

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.01.006

# 基于有限元模拟的换热管与折流板碰撞研究

苏文献<sup>1</sup>, 蔡玉珺<sup>1</sup>, 范正炼<sup>2</sup>, 施卿海<sup>1</sup>

(1. 上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 艾欧史密斯热水器有限公司, 江苏南京 210038)

**摘要:**为了研究换热管与折流板的碰撞特性,基于漩涡脱落原理,建立了换热管振动的简化模型,并利用 ANSYS 非线性瞬态分析,研究简化模型分别在不同的间隙、流体力下换热管与折流板碰撞力随时间的变化规律。结果表明:当流体力偏大时,间隙越大,碰撞力越大;当流体力偏小时,间隙越大碰撞力越小。流体力越大,换热管与折流板之间的碰撞力越大,但增长速率随流体力的增大而减小。

**关键词:**换热管;折流板;碰撞力;ANSYS 非线性瞬态分析

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)01-0025-05

## Study of Collision of Heat Exchange Tube and Baffle Plate Based on Finite Element Analysis

SU Wenxian<sup>1</sup>, CAI Yujun<sup>1</sup>, FAN Zhenglian<sup>2</sup>, SHI Qinghai<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;  
2. A. O. Smith Company, Nanjing 210038, China)

**Abstract:** In order to study the collision characteristics of the heat exchange tube and the baffle plate, a simplified model of the heat exchange tube vibration was established based on vortex shedding principle, and the ANSYS nonlinear transient analysis was used to analyze the heat pipe and baffle plate collision force changing with time of simplified model respectively in different gap, the fluid force. The results showed when the fluid force was larger, the gap was bigger, the collision force was bigger; when the fluid force was smaller, the gap was bigger, the collision force was smaller. The greater the fluid force, the greater the collision force between the heat exchange tube and the baffle plate, but the growth rate would decrease with the increase of the fluid force.

**Keywords:** heat exchange tube; baffle plate; collision force; ANSYS nonlinear transient analysis

换热管作为换热器中最脆弱的部件,它的寿命直接影响整台换热器的寿命。换热管失效的因素很多,最主要的是流体诱导换热管的振动,因此研究流体诱导换热管振动对工业应用有重要意义<sup>[1-2]</sup>。

流体诱导换热管振动会引起换热管与折流板的碰撞,使换热管发生磨损破坏。所以研究换热管与折流板的碰撞是有重大工程意义的。由于实际情况的限制,换热管与折流板之间的碰撞力是很难测量的,所以实验研究很困难。为了克服这一困难,本文根据换热管在工作中的实际情况,对换热管与折流板的碰撞模型进行了合理简化,并用 ANSYS 软件对模型进行非线

性瞬态分析,提取出碰撞力与时间的变化曲线,然后用 MATLAB 软件对数据进行处理,求出频域内碰撞力的结果。

### 1 非线性分析简介

非线性问题一般可以分为3类:材料非线性、几何非线性和状态非线性。对于换热管与折流板之间的碰撞,本文中研究的是状态非线性中的接触非线性。接触问题是一种高度的非线性行为,当2个分离的表面相互碰触并共切时,就称它们处于接触状态。接触的非线性是由状态条件的非线性引起的,即自由表面边界的一部分转变为接触面边界,或者,由接触面边界放

收稿日期:2016-06-20;修回日期:2016-08-25

第一作者简介:苏文献(1976),男,山东栖霞人,副教授,主要从事过程设备设计与有限元分析。E-mail:digestsu@163.com

松接触而变化成为自由边界。随着载荷和位移的改变,换热管和折流板在接触和松弛2个状态中变换,这种情况就是由接触碰撞力分布变化产生的非线性状态<sup>[3-5]</sup>。

## 2 换热管振动模型建立<sup>[6-9]</sup>

### 2.1 简化模型

由于研究的是换热管与折流板之间的碰撞,所以我们可以有限元研究中只保留换热管和折流板,其余部分的影响可以当做载荷和边界来处理。又因为换热管之间的相互影响是通过流体来传达的,所以可以只保留一根换热管,而把换热管之间的影响以作用在换热管上的流体力的变化来等效。还有一点值得注意的是换热管和折流板连接处是有间隙的。所以用于分析计算的模型可以简化,如图1所示。模型换热管总长3 000 mm,2块折流板间距1 000 mm,折流板外径286 mm。换热管尺寸为 $\varnothing 32 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$ 。材料用的都是20号钢。



