



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106777542 A

(43)申请公布日 2017. 05. 31

(21)申请号 201611060235.5

(22)申请日 2016.11.23

(71)申请人 大连理工大学

地址 116024 辽宁省大连市高新园区凌工
路2号

(72)发明人 邹丽 鲁建华 孙铁志 宗智
姜胜超 于游

(74)专利代理机构 大连东方专利代理有限责任
公司 21212

代理人 阎昱辰 李洪福

(51)Int.Cl.

G06F 17/50(2006.01)

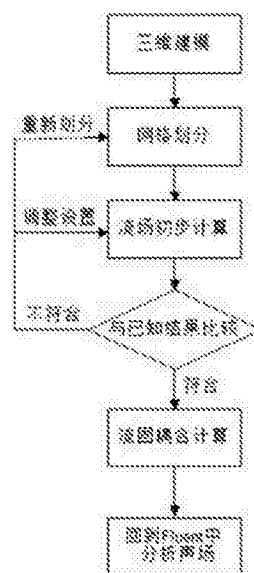
权利要求书2页 说明书7页 附图5页

(54)发明名称

弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法

(57)摘要

本发明公开了一种弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法,包括如下步骤:一建立待分析的螺旋桨和流体域的全尺寸模型,该模型中包括随螺旋桨转动的旋转域和不发生旋转的静止域;网格化所述的全尺寸模型;设置噪声的采样点;为网格化的全尺寸模型设置流场和声场的求解参数;一为所述的全尺寸模型的更新动态网格;设置固体部分螺旋桨的材料属性。网格划分和耦合面参数;设置流固耦合计算过程参数和流固耦合控制方程;其中: σ 为应力; n 为法向量; d 为位移;下标 f 和 s 分别代表流体与固体;进行流固耦合计算,直至算法收敛;获取所述监测点处流场数据,根据FW-H方程计算监测点处的声压级;依据快速傅里叶变换FFT功能得到声场的功率谱密度曲线。



1. 一种弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法,其特征在于包括如下步骤:

—建立待分析的螺旋桨和流体域的全尺寸模型,该模型中包括随螺旋桨转动的旋转域和不发生旋转的静止域;网格化所述的全尺寸模型;设置噪声的采样点;为网格化的全尺寸模型设置流场和声场的求解参数;

—为所述的全尺寸模型的更新动态网格;设置固体部分螺旋桨的材料属性。网格划分和耦合面参数;设置流固耦合计算过程参数和流固耦合控制方程;

$$\left. \begin{aligned} \tau_f \cdot n_f &= \tau_s \cdot n_s \\ d_f &= d_s \end{aligned} \right\}$$

其中: τ 为应力; n 为法向向量; d 为位移;下标 f 和 s 分别代表流体与固体;

—进行流固耦合计算,直至算法收敛;获取所述监测点处流场数据,根据FW-H方程计算监测点处的声压级;依据快速傅里叶变换FFT功能得到声场的功率谱密度曲线,对所得结果进行声学分析,完成弹性叶片螺旋桨流噪声的预测。

2. 根据权利要求1所述的弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法,其特征还在于在计算弹性模型步骤前还具有验证建立的全尺寸模型正确性的步骤:

—计算假定为刚性的螺旋桨声场和流场的数据;

—通过对比得到的刚性螺旋桨与试验的声场和流场数值,验证所述全尺寸模型的正确性;

—若满足正确性要求,则继续计算弹性桨流场和声场数据。

3. 根据权利要求1所述的弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法,其特征还在于根据螺旋桨投影原理及坐标转换公式完成螺旋桨叶切面二维平面坐标至三维空间坐标的转换,进而完成螺旋桨叶切面轮廓曲线的绘制;

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1 \sin \phi + X_1 \cos \phi + L \sin \phi - r \tan \theta \\ r \cos \left(\frac{Z_1 \cos \phi - X_1 \sin \phi + L \cos \phi}{r} \right) \\ r \sin \left(\frac{Z_1 \cos \phi - X_1 \sin \phi + L \cos \phi}{r} \right) \end{bmatrix}$$

其中: ϕ 为螺距角; θ 为纵倾角; L 为最大厚度线和参考线之间距离; r 为叶切面半径; X_1 、 Y_1 、 Z_1 为局部坐标系下的坐标值; X 、 Y 、 Z 为全局坐标系下坐标值。

4. 根据权利要求1所述的弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法,其特征还在于所述的流固耦合的控制方程为满足连续性方程和纳维-斯托克斯方程N-S方程,方程函数形式如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0$$

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{du_x}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X + \mu \Delta u_x \\ \rho \frac{du_y}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y + \mu \Delta u_y \\ \rho \frac{du_z}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z + \mu \Delta u_z \end{aligned} \right\}$$

其中： ρ 为流体密度； t 为时间； u_x 、 u_y 、 u_z 分别为速度在空间直角坐标系 x 、 y 、 z 轴的分量； p 为压力； X 、 Y 、 Z 分别为外力在 x 、 y 、 z 方向上的分量； μ 是流体动力粘性系数； Δ 是拉普拉斯算子。

5. 根据权利要求4所述的弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法，其特征还在于流固耦合计算过程中湍流场计算采用RNGk- ε 湍流模型：

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \end{aligned} \right\}$$

其中： ρ 为流体密度； $\frac{D}{Dt}$ 为随体导数； k 为湍流动能； ε 为湍流耗散率； μ 为流体动力粘性系数； α_k 、 α_ε 为湍流普朗特数的倒数； μ_{eff} 和 R 为修正参数； G_k 和 G_b 分别为层流速度梯度和浮力引起的湍流动能； Y_M 为可压缩流体湍流扩张贡献量； $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数。

