新型液力变矩减速装置变矩工况叶轮有限元强度分析

闫清东[1,2],崔红伟[1],魏 巍[1,2]

(1.北京理工大学 机械与车辆学院,北京 100081;2.北京理工大学 车辆传动国家重点实验室,北京 100081)

摘 要:基于单向流固耦合理论建立了某型液力变矩减速装置叶轮有限元强度分析模型,分析了模型的载荷及边界条件,进行了求解计算与结果后处理。通过实例分析,研究了液力变矩减速装置叶轮在变矩工况下结构强度问题,得到了各工作轮极限工况的等效应力分布和总体变形量,为液力变矩减速装置叶轮强度分析提供了一种有效的方法。

关键词:流体传动与控制;液力变矩减速装置;变矩工况;流固耦合;有限元法

中图分类号:TH137.332 **文献标志码**:A **文章编号**:1671-5497(2012)02-0365-07

Finite element analysis of blade wheel strength in hydrodynamic tractor-retarder assembly under traction condition

YAN Qing-dong[1,2], CUI Hong-wei[1], WEI Wei[1,2]

(1. *School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing* 100081, *China*; 2. *National Key Lab of Vehicle Transmission, Institute of Technology, Beijing* 100081, *China*)

Abstract: A finite element analysis model was built for the blade wheel strength of a certain hydrodynamic tractor-retarder assembly based on the one-way fluid-solid interaction theory. The boundary conditions and the loads of the model were analyzed. The calculation and its result reprocessing were conducted. Through the case analysis, the construction strength of the blade wheel of the hydrodynamic tractor-retarder was studied under the traction condition. The equivalent stress distribution and the overall deformation state of the blade wheel under limiting condition were obtained. An effective method was provided for the blade wheel strength analysis of the hydrodynamic tractor-retarder assembly.

Key words: turn and control of fluid; hydrodynamic tractor-retarder assembly; traction condition; fluid-solid interaction(FSI); finite element method(FEM)

液力变矩减速装置是一种集液力变矩器和液力减速器功能为一体的液力元件,它由泵轮、涡轮、导轮、大制动轮和小制动轮组成,通常大制动轮布置在泵轮出口,小制动轮布置在导轮出口。当变矩工况时,大、小制动轮空转,可以实现综合式液力变矩器的功能,当制动工况时,闭锁离合器闭锁,大、小制动轮被制动,可以实现液力减速器的功能[1]。

收稿日期:2010-12-19.

基金项目:车辆传动国家重点实验室基金项目(9140C35020905);国家自然科学基金青年科学基金项目(50905016).

作者简介:闫清东(1964-),男,教授,博士生导师.研究方向:车辆传动理论与技术.E-mail:yanqd@bit.edu.cn

通信作者:崔红伟(1986-),男,博士研究生.研究方向:车辆传动理论与技术.E-mail:tcyr@bit.edu.cn

由于液力变矩减速装置各叶轮形状复杂,目前国内对叶轮叶片、外环和内毂整体进行三维流固耦合有限元强度分析的研究相对较少[2-3]。本文将流场分析和有限元分析结合起来,采用单向流固耦合理论,基于 ANSYS Workbench 计算平台,研究了液力变矩减速装置叶轮在变矩工况流场压力载荷和离心载荷作用下的结构静力学强度问题。

1 叶轮强度分析流程

基于 ANSYS Workbench 对液力变矩减速装置叶轮进行有限元强度分析。首先对流场模型进行数值模拟得出流场压力载荷,然后对叶轮几何模型进行网格划分、约束条件设置和载荷施加,最后进行求解计算与结果后处理,得出各工作轮的等效应力和最大变形量,由此对叶轮结构强度结果进行分析,验证模型是否满足性能指标及使用强度要求,然后针对分析结果进行模型修正,具体分析流程如图 1 所示。

