

涡轮导向叶片变截面针肋通道内 空气流动和传热过程数值模拟

中国科学院工程热物理研究所 刘 东* 顾维藻 刘文艳
航空工业总公司 624 研究所 邓化愚

【摘要】 应用紊流 $k-\epsilon$ 模型、三维适体座标网格结合 SIMPLEST 算法,对涡轮导向叶片尾部变截面针肋通道内空气流动和传热过程进行了数值模拟。该模拟同时考虑了流场、压力场、温度场和物性变化之间的相互耦合作用,可压缩和变物性的影响以及叶片壁内三维导热效果,采取对流—导热耦合传热问题的整体求解法进行数值计算。计算结果与实验符合良好,证明本文建立的数值模型是正确的,可为叶片的优化设计提供一定的依据。

主题词: 叶片 冷却 传热 数值模拟
分类号: TK124 V231.1

1 前 言

由于叶片内部冷却流道几何尺寸复杂、压力变化大,故数值模拟研究刚起步。为数有限的研究报告^[1,2]均未采取变物性的耦合传热解法。本文旨在克服以往研究报告中的缺陷,采用适体座标下可压缩和变物性的三维对流—导热耦合传热模型(流动过程采用紊流 $k-\epsilon$ 双方程模型和壁面函数法)结合实验验证,对涡轮导向叶片尾部变截面针肋通道内空气流动和传热过程作尝试性研究,以期建立一个初步的涡轮叶片尾部冷却的数值模型。

2 理论模型和控制方程的求解

实验模型如图 1 所示,内部由 14 mm 长的平直流道(进口段)和 66 mm 长收缩角为 5°的流道组成;其中焊有叉排的 7 排针肋(共 38 根)和 6 块出口挡块。四壁均为 2 mm 厚,材料为不锈钢 1Cr18Ni9Ti。2 块镍铬电加热片和 38 对热电偶分别敷设在实验模型的上下表面,两侧面绝热。由压缩机引出约 23℃的冷却空气在实验模型内部绕流针肋并吸热后从 7 个出口排出。由于实验模型的几何尺

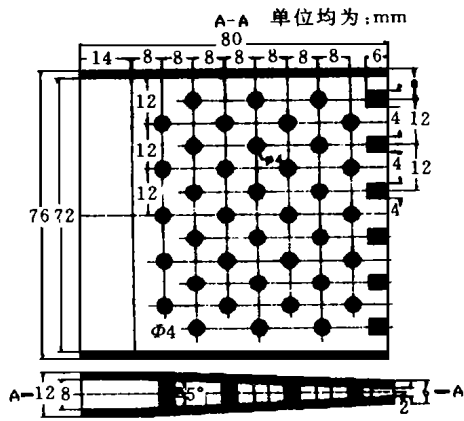


图 1 实验模型剖面图

寸和边界条件具有对称性, 故取其 1/4 部分作为计算区域。

为了描述三维、稳态、可压缩、变物性的紊流流动与对流—导热耦合传热过程, 采用雷诺时均形式、三维椭圆型对流扩散通用控制方程, 其物理空间下的守恒形式的张量表示式如下:

$$\partial(\rho U_j)/\partial x_j = (\partial/\partial x_j)[\rho(\mu/\partial x_j)] + S_U \quad (1)$$

其中 $U = 1, u, v, w, t, k$ 和 E 时, 分别表示了三维雷诺时均形式的质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程、守恒形式紊流动能和紊流耗散率方程。 S_U 和 ρU 为相应方程的源项和广义扩散系数。表 1 列出了本文数值计算中的 ρU 和 S_U 的具体形式。在数值计算中使用 PHOENICS 将该方程以及边界条件变换为适体座标系统下的相应形式, 为节省篇幅, 这里不再赘述。

