doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.07.045

重型立式车床转台流固耦合传热数值模拟与实验

杨晓冬 邵俊鹏 穆晓宁 朱 健

(哈尔滨理工大学机械动力工程学院,哈尔滨 150080)

摘要:采用流固耦合的数值方法研究了重型立式车床转台的耦合传热特性,使传热外边界条件变成内边界条件,更 符合实际工况。给出了转速范围在 5~50 r/min 内的空气流场,以及工作台、底座和静压油膜的温度场分布。数值 模拟结果表明转速提高使静压油膜温度升高,承载能力下降,加强了散热面对流,且高转速时底座的散热量被低 估,但散热面温度没有显著升高,加重了工作台和底座热集中。同时,工作台数值模拟结果与红外线热像仪测量数 据吻合较好,说明数值模拟结果符合物理原理,扩展了流固耦合传热的应用范围,使立式车床的散热情况分析结果 更加可靠和精确。

关键词:立式车床工作台 流固耦合 对流换热 测温实验 中图分类号:TH133.36 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2014)07-0292-08

引言

重型立式机床是大尺寸旋转曲面类零件的主要 加工设备,随着现代制造技术对机床效率要求的日 渐提高,对机床转台的转速也有了更高的要求。转 台主要由承载工件的工作台、中心装有定心滚子轴 承的底座、以及两者间起承载作用的静压润滑油膜 组成。转台使用静压轴承润滑,而润滑系统的发热 及结构散热不均导致结构内外温差过大,由此产生 的热变形导致静压轴承实际结构偏离了理论设计模 型,限制了转速的提高。

以往仅针对机床转台润滑油膜的发热规律以及 发热对润滑性能的影响进行过研究,但未涉及工作 台和底座的导热和散热情况^[1-2]。若旨在获得工作 台的散热量,可采用传统的萘升华法,该方法用于圆 盘旋转散热问题可获得圆盘在多种流态下的对流换 热系数,但无法获得圆盘的温度场^[3-4]。借助红外 线传感器等设备可获得物体表面的温度分布,有学 者采用了红外传感器和热薄膜温度传感器,对旋转 圆盘分别在射流冲击和横向过流这两种情况下的对 流换热过程进行了实验,得到了紊流和层流间相互 作用关系,建立了各条件下的空气流动模型^[5-6],但 仍然无法获得内部的温度场。流固耦合力学是流体 力学和固体力学的交叉学科,在综合考虑流体流动 和固体传热等方面有独特的优势^[7]。比如,有学者 利用流固耦合方法研究了发动机传热与冷却水相互 作用^[8-9]。

所以本文采用流固耦合方法分析流体流动和固体传热,使外部边界条件成为计算区域的内部条件, 把润滑油膜和空气的流场与机构温度场进行整场求 解,进而获得润滑油膜的发热规律、机床转台的温度 场和散热情况,并可得出更准确的热传递规律。

1 流体流动与固体传热控制方程

1.1 流体控制方程

流体的流动和传热现象复杂,但可以通过最基本的流体三大定律来表述,即质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律,将三者用微分方程的通式形式表述,可表述为N-S方程的保守形式

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{f}\boldsymbol{\varphi}) + \nabla (\rho_{f}\boldsymbol{v}\boldsymbol{\varphi}) = \nabla (\Gamma \operatorname{grad} \boldsymbol{\varphi}) + S \quad (1)$$

式中 ρ_f —流体的密度

Γ——广义扩散系数 S——广义源项

φ—通用变量的矢量,可以表示速度 ν、温
 度 T 等变量

对于紊流模型,需要求解时均化的雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j}\right) + S_i$$
(2)

但方程(2)增加了6个未知雷诺应力项,需要

收稿日期: 2013-08-05 修回日期: 2013-09-17

^{*} 国家国际科技合作专项资助项目(ISTCP 2012DFR70840)和国家自然科学基金资助项目(50975066) 作者简介:杨晓冬,博士生,主要从事重型静压轴承润滑与散热研究,E-mail: peapea1780@163.com