图1 简化模型实体图

Figure 1 Simplified model of entity diagram

### 2.2 模型的物理参数

该设备是在常温下运行的,而且换热管内没有流体,简化模型的主要材料为20号钢,查标准GB 150—2011得到其主要物理参数,考虑到流体对换热管振动的影响,根据GB/T 151—2014中等效密度法进行处理,计算结果如表1所示。

表1 材料属性

Table 1 Material properties

名称	弹性模量 $E/\text{GPa}$	泊松比 $\mu$	等效密度 $\rho/(\text{t} \cdot \text{m}^{-3})$
折流板	201	0.3	7.85
换热管	201	0.3	12.47

### 2.3 模型边界条件及载荷分析

根据实际情况换热管两端可简化为为固定约束,换热管与折流板接触的地方是非线性间隙接触。流体对换热管的作用力根据振动机理的不同有不同的简化方式,当使用漩涡脱落理论模型来分析换热管的振动时,流体力可等效成周期性变化的沿流速方向的阻力和垂直流速方向的升力,为了分析的方便,本文将采用漩涡脱落理论模型来分析。

根据漩涡脱落理论,流体对换热管的作用力可看成是沿着流速方向的阻力和垂直流速方向的升力,其计算公式为:

$$\text{升力 } F_L = \frac{1}{2} C_L \rho_0 d_0 v_0^2 \sin(2\pi f_s t);$$

$$\text{阻力 } F_D = \frac{1}{2} C_D \rho_0 d_0 v_0^2 \sin(4\pi f_s t)。$$

式中: $C_L, C_D$ 分别为升力系数和阻力系数,可根据相关文献[10]查得; $l$ 为受流体冲刷的换热管长度,m; $v_0$ 为流体主流速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ; $f_s$ 为漩涡脱落频率, $\text{s}^{-1}$ ; $\rho_0$ 为壳程流体密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ; $d_0$ 为换热管外径,m; $t$ 为时间,s。

## 3 换热管与折流板碰撞的非线性瞬态分析

### 3.1 分析模型介绍

为了保证分析结果的精度,模型采用三维实体模型,单元选择186实体单元,模型包括2块折流板和1根换热管,模型如图2所示。模型总共包含14 736个网格,89 672个节点。折流板和换热管基本尺寸如表2所示,材料和物理参数上文已经介绍。换热管和折流板接触处设置为一般接触(即可以接触,也可以松弛)。

根据上文的讨论,换热管两端加固定约束,折流板外圈加固定约束(笔者主要研究换热管振动,折流板做了适当简化),流体力等效成均布力,再转换成压强加载到换热管受流体力的面上。根据实际情况,中间一跨加载在Y方向的反向面上,左右两跨加载在Y方向的面上,加载示意图如图3所示。

压力转换公式:

$$\bar{P}(t) = \frac{F}{d_0} \sin(100\pi t)。$$

式中  $F$  为流体力的振幅,  $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

表2 折流板和换热管几何尺寸

Table 2 Geometry dimensions of baffle

plate and heat exchange tube					mm
折流板		换热管			
外径	厚度	直径	壁厚	长度	
286	10	32	3	3 000	

### 3.2 模型尺寸及计算参数

笔者总共做了3组对比模拟试验,每组和每种工况的模型尺寸和载荷参数如表3~5所示。在表3和表4中,当  $F$  分别为1 000,600  $\text{N/m}$  时,体现了孔径的变化;表5中,当孔径大小一致时,体现了  $F$  的变化情况。折流板间距  $L_1, L_2$  和  $L_3$  的长度如图4所示。

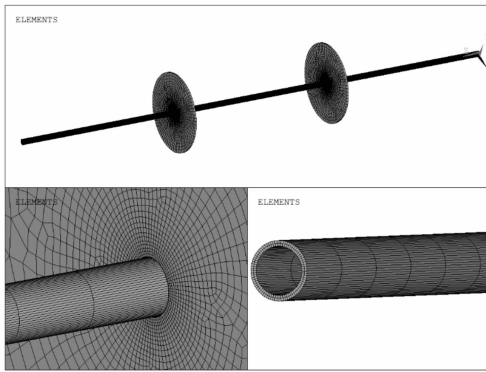


图2 换热管与折流板模型和局部放大示意图  
Figure 2 Diagram of heat exchange tube and baffle plate model and local amplification