6. 根据权利要求1所述的弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法，其特征还在于：所述的求解参数至少包括流场部分湍流模型选择、流体密度、旋转轴、转速以及边界条件；

声学模块部分至少包括远场密度/即流体水的密度、水中声速以及水中的参考声压；

求解部分至少包括设置求解算法、收敛残差以及时间步长。

7. 根据权利要求1所述的弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法，其特征还在于所述的声学分析至少包括预报螺旋桨流噪声的声压级大小；

通过计算得到流噪声声压级大小随螺旋桨进速系数 J 的变化规律，进而得到螺旋桨流噪声；

$$J = \frac{v}{nD}$$

其中 v 为螺旋桨速度，计算中为进口水的流速， n 为转速， D 为螺旋桨直径。

弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种弹性叶片螺旋桨流噪声的预测方法,设计专利分类号G06计算;推算;计数G06F电数字数据处理G06F17/00特别适用于特定功能的数字计算设备或数据处理设备或数据处理方法G06F17/50计算机辅助设计。

背景技术

[0002] 螺旋桨噪声是潜艇噪声的主要部分,按生成机理可分为桨叶振动噪声、空泡噪声、流噪声,其中桨叶振动噪声和空泡噪声是螺旋桨噪声的主要部分,而且随着螺旋桨优化设计理论的逐步成熟,桨叶的振动噪声和空泡噪声都能够通过优化螺旋桨设计得到一定程度的解决。螺旋桨流噪声是指湍流与螺旋桨相互作用而产生压力脉动及叶梢处涡脱落等而产生的噪声,其产生的原因主要是水流与桨的相互作用。对于潜艇来说,其低速航行时,螺旋桨流噪声所占比重虽然很小,但它却对声呐信噪比产生很大的影响。螺旋桨流噪声会增加声呐的背景噪声,影响声呐对目标声信号的接收,从而影响了潜艇的作战能力。潜艇在高速航行时,噪声主要为流噪声,从而降低了潜艇的隐蔽性,增加了暴露的风险。因此,通过对螺旋桨流噪声的研究来优化螺旋桨设计,减小螺旋桨噪声,对于提升潜艇的性能有重要意义。

[0003] 由于螺旋桨流噪声试验水听器安装困难、试验中存在声反射、透射等问题,因此国内外对螺旋桨流噪声的研究主要以数值模拟为主,如Seol H将势流理论与声类比方法结合,通过数值方法预报螺旋桨的空泡和非空泡噪声;谢建波等人在Lighthill声类比理论和FW-H方程的基础上,应用带平均流效果的格林函数对螺旋桨辐射线谱噪声进行了理论和数值分析;龚京风等人运用大涡模拟和K-FWH方程相结合的方法,对螺旋桨水动力噪声进行了预报,证明了大涡模拟结合K-FWH模型进行螺旋桨噪声预报的可行性。

[0004] 但是在过去的研究中,学者们主要将螺旋桨视为刚性体或者只进行流体-结构的单向耦合,即先计算流场,然后将压力结果传递到结构中,并不考虑流体-结构之间的双向耦合作用。随着复合材料的发展及人们对柔性表面降噪研究的深入,通过改变螺旋桨叶片的弹性来减小螺旋桨流噪声成为科研人员的新课题。采用弹性叶片的螺旋桨必然不能再视为刚性体,这就要求在数值模拟的过程中考虑流体-结构之间的双向耦合作用,耦合后的流场计算完毕之后进行流噪声的分析。

发明内容

[0005] 本发明针对以上问题的提出,而研制的一种弹性叶片螺旋桨流噪声预测方法,包括如下步骤:

[0006] 一建立待分析的螺旋桨和流体域的全尺寸模型,该模型中包括随螺旋桨转动的旋转域和不发生旋转的静止域;网格化所述的全尺寸模型;设置噪声的采样点;为网格化的全尺寸模型设置流场和声场的求解参数;

[0007] 一为所述的全尺寸模型的更新动态网格;设置固体部分螺旋桨的材料属性。网格划分和耦合面参数;设置流固耦合计算过程参数和流固耦合控制方程;

$$[0008] \quad \left. \begin{aligned} \tau_f \cdot n_f &= \tau_s \cdot n_s \\ d_f &= d_s \end{aligned} \right\}$$

[0009] 其中： τ 为应力； n 为法向量； d 为位移；下标 f 和 s 分别代表流体与固体；

[0010] 一进行流固耦合计算，直至算法收敛；获取所述监测点处流场数据，根据FW-H方程计算监测点处的声压级；依据快速傅里叶变换FFT功能得到声场的功率谱密度曲线，对所得结果进行声学分析，完成弹性叶片螺旋桨流噪声的预测。

[0011] 作为优选的实施方式，计算弹性模型步骤前还具有验证建立的全尺寸模型正确性的步骤：

[0012] 一计算假定为刚性的螺旋桨声场和流场的数据；

[0013] 一通过对比得到的刚性螺旋桨与试验的声场和流场数值，验证所述全尺寸模型的正确性；

[0014] 一若满足正确性要求，则继续计算弹性桨流场和声场数据。

[0015] 作为优选的实施方式，所述的螺旋桨投影原理及坐标转换公式完成螺旋桨叶切面二维平面坐标至三维空间坐标的转换，进而完成螺旋桨叶切面轮廓曲线的绘制；

$$[0016] \quad \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1 \sin \phi + X_1 \cos \phi + L \sin \phi - r \tan \theta \\ r \cos \left(\frac{Z_1 \cos \phi - X_1 \sin \phi + L \cos \phi}{r} \right) \\ r \sin \left(\frac{Z_1 \cos \phi - X_1 \sin \phi + L \cos \phi}{r} \right) \end{bmatrix}$$

