

文章编号: 1000-0887(2001) 07-0706-07

汽轮机调节级的气流激振力分析^{*}

柴 山, 张耀明, 马 浩, 曲庆文, 赵又群

(山东工程学院 科学技术研究院, 山东淄博 255012)

(孙焕纯推荐)

摘要: 从流体力学出发, 应用动量定理研究汽轮机调节级叶片由于间隙引起的气流激振力问题, 综合考虑了叶片及喷嘴的各项设计参数并应用理论分析的方法首次导出了汽轮机调节级叶片由于间隙引起的气流激振力的计算公式, 并分析了调节级在各工况的激振力。

关键词: 转子动力学; 激振力; 气流

中图分类号: O354 文献标识码: A

引 言

汽轮机叶轮偏心造成圆周方向叶尖间隙不均匀, 同一级中各叶片上的气动力不相等, 叶片上的周向气动力除合成一个转矩外, 还合成一个作用于转子轴心的横向力。这一横向力随叶轮偏心距的增大而增大, 是转子的一个自激激振动, 该力引起转子的进动(涡动), 在一定条件下会引起转子的失稳。早在 1958 年, 德国的 H. J. Thomas 在研究汽轮机时就首先提出了这一问题^[1], 并称为“间隙激振”, 但在当时这一问题并未引起重视。1965 年, 美国的 J. S. Alford 在研究航空发动机稳定性时发表了其重要的论文^[2], “间隙激振”这一问题引起了人们的足够重视, 并在习惯上将该激振力称为 Alford 力。

Thomas 和 Alford 的研究结果都是基于叶轮的局部效率损失而得到的, 在实际应用中都存在着许多缺陷。它们实际上还只是定性地说明 Alford 力的公式, 难以根据实际的结构和参数计算出激振力的大小。针对 Thomas 和 Alford 公式存在的不足, 人们又做了许多修正、改进工作, 并对其引起的转子失稳机理进行了一些研究^[3~6]。但正如文[7]所指出的那样, 其失稳机理很复杂, 定性地讲主要是流动介质对偏心转轴产生一个切向叶尖间隙激振力, 但要实现定理分析, 首先需要找到该激振力与轴的偏心之间的关系, 这项工作国外 90 年代刚刚开始。

针对目前关于 Alford 力研究还很不完善的情况, 在国家攀登计划和自然科学基金的资助下, 作者开展了关于 Alford 力的研究, 从流体力学出发, 导出了定量计算汽轮机直叶片、扭叶片在均匀气流场以及考虑喷嘴出气边厚度的非均匀气流场 Alford 力的计算公式。

汽轮机的调节级承受由高压喷嘴喷出的高温、高压蒸汽, 该级的蒸汽温度最高、压力、速度、密度最大。该级是部分进气, 且在不同工况各喷嘴的气流流量不相同, 其工作环境特别恶

* 收稿日期: 2000_03_21; 修订日期: 2001_01_08

基金项目: 国家攀登计划项目(PD9521900), 国家自然科学基金项目(19990510)

作者简介: 柴山(1955—), 山东章丘人, 男, 教授, 博士,

劣,该级的气流激振力起是引起汽轮机振动的重要因素,因此研究该级的气流激振力对于汽轮机设计具有重要的意义。本文针对汽轮机调节级的结构、参数特点,从流体动力学出发,应用动量定理研究汽轮机调节级的间隙气流激振力问题,综合考虑叶片、喷嘴的各项设计参数并应用理论分析的方法首次导出了计算汽轮机调节级间隙激振力的公式,并分别讨论了各种工况的激振力。

1 理论推导

本文讨论四组喷嘴的情况,其结果可方便地推广到任意组喷嘴的情况。由图 1 可见,四组喷嘴的始、末位置与 x 轴正向的夹角分别为 $\alpha_{b1} = 3\pi/2 + \alpha_7$, $\alpha_{e1} = \alpha_{b1} + \alpha_8$, $\alpha_{b2} = \pi + \alpha_5$, $\alpha_{e2} = \alpha_{b2} + \alpha_6$, $\alpha_{b3} = \pi/2 + \alpha_3$, $\alpha_{e3} = \alpha_{b3} + \alpha_4$, $\alpha_{b4} = \alpha_1$, $\alpha_{e4} = \alpha_{b4} + \alpha_2$ 。

