换热器两侧换热过程的性能最佳匹配

华中理工大学　陈维汉　孙　毅

从换热器的基本传热方程和投资费用方程出发，导出了以单位温差下传热热流量为最大条件下的换热器两侧的最佳性能价格匹配的关系式，即最佳投资分配、最佳面积分配及最佳热阻分配的平方根规律。从中表明，由于受投资费用影响，换热器两侧的最佳换热性能匹配并不是等值匹配，而是决定两侧的性能价格比的比值的平方根值。该规律能避免设计换热器时确定换热面积的盲目性，对换热器的优化设计具有指导意义。

关键词　换热器　优化设计　性能价格比　匹配规律

1　引言

换热器是生产与生活中不可缺少的重要热利用设备，其性能的优劣对能源的有效利用产生重大的影响。因此，换热器的各种性能的优化一直是人们普遍关心的课题，已提出了各种性能评价的方法，并在实际应用中起着越来越重要的作用[1-4]。这些评价方法不外乎是热性能、流动性能和投资性能的相互综合的分析。由于三者间的相互关系不甚清楚、或侧重面的差异，致使各种评价方法都有其一定的片面性，更由于评判准则的不同所得的结论有时相差甚远。这些差异的存在随着优化方法的不断改进，所分析的问题的复杂性不断增加，更加使人们难以判明各种优化方法的好坏。因此，撇开换热器的枝节问题，亦不管各种优化方法的判别

由于制造误差、试验误差、测定误差等因素影响，试验曲线与理论曲线间存在一定距离，但曲线趋势是一致的，特别在转速超过 2000r/min 后。开孔率 φ 可表示为

$$\varphi = \frac{m\pi r_{孔}^2}{2\pi r_0 H_0}$$

其中　$r_{孔}$—转子上所开小孔半径；

m—转子上开孔总数；

H_0—转子有效轴向长度。

图 5 为均质前后牛奶中脂肪球粒径的对比。

7　结语

理论上，层流情况下不可压缩牛顿型流体的高剪切均质判据为

$$\chi_{max} = \frac{2\nu}{\alpha \rho u_0^2}(1 - e^{-Re'})\, We_{Kr}$$

实验室样机上的牛奶均质试验表明，高剪切均质机的均质效果是显著的，均质后脂肪球粒径完全可以达到 1.5μm 以下。因而高剪切均质机具有足够的市场潜力。

参　考　文　献

1　James Y. Oldshue Fluid Mixing Technology. New York: McGraw-Hill Publications Co.
2　欧舒 J Y 编著. 流体混合技术. 王英琛等译. 北京: 化学工业出版社, 1991.
3　Hinze J O. A I Ch E J, I, 1955, 289
4　张也影. 流体力学. 北京: 高等教育出版社, 1986.
5　赵学瑞, 廖其奠主编. 粘性流体力学. 北京: 机械工业出版社, 1983.
6　戴莱 J W, 哈里曼 D R F. 流体动力学. 郭子中, 陈玉璞等译. 北京: 人民教育出版社, 1981.
7　Ulrch Teipel. 废炸药的乳化预处理技术. 张少波译. 化工装备技术, 1993, 14 (4)
8　[瑞典] 斯蒂格 · 费尔伯格主编. 食品乳状液, 王果庭等译. 北京: 轻工业出版社, 1989.

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cn

准则，回到换热器涉及的基本传热过程中去寻求一个最基本的优化过程中必须遵循的原则，已成为一件刻不容缓的事情。为此本文作了这方面的尝试。在总结前期研究者的认识基础上，根据传热原理和投资情况提出了性能最佳匹配原则。在此原则指导下利用现有的各种性能评价方法寻找最优的传热及流动性能(运行费用最省)和最佳的初投资(合理的换热面分配)。