[0017] 其中： ϕ 为螺距角； θ 为纵倾角； L 为最大厚度线和参考线之间距离； r 为叶切面半径； X_1 、 Y_1 、 Z_1 为局部坐标系下的坐标值； X 、 Y 、 Z 为全局坐标系下坐标值。

[0018] 作为优选的实施方式，所述的流固耦合的控制方程为满足连续性方程和纳维-斯托克斯方程N-S方程，方程函数形式如下：

$$[0019] \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0$$

$$[0020] \quad \left. \begin{aligned} \rho \frac{du_x}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X + \mu \Delta u_x \\ \rho \frac{du_y}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y + \mu \Delta u_y \\ \rho \frac{du_z}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z + \mu \Delta u_z \end{aligned} \right\}$$

[0021] 其中： ρ 为流体密度； t 为时间； u_x 、 u_y 、 u_z 分别为速度在空间直角坐标系 x 、 y 、 z 轴的分量； p 为压力； X 、 Y 、 Z 分别为外力在 x 、 y 、 z 方向上的分量； μ 是流体动力粘性系数； Δ 是拉普拉斯算子。

[0022] 更进一步的，流固耦合计算过程中湍流场计算采用RNGk- ϵ 湍流模型：

$$[0023] \quad \left. \begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \end{aligned} \right\}$$

[0024] 其中： ρ 为流体密度； $\frac{D}{Dt}$ 为随体导数； k 为湍流动能； ε 为湍流耗散率； μ 为流体动力粘性系数； α_k 、 α_ε 为湍流普朗特数的倒数； μ_{eff} 和 R 为修正参数； G_k 和 G_b 分别为层流速度梯度和浮力引起的湍流动能； Y_M 为可压缩流体湍流扩张贡献量； $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数。

[0025] 作为优选的实施方式，所述的求解参数至少包括流场部分湍流模型选择、流体密度、旋转轴、转速以及边界条件；

[0026] 声学模块部分至少包括远场密度/即流体水的密度、水中声速以及水中的参考声压；

[0027] 求解部分至少包括设置求解算法、收敛残差以及时间步长。

[0028] 作为优选的实施方式，所述的声学分析至少包括预报螺旋桨流噪声的声压级大小；

[0029] 通过计算得到流噪声声压级大小随螺旋桨进速系数 J 的变化规律，进而得到螺旋桨流噪声；

$$[0030] \quad J = \frac{v}{nD}$$

[0031] 其中 v 为螺旋桨速度，计算中为进口水的流速， n 为转速， D 为螺旋桨直径。

附图说明

[0032] 为了更清楚的说明本发明的实施例或现有技术的技术方案，下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图做一简单地介绍，显而易见地，下面描述中的附图仅仅是本发明的一些实施例，对于本领域普通技术人员来讲，在不付出创造性劳动的前提下，还可以根据这些附图获得其他的附图。

[0033] 图1为本发明主要流程图

[0034] 图2为螺旋桨投影原理示意图

[0035] 图3为螺旋桨三维模型示意图

[0036] 图4为旋转域及静止域示意图

[0037] 图5为所计算流体域尺寸示意图

[0038] 图6为流体域与结构域网格划分示意图

[0039] 图7为螺旋桨敞水性能曲线计算值与试验值对比图

[0040] 图8为螺旋桨流噪声随进速系数变化曲线图

具体实施方式

[0041] 为使本发明的实施例的目的、技术方案和优点更加清楚，下面结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚完整的描述：

[0042] 如图1-6所示：

[0043] 步骤一几何建模:本步骤中采用的软件为Solidworks,根据图2所示的螺旋桨投影原理示意图及坐标转换公式:

$$[0044] \quad \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1 \sin \phi + X_1 \cos \phi + L \sin \phi - r \tan \theta \\ r \cos \left(\frac{Z_1 \cos \phi - X_1 \sin \phi + L \cos \phi}{r} \right) \\ r \sin \left(\frac{Z_1 \cos \phi - X_1 \sin \phi + L \cos \phi}{r} \right) \end{bmatrix}$$

[0045] 其中: ϕ 为螺距角; θ 为纵倾角; L 为最大厚度线和参考线之间距离; r 为叶切面半径; X_1 、 Y_1 、 Z_1 为局部坐标系下的坐标值; X 、 Y 、 Z 为全局坐标系下坐标值。

[0046] 可以将DTMB 4119螺旋桨叶切面二维平面坐标转换成三维空间坐标,从而在Solidworks中得到螺旋桨叶切面轮廓曲线,

[0047] 然后以各叶切面导边和随边线作为放样曲线进行曲面放样。再将所形成的曲面进行修补,得到封闭的曲面,随后将封闭的曲面转换为实体得到一个叶片模型。接下来建立桨毂模型、对叶片进行阵列操作,完成螺旋桨的建模,如图3所示。