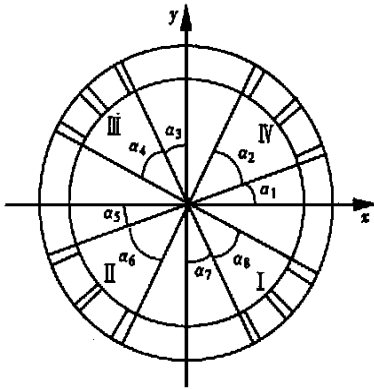


图 1 气道等间距喷嘴示意图

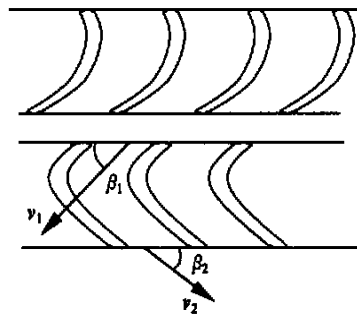


图 2 气流在静、动叶片间流动示意图

为以下推导方便,提出以下两点假设:

- 1) 气流只从喷嘴处流过动叶片,其余部位无气流;
- 2) 忽略喷嘴叶栅间气流场的边界层厚度及气流的边界效应,因而认为喷嘴气流场为均匀气流场。

由以下两个假设,气流相对于动叶片的相对速度和气流的密度可表示为

$$\left. \begin{aligned} v_1(\theta) &= v_{r,i} \quad \alpha_{bi} < \theta < \alpha_{bi} + \alpha_{ei} \\ v_1(\theta) &= 0 \quad \alpha_{ei} < \theta < \alpha_{ei} + \alpha_{b,i+1} \end{aligned} \right\} \quad (i = 1, 2, 3, 4), \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho(\theta) &= \rho_i \quad \alpha_{bi} < \theta < \alpha_{bi} + \alpha_{ei} \\ \rho(\theta) &= 0 \quad \alpha_{ei} < \theta < \alpha_{ei} + \alpha_{b,i+1} \end{aligned} \right\} \quad (i = 1, 2, 3, 4), \quad (2)$$

式中 $v_{r,i}$ 为 i 喷嘴气流相对于动叶片的相对速度, ρ_i 为 i 喷嘴气流场的气流密度。

由动量定理的微分形式,气道内气流所受叶片力的冲量为

$$F' dt = d(mv_2 - mv_1), \quad (3)$$

式中 F' 为气流所受叶片作用力, m 为气体质量。

在动叶片气道内取一微元

$$dm = V\rho(\theta)dt, \quad (4)$$

式中 V 为气流流量,则在该微元上应用动量定理的微分形式得

$$d(F' dt) = d[V\rho(\theta)dt(v_2 - v_1)], \quad (5)$$

于是可得该微元作用于动叶上的力为

$$d\mathbf{F} = dW(\theta)(v_1 - v_2), \quad (6)$$

由图 2 可见, $d\mathbf{F}$ 的切向分量为

$$dF_t = dW(\theta)(v_1 \cos \beta_1 + v_2 \cos \beta_2) = dW(\theta)v_1(\cos \beta_1 + \phi \cos \beta_2), \quad (7)$$

由图 2 的几何关系, 可得

$$dV = dA'v_1 = \sin \beta_1 v_1 r dr d\theta, \quad (8)$$

式中 A' 为气流截面积, r 为气体微元半径。

设 i 喷嘴的动叶片与静叶片间隙等于零的理想状态的气流密度为 $\rho_{i,0}$, 根据均匀气流场的假设, 由图 3 可见, 当动叶片与静叶片存在间隙 δ 时, 有以下关系

$$\rho_{i,0}(R_t^2 - R_b^2) = \rho_i[(R_t + \delta)^2 - R_b^2], \quad (9)$$

于是 i 喷嘴的气流密度 ρ_i 为

$$\rho_i = \rho_{i,0} \left[\frac{R_t^2 - R_b^2}{(R_t + \delta)^2 - R_b^2} \right] = \rho_{i,0} \left[1 - \frac{2R_t\delta + \delta^2}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta - \delta^2} \right], \quad (10)$$