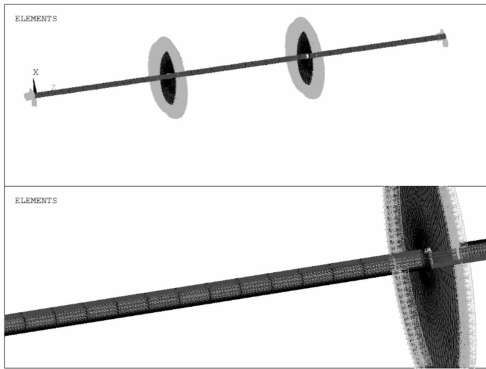


图3 换热管与折流板边界条件、载荷和局部放大示意图

Figure 3 Boundary condition and load of heat exchange tube and baffle plate, local amplification diagram

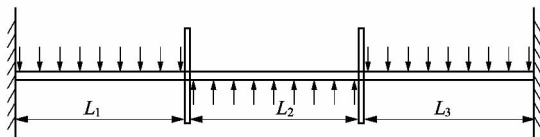


图4 折流板间距示意图

Figure 4 Baffle plates separation distance diagram

表3 试验1

Table 3 Test 1

工况	孔径/mm		折流板间距/mm			流体力振幅 $F/(N \cdot m^{-1})$
	孔1	孔2	$L_1$	$L_2$	$L_3$	
1	32.8	32.8	995	990	995	1 000
2	32.9	32.9	995	990	995	1 000
3	33.0	33.0	995	990	995	1 000
4	33.1	33.1	995	990	995	1 000
5	33.2	33.2	995	990	995	1 000
6	32.8	33.0	995	990	995	1 000
7	33.2	33.0	995	990	995	1 000

表4 试验2

Table 4 Test 2

工况	孔径/mm		折流板间距/mm			流体力振幅 $F/(N \cdot m^{-1})$
	孔1	孔2	$L_1$	$L_2$	$L_3$	
8	32.8	32.8	995	990	995	600
9	32.9	32.9	995	990	995	600
10	33.0	33.0	995	990	995	600
11	33.1	33.1	995	990	995	600
12	33.2	33.2	995	990	995	600

表5 试验3

Table 5 Test 3

工况	孔径/mm		折流板间距/mm			流体力振幅 $F/(N \cdot m^{-1})$
	孔1	孔2	$L_1$	$L_2$	$L_3$	
13	33.0	33.0	995	990	995	400
14	33.0	33.0	995	990	995	600
15	33.0	33.0	995	990	995	1 000
16	33.0	33.0	995	990	995	1 500
17	33.0	33.0	995	990	995	2 000

工况3和工况15模型尺寸和载荷数据都一样,工况10和工况14模型尺寸和载荷数据也都一样,所以提取结果时只提取工况3和工况10的数据,工况14和工况15的数据参考工况3和工况10。

### 3.3 模拟计算

本节利用ANSYS对上述17种工况分别进行非线性瞬态分析,由于载荷的周期为0.02s,为了保证结果精度,同时还要控制计算量,计算时间取5个载荷周期,即0.1s,时间步长取0.001s,即100个载荷步。

由于每种工况的数据处理都一样,下面以工况1的数据提取和处理来说明具体的过程,其他工况直接给出处理结果。

由于工况1中2个孔的间隙是相同的,所以可以认为他们的碰撞力是相同的。所以可以只提取一个接触面所受到的碰撞力。现提取孔1处接触面上所有节点所受到的力在Y方向上的合力随时间的变化曲线,如图5所示。在ANSYS中提取每个载荷步的碰撞力具体数据,用MATLAB对这些数据进行快速傅里叶变换,得到碰撞力在频域的结果,如图6所示。可以看出碰撞力的最大振幅频率为25Hz。再利用公式(1)可求出碰撞力的平均值为1421.1N。

平均碰撞力:

$$\bar{F}_Y = \sum_{i=1}^{100} \frac{|F_{Yi}| \Delta t_i}{t_{\text{总}}} = \sum_{i=1}^{100} \frac{|F_{Yi}|}{100} \quad (1)$$

式中: $F_{Yi}$ 为 $t_i$ 时刻的碰撞力在Y轴的分力,N; $\Delta t_i$ 为时间间隔,且 $\Delta t_i = 0.001$ s; $t_{\text{总}}$ 为总时间,且 $t_{\text{总}} = 0.1$ s。

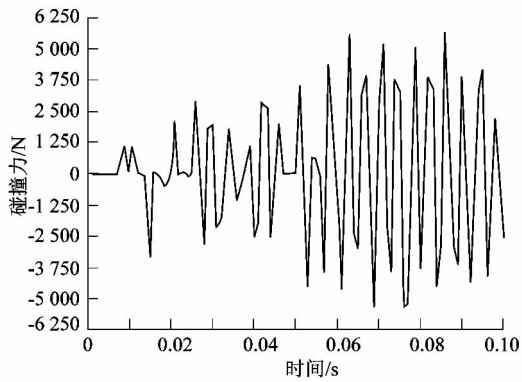


图5 接触面上所有节点的碰撞力在Y轴的合力曲线

Figure 5 Resultant force curve of collision force of all nodes on contact surface in Y axis