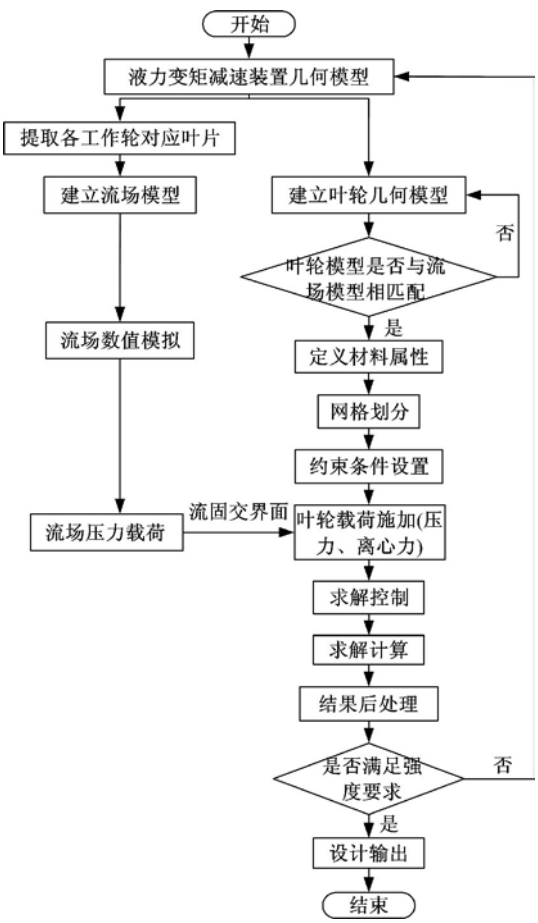


图 1 叶轮强度分析流程

Fig. 1 Program of blade wheel's strength analysis

2 计算模型的建立

由于各叶轮均为循环对称结构,为提高计算效率,同时提高网格的密度,设某叶轮叶片数目为 x,利用周期性边界条件,只需建立其 $1/x$ 模型作分析就可循环扩展得到整个叶轮的等效应力和整体变形情况。

在模型建立的过程中,应使流场载荷能够正确、方便地加载到几何模型上,使几何模型与流场网格尽量匹配,且流体压力载荷作用点位置坐标与结构上坐标相一致。由于几何模型和流体网格在交互界面上网格节点不可能完全匹配,在耦合界面上存在非匹配网格之间相关量的双向插值问题,即在耦合界面上将流场网格节点上的流场载荷传递到结构网格上[4]。因此,以相同的叶片几何模型为参照,分别建立流场模型和叶轮几何模型,使叶轮结构上的流固界面与流场模型的流固界面完全吻合。ANSYS/CFX 耦合平台采用全局守恒插值算法(Globally conservative interpolation)和保形插值算法(Profile preserving interpolation),可实现复杂的载荷插值传递,将流场节点上的载荷加到最近的几何模型上去,几何模型和流场网格模型匹配情况如图 2 所示。

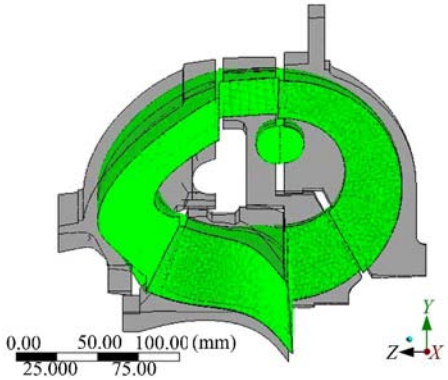


图 2 各工作轮几何模型与流场网格匹配情况

Fig. 2 Mesh grid matching between structure and flow

在叶轮几何模型与流场网格匹配的基础上定义叶轮的材料属性,并对叶轮几何模型进行网格划分。对于所分析的液力变矩减速装置叶轮来说,为了保证周期对称条件,在 Workbench 中对网格进行控制,使循环对称接触面上的网格能够相互连接,网格划分模型如图 3 所示。

3 载荷分析及边界条件的确定

高转速液力变矩减速装置在稳态全充液工况

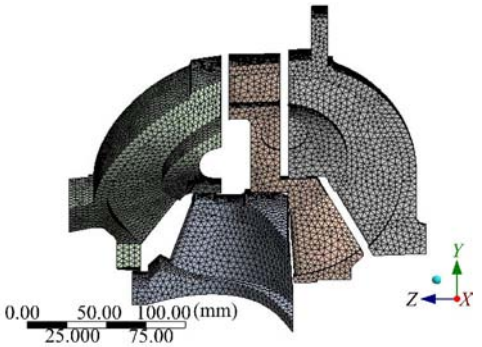


图 3　各工作轮网格划分模型

Fig. 3　Mesh grid model of blade wheel

时的工作载荷主要来自 4 个方面：压力场作用下的壁面正应力、速度场作用下的壁面黏性剪切力、工作轮的旋转离心力和传动能量消耗产生的热应力。由于稳定工作时温度变化不大，因此热应力一般不予考虑。研究表明，与压力场的作用相比，黏性剪切力载荷占总载荷的比例很小，不足 1%[5]。由此，液力变矩减速装置叶轮的载荷主要来自流场压力载荷和叶轮旋转离心载荷。