表 1 ρU 和 S_U 的具体形式

U	ρU	S_U
1	0	0
u_i	L_{eff}	$-\rho p/\partial x_i + \partial/\partial x_j[\rho L_{eff}(\partial u_j/\partial x_i)]$, $L_{eff} = L + L_t$
t	$L/Pr + L_t/Pr_t$	$u_i(\rho p/\partial x_i) + \rho \epsilon$, ϵ 为粘性耗散函数
k	$L + L_t/R_k$	$L_t(\partial u_i/\partial x_j)[\partial u_i/\partial x_j + \partial u_j/\partial x_i] - \rho \epsilon$, $L_t = C_k Q^2/E$
E	$L + L_t/Re$	$E/k[c_1 L_t(\partial u_i/\partial x_j)(\partial u_i/\partial x_j + \partial u_j/\partial x_i) - c_2 \rho \epsilon]$

压力与速度的耦合关系隐含在质量守恒方程中, 由该方程导出“压力修正方程”, 用 SIMPLEST 算法求解流场。考虑到粘性的作用, 在压力修正系数中加入了粘性对动量传输的作用。偏微分方程的离散采用混合差分格式。因为模型厚度远小于长和宽, 代数方程组采用全场迭代法, 将厚度方向与另外两个方向的影响系数同时考虑在内以便加快收敛。此外, 因为针肋对空气流动的阻滞作用, 如果进行块修正会产生较差的初始值, 影响线性求解器的效率, 所以在 $x-y$ 平面内不能进行块修正。

数值计算中进行了一些特殊处理。这里仅对有代表性的 3 点简要阐述如下:

(1) 在 PHOENICS 内部控制流量的变量是压力(单位: Pa)。为了不使迭代计算的舍入误差接近压力值的增量, 将大气压力值存放在 PRESS0 中, 而把动压头存储中 p1 内。这样所求解的“压力”实际上是表压值。此外, 一方面因为流道内部结构复杂, 空气流动和耦合传热过程只能运用整体求解法; 另一方面因为收缩流道对冷却空气有限制体积膨胀的作用(压缩), 所以只在收缩段的固体网格内, 压力值异常大, 而所有气体网格内的压力值均保持正常。故设置压力值的范围, $VARMAX(p1) = 10^{20}$ 和 $VARMAX(p1) = -10^{20}$ 来避免 PHOENICS 误认为计算发散。只要能准确地分清每一个固体与气体网格, 并且计算固体网格内的密度时不用其存储的压力值 p1, 而计算气体网格内的密度时使用其存储的压力值 p1 与 PRESS0 之和, 就不会引起任何收敛困难, 更不会导致计算发散。实际上固体网格内的密度保持恒定, 在设置那里的速度为零之后, 只要规定出那里密度的合理值就可以, 而这个合理值对结果影响很小。在本文中该值取为较接近空气密度的值 1, 经反复数值实验发现可以较快地得到收敛解。

(2) 在满足各变量精度要求的前提下, 每个变量的计算精度对整个计算过程收敛速度的影响不同。在强制对流耦合传热中, 速度分布(又称流型)至关重要; 同时, 压力修正方程控制着质量守恒是否得到满足。因此, 投入到求解速度分量和压力上的时间不仅是必要的, 而且是值得

的。在复杂的流动与传热问题中,通常速度场需要一定的计算时间后才能得到充分发展。在速度场未充分发展之前,再精确地得到的温度场也会在速度发展后改变,因此过多的温度场的计算是一种浪费。为了节省迭代时间,本文设置外循环中压力的参考残差 $\text{RESREF}(p1) = 10^{-7}$, 其他变量的 $\text{RESREF}(U) = \text{流量}(\text{kg/s}) \times 10^{-4}$; 在内循环中,压力的最大迭代次数 $\text{LITER}(p1) = 200$, 速度的 $\text{LITER}(V) = 200$, 其他变量的 $\text{LITER}(U) = 50$; 压力的迭代终止判据 $\text{ENDIT}(p1) = 10^{-9}$, 速度的 $\text{ENDIT}(V) = 10^{-9}$, 其他变量的 $\text{LITER}(U) = 10^{-5}$ 。