通讯作者: 邵俊鹏,教授,博士生导师,主要从事液压系统控制及流体润滑技术研究,E-mail: sjp566@ sina. com

9

 ∂x_i

附加使方程封闭的紊流模型才能求解。根据紊流运 动规律附加的条件和关系式,紊流模型多种多样,适 用于不同的情况。在充分发展的紊流区域可通过标 准 $k - \varepsilon$ 模型(双方程紊流模型)得到紊流动能和应 力对流场的影响。根据 $k - \varepsilon$ 模型,质量守恒定律和 动量守恒定律可表示为

$$\frac{\partial(\rho_{f}k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho_{f}v_{j}k) = \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left[\left(\mu + \frac{\mu_{i}}{\sigma_{k}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_{j}}\right] + P_{k} - \rho_{f}\varepsilon + P_{kb} \qquad (3)$$
$$\frac{\partial(\rho_{f}\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho_{f}v_{j}\varepsilon) = \left[\left(\mu + \frac{\mu_{i}}{\sigma_{\varepsilon}}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{j}}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_{k} - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_{\varepsilon 1}P_{\varepsilon b}) \qquad (4)$$

式中 k——紊流动能 ε——紊流动能耗散率 P_k——由平均速度梯度引起的紊流动能 k 的 产生项

 μ_{ι} ——紊流粘度, $\mu_{\iota} = C_{\mu} \rho k^2 / \varepsilon$

P_{kb}——浮力引起的紊流动能 k 的产生项

式(4)右侧末端括号内为紊流模型常数,分别 为 C_{s1} = 1.44, C_{s2} = 1.92, C_{μ} = 0.09, σ_{k} = 1.0, σ_{s} = 1.3。

转台温度若高于室温则产生自然对流,对流强 度较大时空气流态将转变为紊流。为简化计算忽略 自然对流流向与重力的夹角,则 $P_{sb} = 0$;本研究中的 温度变化范围较小,忽略空气粘度变化,使用 Boussinesq 近似,则紊流 Schmidt 数 σ_p 为 0.9^[10], P_{kb} 可表示为

$$P_{kb} = \rho \beta g_i [\mu_i / (\rho \sigma_\rho)] (\partial T / \partial x_j)$$
 (5)

1.2 紊流模型与修正

标准 $k - \varepsilon$ 模型是应用最广泛的紊流模型之一, 对于充分发展的紊流,此模型具有相当高的精度,但 对于低 Re数流体域则需要进行修正。Prandtl 将流 固交界面附近流体分为两层,粘性力的作用不可忽 略的薄层为边界层,边界层之外则为理想流体。边 界层内流态几乎为层流,雷诺应力基本消失,N-S 方程存在解析解,即为低 Re数紊流模型。另一种是 在边界层使用壁面函数,指的是在边界层用一维数 学模型代替三维 N-S 方程,计算量大大降 低^[11-12]。

1.3 固体导热方程

假设热导率为恒值,将能量守恒定律应用到转 台内部热传递过程可表述为

$$\rho_{s}c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^{2} T}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} T}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} T}{\partial z^{2}} \right) + Q'$$
(4)

2 边界条件与模型前处理

本文研究的重型立式车床采用无级调速,最高 50 r/min。转台内部采用静压推力轴承支承,静压 推力轴承的工作原理如图1所示。油泵向油腔内供 给恒定压力的润滑油,在油腔内和封油边上形成具 有很高压力的油膜,利用腔内与大气间的压力差形 成静压轴承的承载力,使工作台始终悬浮在油膜上 并能承受更多外载荷。



