

# 大型离心压缩机闭式叶轮动力特性分析

关振群<sup>\*1,2</sup>, 王 鄢<sup>1,2</sup>, 杨树华<sup>3</sup>, 刘万青<sup>3</sup>, 刘亚丽<sup>1,2</sup>,  
王 斌<sup>1,2</sup>, 张长海<sup>1,2</sup>, 周 芒<sup>1,2</sup>, 张 昭<sup>1,2</sup>

(1. 大连理工大学 工程力学系, 辽宁 大连 116024;  
2. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024;  
3. 沈阳鼓风机(集团)股份有限公司, 辽宁 沈阳 110142)

**摘要:** 通过模态分析与尾流激振响应分析,研究了离心压缩机闭式叶轮的动力特性与共振条件.针对尾流激振问题,基于气动计算建立激振力简化模型,提出了考虑激振力相位差的谐响应分析方法,计算出尾流激振产生的动应力水平与动力放大系数;基于 IIW 焊接疲劳标准计算了叶轮的结构热点应力.数值分析结果表明,在一定转速下,尾流激振产生的应力范围超过截止极限的 50%,验证了三重点共振条件有效性的同时,指出了其局限性.

**关键词:** 叶轮;模态分析;尾流激振;结构热点应力

**中图分类号:** TH445; O327 **文献标志码:** A

## 0 引 言

叶轮是离心压缩机的核心部件,它既是气动部件又是结构部件,其结构安全可靠设计越来越受到重视.离心压缩机正常工作时,叶轮承受的荷载主要包括离心力、轴系振动和气动动力.一般而言,离心力会使叶片产生较大静应力;气动力及轴系的振动可能引起叶轮叶片的振动,从而产生较大交变应力;而静应力与交变应力的综合作用有可能导致叶片疲劳破坏.目前,已有大量的与叶轮相关的工作,包括叶轮自振分析<sup>[1]</sup>、旋转机械中的气体运动<sup>[2,3]</sup>、叶片结构强度计算<sup>[4]</sup>、叶轮低周疲劳<sup>[5]</sup>等.

有研究认为,绝大多数的叶片破坏属高周疲劳破坏,是由叶片振动产生的动应力过大而引起的<sup>[6]</sup>.尾流是一种作用在叶片上的周期性非定常气流,它可引起叶片的强迫振动响应,这种现象称之为尾流激振.尾流激振是引起叶片破坏性振动的主要因素之一<sup>[7]</sup>.对于叶片强迫响应问题,传统的分析方法是利用坎贝尔图来预测叶轮的强迫共振转速.然而,在离心压缩机工作转速范围内通过调频(调整振动特性)来完全避开叶片的各阶共振频率几乎是不可能的,而仅考虑几个低阶共振

点又远远不够.一种理想化的方法是引入气固耦合或气固联合分析技术,将计算流体动力学(CFD)的计算结果作为荷载施加到结构分析模型上,对叶片进行结构动力响应分析,求得叶片强迫响应位移与动应力<sup>[8,9]</sup>.然而,这种方法计算成本很高,难以工程应用.

本文通过模态分析研究离心压缩机闭式叶轮的基本振动特性;通过谐响应分析研究尾流激振力的作用,对尾流激振产生的动应力给出定性、定量的阐述;探讨叶轮共振发生的条件,以期为离心压缩机闭式叶轮的结构可靠性设计提供必要的理论依据.

## 1 叶轮模态计算

某大型离心压缩机闭式叶轮外径尺寸为 1 100 mm,由盖盘、叶片、轴盘 3 部分组成,共有 19 个叶片,如图 1 所示,对应的导叶片为 14 个.叶轮材料为 FV520B-I,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 860 kg/m<sup>3</sup>,屈服极限为 1 050 MPa.工作转速为 5 000 r/min,约束条件为轴孔固定约束.

收稿日期: 2010-01-16; 修回日期: 2012-04-20.

基金项目: “九七三”国家重点基础研究发展计划资助项目(2009CB724302).

作者简介: 关振群\*(1965-),男,教授,博士生导师, E-mail: guanzhq@dlut.edu.cn.