(3) 在 PHOENICS 主程序 EARTH 里重要的 FORTRAN 子程序—GROUND 中作了适当改动并加入了自编的计算物性变化的子程序。在 PHOENICS 中几乎所有用于计算的实数都存储在 **F- array** 数组上。在每一个网格上计算物性都要先在 F 数组上拾取该网格上诸如温度、压力、密度等的旧值; 然后代入标准 GROUND 子程序中没有的而由本文加入的特殊子程序中进行计算, 这是因为 PHOENICS 的标准 GROUND 子程序中提供的物性变化计算模型很有限, 难以满足本文的特殊要求; 最后再送回 F 数组中原来的位置。本文同时考虑了多个物性的变化并结合紊流 k - E 模型计算了紊流粘度。此外, 第 14 号存储位置上的变量的单位设置为比热的倒数, 以便加入因 PHOENICS 进行方程组和边界条件转换而产生的内部源项。

进口边界条件按照进口物性给出, 出口边界条件按照流动方向座标局部单向化处理。近壁区域采用壁面函数法, 第一个内结点与壁面间的无量纲距离满足 $x_p^+ \geq 11.5$ 或 $y_p^+ \leq 200$ 。紊流 k - E 双方程模型中的系数为: $C_1 = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $R = 1.0$, $R = 1.3$, $Pr = 1.0$ 。

冷却空气的密度遵循理想气体状态方程 $Q = p/(RT)$, 其他物性的变化规律为:

$$\text{导热系数: } K = \frac{a_1 \bar{T}}{1.0 + 10.0^{-(12.0/\bar{T})} \times a_2/\bar{T}} \quad \text{W/(m} \cdot \text{K)} \quad (2)$$

$$a_1 = 2.64638 \times 10^{-3}, \quad a_2 = 245.4, \quad c_p = 287.116 \sum_{i=0}^4 (b_i T^i) \quad \text{J/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$\text{比热: } b_0 = 3.688426, \quad b_1 = -1.642285 \times 10^{-3}, \quad b_2 = 4.196653 \times 10^{-6} \\ b_3 = -2.986517 \times 10^{-9}, \quad b_4 = 7.194228 \times 10^{-13} \quad (3)$$

$$\text{动力粘度: } L = C_1 \bar{T} / (1 + C_2/\bar{T}) \quad \text{kg/(m} \cdot \text{s)} \\ C_1 = 1.5086 \times 10^{-6}, \quad C_2 = 124.45 \quad (4)$$

$$\text{紊流粘度: } M = 0.09 k^2 / E \quad (5)$$

$$\text{普朗特数: } Pr = L c_p / K \quad (6)$$

模型材料 1Cr18Ni9Ti 的物性变化规律为:

$$\text{导热系数: } K = 14.4 + 0.016t \quad \text{W/(m} \cdot \text{K)} \quad (7)$$

$$\text{比热: } c_p = D_1 / (1 + D_2 T) \quad \text{J/(kg} \cdot \text{K)}; \quad D_1 = 474.45, \quad D_2 = 1.9 \times 10^{-4} \quad (8)$$

$$\text{计算网格的固体区域(下标 s): } u = v = w = 0, \quad k = E = 0 \quad (9)$$

$$Q = Q, \quad c_p = c_{ps}, \quad K = K \quad (10)$$

$$\text{对称条件: } y = 0 \text{ 时, } v = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial k}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial E}{\partial y} = 0 \quad (11)$$

$$z = 0 \text{ 时, } w = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial t}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial k}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial E}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

$$\text{实验模型上表面恒热流(各工况不等): } -K \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=\max} = q \quad (13)$$

实验模型出口截面热损失:

$$-K \frac{\partial t}{\partial x} \bigg|_{x=\max} = A(t - t_{\text{out}}) ; \quad Nu = 0.02 Re^{0.8}, \quad Re = \frac{\bar{u}_{\text{out}} \delta L}{M} \quad (14)$$

L 为出口截面高度。

3 结果分析与讨论

在文献[3]中作者改变热流和空气流量,共进行了 11 个工况下的实验和数值模拟以及二者的对比验证,图 2(a)~(c)是其中的 3 个工况。测温点 4, 8, 16, 24 处温度在所有工况下均远高于对称点。这是因为模型上下板未加工对称,略有侧倾。上述点均处于同一边最外侧,流道尺寸明显变小,阻力变大,故传热较差。绝大多数点的实验与计算值吻合良好,表明本文的数值模型具有一定的准确性和可靠性。