2 基本优化原则的导出

换热器的优化归根到底是它涉及的传热过程的优化，其优化的目的不外乎是在达到工艺要求的前提下使运行费用省和投资成本低。对一个传热过程而言，初投资与传热面积大小相关，运行费则与流体流动损失密切相联，而流动损失又可由所要求的换热性能和换热表面的结构特征经过优化而决定，显见换热表面和换热性能应该是决定换热器性能的两个决定性的参数。因此，我们可以从涉及这两个参数的传热方程和投资费用方程出发去寻找换热器的基本优化原则。

图 1 为充分简化之后的换热器传热过程模型，对于稳态的传热过程，其传热热阻关系式可写为

$$\frac{1}{KA}=\frac{1}{\alpha_1 A_1}+\frac{1}{\alpha_2 A_2}+\frac{\delta}{\lambda A} \tag{1}$$

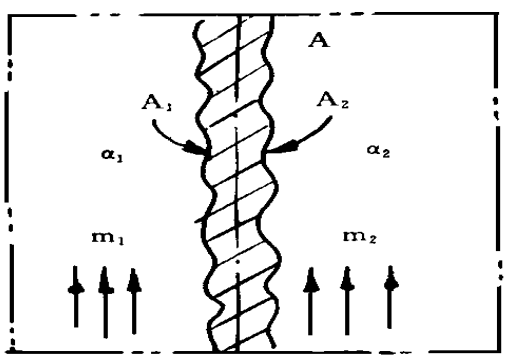

图 1 换热器传热过程示意图

式中 K 为传热系数(对计算面积 A 而言)；α_1 和 α_2 分别为换热器两侧流体的换热系数；A_1 和 A_2 分别为两侧流体的换热表面积；λ 为间壁的导热系数；δ 为间壁的厚度。

今设 β 和 β_2 分别为两侧换热表面的材料的单价，单位为每平方米换热面积的价格元/m^2。于是换热器的初投资费用 P_T 方程可简记为

$$P_T=\beta_1 A_1+\beta_2 A_2 \tag{2}$$

以上两方程是换热器的两个重要方程，从式(1)可知，要使单位温差的换热量最大必须使传热热阻 1/KA 最小。如果再考虑初投资费用的限制，可将式(2)代入式(1)，并对某一侧换热面积(这里选为 A_1)求导，并令其为零，从而得到给定投资费用下的换热量达最大值时的最佳投资分配的表达式：

$$\frac{A_1\beta_1}{P_T}=\frac{1-\sqrt{r_{P_1}/r_{P_2}}}{1-r_{P_1}/r_{P_2}} \tag{3}$$

及

$$\frac{A_2\beta_2}{P_T}=\frac{\sqrt{r_{P_1}/r_{P_2}}-r_{P_1}/r_{P_2}}{1-r_{P_1}/r_{P_2}} \tag{4}$$

综合式(3)、(4)可得

$$\frac{\beta_1 A_1}{\beta_2 A_2}=\sqrt{r_{P_2}/r_{P_1}} \tag{5}$$

以上式中 $r_{P_1}=\alpha_1/\beta_1$，$r_{P_2}=\alpha_2/\beta_2$ 分别称为两侧的性能价格比，可作为分析换热器经济性能的重要参数。改写式(5)可得

$$\frac{A_1}{A_2}=\sqrt{\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\frac{\beta_1}{\beta_2}}=\left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)^{-\frac{1}{2}}\left(\frac{\beta_1}{\beta_2}\right)^{-\frac{1}{2}} \tag{6}$$

从式(6)可见，当换热表面单价相同时($\beta_1=\beta_2$)，换热表面积之比变化为与两侧换热性能比成反比；当两侧流体的换热性能相同时($\alpha_1=\alpha_2$)，则表面积之比变化为与两侧表面积价格比成反比。式(5)、(6)可由图 2 和图 3 分别表示。

式(3)—(6)表明了在换热器传热量最大前提下的最佳换热表面参数与初投资及性能价格比的关系，两侧最佳投资分配与性能价格比的关系以及两侧换热面积比与换热性能和投资单价间的关系，这些关系可称之为平方根规律。这种简单的平方根规律显然应该是设计换热器时必须遵循的一条基本的定量原则，其实质就是

