

研究简报

螺旋折流板换热器螺距计算的通用公式

李 斌, 陶文铨, 何雅玲

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 能源与动力工程学院热流中心, 陕西 西安 710049)

关键词: 螺旋折流板; 换热器; 螺距; 计算公式

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438 - 1157 (2007) 03 - 0587 - 04

Determination of helical lead distance of shell-and-tube heat exchanger with helical baffles

LI Bin, TAO Wenquan, HE Yaling

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, School of Energy and Power Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, shaanxi, China)

Abstract: Shell-and-tube heat exchangers with helical baffles are now widely used in many engineering fields, especially in chemical and petroleum refining industries. The helical lead distance is one of the important design parameters. The continuous four-sector baffle was taken as an example, and the theoretical calculation method of the helical lead distance of the shell-and-tube heat exchanger with helical baffles was deduced. Then this procedure was extended to continuous n sectors baffle, continuous baffle and staggered sectors baffle. Finally, an equation to determine the helical lead distance for any kinds of helical baffle was proposed. A short discussion of the determination methods proposed in the literatures was presented.

Key words: helical baffle; heat exchanger; helical pitch; calculation equation

引 言

换热器是两种不同温度的流体交换热量的设备, 广泛应用于工业部门的各个领域。管壳式换热器因其清洗方便、结构简单、价格低廉等优点, 在世界换热器市场中所占份额最大^[1]。管壳式换热器在石油化工领域应用尤其广泛, 换热器的质量约占其总设备质量的 1/3 强, 换热设备的先进程度已经成为衡量一个石化企业技术水平的重要指标。然

而, 一直到 20 世纪 80 年代末, 大部分管壳式换热器采用的仍然是传统的垂直折流板换热器。不可否认, 垂直折流板换热器发展了几十年, 无论是结构设计还是热力设计都有了一套很成熟的方法, 便于大规模批量生产, 但是它流动阻力大、易结垢、难清洗、易振动^[2-4]。20 世纪 90 年代, 有研究者从折流板布置方式的角度提出了螺旋折流板的思想^[5-6], 较好地解决了这一矛盾。

螺旋折流板换热器是将折流板布置成近似的或

2006 - 04 - 29 收到初稿, 2006 - 08 - 30 收到修改稿。

联系人: 陶文铨。第一作者: 李斌 (1977 -), 男, 博士研究生。

基金项目: 教育部科学技术研究重大项目 (306014); 国家重点基础研究发展计划项目 (2007CB206902)。

Received date: 2006 - 04 - 29.

Corresponding author: Prof. TAO Wenquan. E-mail: wqtao@mail.xjtu.edu.cn

Foundation item: supported by the Key Project of Chinese Ministry of Education (306014) and the National Basic Research Program of China (2007CB206902).

完全的螺旋面，迫使换热器中壳侧流体呈近似或连续的螺旋状流动，以实现有效地降低壳侧流动阻力乃至强化传热的目的。由于众所周知的研究上的困难，直到 20 世纪 90 年代才出现了它的商业产品。虽然至今螺旋折流板换热器已经使用了十几年了，然而仍然没有一套很成熟的公开的设计方法。

螺旋折流板的螺距无论在换热器的结构设计还是在热力设计中都是一个很重要的参数，它的计算准确与否直接关系到所设计的换热器的结构尺寸和换热能力是否合适。目前有些关于螺旋折流板换热器的文献中所用到的计算螺距的方法值得商榷^[7-8]，本文就此提出了一种新的通用计算方法并将结果与现有文献^[9]进行对比。

1 公式推导

螺旋折流板换热器分为连续型 (continuous baffle) 和搭接型 (sector baffle) 两种，其中搭接型又分为连续搭接型 (continuous sector baffle) 和交错搭接型 (staggered sector baffle)。连续型螺旋折流板为连续的螺旋曲面，一个螺旋周期在轴向的长度即为一个螺距。搭接型螺旋折流板采用一系列扇形平板代替曲面依次连接，在壳侧形成近似的螺旋面，在轴向两个相似位置处的两块扇形平板间的距离即为一个螺距。一个螺距之间可以有 n ($n \geq 2$, 自然数) 块折流板，出于加工方面的考虑， n 一般取 2~4。