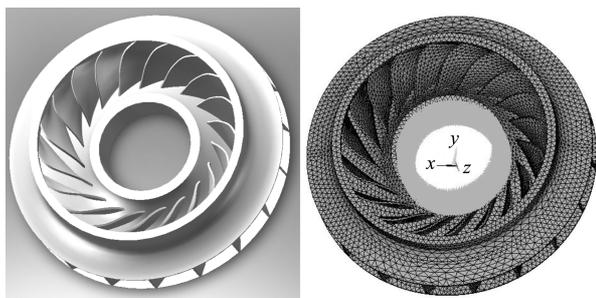


图1 叶轮几何与网格模型图

Fig. 1 The geometry and mesh models of the impeller

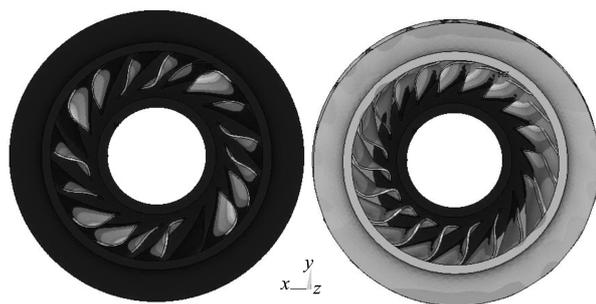
模态计算时,采用十节点四面体有限单元,单元尺寸为 20 mm,共划分为 78 112 个单元,129 073 个节点.

本文采用 block Lanczos 法计算叶轮振动的特征频率,具体可参考文献[10、11]. 模态分析结果见表 1,图 2 给出了关键模态(第 9 和 28 阶)的振型图.

表 1 模态计算结果

Tab. 1 Results of modal analysis

阶数	f/Hz	阶数	f/Hz	阶数	f/Hz
1	451.50	11	900.36	21	909.93
2	451.63	12	900.52	22	910.70
3	510.18	13	902.35	23	914.53
4	510.26	14	902.70	24	914.71
5	510.59	15	904.44	25	970.02
6	832.40	16	904.83	26	986.65
7	832.44	17	906.86	27	986.87
8	861.12	18	907.63	28	1 179.00
9	892.31	19	908.77	29	1 179.40
10	892.70	20	908.38	30	1 349.20



(a)第 9 阶模态振型图,频率 892.31 Hz (b)第 28 阶模态振型图,频率 1 179.00 Hz

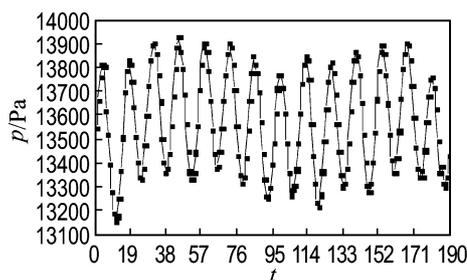
图 2 叶轮关键模态

Fig. 2 Key modals of the impeller

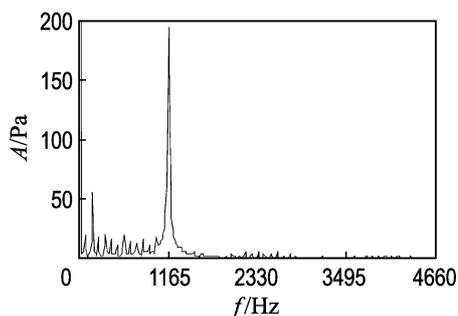
## 2 尾流激振的气动计算

通过气动计算得到叶轮在旋转一周过程中,

叶片表面任一监测点的压力随时间的脉动情况,做出相应频谱图<sup>[12]</sup>. 图 3 给出了一个监测点 PSR390Z350(表示径向坐标  $R=390$  mm,轴向坐标  $Z=350$  mm 处叶片压力面监测点)的静压  $p$  随量纲一时间  $t$  的变化曲线和频谱图,其中  $A$  表示静压差在频谱图上的幅值. 图 4 给出了叶片表面静压差峰值. 图 3(a)中,监测点在旋转一周过程中,其静压随时间的变化表现为 14 个周期,与进口导叶片个数相等;图 3(b)中,在频率为 1 165 Hz 附近存在明显的峰值.