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cn

传热过程中两侧换热过程共同作用下传热量达最大时的一种最佳的性能价格匹配关系。

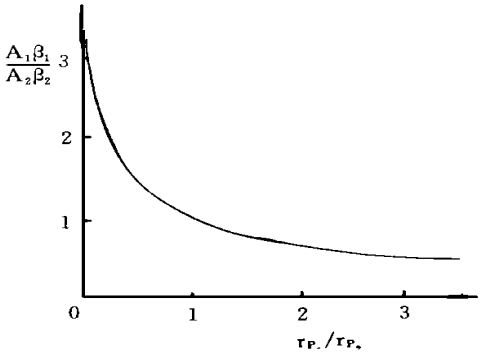

图 2　最佳投资比随性价比的变化图

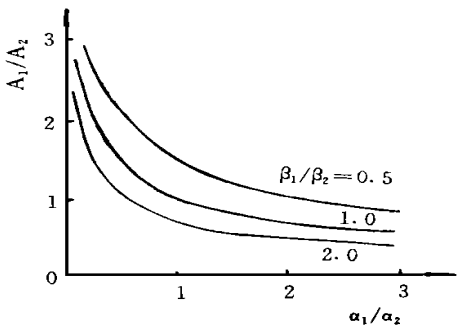

图 3　最佳面积比的变化关系曲线

3　换热匹配与表面积匹配的讨论

为使问题更加明晰，分别对前述的两种极限情况进行分析是有必要的。

当 $\beta=\beta_2$ 时，此时换热面投资单价相同，即 $r_{P_1}/r_{P_2}=\alpha_1/\alpha_2$，于是从式(6)可得

$$A_1/A_2=(\alpha_1/\alpha_2)^{-\frac{1}{2}} \tag{7}$$

或

$$\frac{1}{A_1\alpha_1}\Big/\frac{1}{A_2\alpha_2}=\left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)^{-\frac{1}{2}}$$

从式(3)可得

$$\frac{A_1}{A_1+A_2}=\frac{1-\sqrt{\alpha_1/\alpha_2}}{1-\alpha_1/\alpha_2} \tag{8}$$

式(7)反映了图3中 $\beta/\beta_2=1$ 的曲线，即在投资单价相同的情况下，两侧换热面积之比以及两侧换热热阻之比均与两侧换热性能之比的平方根成反比。这说明最佳的面积比与换热性能比不存在线性关系，也就是说，若某一侧换热性能差，换热面积可以增大，但不是线性增大，仅能按比值的平方根倍增大。这也表明，在给定换热面积总量不变的前提下，为获得最大换热量，两侧换热热阻的最佳匹配并不在两侧热阻相等的地方，而是换热性能好的一侧热阻小，其比值按式(7)规律分配。这就告诉我们，当换热性能确定之后如何确定换热面积所必须遵循的规律，从而避免了设计换热器过程中确定换热面的两侧分配的盲目性。

另一种特殊的情况是当两侧换热性能相同时，即 $\alpha_1=\alpha_2$，此时 $r_{P_1}/r_{P_2}=\beta_2/\beta_1$，从式(5)及式(6)可得

$$\frac{\beta_1 A_1}{\beta_2 A_2}=\sqrt{\beta_1/\beta_2}$$

或

$$A_1/A_2=(\beta_1/\beta_2)^{-\frac{1}{2}} \tag{9}$$

式(9)表明，在换热性能相同条件下，两侧换热面积之比(A_1/A_2)与两侧换热面材料的单价比(β_1/β_2)的平方根成反比，也就是单价高的一侧换热面积小。但也表明，两侧换热面投资费用之比与两侧换热面单价比的平方根成正比，即单价高的一侧投资费用仍然要大，才能获得最佳的换热性能。此式揭示了为获得最大换热量在两侧换热性能相同时选择换热面大小所必须遵循的规律。