单向流固耦合是弱耦合的一种简化形式，即在固体的变形微小，忽略其对流体的影响，只考虑流体应力对结构的作用而不考虑流固相互的迭代作用[6]。

在液力变矩减速装置的叶轮强度分析中，假设其内部流场导致叶轮变形量较小，传动介质为不可压理想流体，叶轮为线弹性体，故采用单向流固耦合的弱耦合方法进行分析，流场载荷通过单独的数值模拟求得，再对应地加到与流场边界匹配的固体结构边界上。

在叶轮进入稳态工况时，可按结构静力学进行分析。系统基本方程及边界条件为[7]

叶轮：
$$\sigma_{ij,j}+f_i=\rho_s\ddot{u}_i \tag{1}$$

流体：
$$p_{,ij}-\frac{1}{c_0{}^2}\ddot{u}_n=0 \tag{2}$$

固体边界：
$$\sigma_{ij}n_j=\bar{T}_i,u_i=\bar{u}_i \tag{3}$$

流体边界：
$$\frac{\partial p}{\partial n}=0 \tag{4}$$

耦合边界：
$$\frac{\partial p}{\partial n}+\rho_f\ddot{u}_n=0,\sigma_{ij}n_j=p_{n_i} \tag{5}$$

式中：σ_{ij} 为叶轮应力；f_i 为体积力项；ρ_s 为叶轮质量密度；u 为结构位移；p 为流道内液体动压力；c_0 为流体中声速；ρ_f 为流体质量密度；T 为结构载荷；n 为边界法线方向。由于不涉及动态载荷分析且不考虑结构变形，因此 $\ddot{u}_i=0$，结构初始位移 $\bar{u}_i=0$，各叶轮的内圆柱面采用全约束的形式，初始载荷 $\bar{T}_i=0$。

液力变矩减速装置在工作过程中有变矩工况和制动工况两种工况。当车辆行驶需要牵引力时，液力变矩减速装置制动轮处于分离状态，此时相当于综合式液力变矩器。设置边界条件：在各工作轮原始整体几何模型的切割面上施加周期对称约束，在轮毂处施加位移约束，并且分别在各个工况下施加各工作轮绕其旋转轴相应的转速。施加载荷：直接利用流场分析中各工况下叶轮所得压力载荷，以泵轮为例的边界条件设置和载荷施加过程如图 4 所示。

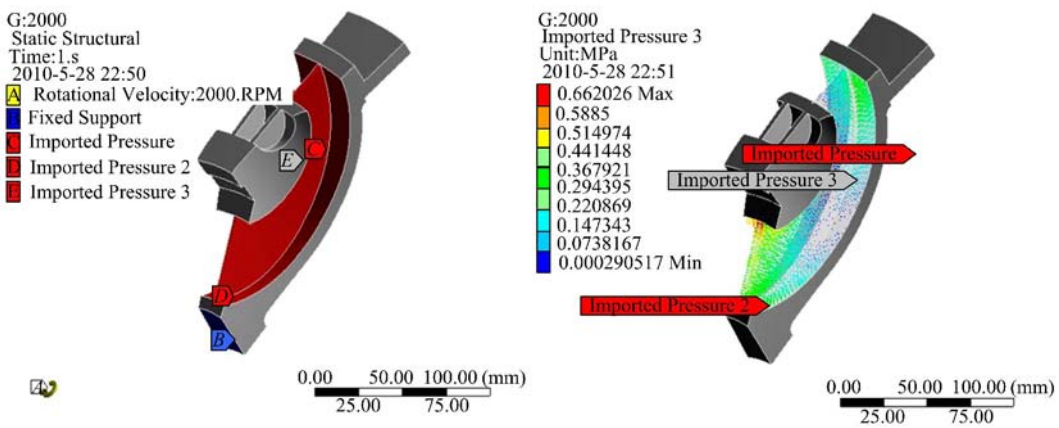


图 4　泵轮边界条件设置和载荷施加

Fig. 4　Boundary conditions and applied load of pump

4　实例计算分析

以某型履带车辆中液力变矩减速装置为例，泵轮叶片数为 28，涡轮叶片数为 22，导轮叶片数为 13，大、小制动轮叶片数为 30，叶轮材料为铸铝合金(ZL101A)，计算中取杨氏模量 $E=71$ GPa，

