

文章编号: 1000-8055 (2009) 05-0957-06

多斜孔壁冷却方式小孔内对流换热的数值模拟

许全宏¹, 李 涛¹, 薛 航², 林宇震¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191;
2. 中国航空技术进出口总公司 民机市场部, 北京 100101)

摘 要: 采用数值计算的方法研究了多斜孔壁冷却方式小孔内对流换热的特性. 数值分析采用了只考虑流体区域对流换热和考虑流体与固体间流固耦合传热共两种方法. 计算结果表明: 流固耦合传热法更能反映小孔内实际的换热特性; 小孔进口处的 Nu 数最大, 且随着孔内雷诺数的变化, 孔进口区对孔内换热的影响也不同.

关 键 词: 倾斜孔; 冷却; 流固耦合传热; 数值模拟

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Convective heat transfer simulation in holes of inclined multihole wall film cooling

XU Quan-hong¹, LI Tao¹, XUE Hang², LIN Yu-zhen¹

(1. National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Market Department of China National Aero-Technology Import and Export Corporation, Beijing 100101, China)

Abstract: Characteristics of convective heat transfer in holes of inclined multihole wall were investigated numerically by two different ways. One was focused on the purely aerothermal effects of the cooling flow, and the other one on the conjugate heat transfer. The results reveal that the conjugate heat transfer simulation is more accurate in reflecting convective heat transfer in holes. The results also show that the Nusselt number at the entrance of the holes is the maximum, and the influence of the entrance on the local convective heat transfer is variable with the Reynolds number.

Key words: inclined hole; cooling; conjugate heat transfer; numerical simulation

多斜孔壁冷却结构由于其优异的冷却性能, 在发动机燃烧室壁冷却中得到了广泛应用. 而多斜孔内部对流换热是多斜孔壁冷却方式冷却效率高的核心原因^[1]. 文献[2]研究了垂直于壁面的小孔内对流换热时的换热特性. 文献[3-5]研究了多斜孔冷却方式单个倾斜小孔内对流换热特性. 本文在已有实验研究基础上, 采用流固耦合传热的

方法数值模拟分析倾斜小孔内对流换热特性, 并与现有实验数据和只模拟流体区域对流换热的数值分析方法进行了比较分析, 为火焰筒双层壁结构冷却方式的数值模拟分析方法提供依据. 采用流固耦合传热法的最大优点是考虑了固体内部温度梯度对换热表面热流输运的影响. 文献[6]采用流固耦合传热法研究了发散冷却中小孔进口结构

收稿日期: 2008-05-21; 修订日期: 2008-12-17

作者简介: 许全宏(1969-), 男, 吉林通化人, 副教授, 博士后, 研究方向为航空发动机燃烧.

对冷却效率的影响. 文献[7-8]采用流固耦合传热法对涡轮叶片的气膜发散冷却进行了研究, 都获得了很好的结果.

1 物理分析模型

1.1 几何模型

根据文献[3]中的实验件建立几何模型, 如图1所示. 图1(a)是文献[3]中的实验件示意图, (b)是实验中温度采集点, 采集点分别沿着3条母线: Line A, Line B, Line C.

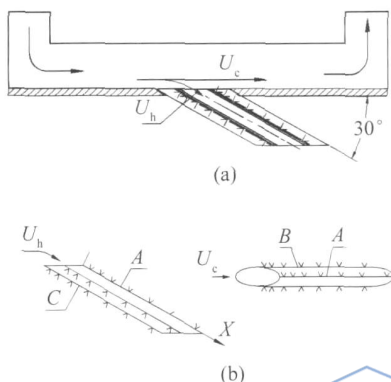


图1 多斜孔壁冷却方式小孔内对流换热实验件示意图^[3]

Fig.1 Test rig geometry for the experiment of Lin et al^[3]

图2是数值分析采用的几何模型. 为了减少计算量, 几何模型省略了对孔内对流换热影响不大的气流环腔的上板和左右两个侧板, 且气流环腔改为了直通道, 其他几何尺寸都与文献[3]相同.