4　进一步的讨论

上面从换热器的传热方程和投资费用方程出发导出了极为简明的性能价格最佳匹配的平方根规律，它可作为换热器优化设计的一条一般性的指导原则。一旦我们利用各种优化办法选择了最佳的性能参数之后，利用平方根规律就可以确定最佳的换热面分配和最佳的投资费用分配。由于换热表面几何尺寸的改变又会影响流动及换热性能的变化，因而迭代进行上述工作，最终可获得最优的换热器的性能参数，从而彻底完成换热器的优化设计。

当然，为分析问题的方便，讨论的换热器

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

汽轮机叶片及围带损坏事故的分析与预防对策

北京服装学院(原北京化纤工学院) 刘相臣

就15例汽轮机叶片等的重大损坏事故产生的原因进行了分析，并相应地提出了预防措施。

关键词 汽轮机 叶片 损坏事故

1 概述

在大型化肥、石油炼制装置中，空气压缩机、合成气压缩机、原料气压缩机、煤气鼓风机和二氧化碳压缩机大都采用蒸汽透平驱动。有的大型石化用泵也用蒸汽透平作为原动机。

从汽轮机的运行状况看，叶片、围带、拉筋和铆钉损坏或断裂是常见的恶性事故之一。例如，我国从法国引进的尿素装置的二氧化碳压缩机、大型化肥装置的合成气压缩机，在安庆、南京和广州等地投入运行，在单体试车和正常投产运行中，几地的离心式压缩机驱动透平都多次连续发生叶片断裂事故。叶片从根部断裂，甚至连同汽轮机围带、拉筋和铆钉一起损坏或折断。断裂的性质、破坏的形态和部位基本相同。通过断口宏观检查、金相分析和轴振动频谱分析可知，断裂源在叶片出口边圆弧过渡区，其表面十分粗糙，边缘加工过薄，且有机械损伤，易产生应力集中，在一定转速下发生共振，则导致金属疲劳断裂。

从国内外汽轮机叶片、围带损坏的事故分析可知，调节级和末级易发生问题。

调节级叶片的受力情况比较复杂、苛刻，它除了承受较高的静应力外，还要承受较大的汽流冲击力、高速回转时产生的离心力和喷嘴汽流引起的动应力。此外，大型化肥装置的五大

的传热过程是经充分简化了的，但仍可在许多实际的换热器中应用。如一侧是肋片换热表面，此时传热方程变为

$$\frac{1}{KA}=\frac{1}{\alpha_1 A_1}+\frac{1}{\eta_2\alpha_2 A_2}+\frac{\delta}{\lambda A} \qquad (10)$$

虽然随着 A_1/A_2 的改变，总的肋面效率 η_2 亦会变化，但其变化幅度较小，在求导中可认为它是常数。此时式(6)变为

$$\frac{A_1}{A_2}=\sqrt{\frac{\eta_2\alpha_2\beta_2}{\alpha_1\beta_1}} \qquad (11)$$

对于双侧肋化的换热表面，如螺纹管换热器，热管换热器，若不考虑肋效率的变化，式(6)可写成

$$\frac{A_1}{A_2}=\sqrt{\frac{\eta_2\alpha_2\beta_2}{\eta_1\alpha_1\beta_1}} \qquad (12)$$

因此，很容易将平方根规律推广到实际换热器的传热过程中去。

参 考 文 献

1 Webb R L. Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surface in Heat Exchanger Design. Int J of Heat and Mass Transfer, 1981, 24 (4): 715—726

2 Bejan A. The Concept of Irreverstability in Heat Exchanger Design: Counter Low Heat Exchanger for Gas to Gas Applications. Trans of the ASME, J of Heat Transfer, 1977, 99 (3): 347—380

3 陈维汉，钱壬章. 换热器传热过程的熵分析. 华中理工大学学报, 1989, 17 (6): 21—27

4 陈维汉，钱壬章. 对流换热过程的㶲分析. 华中理工大学学报, 1992, 20 (2): 19—25

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cn