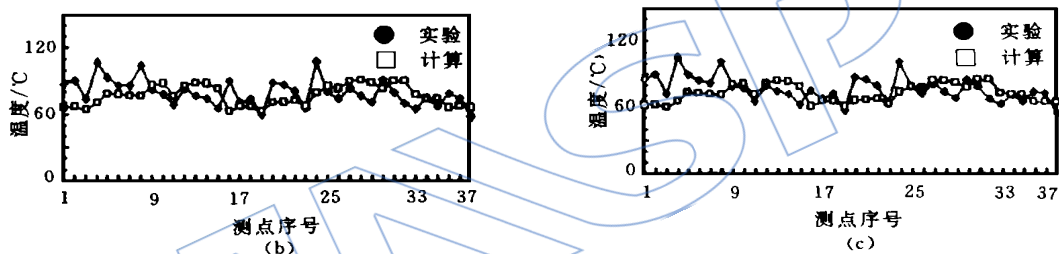


图 2 数值模拟与实验结果的验证(a)热流 24322 W/m^2 , (b)热流 31347 W/m^2 , (c)热流 32843 W/m^2

因为耦合传热整体求解的需要和具有 38 根针肋的收缩流道几何尺寸的复杂性,划分到圆柱体针肋内部的网格目前还无法与针肋外部通过结构网格完全嵌套衔接起来,只得采取以方柱体代替圆柱体针肋的简化措施。计算网格使用 PHOENICS 三维线性插值法生成,如图 3 所示。由于针肋是以等节距 ($x/D=4$ 和 $y/D=3$) 叉排的,故 x 和 y 方向为均分网格。 z 方向是传热的主要方向,采用均分和非均分的组合网格。在等厚度的上板内,采用均分网格是为消除因网格数不同而引起的误差。在流道内采用非均分网格是为了准确地反映收缩流动和传热的特性。数值计算分别使用了 $20 \times 10 \times 10$, $40 \times 19 \times 10$ 和 $80 \times 38 \times 10$ 三种网格来验证结果的网格独立性,结果与实验值最大相差在 12% 以内。

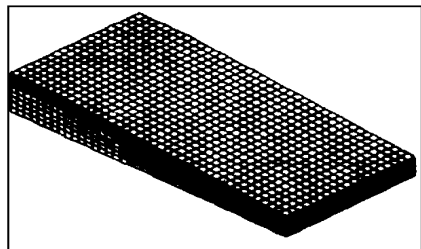


图 3 计算网格

采用上述简化措施使得流阻增大。对传热的影响分析如下: (1) 正方柱体针肋的四条边成为附加的紊流脉动源, 增大了紊流脉动, 强化了流道内部的换热; (2) 绕流脱体区大于圆柱体针肋, 脱体区的扰动强化了下游的换热; (3) 截面积大于圆柱体针肋, 故占据了更多的内流道空间, 使得空气额外加速, 强化了传热。所以从各测温点温度平均值来看, 所有工况下的计算值均

略低于实验值 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。

图 4 是流道内靠近上板内壁 $IZ=5$ 截面上速度矢量分布图。收缩流道使空气沿流向逐渐

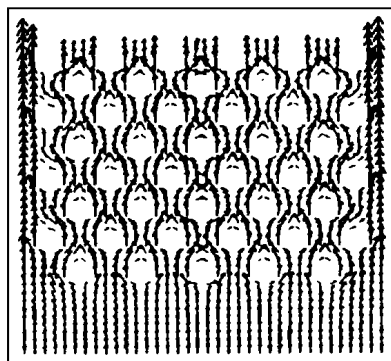


图 4 $IZ=5$ 截面速度矢量分布图

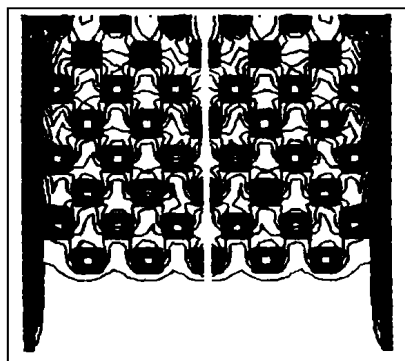


图 5 $IZ=1$ 截面等温线图

加速。图中可见空气绕流针肋形成的对称尾流, 它们能增大紊流度, 有利于传热。

图 5 是 $IZ=1$ 截面上等温线图, 中部是通过镜象绘制整图时形成的对称线。在空气与固壁接触面上温度梯度较大, 所以等温线密集, 尤其是针肋周围。这不仅说明针肋强化传热作用明显, 而且表明增大针肋的长径比以便增加传热面积仍然会对强化传热有效。