泊松比 $\mu=0.33$，密度 $\rho=2680\ \mathrm{kg/m^3}$。传动液体为液力传动油，密度 $\rho=860\ \mathrm{kg/m^3}$，运动黏度 $\nu=10\ \mathrm{mm^2/s}$。定义变矩减速装置的速比为 $i=n_T/n_P$，其中 n_T 为涡轮转速，n_P 为泵轮转速，i 代表了相同泵轮转速下的不同工况。

利用 ANSYS Workbench 对液力变矩减速装置在变矩工况压力载荷和离心载荷作用下泵轮、涡轮、导轮和制动轮叶片强度进行静态力学分析计算，得到各工作轮的等效应力和总体变形量，拟找出各工作轮的总体变形量和等效应力随泵轮转速及速比的变化规律，确定出极限工况，变矩工况叶轮强度计算的工况点如表 1 所示。

表 1 变矩工况叶轮强度计算工况点

Table 1 Calculation points in traction condition

泵轮转速 $n_P/(\mathrm{r\cdot min^{-1}})$	速比 i					
2000	0	0.2	0.5	0.6	0.7	0.8
2500	0	0.2	0.5	0.6	0.7	0.8
3000	0	0.2	0.5	0.6	0.7	0.8
3600	0	0.2	0.5	0.6	0.7	0.8

对泵轮而言，在各个工况下受到离心载荷和流场载荷的共同作用，且其离心载荷不因速比而改变。图 5 为泵轮各工况最大等效应力、最大总体变形量随泵轮转速和速比的变化关系。随着泵轮转速的提高等效应力值显著增大，而随着速比的增大等效应力值略微变小，这与速比增大时泵轮转矩变小的宏观趋势相吻合。而且最大等效应力位置始终位于泵轮叶片与流道外环交界处的入口部位。泵轮节点总体变形量随着速比的增大而略微减小，而随着转速的提高而显著增大，且最大变形量始终位于直径最大处。

对涡轮而言，在各个工况下受到离心载荷和流场载荷的共同作用，其所受离心载荷和速比与泵轮转速有关。图 6 为涡轮各工况最大等效应力和总体变形量随泵轮转速和速比的变化关系。涡轮等效应力随泵轮转速的增大而显著增大，随速比的增大而明显减小。而且最大等效应力位置位于涡轮叶片与流道外环交界处的出口部位。涡轮节点总体变形量随着速比的增大而明显减小，而随着转速的提高而显著增大，且最大变形量始终位于直径最大处。