[0048] 对螺旋桨进行数值模拟属于典型的旋转机械问题,因此对流体域的建模采用旋转机械的一般建模方法,即建立静止域和旋转域,

[0049] 其中旋转域是在模拟中随着螺旋桨一起转动的一部分,静止域不发生旋转。流体域的建模主要是在SolidWorks中分别作出与静止域和旋转域直径相同的圆柱体。然后在静止域圆柱上进行布尔运算切除掉旋转域圆柱,形成最终的静止域、在旋转域圆柱上进行布尔运算切除掉螺旋桨,形成最终的旋转域,如图4所示。将旋转域和静止域进行装配操作,得到最终的计算流体域,尺寸如图5所示。将所建立的螺旋桨和流体域模型以.stp文件导出,以供后续使用。

[0050] 在得到模型之后,还具有验证正确性的步骤,在本实施例中,计算所得螺旋桨敞水性能曲线(如图7,包括推力系数、转矩系数、效率)与试验值进行对比,实施例中计算结果相对误差小于5%。一般来说,数值模拟误差达5%以内已经较精确,所以可以判定模型是正确的。

[0051] 步骤二流体域网格划分:本步骤运用ANSYS Workbench中meshing模块对流体域进行网格划分。划分时偏好设为CFD分析;

[0052] 考虑到流固耦合分析在流体计算时需要进行动网格的设置,同时本身模型的结构形式较复杂,为了使所划分的网格更好表达螺旋桨形状,采用非结构化四面体网格对流体域进行划分,螺旋桨处的网格适当加密,尤其指在如叶梢部分流态变化比较大的地方网格要比其他地方密,以保持计算精度。

[0053] 流体域网格划分如图6所示。

[0054] 步骤三设置CFD计算软件:此步骤中CFD计算满足质量守恒与动量守恒定律,即满足连续性方程和N-S方程,因此基本控制方程为:

$$[0055] \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0$$

$$[0056] \quad \left. \begin{aligned} \rho \frac{du_x}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X + \mu \Delta u_x \\ \rho \frac{du_y}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y + \mu \Delta u_y \\ \rho \frac{du_z}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z + \mu \Delta u_z \end{aligned} \right\}$$

[0057] 其中： ρ 为流体密度； t 为时间； u_x 、 u_y 、 u_z 分别为速度在空间直角坐标系 x 、 y 、 z 轴的分量； p 为压力； X 、 Y 、 Z 分别为外力在 x 、 y 、 z 方向上的分量； μ 是流体动力粘性系数； Δ 是拉普拉斯算子。

[0058] 首先选择瞬态计算，然后在ANSYS Fluent软件的Model选项Viscous中选择RNGk- ϵ 湍流模型，其余保持默认。

[0059] RNGk- ϵ 模型在有漩涡的湍流场计算中有更高的精度，其方程为：

$$[0060] \quad \left. \begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \\ \rho \frac{D\epsilon}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \end{aligned} \right\}$$

[0061] 其中： ρ 为流体密度； $\frac{D}{Dt}$ 为随体导数； k 为湍流动能； ϵ 为湍流耗散率； μ 为流体动力粘性系数； α_k 、 α_ϵ 为湍流普朗特数的倒数； μ_{eff} 和 R 为修正参数； G_k 和 G_b 分别为层流速度梯度和浮力引起的湍流动能； Y_M 为可压缩流体湍流扩张贡献量； $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 为经验常数。

[0062] Cell Zone Condition中将旋转域静止域设为流体，旋转域勾选MRF (即多重参考系) 选项，根据所研究工况对旋转轴、转速等参数进行设置。

[0063] 边界条件通过Boundary Condition选项进行设置本发明采用速度进口、压力出口，进口速度根据实际工况取值，若实际工况为非均匀流，则需要采用UDF进行设置，出口压力设为0，进口、出口处湍流参数根据一般经验选择湍流强度和湍流粘度比，均取2%。旋转域与静止域相连的面设为interface，静止域的圆柱面设为静止无滑移壁面，桨叶和桨毂设置为无滑移壁面。

[0064] 对声场进行处理需要在Model选项中打开Fluent的声学模块，即FW-H模型，并进行设置。

[0065] 声类比理论是Lighthill在研究湍流声激发中将N-S方程变形成非齐次波动方程，将流体力学和声学联系在一起而形成的，经过后来的学者改进形成了FW-H方程，其基本形式如下：

$$[0066] \quad p(\vec{x}, t) = p_T(\vec{x}, t) + p_L(\vec{x}, t) + p_Q(\vec{x}, t)$$

[0067] 其中： $\vec{x}$ 为监测点位置； t 为时间； p_T 为厚度噪声； p_L 为载荷噪声； p_Q 为四极子噪声。

[0068] 流体密度按Fluent数据库中液体水的密度998.2kg/m³设置、水中声速设为1500m/s、自由流速度即为进口速度、水中的参考声压设为 1×10^{-6} Pa、声源设为桨叶。设置检测点坐标，作为后面流噪声采样点，以便预测此点的螺旋桨流噪声。

[0069] 本发明的实例中为了与其他文献进行对比是在距桨轴中心轴向距离分别为0、

0.5R、0.7R,径向距离分别为0.3R、0.7R、R、1.2R、2R处共设置15个采样点来监测噪声。

[0070] 以上设置完毕根据实际需要设置Fluent算法、收敛残差、时间步长等参数,进行初始的刚性桨计算,得到流场与声场数据与试验结果对比,有利于选择合适的算法及验证模型的精确性以便后续计算。本发明实例计算中得到的螺旋桨敞水性能曲线与试验值对比如图6所示。