式中 R_t 为叶片端部半径, R_b 为叶片根部半径。略去 δ 的高阶项, 得

$$\rho_i = \rho_{i,0} \left[1 - \frac{2R_t\delta}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta} \right]. \quad (11)$$

将式(11)、式(8)代入式(7), 可得 i 喷嘴气流场中动叶切向力为

$$dF_t^i = v_r^2 i \sin \beta_1 \rho_{i,0} (\cos \beta_1 + \phi \cos \beta_2) \cdot \left[1 - \frac{2R_t\delta}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta} \right] r dr d\theta. \quad (12)$$

令

$$C_i = v_r^2 i \sin \beta_1 \rho_{i,0} (\cos \beta_1 + \phi \cos \beta_2), \quad (13)$$

得

$$dF_t^i = C_i \left[1 - \frac{2R_t\delta}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta} \right] r dr d\theta. \quad (14)$$

由图 3 可得几何关系

$$\delta = \delta - e \cos \theta = \delta - e \cos(\theta - \alpha), \quad (15)$$

式中 δ 为叶尖平均间隙, e 为偏心距, 将式(15)代入式(14), 得

$$dF_t^i = C_i \cdot \left[1 - \frac{2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]} \right] r dr d\theta. \quad (16)$$

dF_t^i 沿 x' 、 y' 方向的分量 $dF_{t,x'}^i$ 、 $dF_{t,y'}^i$ 分别为

$$dF_{t,x'}^i = -dF_t^i \sin(\theta - \alpha) = -C_i \cdot \left[1 - \frac{2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]} \right] \times r \sin(\theta - \alpha) dr d\theta, \quad (17)$$

$$dF_{t,y'}^i = -dF_t^i \cos(\theta - \alpha) = C_i \cdot \left[1 - \frac{2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]} \right] \times r \cos(\theta - \alpha) dr d\theta, \quad (18)$$

$$F_{t,x'} = - \sum_{i=1}^4 \int_V dF_{t,x'}^i dV = - \int_r^R r dr \sum_{i=1}^4 \int_{\alpha_{bi}}^{\alpha_{ei}} C_i \cdot \left[1 - \frac{2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t[\delta - e \cos(\theta - \alpha)]} \right] \sin(\theta - \alpha) d\theta, \quad (19)$$

积分得

$$F_{t, x'} = \begin{cases} \frac{(R_t^2 - R_b^2)^2}{2(R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta)} \sum_{i=1}^4 C_i \cos(\theta - \alpha) \Big|_{\alpha_{bi}}^{\alpha_{ei}} & (e = 0), \\ -\frac{(R_t^2 - R_b^2)^2}{4R_t e} \sum_{i=1}^4 C_i \ln[(R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta) - 2R_t e \cos(\theta - \alpha)] \Big|_{\alpha_{bi}}^{\alpha_{ei}} & (e > 0), \end{cases} \quad (20)$$