对导轮而言，只受到流场载荷的作用。图7

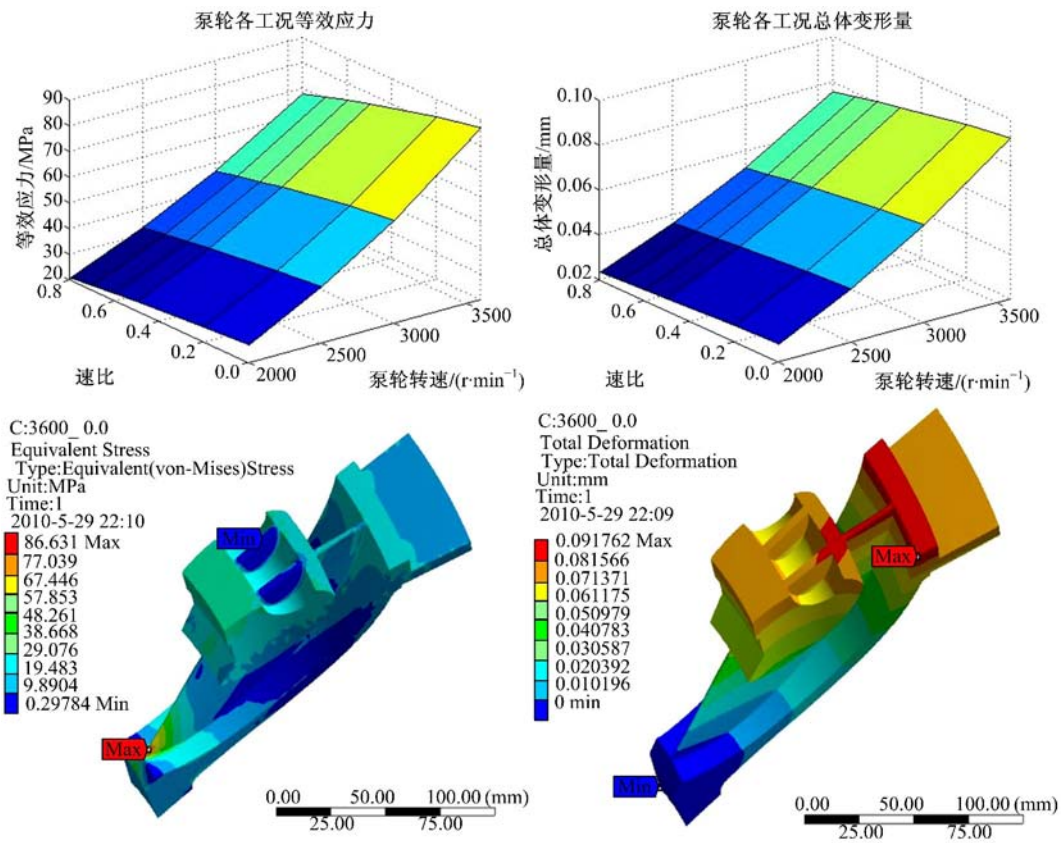


图 5 泵轮等效应力和变形量及其变化关系

Fig. 5 Stress and deformation of pump

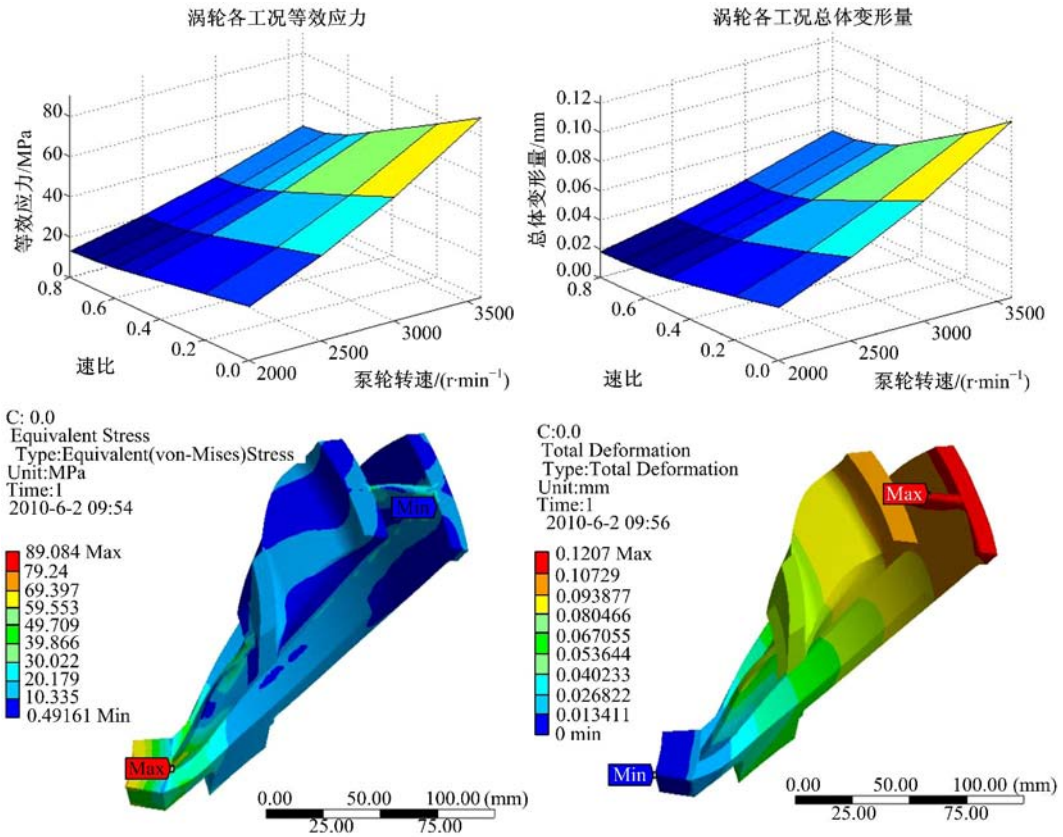


图 6　涡轮等效应力和变形量及其变化关系

Fig. 6　Stress and deformation of turbine

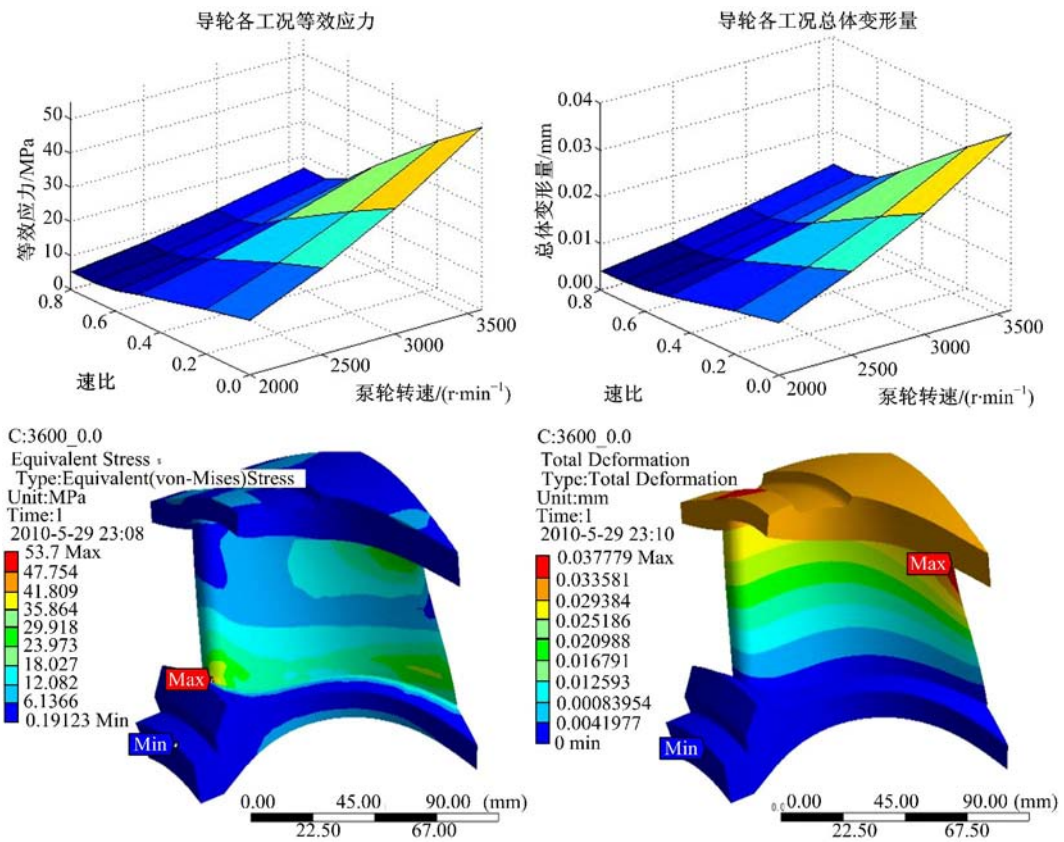


图 7　导轮等效应力和变形量及其变化关系

Fig. 7　Stress and deformation of stator

为导轮各工况最大等效应力和总体变形量随转速和速比的变化关系。导轮等效应力随泵轮转速的增大而增大,随速比的增大而明显减小。而且最大等效应力位置始终位于导轮叶片与流道外环交界处的入口部位。导轮节点总体变形量随着速比的增大而明显减小,而随着转速的提高而增大,且最大变形量始终位于直径最大处。