[0071] 步骤四动网格设置:在弹性桨计算时,桨叶处于变形状态,会导致流场域的形状发生变化,因此在流固耦合第一次计算完后需要对流体域的网络进行更新。ANSYS Fluent提供了网格弹簧光滑、网格重构和动态层网格三种网格更新方式,其中动态层网格应用于六面体网格,而模拟中流体域均为四面体网格,因此只需要运用网格弹簧光滑和网格重构两种方式进行网格更新。首先在动网格选项中激活网格弹簧光滑和网格重构功能,弹簧常数设为0.6、边界松弛因子设为0.6,其他参数先采用默认值,根据计算的结果进行逐步调整。参数设置完毕之后选择动网格区域,计算中主要考虑弹性叶片螺旋桨,所以将桨叶及周围旋转域设为动网格区域,其中桨叶设为System Coupling,旋转域设置为Deforming。

[0072] 步骤五结构域设置:首先在Transient Structural模块中根据所计算螺旋桨的材料设置材料属性。然后打开meshing,偏好设为mechanical分析,选择自动划分得到满足计算要求的网格如图6所示。接着设置桨叶为流固耦合面、结构的约束以及时间步长。时间步长设置为与流体部分计算相同,流固耦合面与Fluent中动网格区域相对应设为桨叶,设置桨毂为固支端。

[0073] 结构部分只考虑弹性变形,因此控制方程为:

$$[0074] \quad \sigma = E \cdot \varepsilon$$

[0075] 其中: σ 为应力; E 为弹性模量; ε 为应变。

[0076] 步骤六流固耦合设置:System Coupling模块可以实现流体与结构计算的数据交换,需在此模块中进行耦合设置,主要是对时间步长、数据交换面及求解顺序进行设置。时间步长设置要满足使流体、结构、耦合时间步长完全对应保证耦合计算的准确性。将流体和结构求解器中的桨叶设为数据交换面,在流固耦合的过程中进行数据传递。计算中的变形过程为螺旋桨在流体中运动时受力导致桨叶变形,随后桨叶的变形又导致流体域的形状发生变化,因此求解顺序应该是先流体后固体,即Fluent设为1,Transient Structural设为2。设置完毕后,点击Update开始双向流固耦合计算直至收敛。

[0077] 一般情况下流固耦合的收敛残差都是动态平衡的,收敛条件可以参考残差但并不完全依赖于残差。流固耦合计算由于进行网格更新,所以收敛残差是波动的。在一个时间步长内,收敛残差由大变小,下一个时间步长内残差由大变小,残差最大值小于前一个时间步,因此随着时间的增长,如果一直是这个规律,收敛残差的最大值会逐渐变小,最终达到动态平衡。

[0078] 本发明判断达到收敛条件要保证两点:1.残差达到动态平衡;2.在每个时间步内的最后一次迭代,计算界面上默认显示的物理量数值基本一致,说明继续算下去的结果是基本不变的。

[0079] 流固耦合部分应满足流体与结构相交处各变量相等或守恒,本发明的计算不考虑温度,因此流固耦合控制方程为:

$$[0080] \quad \left. \begin{aligned} \tau_f \cdot n_f &= \tau_s \cdot n_s \\ d_f &= d_s \end{aligned} \right\}$$

[0081] 其中： τ 为应力； n 为法向向量； d 为位移；下标 f 和 s 分别代表流体与固体。

[0082] 步骤七声场分析：再次回到ANSYS Fluent模块，对声学部分进行处理，读取监测点处流场数据，根据FW-H方程计算监测点处的声压级，同时可以根据ANSYS Fluent内置的快速傅里叶变换 (FFT) 功能得到声场的功率谱密度曲线，对所得结果进行声学分析，完成对弹性叶片螺旋桨流噪声的预测。

[0083] 本发明实例中计算了不同工况下螺旋桨流噪声声压级大小，并找到了流噪声声压级大小随螺旋桨进速系数 J ：

$$[0084] \quad J = \frac{v}{nD}$$

[0085] 其中 v 为螺旋桨速度，计算中为进口水的流速， n 为转速， D 为螺旋桨直径)的变化规律：一般的，随进速系数不断增大，螺旋桨流噪声不断减小。

[0086] 以上所述，仅为本发明较佳的具体实施方式，但本发明的保护范围并不局限于此，任何熟悉本技术领域的技术人员在本发明揭露的技术范围内，根据本发明的技术方案及其发明构思加以等同替换或改变，都应涵盖在本发明的保护范围之内。