图 1 定量供油静压轴承工作原理图

 Fig. 1
 Working principle of hydrostatic bearing

 1. 镜板
 2. 间隙油膜
 3. 封油边
 4. 静压油腔
 5. 进油口

 6. 回油油路
 7. 供油油泵

工作台直径为 4.5 m,结构内部自中心到外缘 共 4 层周向筋板,周向设计有均布的 16 层竖直径向 筋板,将工作台等分成 16 个呈圆周对称的部分,每 一部分等分线上还包含较短的辅助支撑径向筋板, 工作台结构呈周期性圆周对称,对一个周期角的计 算可代表整个工作台。底座内部对称结构与工作台 类似,从内至外共 2 层周向筋板,周向均布 24 层径 向筋板。底座上安装了共 24 个周向均布的油垫,油 垫中心线与底座径向筋板中心线重合。为降低计算 规模,以 15°为基准按圆周对称简化模型,其中工作 台周期角为 22.5°,经试算对比工作台 1/16 模型和 1/24 模型的温度场和变形场,温度场误差为 1%,变 形误差小于 1%,且由于流固耦合传热不考虑固体 变形对流体的影响,所以工作台简化为 1/24 模型, 误差在可接受范围内。

2.1 边界条件

热传递边界条件有3类:已知边界上的温度分 布;已知边界上的热流密度;已知边界上的对流换热 系数和环境温度^[13]。这3类已知边界条件属于使 方程闭合的外部条件,需要预先设定,但实际上这些 边界条件与边界上的温度分布等动态相关,无法预 先确定。对于流固耦合传热,上述边界条件在流固 交界面上成为计算域内部条件,由热传递过程决定, 设定工作台为旋转域,转速为 5、10、15、…、 50 r/min。空气域对流换热考虑惯性力、浮生力和紊 流的影响,使用 $k - \varepsilon$ 紊流模型;油膜域采用粘度耗 散模型体现粘温关系,油膜厚度小、粘度大以致一般 无法产生紊流。静压承载系统供油流量为 60 L/min,采用 24 点分油器,每个油腔入口供油流 量为2.5 L/min,出口设为单向出口,空气域不设入 口,均设为开放出口,流体域和固体域初始温度假设 与室温相等,室温由测温实验获得。转台和空气三 维模型的对称面均设为圆周对称边界条件。

静压油膜的热传递过程如图 1 所示,机床转台 的散热过程如图 2 所示。镜板和油垫与工作台和底 座间的热传递属于接触传热,不需要设置;油膜与镜 板和油垫的接触面,以及工作台和底座的散热面均 设为流固交界面,流体无滑移且不考虑表面粗糙度。



图 2 立式车床散热模型 Fig. 2 Heat dissipation model of workbench

工作台、镜板和底座材料均为优质灰铸铁 HT300,油垫材料为硬质铝合金 2A12,静压轴承润 滑介质为通用型机床工业润滑油 L-HL46。室温几 乎恒定,空气物性取为恒值,参考温度为 6℃,摩尔 量为 28.96 g/mol,动力粘度为 1.74×10⁻⁵ kg/(m·s), 材料属性如表 1 所示。



名称	密度 <i>ρ</i>	比热容 C_p	热导率 λ
	$/(kg\!\cdot\!m^{-3})$	$/(J \cdot (kg \cdot K)^{-1})$	$/(W\boldsymbol{\cdot}(m\boldsymbol{\cdot} K)^{-1})$
工作台/底座	7 250	523.35	52.335
油垫	2 780	924	193
润滑油	875	1 884	0.132
空气	1.2654	1 004.4	0.024 82

润滑油的粘度对温度变化很敏感,温度过高或 过低都会影响润滑效果。国际上一般使用 ISO VG46标准表示温度与粘度的关系:在对数坐标系 下,任意粘度等级的润滑油的粘温关系为线性关系。 根据供货商提供的运动粘度数据, ν_{20℃} = 105 mm²/s, $\nu_{40\tau}$ = 46 mm²/s。换算为动力粘度,粘温关系曲线 如图 3 所示,润滑油粘温关系可表示为