(a) 静压随时间变化曲线



(b) 静压频谱图

图 3 监测点静压

Fig. 3 Static pressure of the monitoring point

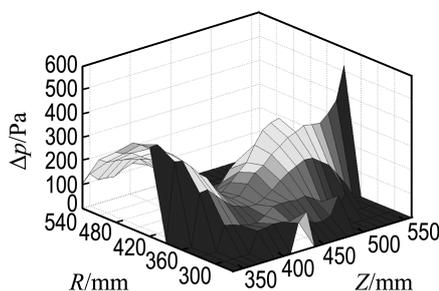


图 4 叶片表面静压差峰值

Fig. 4 Static pressure difference peak on the blade

叶轮在旋转过程中,每个叶片与前导叶尾流之间周期性相互作用,其作用频率的计算公式为

$$f = nz_1/60 \quad (1)$$

其中  $n$  表示叶轮转速,  $z_1$  表示前导叶片数, 可以计算得到作用频率  $f=1\ 165.5\ \text{Hz}$ . 这与图 3(b) 静压频谱图中叶片表面静压脉动峰值的频率  $1\ 165\ \text{Hz}$  基本一致, 表明观察点 PSR390Z350 在  $1\ 165\ \text{Hz}$  处强烈的静压脉动峰值是由叶片与进口导叶的尾流干涉作用引起的. 结合图 3(a) 与图 4, 粗略估计静压差峰值平均值为  $300\ \text{Pa}$ .

### 3 尾流激振的谐响应分析

叶片在旋转过程中, 前导叶尾流对每个叶片都施加周期性作用力, 根据图 3(a), 将叶片表面静压差随时间变化曲线近似为正弦曲线:

$$p_i = p \sin(2\pi ft + i\varphi_0) \quad (2)$$

其中  $i=0, 1, \dots, 18$  为叶片编号,  $p$  取压力差峰值平均值. 频率  $f=nz_1/60$ , 运行工况下叶轮转速  $n=5\ 000\ \text{r/min}$ ,  $z_1=14$ . 两个叶片间的相位差  $\varphi_0=(z_1 \cdot 2\pi)/z_2\ \text{rad}$ ;  $z_2=19$ , 为叶片个数. 基于该假定, 可以采用谐响应分析方法计算叶轮在尾流激振力作用下的动力响应. 为了进行对比研究, 这里计算两种工况.

#### (1) 虚拟工况

假定激振力频率为叶片某阶自振频率, 大小为  $892.31\ \text{Hz}$ , 此时相当于转速  $n=3\ 823\ \text{r/min}$ . 阻尼比取为  $0.000\ 5$ . 该工况的转速是虚拟的, 但仍然在最低转速以上, 因此是一个可能的运行点, 在设计时应当考虑.

#### (2) 实际工况

实际工况是叶轮当时的实际运行工况, 是主要运行点. 在该工况下,  $n=5\ 000\ \text{r/min}$ ,  $z_1=14$ ,  $f=nz_1/60=1\ 166.7\ \text{Hz}$ . 阻尼比取为  $0.000\ 5$ .

计算结果显示, 在虚拟工况下, 最大 von Mises 应力为  $9.430\ \text{MPa}$ , 发生在叶片前缘与轴盘或盖盘的连接处, 如图 5 所示. 在实际工况下, 最大 von Mises 应力为  $0.153\ 5\ \text{MPa}$ , 也发生在叶片前缘与轴盘或盖盘的连接处, 如图 6 所示.

### 4 叶轮结构热点应力计算

本研究中, 叶轮轮盘与叶片采用焊接方式进行连接, 依据 IIW 焊接疲劳标准<sup>[13]</sup>, 并根据叶轮焊接接头形式、材料, 确定该叶轮焊接处的截止极限(cut-off limit)为  $40.5\ \text{MPa}$ , 亦即应力循环范围小于此应力值时, 就不会引起疲劳破坏.