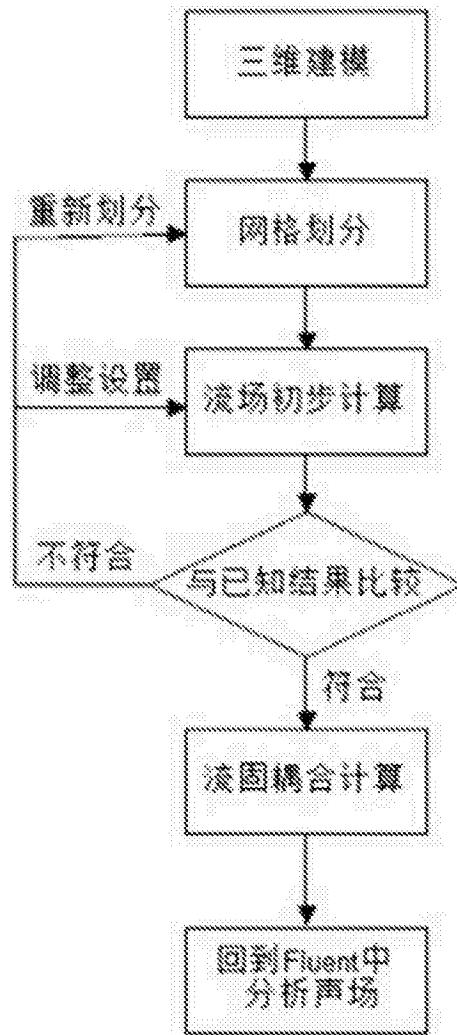


图1

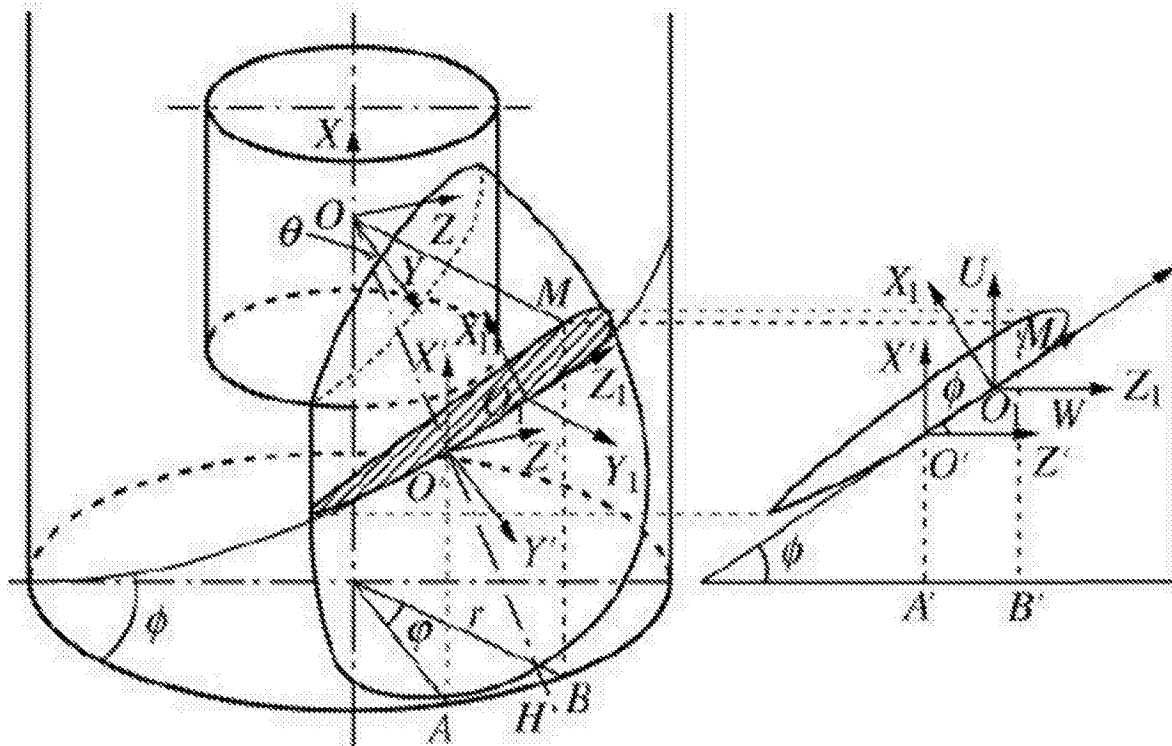


图2

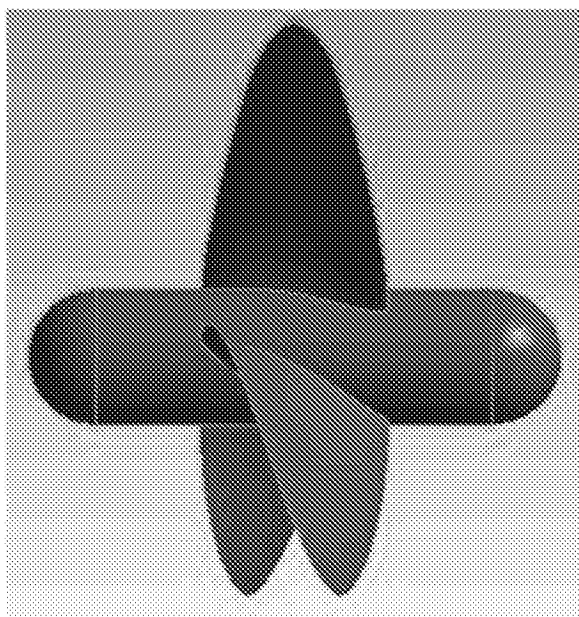


图3