2.2 数值解法

流固耦合传热是将流体传热与固体传热相互耦合,不考虑固体变形,将温度参数在迭代方程中隐式处理,联立求解工作台和底座的固体传热方程,以及油膜与空气 N-S方程。这也是涉及流固耦合流动和传热的主流数值模拟方法,可求解流体对流、导热、辐射和固体导热,应用比较广泛^[14-15]。对于流固耦合传热,流体域和固体域传热相互作用,边界上的温度分布或对流换热系数都成为内部条件,成为结果的一部分,避免了使用假设值预先设定,提高了计算精度和效率。

2.3 模型前处理

采用 ICEM CFD 软件建立立式车床 DVT500 转 台的网格模型。其中空气域使用紊流模型和壁面函 数,空气与固体的交界面附近需要划分边界层网格。 引入一个无量纲量 y⁺控制边界层网格密度。y⁺衡 量的是第1 层网格距壁面的无量纲距离,物理意义 可表示为

$$y^+ = (u_\tau y) / \nu$$

式中 u₁——壁面摩擦速度

CFD 软件要求壁面函数 $y^+ > 11.06$, 否则壁面 函数失效, y^+ 上限根据壁面函数各有不同, 通常调 整网格密度使 y^+ 在 30 ~ 50 范围内。调整空气域网 格使 5 r/min 时 $y^+ > 30,50$ r/min 时 $y^+ < 50$ 。

圆周对称面的网格完全一致,为保持圆周对称 面网格的一致,工作台模型在15°的位置建立了一 个厚度为1 mm的片体。流固耦合各部件网格如 图4所示,左侧为固体,右侧为流体,中间为装配后 的网格。

3 数值模拟结果

在转速范围 5~50 r/min 内对共轭耦合传热系 统进行数值模拟。收敛后得到工作台和底座的温度 场,静压油膜和空气的流场、压力场和温度场。限于 篇幅,从数值模拟结果中选取了流态发生质变或温 度梯度改变的结果,其他结果未列出。



图 5~7 分别为 25、30、35 r/min 时的空气流场。 空气流场内产生了涡流。边界层在近工作台中心位 置的线速度较小,边界层变厚,出现了分离,空气受 流速/(m·s⁻¹)



Fig. 5 Air flow field at 25 r/min







图 7 35 r/min 空气流场 Fig. 7 Air flow field at 35 r/min

逆压梯度作用流场发生倒流,在工作台中心上方产 生了涡流。而机床转速对此涡流的影响仅限于涡流 的大小和转速,也未能使工作台顶面的空气流态发 生质变,流场始终保持沿工作台切向平流。同样由 于逆压梯度的作用,转速在 30 r/min 时,工作台下方 逐渐形成稳定的涡流。

机床转速的提高使惯性力和浮生力的地位发生 了转换。机床转速在25 r/min 时空气流场浮生力和 惯性力相当,两者的联合作用使高温空气向流场外 侧高速运动,形成负压,吸入流场底部和工作台中心 的低温空气。30 r/min 时惯性力与浮生力相比开始 占主导地位,且两者出现分离,惯性力和康达效应的 作用使高温空气贴流场底部流出。35 r/min 时惯性 力已完全占主导地位,形成的负压吸入工作台上方 的低温空气。转速高于 35 r/min 时,除工作台中心 流场由浮生力引起的涡流外,浮生力对流场的影响 可以忽略。

机床转速造成的惯性力和浮生力地位的转换对 工作台侧面的对流强度造成了一定的影响。如图 8 所示,工作台侧面对流换热系数曲线在 30 r/min 时 出现了拐点。如前文所述,机床转速在 30 r/min 时, 空气贴流场底部流出使工作台侧面开始形成逆压, 流体动能转化为压力能,流速降低,减弱了工作台侧 面的对流强度。