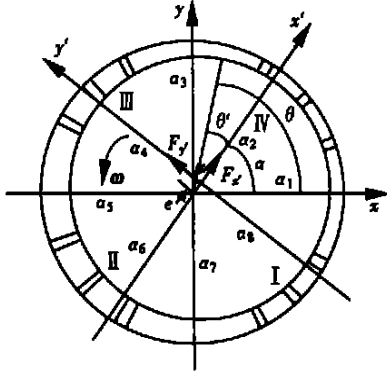


图3 调节级间隙示意图

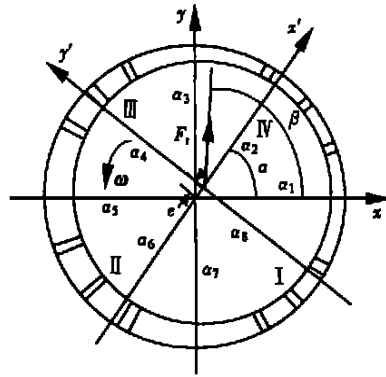


图4 调节级激振力

$$F_{t, y'} = \sum_{i=1}^4 \int_V dF_{t, y'} dV = \int_r r dr \sum_{i=1}^4 \int_{\alpha_{bi}}^{\alpha_{ei}} C_i \left[1 - \frac{2R_t \sqrt{\delta - e \cos(\theta - \alpha)}}{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t \sqrt{\delta - e \cos(\theta - \alpha)}} \right] \times \cos(\theta - \alpha) d\theta = \frac{(R_t^2 - R_b^2)^2}{4R_t e} \sum_{i=1}^4 C I_i, \quad (21)$$

式中

$$I_i = \left\{ \begin{array}{l} \left[A \arctan \left(B \tan \frac{\theta - \alpha}{2} \right) - (\theta - \alpha) \right] \Big|_{\alpha_{bi}}^{\alpha_{ei}} \quad \pi \notin [\alpha_{ei} - \alpha, \alpha_{bi} - \alpha], \\ \left[A \arctan \left(B \tan \frac{\theta - \alpha}{2} \right) - (\theta - \alpha) \right] \Big|_{\alpha_{bi}}^{\pi + \alpha - 0} + \\ \left[A \arctan \left(B \tan \frac{\theta - \alpha}{2} \right) - (\theta - \alpha) \right] \Big|_{\pi + \alpha + 0}^{\alpha_{ei}} \quad \pi \in (\alpha_{ei} - \alpha, \alpha_{bi} - \alpha), \\ \left[A \arctan \left(B \tan \frac{\theta - \alpha}{2} \right) - (\theta - \alpha) \right] \Big|_{\alpha_{bi} - \alpha + 0}^{\alpha_{ei}} \quad \pi = \alpha_{bi} - \alpha, \\ \left[A \arctan \left(B \tan \frac{\theta - \alpha}{2} \right) - (\theta - \alpha) \right] \Big|_{\alpha_{bi}}^{\alpha_{ei} - \alpha - 0} \quad \pi = \alpha_{ei} - \alpha, \end{array} \right. \quad (22)$$

$$A = \frac{2(R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta)}{\sqrt{(R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta)^2 - (2R_t e)^2}}, \quad B = \frac{R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta + 2R_t e}{\sqrt{(R_t^2 - R_b^2 + 2R_t\delta)^2 - (2R_t e)^2}}. \quad (23)$$

2 不同进气工况激振力分析

由于调节级在不同工况气门喷嘴的开启情况不同,气动力不同,因此下面分别针对不同的工况,应用式(20)和式(21)进行激振分析。为讨论方便,在以下讨论中,均设四个喷嘴均匀、对称布置, $R = 0.5\text{m}$, $r = 0.4\text{m}$, $\phi = 0.83$, $e = 0.0015\text{m}$, $\delta = 0.002\text{m}$,各喷嘴组的始末角为 $\alpha_{b1} = 20^\circ$, $\alpha_{e1} = 70^\circ$, $\alpha_{b2} = 110^\circ$, $\alpha_{e2} = 160^\circ$, $\alpha_{b3} = 200^\circ$, $\alpha_{e3} = 250^\circ$, $\alpha_{b4} = 290^\circ$, $\alpha_{e4} = 340^\circ$,

调节级激振力示意图如图 4。

2.1 第 1 工况(四个喷嘴同时进气)

在此均匀进气工况下, $v_{r,1} = v_{r,2} = v_{r,3} = v_{r,4} = 300\text{m/s}$, $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = 12\text{kg/m}^3$ 。激振力 F 和激振力与 x 轴夹角 ρ 如图 5 所示。

2.2 第 2 工况(I、II、III喷嘴同时进气)

在此工况下, $v_{r,1} = v_{r,2} = v_{r,3} = 300\text{m/s}$, $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = 12\text{kg/m}^3$, $v_{r,4} = 0$, $\rho_4 = 0$ 。激振力 F 和激振力与 x 轴夹角 β 如图 6 所示。