图 6 是 $IZ=5$ 截面上等温线图。由于靠近上板内壁, 空气温升较快, 从进口就出现温度梯度。但针肋周围的等温线不如图 5 密集; 靠近出口处针肋和挡块内等温线尤其不密集。这是因

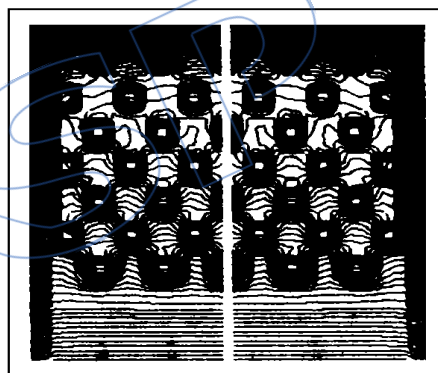


图 6 $IZ=5$ 截面等温线图

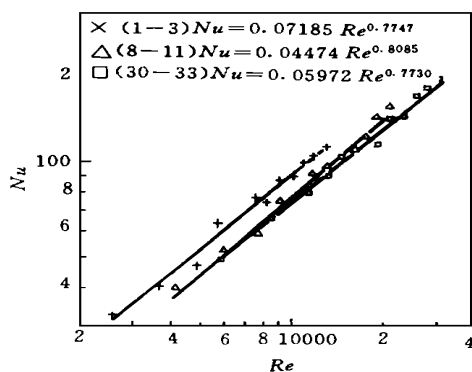


图 7 $Ix=c$ 截面平均 Nu 与 Re 关系

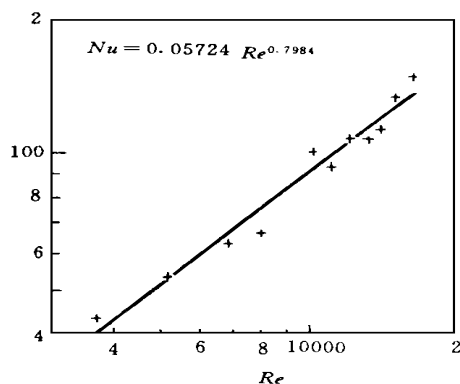


图 8 各工况平均 Nu 与 Re 关系

为出口壁面受到射流卷吸空气的冲刷冷却而温度较低。

图 7 是在垂直于流向上并与针肋并排的各测温点对应处的 Nu 数平均值与 Re 数平均值的关系。测温点 1~3 对应处的 Nu 数平均值最大, 8~11 次之, 30~33 最小。离入口越近 Nu 数越大, 越远则越小。与针肋不并排的各测温点对应处亦呈现此规律, 说明长径比大的针肋传热性能优于小的针肋。

图 8 是 11 个工况下实验模型内冷流道 Nu 数平均值与 Re 数平均值的关系。与 Dittus-Boelter 公式相比, 传热强化了约 2.5 倍, 这与其他资料比较接近。

在图 9 中, 随着平均 Re 数的增大, 各工况下实验模型的总体摩擦系数减小。

图 10 是图 6 的三维视图。进口段空气温升显然不如收缩段, 该截面上针肋和侧壁的温度远高于附近空气温度, 所以形成了 38 个小山峰和两侧的高坡。

4 结 论

(1) 设置针肋的收缩流道可显著强化传热, 平均 Nu 数大约是无针肋通道的 2.5 倍, 但这需要以更多的压力损失作为代价。通过这 11 个工况得出该变截面针肋通道的传热和阻力计算公式如下: $Nu = 0.05724 Re^{0.7984}$; $C_f = 0.1701 Re^{-0.02094}$ 。(2) 在实验验证范围内, 长径比大的针肋传热性能优于长径比小的针肋。(3) 收缩流道确实使空气加速流动, 对传热有利。(4) 本文建立的变截面针肋通道内空气三维、可压缩、变物性流动与传热的数值模型, 经过与实验对比证明是正确的, 可用于涡轮叶片冷却过程初步简化分析。