图 5 虚拟工况下 von Mises 应力

Fig. 5 von Mises stress in the virtual case

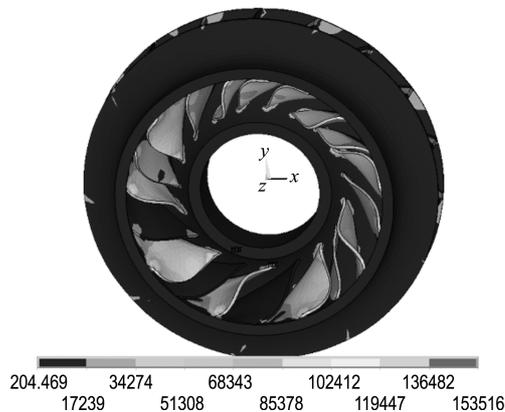


图 6 实际工况下的 von Mises 应力

Fig. 6 von Mises stress in the working case

注意, IIW 焊接疲劳标准适用于屈服强度不大于  $960\ \text{MPa}$  的钢材, 而本文采用的钢材的屈服强度略高于这个限值, 因此这里给出的截止极限仅作为参考.

本文采用结构热点应力进行疲劳寿命分析. IIW 焊接疲劳标准对结构热点应力的分类及计算方法有明确的规定.

实际上, 按照设计图纸, 叶轮的叶片根部有半径为  $5\ \text{mm}$  的焊缝. 由于在前面的计算中, 计算模型叶片的根部没有倒角, 即没有焊缝, 需要用动力放大系数的方法计算结构热点应力. 方法如下:

#### (1) 确定动力放大系数

在叶片根部没有倒角的叶轮的某一叶片上施加  $300\ \text{Pa}$  的静压力, 做静力分析, 得到最大 von Mises 应力为  $0.1\ \text{MPa}$ , 发生在叶片与轴盘连接处. 如此得到如下结果:

虚拟工况下动力放大系数

$$\beta_1 = 9.43/0.1 = 94.3$$

实际工况下动力放大系数

$$\beta_2 = 0.156 / 0.1 = 1.56$$

(2) 利用动力放大系数估算叶轮受到简谐激振力时的结构热点应力

模型采用一个叶片带有倒角的叶轮, 倒角半径为 5 mm, 倒角附近网格细化为 5 mm. 在带有倒角的叶片上施加 300 Pa 的静压力, 进行静力分

析. 如图 7 所示, 判断叶片与轴盘连接处的热点为 b 类, 在粗网格的情况下, 采用如下公式来计算结构热点应力<sup>[13]</sup>:

$$\sigma_{hs} = 1.5 \sigma_{5\text{ mm}} - 0.5 \sigma_{15\text{ mm}} \quad (3)$$

计算得到  $\sigma_{hs} = 0.141\ 859\ \text{MPa}$ . 由此可以得到两个工况下的考虑动力效应的结构热点应力如下.