Fig. 8 Convective heat transfer coefficients of workbench

机床转速为30 r/min 时在工作台下方形成的稳 定涡流虽然一定程度上减弱了工作台侧面的对流强 度,但大大加强了底座的对流强度。底座对流换热 系数曲线如图9所示,机床转速在25、35 r/min 时出 现拐点。在转速低于25 r/min 时仅有自然对流,强 度较低,在25 r/min 时开始大幅上升,在转速高于 35 r/min 时达到稳定上升的近线性曲线。

图 10~13 分别为工作台和底座在 25、35 r/min 时的温度场,温度场的高温部分为靠近承载油膜的 区域,是结构热集中严重的位置。工作台内部靠筋 板结构导热,温度梯度呈扩散状分布,而工作台中心 温度偏低,可见筋板结构对导热的削弱较为明显,底 座温度梯度沿周向筋板竖直分布且比较均匀。对比 图 10 和图 11 可知转速高于 25 r/min 时空气流态的



Fig. 9 Convective heat transfer coefficients of base

转变实际增加了工作台顶面的散热量,顶面的高温 区域略微缩小,但25和35r/min时其余部分温度梯 度基本一致,可见转速对工作台温度梯度的影响并 不大。



图 10 25 r/min 工作台温度场

Fig. 10 Temperature field of workbench at 25 r/min





对比图 12 和图 13 可知虽然转速大于 25 r/min 时,受涡流影响,对流换热系数骤变为原来的数倍, 但仅使换热面的温度值稍低于内侧周向筋板。

工作台和底座在各转速下的温度梯度基本一 致,转速高于35 r/min的温度梯度与35 r/min 相似, 但温度值随转速升高而提高。

转速提高影响了转台的散热,但对静压轴承发 热没有影响,仅给出 30 r/min 的静压油膜结果。 图 14和图 15 分别为承载油膜在转速为 30 r/min 时 的温度场和压力场云图。由温度场云图可知,线速 度越大,油温越高;工作台旋转将相邻油垫的润滑油 带入,使油腔两侧油温偏低。由压力场云图可知,油 腔内压力梯度均匀,由油腔向外辐射状分布并逐渐 减小,边缘与大气相接,润滑油粘度的作用使油膜边



图 12 25 r/min 底座温度场

Fig. 12 Temperature field of base at 25 r/min



图 13 35 r/min 底座温度场 Fig. 13 Temperature field of base at 35 r/min



图 14 30 r/min 油膜温度场





图 15 30 r/min 油膜压力场 Fig. 15 Pressure field of oil film at 30 r/min

缘产生微小的负压。

图 16 为静压油膜的均温与均压的对比曲线,润 滑油存在粘温关系,所以随转速的升高,油温逐渐升 高,均压逐渐降低,可见转速对油膜温升和压强的影 响很大。



图 16 油膜承压面均温与均压关系曲线 Fig. 16 Relationship between the average temperature and average pressure of oil film

4 测温实验

4.1 实验装置和方法

采用红外线热像仪测温实验来验证数值模拟结 果的准确性,实验对机床转速在5~40 r/min 范围内 的温度进行了测量。工作台为旋转体,采用非接触 式测量方法,采用红外线热像仪测定工作台表面温 度场,承载油膜回油温度使用铠装热电阻测量,回油 温度为承载油膜的平均温度。热像仪型号为 FLIR A40M,热灵敏度 0.08℃(30℃时),视场像素为 320 × 240,像素点为 76 800 个;热电阻为 Pt100,量程 -200~450℃,精度等级 A 级,分辨率 0.15℃。

将热像仪工装安装在刀架上,刀架可升降,行程 上限为3.3 m,上升刀架使热像仪镜头与被测平面 距离为3 m。实验前使用温度计测量参考点温度和 室温,标定红外线热像仪,发射率设为0.85,湿度设 为20%。调零热电阻温度转换器。测量初始温度, 包括此时刻油膜回油温度、室温和测温区温度场。 启动润滑系统和静压系统泵站浮起工作台。考虑热 惯性的影响,实验时每15 min 采集一次数据,每个 工况至少维持到油膜回油温度不再升高为止,一般 在90 min 左右即达到热平衡。