下面分别对其螺距计算公式进行推导，然后导出通用计算公式。

1.1 4 块板连续搭接

目前世界上最为流行的螺旋折流板换热器为 4 块板搭接，本文首先推导此类型的螺距计算公式。如图 1 所示，设壳体内径为 d_s ，半径为 R ，螺旋角为 β ，螺距为 B ，假设 4 块板连续搭接。

如图 2 所示，扇形 Oab 为一块折流板，扇形 Oab 为其在换热器横截面上的投影，这两个平面之间的夹角即为螺旋角 β 。因为一个螺旋周期由 4 块板组成，所以投影面的圆心角 $\angle aOb = 2\pi/4 = \pi/2$ ，为直角，则

$$ab = 2R \sin \frac{\angle aOb}{2} = 2R \sin \frac{\pi/2}{2} = d_s \sin \frac{\pi/2}{2} \quad (1)$$

图中 ab 与 $a'b'$ 平行且相等，则 $bb' = ab \tan \beta$ ，所以

$$B = 4bb' = 4ab \tan \beta = 2\sqrt{2}d_s \tan \beta$$

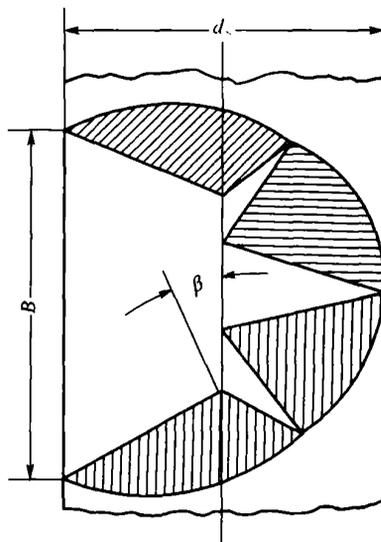


图 1 连续搭接型螺旋折流板结构
Fig. 1 Geometry of continuous sector baffle

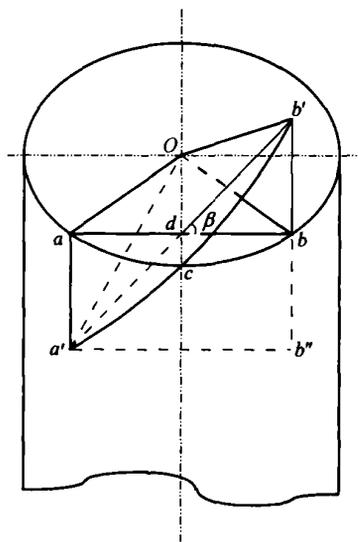


图 2 螺距推导示意图
Fig. 2 Deduction sketch map of helical lead distance

$$d_s \sin 45^\circ \tan \beta = \frac{\sqrt{2}}{2} d_s \tan \beta \quad (2)$$

因螺旋折流板一个周期由完全相同的 4 块板相接而成，因此 bb' 为 1/4 螺距，故螺距计算公式为

$$B = 4bb' = 2\sqrt{2}d_s \tan \beta \quad (3)$$

1.2 n 块板连续搭接

当一个周期内折流板数量为一般自然数 n ($n \geq 2$) 时，借用上面的推导方法，可以推导出一个通用的表达式。

如图 2 所示，投影面的圆心角 $\angle aOb = 2\pi/n$ ，则

$$ab = d_s \sin \frac{aOb}{2} = d_s \sin \frac{\pi}{n} \quad (4)$$

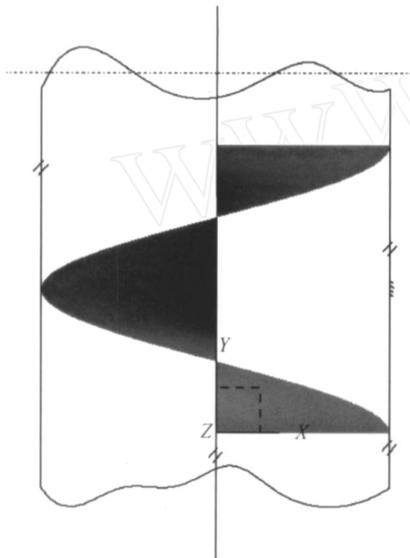
$$bb = a b \tan \quad b a b = ab \tan = d_s \sin \frac{\pi}{n} \tan \quad (5)$$