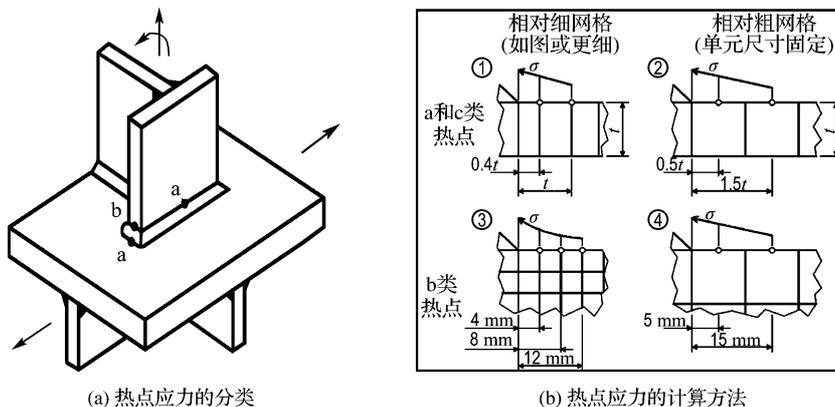


图 7 结构热点应力的分类及计算方法

Fig. 7 Types of structural hot-spot stress and its calculated methods

① 虚拟工况下结构热点应力

$$\sigma_{hs}^0 = 0.141\ 859\ \text{MPa} \times \beta_1 = 13.38\ \text{MPa}$$

② 实际工况下结构热点应力

$$\sigma_{hs}^1 = 0.141\ 859\ \text{MPa} \times \beta_2 = 0.22\ \text{MPa}$$

依据 IIW 焊接疲劳标准, 可以由结构热点应力得到结构热点应力范围, 如表 2 所示. 可以看到, 在虚拟工况下, 尾流激振所引起的应力范围较大, 已达到截止极限的 66%; 在实际工况下, 尾流激振所引起的应力范围很小, 几乎可以忽略.

表 2 叶轮结构热点应力

Tab. 2 Structural hot-spot stress of the impeller

工况	结构热点应力/MPa	应力范围/MPa
虚拟	13.38	26.76
实际	0.22	0.44

从计算结果看, 在理想的实际工况下尾流激振产生的交变应力很小, 几乎可以忽略不计. 但是, 由于叶轮工作转速并不是固定不变的, 而是有一个变动范围 ( $0.6n \sim 1.1n$ , 即  $3\ 000 \sim 5\ 500\ \text{r/min}$ ), 如果这个范围可以覆盖虚拟工况, 那么尾流激振产生的应力范围就有可能达到 26.76 MPa, 亦即超过截止极限的 50%. 注意到叶轮工

作在复杂的动力环境中, 存在许多基础激励源, 如转子系统的不平衡、转速波动等, 能够产生应力范围. 在正常情况下, 这些基础激励源所产生的应力范围的总和也不会大于截止极限 (毕竟叶轮疲劳破坏事故是少数), 而尾流激振这一单一因素产生的应力范围已超过截止极限的 50%, 由此可认为, 尾流激振是叶轮发生疲劳破坏的主要因素之一. 当尾流激振所产生的应力范围与基础激励源所产生的应力范围相叠加得到的总应力范围超过截止极限时, 疲劳破坏就会发生.

### 5 叶轮共振发生条件

一般认为, 当激振力频率与结构的某阶自振频率相同或接近时, 会引起共振, 造成较大的破坏性振动响应. 根据计算结果, 在虚拟工况下尾流激振力频率为 892.31 Hz, 等于叶轮第 9 阶自振频率, 通过谐响应分析得到的动力放大系数为 94.3, 说明发生了共振; 在实际工况下尾流激振力频率为 1 166.7 Hz, 与叶轮的 28 阶自振频率 1 179 Hz 相差仅 1.0%, 远小于 10% 隔离裕度, 但是通过谐响应分析得到动力放大系数为 1.56, 说明并没有发生破坏性共振. 这表明, 对于压缩机

叶轮这种循环对称结构,激振力频率达到或接近结构某阶自振频率并不是引起叶轮共振的充分条件.

我国学者提出了一类循环对称结构振动分析方法,即著名的三重点共振条件<sup>[14]</sup>,在旋转机械特别是汽轮机设计中得到了广泛应用.所谓三重点共振条件就是:

(1) 叶片组的节径数为  $m$  的振型的自然频率  $\omega_m$  等于激振力第  $k$  阶谐波的频率  $k\omega$ ,即

$$\omega_m = k\omega \quad (4)$$

(2) 节径数  $m$  等于谐波数  $k$ ,即

$$m = k \quad (5)$$

针对本文的问题,在实际工况下,导叶引起的尾流激振,其激振力谐波数  $k$  等于导叶数  $z_1$ ,即  $k = 14$ ;叶轮转速  $n_1 = 5\,000$  r/min,则激振力的第 14 阶谐波频率为  $f_1 = n_1 z_1 / 60 = 1\,166.7$  Hz;叶

轮第 28 阶模态频率  $\omega_m = 1\,179$  Hz,振型的节径数  $m = 2$ .按照三重点共振条件,条件(1)虽满足,但条件(2)不满足,因此不会发生共振,这与本文谐响应分析结果相符.在虚拟工况下,导叶引起的尾流激振,激振力谐波数  $k = 14$ ;叶轮转速  $n_2 = 3\,823$  r/min,激振力的第 14 阶谐波频率为  $f_2 = n_2 z_1 / 60 = 892$  Hz.叶轮第 9 阶模态频率  $\omega_m = 892$  Hz,其对应振型的节径数  $m = 5$ .按照三重点共振条件,条件(1)满足,但条件(2)不满足,因此不会发生共振,这与本文的谐响应分析结果不相符.