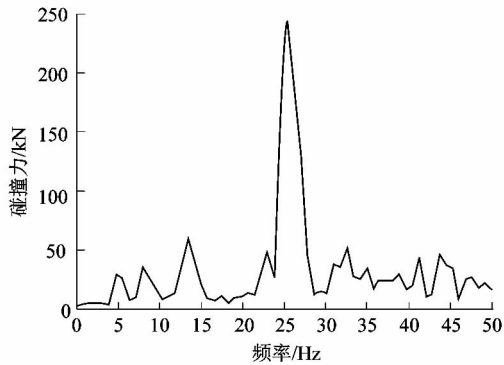


图6 碰撞力的FFT变化曲线

Figure 6 FFT curve of collision force

工况2~工况17都按工况1同样的提取方法,其中工况6和工况7需提取2个接触面的碰撞力。可得到碰撞力在Y方向的合力随时间的变化曲线,碰撞力在频域的结果。

通过计算和简单的结果处理,各组试验及工况的数据分别如表6~8所示。

表6 试验1结果数据

Table 6 Results data of test 1

工况	最大振幅频率/Hz		碰撞力/N	
	孔1	孔2	孔1	孔2
1	25.0	25.0	1 421.1	1 421.1
2	25.0	25.0	1 633.6	1 633.6
3	25.0	25.0	1 868.9	1 868.9
4	25.0	25.0	2 258.4	2 258.4
5	25.0	25.0	2 382.9	2 382.9
6	24.7	25.1	1 747.8	1 819.3
7	25.3	25.0	2 371.0	2 162.2

表7 试验2结果数据

Table 7 Results data of test 2

工况	最大振幅频率/Hz	碰撞力/N
8	9.8	1 382.20
9	10.3	635.00
10	10.4	364.30
11	10.0	165.70
12	10.0	125.67

表8 试验3结果数据

Table 8 Results data of test 3

工况	最大振幅频率/Hz	碰撞力/N
13	5.0	53.56
14	10.0	364.30
15	25.0	1 868.90
16	33.0	2 223.30
17	34.0	2 386.50

对比试验数据,把各组试验的最大振幅频率作对比,如图7~8所示;将各组试验的碰撞力作对比,如图9~10所示。

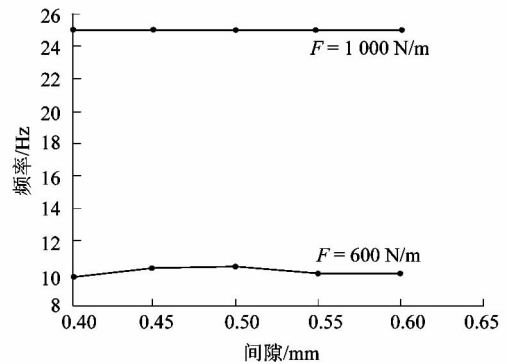


图7 试验1和试验2不同间隙下最大振幅频率对比

Figure 7 Test 1 and test 2 maximum amplitude frequency contrast under different gaps