因螺旋折流板一个周期由完全相同的 n 块板相接而成，因此 bb 为 $1/n$ 螺距，故螺距计算公式为

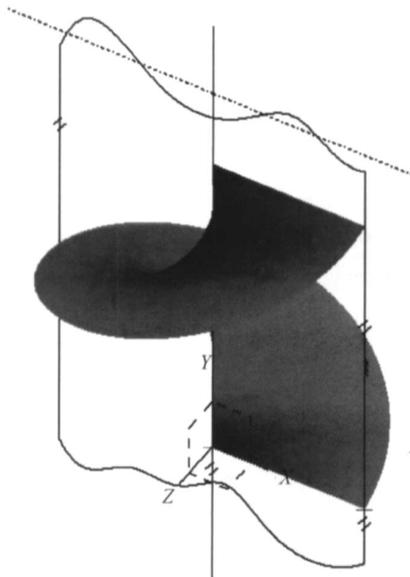
$$B = nb b = nd_s \sin \frac{\pi}{n} \tan, \quad n \geq 2 \quad (6)$$

1.3 连续型

假设螺旋折流板为连续型，如图 3 所示。



(a) side elevation of continuous baffle



(b) axonometric drawing of continuous baffle

图 3 连续型螺旋折流板结构

Fig. 3 Geometry of continuous baffle

推导过程仍以图 2 为例，假设图 2 所示折流板为一无限小微元，则 aOb 即可设为角微元 d ，螺距微元为

$$dB = bb = a b \tan =$$

$$ab \tan = d_s \sin \left(\frac{d}{2} \right) \tan \quad (7)$$

因为 $\sin \left(\frac{d}{2} \right) \approx \frac{d}{2}$ ，代入式 (7) 得

$$dB = d_s \sin \left(\frac{d}{2} \right) \tan = d_s \frac{d}{2} \tan = \frac{1}{2} d_s \tan d \quad (8)$$

两边积分得

$$B = \int_0^{\frac{\pi}{n}} \frac{1}{2} d_s \tan d =$$

$$\frac{1}{2} \times 2 d_s \tan = d_s \tan \quad (9)$$

1.4 交错搭接型

实际设计中螺旋折流板大都非连续搭接型，而是交错搭接型，如图 4 所示。在换热器壳体内圆柱上任意做一横截面圆，设搭接点在此圆上的投影点与圆心的距离为 R ， $0 < \lambda < 1$ ，则系数 λ 反映了搭接程度，当 $\lambda = 1$ 时，投影点与圆心的距离为 R ，此即为连续搭接型。以具有代表性的 n 块板的交错搭接为例，图 2 中点 b 可看成搭接点，于是 $Oa = R$ ，则

$$ab = 2Oa \sin \frac{aOb}{2} = 2 R \sin \frac{aOb}{2} = d_s \sin \frac{aOb}{2} \quad (10)$$

$$bb = a b \tan \quad b a b = ab \tan =$$

$$d_s \sin \frac{\pi}{n} \tan \quad (11)$$

$$B = nb b = nd_s \sin \frac{\pi}{n} \tan, \quad n \geq 2, \quad 0 < \lambda < 1 \quad (12)$$

当 $n=4$ 、 $\lambda=0.5$ 时，即为 4 块板 50% 交错搭接，此时螺距为

$$B = \sqrt{2} d_s \tan \quad (13)$$

2 结果讨论

以上分别对 4 种情形导出了螺旋折流板换热器螺距计算式 (3)、式 (6)、式 (9)、式 (12)。实际上可以证明式 (12) 是一个通用计算公式。首先，连续螺旋折流板可以看成是当 n 趋于无穷大时