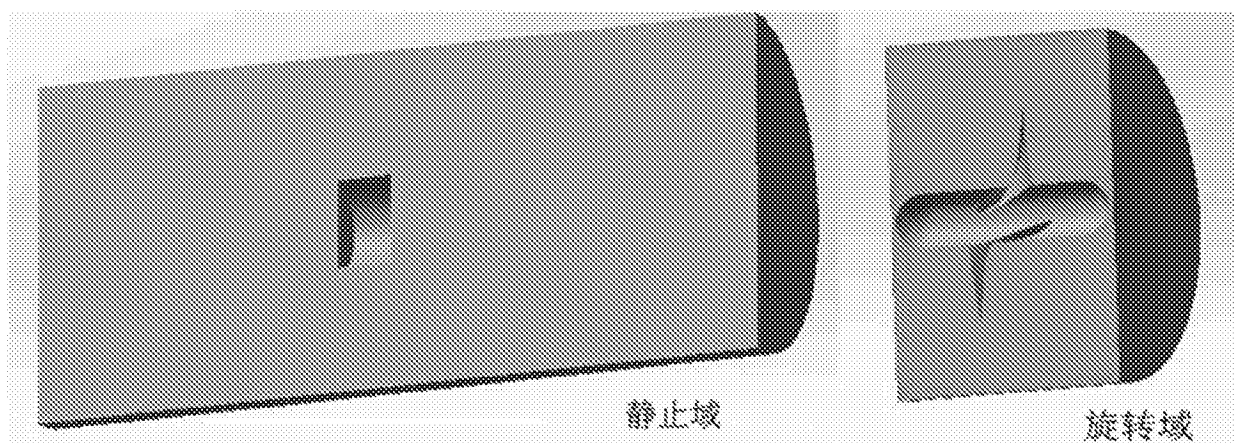


图4

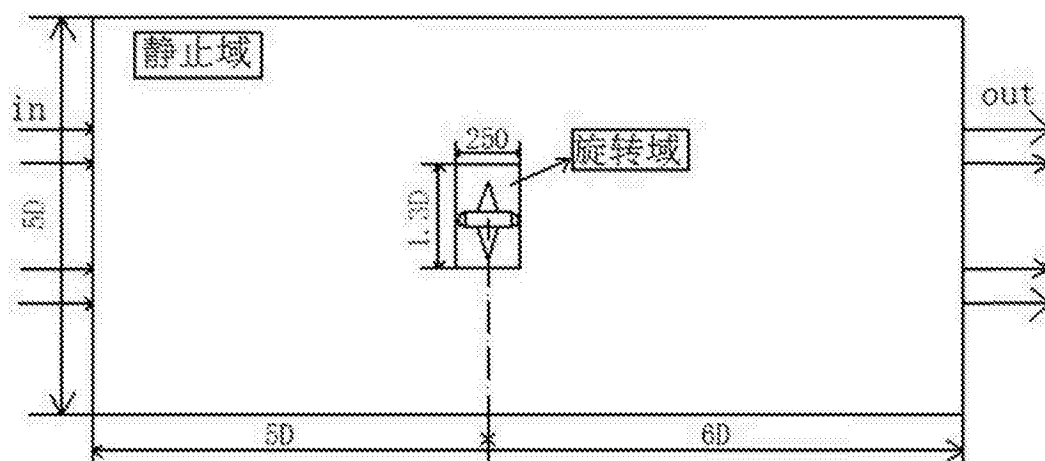


图5

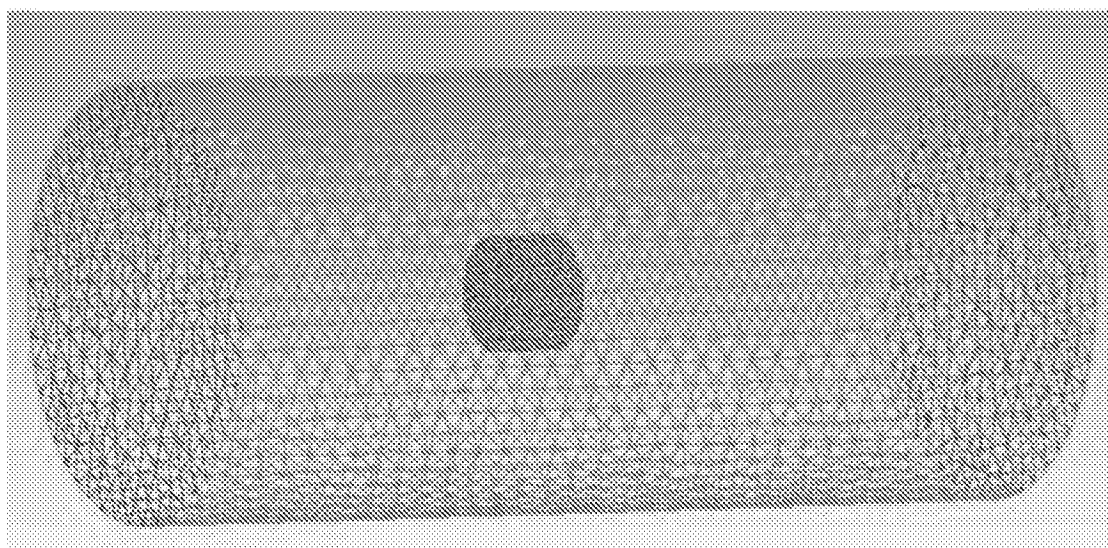


图6a