为了进一步验证本文的初步结论,下面采用针对循环对称结构的特殊计算方法进行分析.首先采用循环对称结构模态分析方法进行计算,并考虑导角和离心力影响,得到模态分析结果如表 3 所示.

表 3 叶轮模态分析结果

Tab. 3 Modal analysis results of impeller

阶数	f/Hz									
	m=0	m=1	m=2	m=3	m=4	m=5	m=6	m=7	m=8	m=9
1	545.29	499.14	569.84	870.11	924.84	933.64	938.29	941.50	943.63	944.71
2	912.65	499.14	569.84	870.11	924.84	933.64	938.29	941.50	943.63	944.71
3	996.95	942.41	953.36	1 045.20	1 419.90	1 611.20	1 604.70	1 580.10	1 560.40	1 549.90
4	1 780.30	942.41	953.36	1 045.20	1 419.90	1 611.20	1 604.70	1 580.10	1 560.40	1 549.90
5	1 852.00	1 237.10	1 502.40	1 638.00	1 702.00	1 755.50	1 802.60	1 828.50	1 844.30	1 852.00
6	2 004.40	1 237.10	1 502.40	1 638.00	1 702.00	1 755.50	1 802.60	1 828.50	1 844.30	1 852.00
7	2 291.30	1 836.20	1 842.20	1 810.80	1 813.90	1 936.50	2 130.50	2 250.50	2 305.10	2 324.10
8	2 530.40	1 836.20	1 842.20	1 810.80	1 813.90	1 936.50	2 130.50	2 250.50	2 305.10	2 324.10
9	2 576.90	1 870.40	1 888.40	1 981.90	2 148.60	2 322.30	2 396.00	2 414.20	2 424.30	2 431.10
10	2 716.60	1 870.40	1 888.40	1 981.90	2 148.60	2 322.30	2 396.00	2 414.20	2 424.30	2 431.10

然后通过尾流激振的谐响应分析来验证叶轮产生共振的条件.叶片在旋转过程中,只考虑导叶尾流对叶片的周期性激励作用,由于导叶数  $z_1$  的不同,该激振力所能激起的空间分布形式是不同的,即它能够激起的叶轮模态的节径数是不同的;同时由于导叶数的不同,激振力的频率也不相同,激振力的频率可以由式(1)确定.在保持转速  $n = 5\,000$  r/min 不变的情况下,分别计算导叶数  $z_1$  从 1 到 19 这 19 种空间激振形式,模拟 19 种工况,以验证叶轮产生共振的条件.计算结果如图 8 所示.

为了探讨叶轮共振发生条件,这里考察  $z_1 = 7, 11, 14$  这 3 种典型情况,制成表 4.以  $z_1 = 7$  说明表 4 的制作方法.当导叶数  $z_1 = 7$  时激振力频

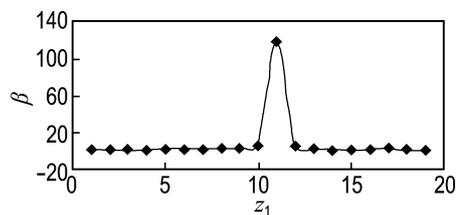


图 8 导叶数-动力放大系数结果

Fig. 8 Guide blade-dynamic magnification factor results

率为 583.3 Hz,给定隔离裕度为 10%,则危险频带为 524.97~641.63 Hz.查模态分析结果表 3 可知,叶轮具有 2 根节径的模态的 1、2 阶频率为 569.84 Hz,叶轮具有 0 根节径的模态的 1 阶频率为 545.29 Hz,它们均落在隔离裕度之内,由此确