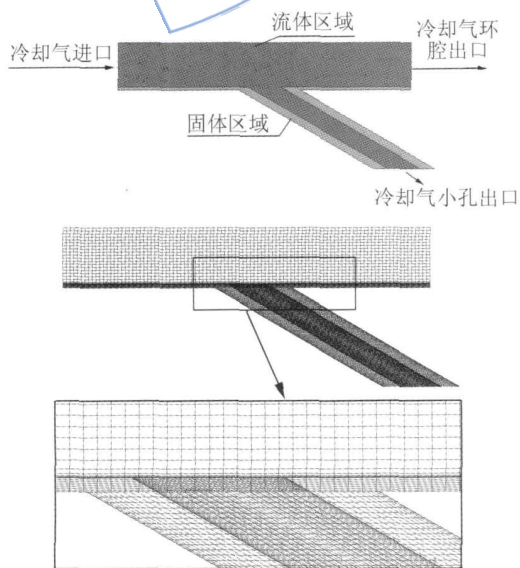


图2 计算几何模型和网格

Fig.2 Computational domains and grids

计算网格采用结构化网格, 网格总数为433 140, y^+ 值在重点计算区域都小于1, 小孔内边界层里面至少保证了10层网格. 两种计算方案中流体区网格相同. 网格无关性采用细分网格的方式划分了更密更小的网格进行了验证.

1.2 冷却介质

数值分析中冷却气采用的介质是经过修正了的理想空气. 冷却气密度满足理想气体状态方程, 比定压热容在本次计算中是定值 ($1.005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), 导热系数和动力粘性系数拟合得到. 根据文献[9]中的数据, 拟合出了标准大气压下干空气在223~373 K之间导热系数和动力粘性系数随温度的变化关系式, 见式(1)和(2).

$$\lambda/\lambda_0 = 0.31987 + 0.00776 T/T_0 \quad (1)$$

$$\mu/\mu_0 = 3.84815 + 0.04871 T/T_0 \quad (2)$$

其中

$$T_0 = 1 \text{ K}; \quad \lambda_0 = 10^{-2} (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1});$$

$$\mu_0 = 10^{-6} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}).$$

2 数值分析

2.1 控制方程

数值分析采用了只考虑流体区域对流换热 (Focus on the purely aerothermal-effects of the cooling-flow, 简称 FPAC) 和考虑流体与固体间流固耦合传热 (Conjugate heat transfer, 简称 CHT) 共两种方案, 在 CFX 11.0 软件上实现. 流体区域的控制方程采用雷诺时均 N-S 方程, 湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 方程, 近壁区采用壁面函数法; 固体区域采用能量输运方程^[10]. 与 CHT 法相比, FPAC 法少了固体区域从而忽略了固体内部的温度梯度对流固边界热流量的影响^[6].

2.2 计算工况

参照文献[3]的实验工况数值模拟了一系列工况下的孔内对流换热特性. 工况均为常温常压, 速度比 H (孔内气流速度 U_h 与环腔进口气流速度 U_c 之比) 都为19.8, 孔内雷诺数 Re 范围在10 000和53 000之间. 环腔初始压力为一个大气压, 冷却气进口温度为283 K, 小孔壁面施加的热流量为 5000 W/m^2 .

3 结果分析与讨论

小孔内部对流换热系数 h_{hc} 定义为

$$h_{hc} = q_{hc} / (T_{hw} - T_c) \quad (3)$$

其中 q_{hc} 为热流量; T_{hw} 为小孔内壁面温度; T_c 为冷却气进口温度. Re 数的定义为

$$Re = \rho \cdot u \cdot d / \mu \tag{4}$$

其中 d 是小孔的直径; ρ, u 和 μ 分别是小孔进口处冷却气密度、速度和动力粘性系数. Nu 数定义为

$$Nu = h \cdot d / \lambda \tag{5}$$

其中 d 是冷却小孔的直径; λ 为冷却气在 283 K 时的导热系数.

计算结果数据点分析选取如图 1 所示的小孔的 3 条母线. 以每条母线在小孔进气口为坐标原点, 沿母线方向为 x 轴方向, 采用这样一个相对的坐标系是为了保证各母线上的数据点距小孔进口距离有一个统一的度量标准, 也便于计算结果与文献[3]中的实验结果相比较.