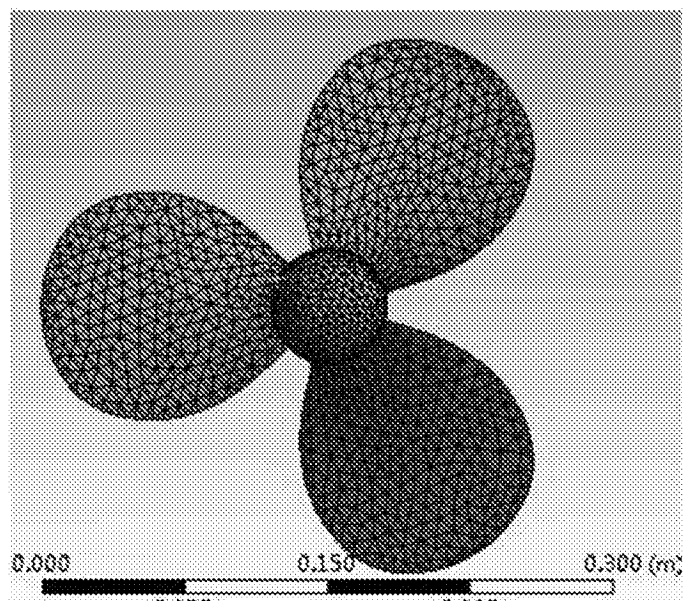


图6b

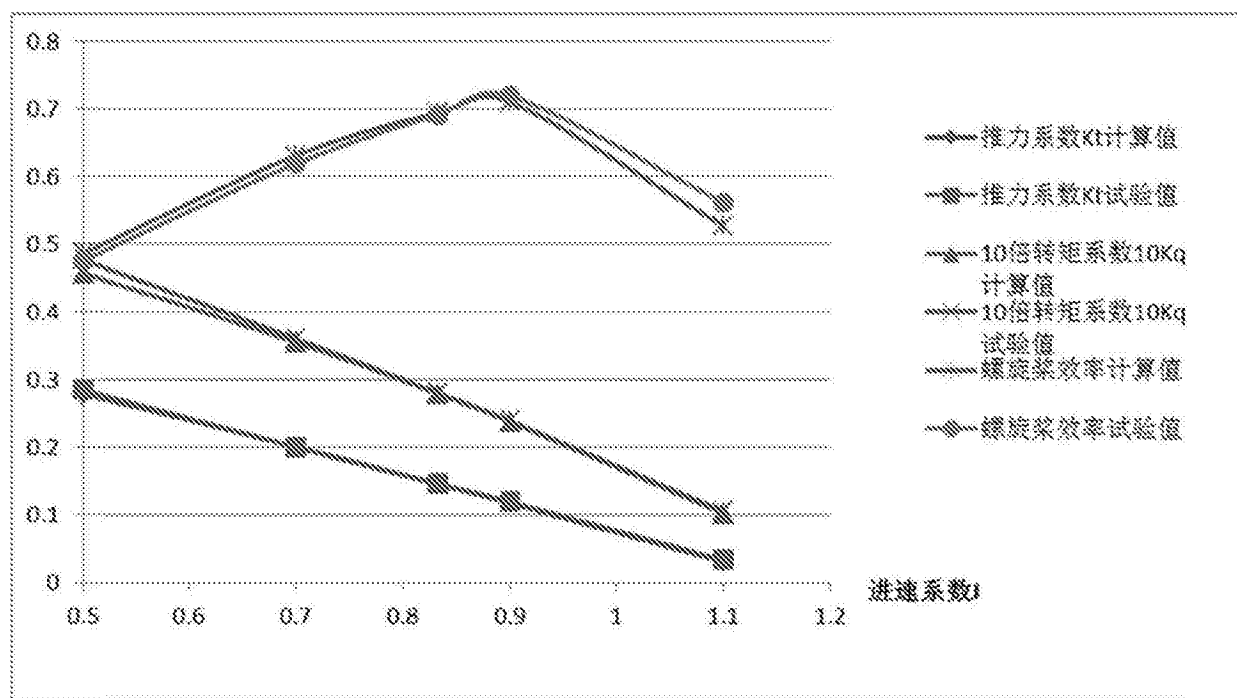


图7

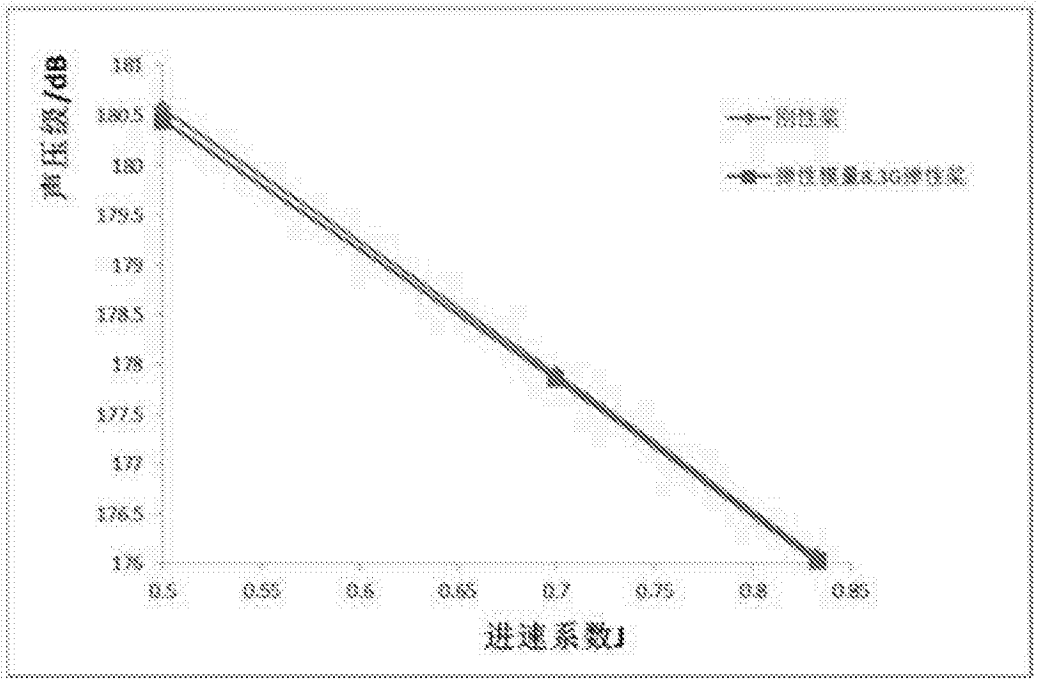


图8