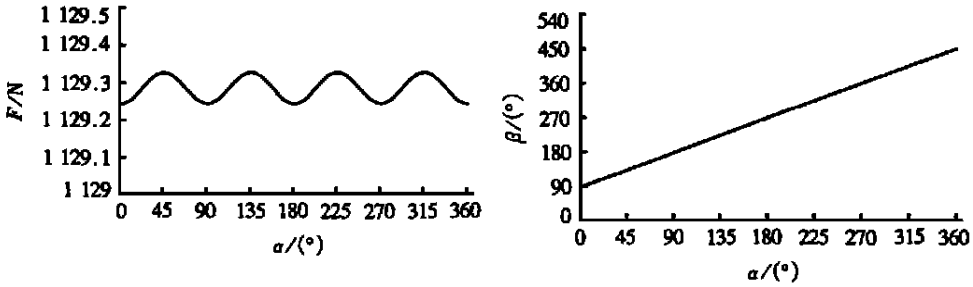


图 5 I、II、III、IV 喷嘴同时进气时的激振力

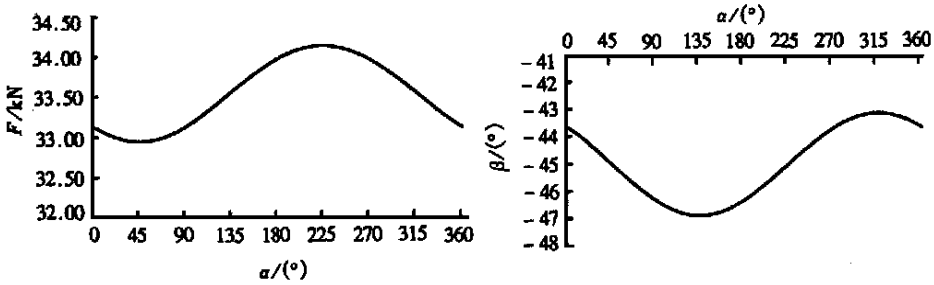


图 6 I、II、III 喷嘴同时进气时的激振力

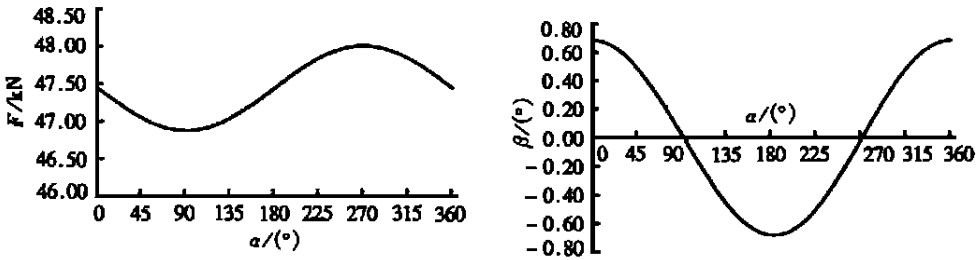


图 7 I、II 喷嘴同时进气时的激振力

2.3 第 3 工况(I、II 喷嘴同时进气)

在此工况下, $v_{r,1} = v_{r,2} = 300\text{m/s}$, $\rho_1 = \rho_2 = 12\text{kg/m}^3$, $v_{r,3} = v_{r,4} = 0$, $\rho_3 = \rho_4 = 0$ 。激振力 F 和激振力与 x 轴夹角 β 如图 7 所示。

2.4 第 4 工况(I 喷嘴进气)

在此工况下, $v_{r,1} = 300\text{m/s}$, $\rho_1 = 12\text{kg/m}^3$, $v_{r,2} = v_{r,3} = v_{r,4} = 0$, $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = 0$ 。激振力 F 和激振力与 x 轴夹角 β 如图 8 所示。