3.1 计算方案的讨论

图 3 是速度比 $H = 19.8$, 小孔内雷诺数 $Re = 10676$ 时的 Nu 数分布图.

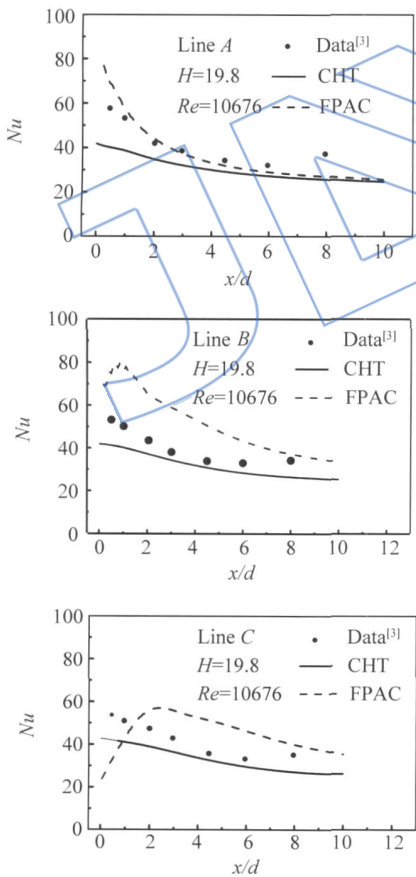


图 3 Nu 数分布 ($H = 19.8, Re = 10676$)
Fig 3 Distribution of Nusselt number
($H = 19.8, Re = 10676$)

从图 3 中可以看出在 Line A 上两种计算方案的计算值与实验值都符合, 而且 FPAC 法的计算值似乎符合得更好. 在 Line B 和 Line C 这两条线上 CHT 法的计算值依然与实验值相符合, FPAC 法的计算结果在 $x/d = 2.0$ 之前出现了很大的偏差, 各点的 Nu 数的值和 Nu 数的变化趋势都与实验值相去甚远, Line B 和 Line C 上的偏差甚至达到了 60 % 以上, 可以说是这段计算结果出现了错误. 这其中的原因就是因为在 FPAC 法没有考虑到固体内部温度梯度分布对小孔壁面热流量的影响, 也即 FPAC 法没有模拟小孔内对流中各点实际的换热量. 两种方案的壁面热流值如图 4 所示, Line A 上在孔进口处的实际热流量比 5000 W/m^2 高, 这就导致在图 3(a) 中出现 FPAC 法得到的 Nu 数与实验值符合得更好的假象.

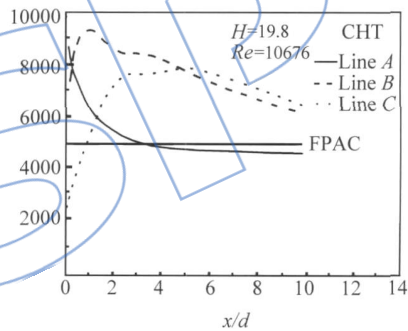


图 4 小孔内壁面热流量 ($H = 19.8, Re = 10676$)
Fig. 4 Heat flux through wall surface inside hole
($H = 19.8, Re = 10676$)

虽然热流量的差异不会影响冷却结构的冷却效率, 但是本文分析中的换热系数 h_{hc} 采用的计算公式中热流 q_{hc} 不是各点实际的热流值 (因为实验中各点的实际热流很难精确测得, 为了便于分析对比而采用了一个恒定的热流值), 这样进口冷却气温度相同时, 换热量的不同就会使壁面温度发生变化. 也就是在同样的计算条件下, 壁面上同一点的温度 T_{hw} 由两种计算方案得出的结果是不同的, 而计算换热系数时热流量 q_{hc} 和冷却气进口温度 T_c 不变, 则由式 (3) 计算出的换热系数就会有差异.

由上面的分析可知 CHT 计算方法更能反映小孔内对流的换热的实际情况, 采用式 (3), (4) 计算得到的 Nu 数与实验值符合的好一些, 在本数值计算中 CHT 法计算结果与文献[3]实验值相比偏小. 图 5 是在 $H = 19.8, Re = 10676$ 时取式 (3) 中 q_{hc} 为该点实际热流量时计算而得到的 Nu 数 (数据点取母线 Line C 上的).