4.2 实验与数值模拟结果对比分析

图 17 和图 18 为热像仪视场范围内的工作台温 度场数值模拟结果。温度梯度由中心向外先逐渐增 大后逐渐减小,温度最高的部分位于工作台承载油 膜正上方。转速提高引起油膜升温的同时也提高了 对流强度,所以散热面温度并未明显升高。沿工作 台较短的径向筋板取 1 条路径,长度与热像仪分析 软件绘制的线段相等。在机床转速为 25 r/min 和 35 r/min 时提取该路径上的温度梯度与实验结果进 行对比。









为对比实验中空气流态变化前后的结果,分别 采集了机床转速在 25 r/min 和 35 r/min 时的温度 场,其中气温 $T_{25 r/min} = 8.8 \, {}^{\circ} , T_{35 r/min} = 4.4 \, {}^{\circ} , 如$ 图 19和图 20。实验结果与数值模拟温度场相似,在 承载油膜上方温度最高,温度由此向中心和外侧均 呈逐渐下降的趋势。视场内红色部分为 T 型槽,槽 内有铁屑、残余润滑油等污物,导致 T 型槽内表面 的发射率高于标定发射率,所以 T 型槽内的温度高 于实际温度。辐射状(非平行)T 型槽的下方即为较 短的径向筋板,使用热像仪分析软件在其上方附近 沿 T 型槽绘制一条路径,软件将提取该路径上的温 度值,绘制如图 21 的温度曲线。

图 21 为机床转速在 25 r/min 和 35 r/min 时实验结果与数值模拟结果对比图。振荡的曲线为实验测得的温度曲线,与数值模拟温度曲线趋势基本一致。机床转速的增加和时间的推移引起系统热量不



图 19 25 r/min 工作台热像仪采温图像 Fig. 19 Thermovision image of local temperature filed of workbench at 25 r/min



图 20 35 r/min 工作台热像仪采温图像 Fig. 20 Thermovision image of local temperature filed of workbench at 35 r/min



图 21 实验与数值模拟结果对比曲线

Fig. 21 Contrast between experiment and simulation results

断累积,承载油膜的温度显著升高。与油膜温升趋势相反,工作台表面温度仅随转速提高轻微上升,表面温度更接近于环境温度,且转速越高散热表面温 度越接近环境温度。考虑到环境温度的影响,可见 润滑油温升对流固耦合系统温度场的影响小于环境 温度。而转速的提高使工作台表面对流换热系数大 幅增加,导致工作台散热表面与承载油膜的温差越 来越大。

数值模拟是在假设承载油膜厚度不变的前提下 进行的,但实际上承载油膜会随油温上升而变薄,液 阻变大又促使油温上升,所以实测温度会略大于数 值模拟,但油温上升也造成了机床的散热量增长,这 是一个动态热平衡过程。考虑到红外线温度传感器 在金属材料表面存在散射,说明数值模拟结果与实 验值吻合较好。

5 结束语

采用流固耦合的数值模拟方法研究了重型立式 车床转台的传热特性,分析了空气流场对机构散热 的影响规律、机构自身和承载油膜的温度场。对比 数值模拟结果和实验结果,两者温度梯度一致,数值 上实验结果略高。

转速提高增强了空气流场中的涡流,益于提高 对流强度,尤其在转速为 30 r/min 时引起空气流态 发生质变,引起底座对流强度倍增。转速的提高在 降低散热面温度的同时亦使静压油膜升温,导致热 集中情况恶化。流固耦合方法将原有借助经验公式 等计算的外部边界条件变为内部边界,在降低工作 量的同时,也使得数值模拟更符合机床的实际工况。

参考文献

1 张艳芹. 重型静压推力轴承综合物理场研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学, 2009.