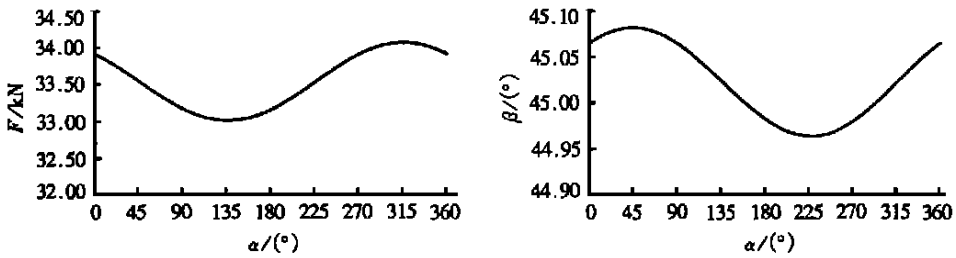


图8 I 喷嘴进气时的激振力

3 结 论

由以上计算结果可见,在四个喷嘴同时进气的轴对称工况,激振力数值较小(1129.3N左右),随 α 以 90° 为周期作正弦变化,且其波动幅值也较小(仅0.1N左右),激振力的方向沿 y' 的方向,是一个正进动激振力。在第2工况,激振力的大小为32.9~34.1kN,变化幅值达1.2kN,激振力的方向在 $-46.9^\circ \sim -43.2^\circ$ 之间。在第3工况,激振力大小为46.9~48kN,幅值达1.1kN,激振力的方向在 $0.68^\circ \sim -0.68^\circ$ 之间。当只有1喷嘴进气时,激振力的大小为33.9~33kN,幅值达0.9kN,激振力的方向在 $45.08^\circ \sim 44.96^\circ$ 之间。在2、3、4工况激振力都较大,特别是第2工况,激振力幅值达1.2kN,激振力方向波动的幅值达 3.7° 。若由一个工况变化到另一个工况,激振力的大小和方向变分更为剧烈,更容易引起振动。

致谢 本文是在我国著名的汽轮机专家、中国工程院机械与运载工程部主任姚福生院士的精心指导下完成的,特此致谢。东方汽轮机厂设计处整机室潘家成主任及设计处的同志们为本文研究工作提供了许多有益的帮助,特此致谢。

[参 考 文 献]

- [1] Thomas H J. Unstable oscillations of turbine rotors due to steam leakage in the sealing glands and the buckets[J]. Bulletin Scientifique A J M, 1958, 71: 34—37.
- [2] Alford J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1965, 33(5): 333—344.
- [3] Urlichs K. Clearance flow generated transverse force of the rotor of thermal turbomachines[A]. Translated as NASA TM 77292, 1983.
- [4] Wohlrab R. Experiments determination of gas flow conditioned force at turbine stages and their effects on the runing stability of simple rotor[A]. Translated as NASA TM 77293, 1983.
- [5] Vance J M, Laudadio F J. Experimental measurements of Alford force in axial flow turbomachinery[A]. ASME paper, 1984, 84-GT-140.
- [6] 晏砺堂, 朱梓根, 李其汉. 高速旋转机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [7] 张文. 转子动力学中的若干近代力学问题[J]. 中国科学基金, 1994, 3: 227—229.
- [8] 姚福生. 汽轮机动叶片上激振力的分析[J]. 机械工程学报, 1965, 13(1): 1—22.
- [9] 柴山, 张耀明, 马浩, 等. 大型旋转机械气流激振力研究综述[J]. 山东工程学院学报, 1998, 12(4): 1—7.

The Analysis for the Airflow Exciting_Vibration Force of Control Stage of Steam Turbine

CHAI Shan, ZHANG Yao_ming, MA Hao, QU Qing_wen, ZHAO You_qun
(Research Institute for Science and Technology, Shandong Institute
of Technology, Zibo, Shandong 255012, P R China)

Abstract: Based on the hydrodynamics, the airflow exciting_vibration force of control stage of steam turbine is studied by using the momentum theorem. A formulation for calculating the air exciting_vibration force of the control stage of steam turbine is deduced first by using theoretical analysis method and taking all the design factors of vane and nozzles into consideration. Moreover the exciting_vibration forces in different load cases are discussed respectively.

Key words: rotor dynamics; exciting_vibration force; airflow