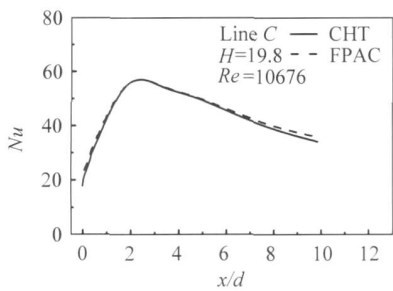


图 5 计算公式(3)修正后的 Nu 分布

Fig 5 Distribution of Nusselt number by modified expression (3)

从图 5 中可以看到当换热系数计算公式(3)中热流量都取实际过程中的换热量后,两种计算方法的计算结果相似了.但是因为在实验中很难精确测得对流换热中各点实际的换热量,在实验中根本就不能使用经过修正后的换热系数计算公式,只能采用形如式(3)的计算方式.即 FPAC 法计算得出的结果实际上是无法与实验结果相比较的,从而无法验证计算方法的有效性.所以在流体和固体换热特性数值模拟研究中采用 CHT 法比较合适.

3.2 计算结果分析

图 6 是不同雷诺数下,对称面上的速度分布图.对称面是指通过母线 Line A 和 Line C 的平面,图中速度矢量大小模化为当地速度 U 与当前雷诺数下最大速度 $U_{\max}$ 之比.由图可知,流动大致过程是:环腔气流流经小孔时,一部分气流折转流入小孔.孔内气流在孔进口处发生分离,流束在靠近 Line C 的区域形成局部收缩,然后流束重新扩张成为充满流动直至孔出口.速度比一定时,随着雷诺数的增加,环腔内折转入小孔的气流和主流的分界面位置基本没变化;但是分界面后逐渐形成涡流,且涡流中心逐渐向下壁面移动.速度比一定时,孔内流动结构基本一样,孔进口对孔内流动 $U/U_{\max}$ 的影响都只到约 $x/d = 5.2$ 处.

图 7 是速度比一定时,不同雷诺数下孔内换热 Nu 数分布.由图可知,孔进口处的 Nu 数最大,随着 x/d 的增加, Nu 数逐渐减小,且减幅越来越小.同一雷诺数下,Line C 上 Nu 数最大,Line A 上的 Nu 数最小,随着 x/d 的增加, Nu 数逐渐接近.但在孔进口附近极小区域,随着孔内雷诺数增加到 32105 后,Line A 上的 Nu 数逐渐超过了 Line C 上的 Nu 数.原因如图 6 所示,气流折入孔内后,靠近 Line C 区域气流速度增加了,