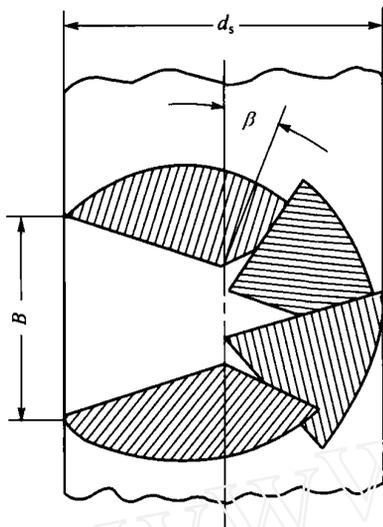


图 4 搭接型螺旋折流板结构

Fig. 4 Geometry of staggered sector baffle

的极限，而数学上可以证明^[10]

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{\sin \frac{\pi}{n}}{\frac{\pi}{n}} = 1 \quad (14)$$

其次，系数 β 反映了搭接程度，对连续螺旋折流板，其系数为 1。因此，令 β 与 n 取相应的值时，由式 (12) 可得式 (3)、式 (6)、式 (9)： $\beta = 1$ ， $n = 4$ ，得式 (3)； $\beta = 1$ ， n 为任何有限值，得式 (6)； $\beta = 1$ ， $n \rightarrow \infty$ ，得式 (9)。

文献 [7-8] 中在计算螺旋折流板的螺距时采用的计算公式即为本文式 (9)，这是计算连续螺旋折流板螺距的公式，不能作为计算螺旋折流板螺距的通用公式，更不适用于搭接型螺旋折流板。文献 [9] 从加工的角度考虑，在推导定距管长度的计算公式时，得出了和本文式 (3) 相同的结果，但它的局限性在于它只适用于 4 块螺旋折流板连续搭接型这一种特例的情形。

3 结 论

文献中现有的确定螺旋折流板换热器螺距的计算公式都有一定的局限性。本文从螺旋折流板基本的几何关系出发，导出了螺距计算的通用公式，它既适于计算连续搭接型和完全连续型螺旋折流板的螺距，也适于确定交错搭接型螺旋折流板螺距。

References

[1] Stehlik Petr, Vishwas V, Wadekar. Different strategies to improve industrial heat exchange. *Heat Transfer Engineering*, 2002, 23 (6): 36-48

[2] Li Huadong, Kottke Volker. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, 17: 210-216

[3] Reppich M, Zagermann S. A new design method for segmentally baffled heat exchangers. *Computers Chem. Eng.*, 1995, 19: 137-142

[4] Li Huadong, Kottke V. Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, 41 (2): 425-433

[5] Naim Afgan, Bar-Cohen A. A new development in heat exchangers [R]. Amsterdam: Gordon and Breach Publishers, 1996: 467-499

[6] Stehlik P, Nemicansky J, Kral D. Comparison of correction factors for shell-and-tube heat exchangers with segmental or helical baffles. *Heat Transfer Engineering*, 1994, 15 (1): 55-65

[7] Andrews M J, Master B L. 3-D modeling of the ABB Lummus heat transfer "HELIXCHANGER™" using CFD// International Conference [Engineering Foundation] on "Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries". Banff, Canada, 1999

[8] Deng Bin (邓斌). Experimental and numerical study of flow and heat transfer in the shell side of heat exchangers [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2003

[9] Wang Hongzhe (王宏哲), Zhou Li (周力). Calculation of the helical baffle and the tube for confirming interval of shell-and-tube heat exchanger with helical baffles. *Petro Chemical Equipment (石油化工设备)*, 2003, 32 (5): 29-31

[10] Wang Miansen (王绵森), Ma Zhien (马知恩). Fundamentals of Engineering Mathematical Analysis (工科数学分析基础). Beijing: Higher Education Press, 1998: 53