定锁定模态个数为3,锁定模态节径数为0、2;判断是否发生共振,可由图8得到,显然,仅当导叶数 $z_1=11$ 时,动力放大系数接近120,表明叶轮发生共振。

表4 三重点条件的验证

Tab. 4 Certification of the triple point condition

$z_1$	节径激振力 频率/Hz	锁定模 态个数	锁定模态 节径数	是否满足 三重点条件	是否发 生共振
7	583.3	3	0,2	否	否
11	916.3	20	0,1,2,3,4, 5,6,7,8,9	否	是
14	1 166.7	4	1,3	否	否

根据图8及表4,导叶数为7时,叶轮锁定模态有3个,但节径数都不等于激振力谐波阶数,根据三重点条件判断叶轮不会发生共振,这与谐响应计算结果一致;在实际工况下,亦即导叶数为14时,锁定模态个数为4个,锁定模态节径数为1和3,根据三重点条件判断叶轮不会发生共振,这与谐响应计算结果一致;当导叶数为11时,锁定模态个数为20个,其中任一模态的节径数都不等于激振力谐波阶数,根据三重点条件判断叶轮不会发生共振,然而谐响应分析结果表明,该工况下叶轮发生了共振。

为了对共振条件作进一步的验证,对另一型号的闭式叶轮II进行扫频分析.其几何模型和有限元模型见图9.其中,叶片数为5.

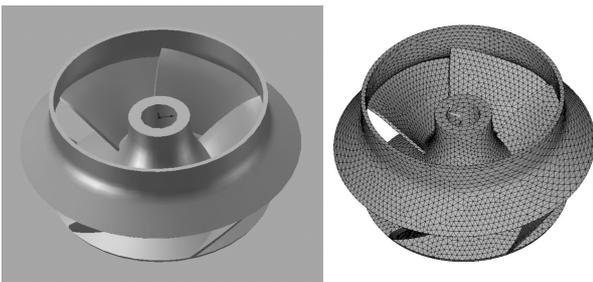


图9 闭式叶轮II几何模型与网格模型图

Fig. 9 The geometry and mesh models of the enclosed impeller II

采用循环对称结构模态分析方法进行计算,并且考虑离心力影响,得到模态分析结果见表5.

在保持转速 $n=4\ 000\ \text{r/min}$ 不变的情况下,分别计算导叶数 $z_1$ 从1到5这5种空间激振形式,模拟5种工况,分析结果如表6所示.

表5 闭式叶轮II模态分析结果

Tab. 5 Modal analysis results of the enclosed impeller II

阶数	$f/\text{Hz}$		
	$m=0$	$m=1$	$m=2$
1	383.32	269.21	349.46
2	623.77	269.21	349.46
3	951.91	642.87	680.10
4	1 034.70	642.87	680.10
5	1 115.30	858.27	816.78
6	1 239.50	858.27	816.78
7	1 313.50	1 044.90	1 004.50
8	1 417.90	1 044.90	1 004.50
9	1 470.00	1 092.50	1 055.40
10	1 579.40	1 092.50	1 055.40

表6 叶轮II谐响应分析结果

Tab. 6 Harmonic response analysis results of the impeller II

$z_1$	激振力频率/Hz	$\beta$
1	66.67	1.65
2	133.33	1.25
3	200.00	1.33
4	266.67	63.55
5	333.33	3.41

由表6可知,导叶数为4时发生了共振,此时节径数为1的1阶模态被激起,三重点共振的条件(1)虽满足,但条件(2)不满足。

综上,利用三重点条件判断闭式叶轮在尾流作用下是否发生共振具有一定的局限性,需要进一步研究闭式叶轮这类循环对称结构的共振机理,以发展与完善三重点共振条件.尽管谐响应分析能得到定量的计算结果,但其计算成本较高.因此,探索共振条件并提出工程设计基本准则仍是非常必要的。

## 6 结 语

本文通过叶轮模态分析以及考虑尾流激振力相位差的谐响应分析,研究了离心压缩机闭式叶轮的动力特性.尾流激振分析结果显示,在一定转速下,尾流激振产生的应力范围为26.76 MPa,超过截止极限的50%,因此可认为尾流激振是导致叶轮发生疲劳破坏的主要因素之一.利用数值分析的方法验证了三重点共振条件有效性的同时,指出了其局限性,需要进一步研究闭式叶轮这类循环对称结构的共振机理,以完善三重点共振条件。