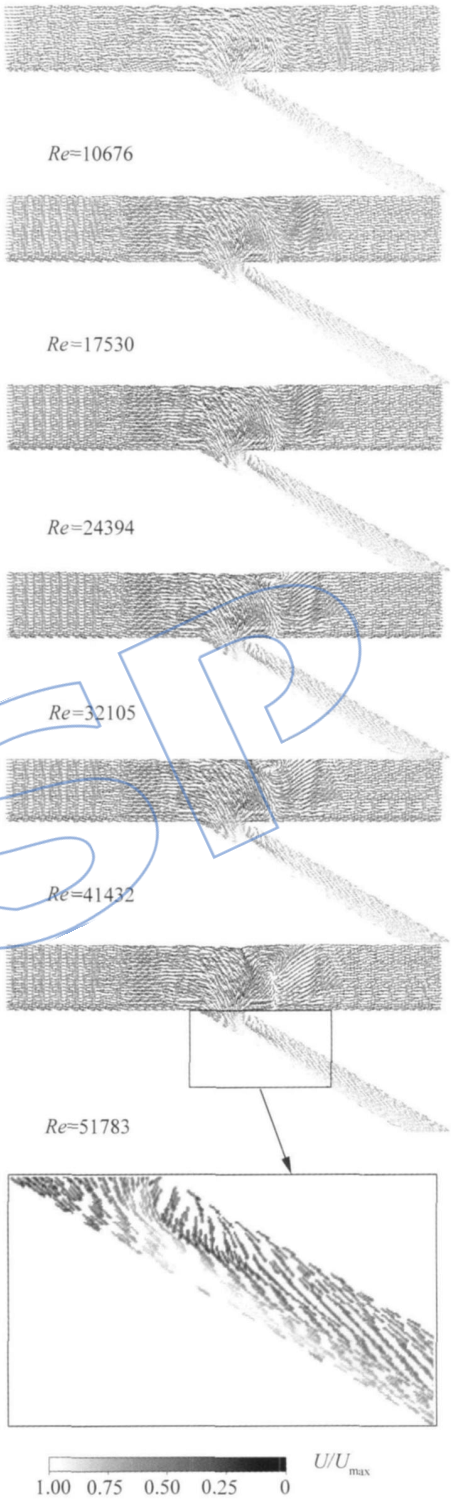


图 6 对称面上速度分布 ($H = 19.8$)

Fig 6 Velocity distribution on the symmetry plane ($H = 19.8$)

这就增大了 Line C 上的 Nu 数;而孔进口处的换热会受到环腔内流动的影响,速度比一定时,孔内雷诺数增加的同时环腔内雷诺数也增加了,这会增强孔进口处的换热,而由图 6 可知,环腔气流在

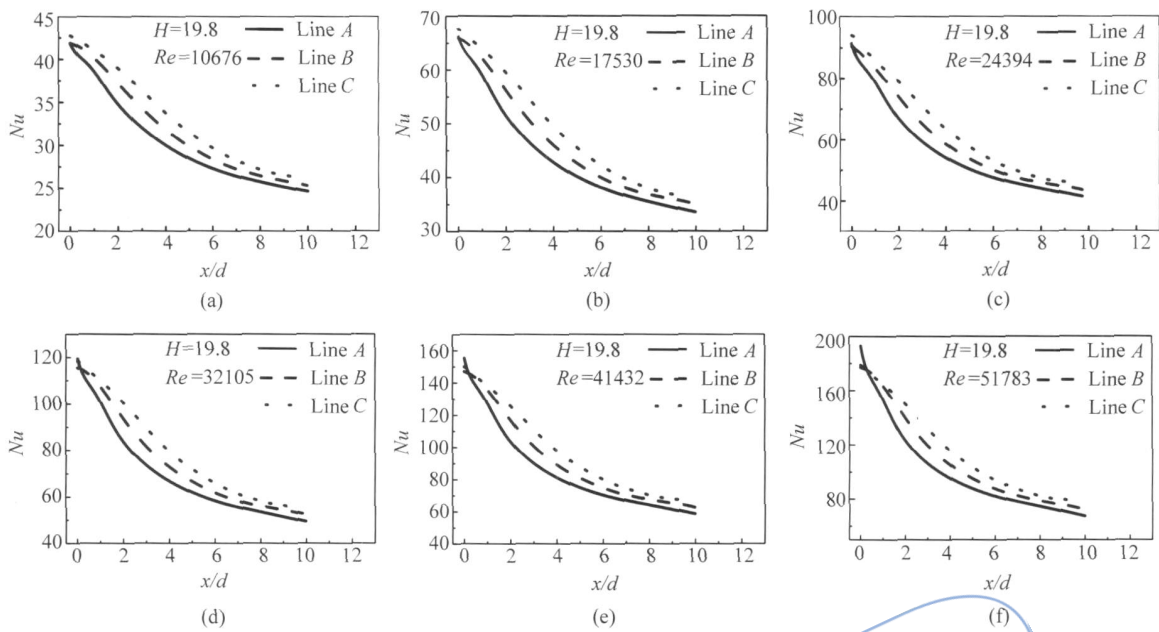


图 7 Nu 数分布 ($H = 19.8$)

Fig 7 Distribution of Nusselt number ($H = 19.8$)

孔进口 Line C 附近的换热是类似于气膜对流换热,而在 Line A 附近类似于冲击换热,所以环腔内雷诺数的增加,会更明显的增强孔进口 Line A 附近的换热,这就可能出现这种孔进口附近 Line A 上的 Nu 数大于 Line C 上的 Nu 数的情况。

