频率的符合一般习惯。不同情况下测得的失稳频速比范围为 $\omega_1/\omega = 0.5 \sim 0.75$ 。实验中在 $\omega/\omega_1 > 2$ 时测出大振幅跟踪转速的 $1/2$ 次谐波反进动如图 9。因无反同步固有频率成份的振动,不属反进动失稳。发生原因尚待研究。

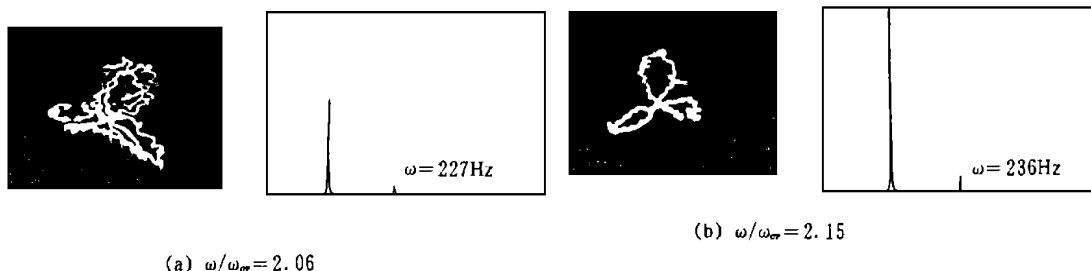


图 9 测出的跟踪转速的 $1/2$ 次谐波反进动现象

进行过不同不平衡量时幅频特性试验。实验结果表明不平衡量对失稳转速无明显影响,但不平衡量的大小影响失稳后振幅的大小如图 10 所示。用不同机匣使得叶尖平均间隙不同,其它条件相同时测得的幅频曲线已如图 6。图中用大机匣时叶尖平均间隙 $C = 2.75\text{mm}$, 小机匣时 $C = 2\text{mm}$ 。可见用小机匣时失稳转速比用大机匣时的低,即较易失稳。

所有实验结果表明实验与理论分析一致。

5 结 论

设计了单级压气机叶轮偏心旋转实验器,进行

了静、动 A_{lford} 力和失稳实验,得以下结论: (1) 由叶轮静偏心实验测出的时域响应静偏移或频域响应的零频幅值可方便地求出静 A_{lford} 力。 (2) 静 A_{lford} 力 F_{AS} 与转速(因而与扭矩)和进气流速约成正比变化,随级压比增大而增大。 (3) 将有、无机匣时测得的振动向量相减,消除不平衡力影响,经标定可求出动态 A_{lford} 力。 (4) 可以认为在同样条件下静、动 A_{lford} 力接近相等,随转速等的变化规律相同。 (5) 压气机叶轮偏心可能在一阶临界以上至 2 倍一阶临界转速区间发生反进动失稳。失稳时出现一阶反同步进动固有频率的振动。随着失稳加剧,反进动固有频率振动成份相对增大。 (6) 随着压比和进气流速的提高,平均叶尖间隙的减小,失稳门坎转速降低。

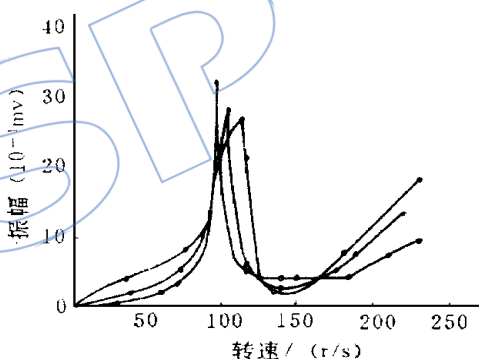


图 10 不同不平衡量时的幅频线

(责任编辑 杨再荣)