## 参考文献:

- [1] 骆天舒,戴 韧. 整体式向心叶轮模态的有限元分析[J]. 内燃机工程, 2005, 26(1):77-80
- [2] DEVALS C, HENICHE M, TAKENAKA K, *et al.* CFD analysis of several design parameters affecting the performance of the Maxblend impeller [J]. **Computers & Chemical Engineering**, 2008, 32(8): 1831-1841
- [3] BHOPE D V, PADOLE P M. Experimental and theoretical analysis of stresses, noise and flow in centrifugal fan impeller [J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2004, 39(12):1257-1271
- [4] 李 嵩,瞿 鑫,朱之墀. 考虑气动载荷的轴流风机叶轮强度的有限元分析[J]. 风机技术, 2004(2): 11-15
- [5] 黄 若,孟令广,张 虹. 增压器压气机叶轮低周疲劳强度有限元计算分析[J]. 内燃机工程, 2006, 27(4):55-57
- [6] 安江英,张保衡. 材料脆化对汽轮机转子残余寿命的影响[J]. 电力情报, 1997(1):53-56
- [7] 孟 越,李 琳,李其汉. 尾流激振情况下叶片强迫响应瞬态分析方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(6):671-674
- [8] 方 兴,李 琳. 一种用于尾流激振作用下应力预估的模型[J]. 航空动力技术, 2008(1):14-16,37
- [9] 王 梅,江和甫,吕文林. 在尾流激振情况下叶片振动应力预估技术[J]. 航空动力学报, 2007(4):608-613
- [10] 张洪武,关振群,李云鹏,等. 有限元分析与 CAE 技术基础[M]. 北京:清华大学出版社, 2004
- [11] GRIMES R G, LEWIS J G, SIMON H D. A shifted block Lanczos algorithm for solving sparse symmetric generalized eigenproblems [J]. **SIAM Journal on Matrix Analysis and Applications**, 1994, 15(1):228-272
- [12] 毛义军,祁大同,许庆余. 离心压缩机叶轮叶片疲劳断裂故障的数值分析[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(11):1336-1339
- [13] HOBACHER A. Recommendations for fatigue design of welded joints and components [S]. Paris: International Institute of Welding, 2003
- [14] 黄文虎,邓连超,赵玉昌. 一类周期性结构的振动分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1979, 11(3):11-30

## Analyses of dynamic characteristics of enclosed impeller of large centrifugal compressor

GUAN Zhen-qun<sup>\*1,2</sup>, WANG Yan<sup>1,2</sup>, YANG Shu-hua<sup>3</sup>, LIU Wan-qing<sup>3</sup>, LIU Ya-li<sup>1,2</sup>,  
WANG Bin<sup>1,2</sup>, ZHANG Chang-hai<sup>1,2</sup>, ZHOU Mang<sup>1,2</sup>, ZHANG Zhao<sup>1,2</sup>

- ( 1. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;  
2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology,  
Dalian 116024, China;  
3. Shenyang Blower Works Group Co. Ltd., Shenyang 110142, China )

**Abstract:** Through modal analysis and wake excitation response analysis, the dynamic characteristics and resonance conditions of the enclosed impeller of a centrifugal compressor are studied. For wake excitation problem, excitation force simplified model is established based on aerodynamic calculation, and the harmonic response analysis method is given based on the harmonic analysis method considering exciting force phase difference. The dynamic stress and dynamic amplification factor generating from wake excitation are computed. Based on IIW weld fatigue standard, the structural hot-spot stress of the impeller is calculated. The numerical simulation results show that the maximum stress produced by wake excitation may contribute more than 50% to the cut-off limit when the impeller rotates under a certain speed. The resonance conditions of triple point are validated, and its limitation is pointed out at the same time.

**Key words:** impeller; modal analysis; wake excitation; structural hot-spot stress