图 8 是孔内 Nu 数在同一 x/d 上沿周向平均后的分布图。由图可知,随着雷诺数的增大,孔内周向平均 Nu 数也增大了。周向平均 Nu 数随着 x/d 的增加逐渐减小,且减幅越来越小,直至趋于稳定;随着雷诺数的增大,周向平均 Nu 数趋于稳定的位置逐渐向孔出口移动,从 $Re = 10676$ 时约 $x/d = 5$ 增大到 $Re = 51783$ 时的 $x/d = 8$ 。这说明速度比一定时,随着孔内雷诺数的增加,孔内换热增强了,且孔进口区对孔内换热的影响也增大了。

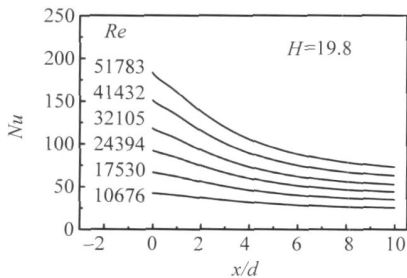


图 8 周向平均 Nu 数分布 ($H = 19.8$)

Fig 8 Distribution of mean Nusselt number in circumferential-wise ($H = 19.8$)

4 结 论

对多斜孔壁冷却方式小孔内对流换热的数值模拟分析表明:①CHT 法能较好的反映实际小孔内对流换热特性,而 FPAC 法的计算结果与实验值出现较大偏差,特别是在孔进口区域偏差达到了 60 % 以上;②环腔气流流动随着雷诺数的增加,在小孔进口后面逐渐出现一个涡流,且涡流中心逐渐向下壁面移动;③孔内流动在速度经过 $U/U_{\max}$ 模化后,随着雷诺数的变化,速度变化趋势基本一样;④孔内母线 Line C 上 Nu 数最大,但当雷诺数增加到 32 105 后,孔进口附近 Line A 上 Nu 数超过了 Line C 上的 Nu 数;⑤随着雷诺数从 10 676 增大到 51 783,孔进口区对孔内换热的影响区域沿孔内从约 $x/d = 5$ 增大到约 $x/d = 8$ 。

参考文献:

- [1] 林宇震,许全宏,刘高恩. 燃气轮机燃烧室[M]. 北京:国防工业出版社,2008:171-172.
- [2] Andrews G E, Alikhanpadeh M, Asere A A, et al. Small diameter film cooling holes: wall convection heat transfer [R]. ASME Paper 86-GT-225, 1986.
- [3] 林宇震,宋波,李彬,等. 多斜孔壁冷却方式小孔内对流换热研究[J]. 航空动力学报,1999,14(1):87-90.
LIN Yuzhen, SONG Bo, LI Bin, et al. A study on convective heat transfer in holes of inclined multihole wall film cooling[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(1):87-

90. (in Chinese)

[4] 林宇震. 燃烧室多斜孔壁气膜冷却研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1997.

LIN Yuzhen. An investigation of the inclined multihole wall film cooling combustion chamber[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1997. (in Chinese)

[5] 林宇震, 李彬, 宋波, 等. 多斜孔壁冷却方式不同进气角度小孔内对流换热研究[J]. 推进技术, 1999, 20(1): 68-72.

LIN Yuzhen, LI Bin, SONG Bo, et al. Investigation of convective heat transfer inside small holes with different inlet angles in inclined multihole wall film cooling[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(1): 68-72. (in Chinese)

[6] Bohn D, Krewinkel R. The effects of unintentional deviations due to manufacturing of cooling holes and operation on transpiration cooling efficiency[R]. ASME Paper 2006-GT-90856, 2006.

[7] Heidmann J D, Kassab A J, Divo E A, et al. Conjugate heat transfer effects on a realistic film-cooled turbine vane [R]. ASME Paper 2003- GT-38553, 2003.

[8] York W D, Leylek J H. Three-dimensional conjugate heat transfer simulation of an internally-cooled gas turbine vane [R]. ASME Paper 2003- GT-38551, 2003.

[9] 曹玉璋. 传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2001: 233-234.

[10] ANSYS Inc.. ANSYS CFX-Solver theory guide[M]. [s. l.] ANSYS Inc. , 2000.