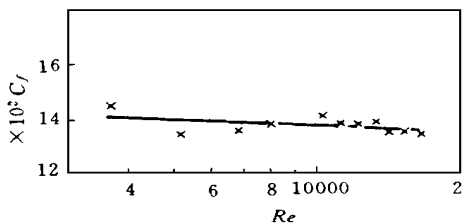


图 9 各工况摩擦系数 C_f 与平均 Re 关系

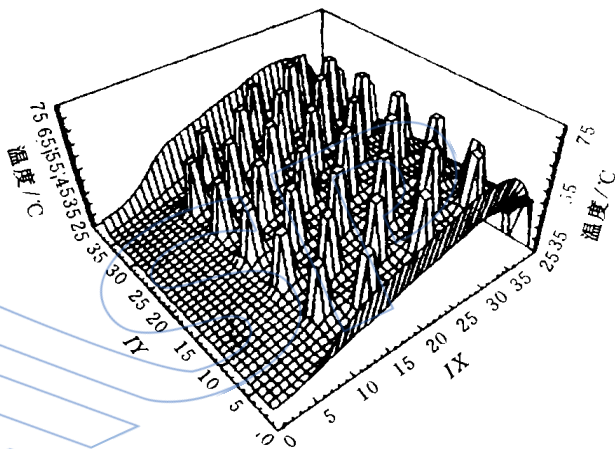


图 10 $IZ=5$ 截面温度分布三维视图

参 考 文 献

- 1 Han J C, et al. A Computer Model for Gas Turbine Blade Cooling Analysis. ASME 82- JPGC- GT- 6
- 2 Dawes W N, et al. The Solution- Adaptive Numerical Simulation of 3D Viscous Flow in the Serpentine Coolant Passage of a Radial Inflow Turbine Blade. ASME- 92- GT- 193
- 3 刘东, 顾维藻. 弦向进入弦向排出变截面针肋通道内空气流动和传热的数值模拟和实验研究. 中国科学院工程热物理所研究报告, 1996

out, and its pressure loss, lean flame blowoff range and combustion efficiency were researched. It seems that the EBMC flameholder is superior to the conventional V- type one.

Key Words Flameholders Afterburning Aerodynamic Stabilization

NUMERICAL MODELING OF TURBULENT FLOW AND HEAT TRANSFER IN A PIN- FINNED CONVERGENT PASSAGE OF GAS TURBINE GUIDING VANE

Liu Dong, Gu Weizao, Liu Wenyan

(Institute of Engineering Thermophysics, Academia Sinica, Beijing 100080)

Deng Huayu (Gas Turbine Establishment)

ABSTRACT A numerical model of cooling air flow and heat transfer in a pin-finned convergent passage of gas turbine guiding vane was set up, which employed a turbulent k- E model, a 3D Body Fitted Coordinates (BFC), the SIMPLEST Algorithm and the whole field solving method of convection- conduction conjugate heat transfer problem, taking the interlinks among the flow field, pressure field, the temperature field, the property variation and the effects of compressibility and 3D heat conduction inside a guiding vane shell into consideration. The computation results are in a good agreement with experimental data.

Key Words Blades Cooling Heat transfer Numerical simulation

RESEARCH ON EFFECT OF CHEMICAL- EQUILIBRIUM ON THERMODYNAMIC CYCLE PERFORMANCE OF GAS TURBINE ENGINES

Tu Qiuye, Wang Zhanxue, Wang Shu, Tang Diyi

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT A quickly convergent algorithm to solve the chemical equilibrium equations is adopted and new subroutines are developed to serve as interfaces between the high temperature components routines and the chemical equilibrium routines. The effect of chemical equilibrium on each individual component is also given quantitatively and the mechanism is analyzed. Finally, an engine performance with considering the chemical equilibrium is compared with one without considering the chemical equilibrium.

Key Words Chemical equilibrium Gasturbine engines Performance