- Zhang Yanqin. Integrated physical field research of heavy hydrostatic thrust bearing[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2009. (in Chinese)
- 2 Shao J, Dai C Dai, Zhang Y. The effect of oil cavity depth on temperature field in heavy hydrostatic thrust bearing[J]. Journal of Hydrodynamics, 2011, 23(5): 676-680.
- 3 张方良, 崔琪, 马连湘, 等. 旋转圆盘表面对流换热实验研究[J]. 橡胶工业, 2006, 53(1): 20-24.
- 4 Shevchuk I V. A new evaluation method for Nusselt numbers in Naphthalene sublimation experiments in rotating-disk systems [J]. Heat and Mass Transfer, 2008, 44 (11): 1409 1415.
- 5 Astarita T, Cardone G. Convective heat transfer on a rotating disk with a centred impinging round jet[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(7-8): 1562-1572.
- 6 Latour B, Harmand S, Bouvier P. Convective heat transfer on a rotating disk with transverse air crossflow[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2011, 133(2): 021702.
- 7 邢景棠,周盛,崔尔杰.流固耦合力学概述[J].力学进展,1997,27(1):19-38.
- 8 黎苏,郑清平,张坤鹏. 天然气发动机气缸盖流固耦合传热研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 24 27,18. Li Su, Zheng Qingping, Zhang Kunpeng, et al. Numerical simulation on the fluid - solid coupled heat transfer of the CNG engine cylinder head[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 24 - 27,18. (in Chinese)
- 9 陈红岩,李迎,俞小莉.柴油机流固耦合系统稳态传热数值仿真[J].农业机械学报,2007,38(2):56-60. Chen Hongyan, Li Ying, Yu Xiaoli. Numerical simulation study on steady heat transfer of fluid – solid coupled system in diesel engines[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2):56-60.
- 10 朗道 Л Д, 栗弗席兹 E M. 流体动力学 [M]. 5 版. 李植译, 高等教育出版社, 2013.
- 11 Rogallo R S, Moin P. Numerical simulation of turbulent flows[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1984, 16: 99-137.
- 12 覃文洁, 胡春光, 郭良平. 近壁面网格尺寸对湍流计算的影响[J]. 北京理工大学学报, 2006, 26(5): 388-392.
- 13 Qin W, Hu C, Guo L. Effect of near-wall grid size on turbulent flow solutions [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2006, 26(5): 388 - 392.
- 14 杨世铭, 陶文栓. 传热学[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社, 2006.

15 Malatip A, Wansophark N, Dechaumphai P. A second-order time-accurate finite element method for analysis of conjugate heat transfer between solid and unsteady viscous flow[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(3): 775 - 789.
16 Rahman M M, Lallave J C. A comprehensive study of conjugate heat transfer during free liquid jet impingement on a rotating disk

[J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2007, 51(11): 1041-1064.

Numerical and Experimental Studies on Fluid-solid Interaction Heat Transfer of Heavy Vertical Lathe Rotary-table

Yang Xiaodong Shao Junpeng Mu Xiaoning Zhu Jian

(School of Mechanical and Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: The thermal load and heat transfer performance of heavy vertical lathe rotary-table was numerically investigated by adopting fluid-solid interaction (FSI) method which makes external boundary conditions into internal. Flow field of air and temperature distributions of workbench, base and hydrostatic oil film were presented in the velocity range of 5 ~ 50 r/min. The simulation results show that the velocity rising not only causes temperature of oil film increasing significantly, but also causes its carrying capacity decreased. What's more, the velocity rising strengthens the convection of cooling surfaces and the heat dissipation of base is undervalued above 25 r/min, so the temperature of cooling surface is not significantly increased which aggravates heat concentration. FSI method turns the external heat transfer boundary conditions into internal boundary conditions, which makes the simulation more close to actual situation. Meanwhile, numerical simulation results are consistent with the results of infrared thermal imager temperature measurement, which validate the numerical simulation, expand the application domain of FSI method, also lead lathe cooling situation analysis more reliable and accurate. Key words: Vertical lathe workbench Fluid-solid interaction Convection heat transfer Temperature

measurement experiment