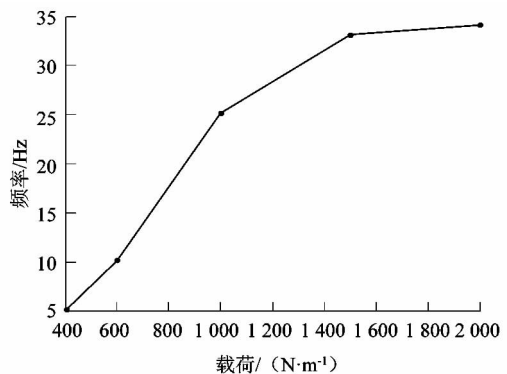


图8 试验3不同载荷下最大振幅频率对比

Figure 8 Test 3 maximum amplitude frequency contrast under different load

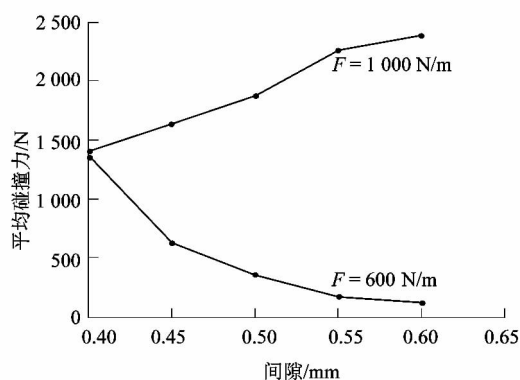


图9 试验1和试验2不同间隙下平均碰撞力对比

Figure 9 Test 1 and test 2 average collision force contrast under different gaps

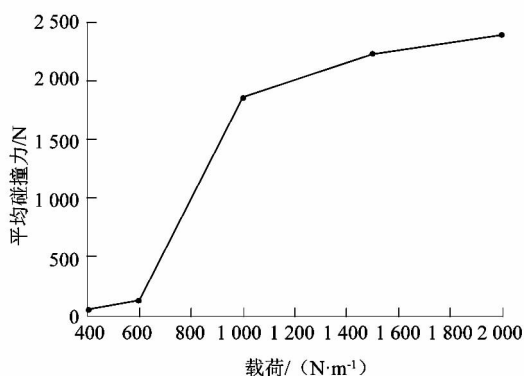


图10 试验3不同载荷下平均碰撞力对比

Figure 10 Test 3 average collision force contrast under different load

#### 4 结语

由有限元分析的对比,可得出如下结论:

1) 从图7可以看出,换热管与折流板之间的间隙大小,对换热管振动的最大振幅频率没有影响。从图9可以看出,换热管与折流板之间的间隙大小,对他们之间的碰撞力影响很大。当流体载荷偏大时,间隙越大,碰撞力越大;当流体载荷偏小时,间隙越大碰撞力越小。这是因为当载荷偏小时,振动幅度比较小,折流板对振动的抑制作用不明显,当间隙增大时,换热管碰到折流板时振动的速度已经衰竭,所以碰撞力会减小;当载荷偏大时,间隙越小,折流板对换热管振动的抑制

作用越明显,当间隙增大时,换热管的振动得到释放,所以它与折流板的碰撞力会更大。所以,在换热器壳程流速比较大时,需要控制换热管与折流板的间隙,来抑制换热管的振动,使换热管与折流板的碰撞力不至于过大。

2) 由图8可以看出,载荷大小对换热管振动的最大振幅频率有较大影响,载荷越大,最大振幅频率越大,但频率增长速度随着载荷的增大而减小。从图10可以看出,载荷越大,换热管与折流板之间的碰撞力越大,但增长速率随载荷的增大而减小。这是因为,在相同间隙下,载荷越大,换热管的振动越剧烈,所以它与折流板的碰撞频率和碰撞力会越大,当载荷越大时,相同间隙对换热管振动的抑制会更更强,所以碰撞频率和碰撞力的增长率也会相对减小。

#### 参考文献:

- [1] 金志浩,金文,王文江,等. 振动分析在管壳式换热器设计中的应用[J]. 沈阳化工学院学报,2001,15(1):57-60.
- [2] 史美中,王中锋. 热交换器原理与设计[M]. 4版. 南京:东南大学出版社,2009:60-61.
- [3] ANTUNES J, AXISA F, VENTO M A. Experiments on tube/support interaction with feedback-controlled instability [J]. Journal of pressure vessel technology, 1992, 114(1):23-32.
- [4] FISHER N J, TROMP J H, SMITH B A W. Measurement of dynamic interaction between a vibrating fuel element and its support [J]. Access & download statistics, 1996, 9(1):297-303.
- [5] WHISTON G S. Remote impact analysis by use of propagated acceleration signals, I: theoretical methods [J]. Journal of sound and vibration, 1984, 97(1):35-51.
- [6] DOYLE J F. Wave propagation in structures; an FFT-based spectral analysis methodology [M]. Berlin: Springer-Verlag, 1989:126-156.
- [7] DELAUNE X, PITEAU P, DEBUT V, et al. Experimental validation of inverse techniques for the remote identification of impact forces in gap-supported systems subjected to local and flow turbulence excitations [J]. Journal of pressure vessel technology, 2010, 133(5):99-108.
- [8] 季文美,方同,陈松淇. 机械振动[M]. 北京:科学出版社,1985:665-667.
- [9] 曹树谦,张文德,萧龙翔. 振动结构模态分析理论、实验与应用[M]. 天津:天津大学出版社,2000:104-138.
- [10] BISHOP R E D, HASSAN A Y. The lift and drag forces on a circular cylinder oscillating in a flowing fluid [J]. Proceedings of the royal society of society A, 1964, 277(1368):51-75.