对制动轮而言,此时空转不受载[8],承受液流施加的转矩应为0,且大、小制动轮的叶片设计为直叶片,且叶片角度分别与泵轮入、出口角度一致,因此变矩工况下理论上制动轮转速应该与泵轮转速一致,且与速比无关,但是实际工况下各轮之间流动有损耗,因此必然存在转速差,目前没有成熟理论可以预测空转转速值,因此有必要通过数值模拟计算制动轮受载来确定。通过插值计算,确定在泵轮转速为2000、2500、3000、3600 r/min,速比为0.5变矩工况时制动轮空转转速分别为:1915、2390、2870、3446 r/min。可以看出制动轮空转转速与泵轮转速接近,并随着泵轮转速的提高制动轮和泵轮转速差增大。

确定制动轮空转转速后,可知制动轮载荷为流场载荷和离心载荷的共同作用。图8为制动轮各工况最大等效应力和总体变形量随泵轮转速和速比的变化关系。制动轮等效应力随泵轮转速的增大而显著增大,随速比的增大而基本不变。最大等效应力位置始终位于大制动轮叶片与流道外环交界处的出口部位附近。制动轮节点总体变形量随着速比的增大基本不变,而随着转速的提高显著增大,且最大变形量始终位于直径最大处。

通过以上对液力变矩减速装置变矩工况的分

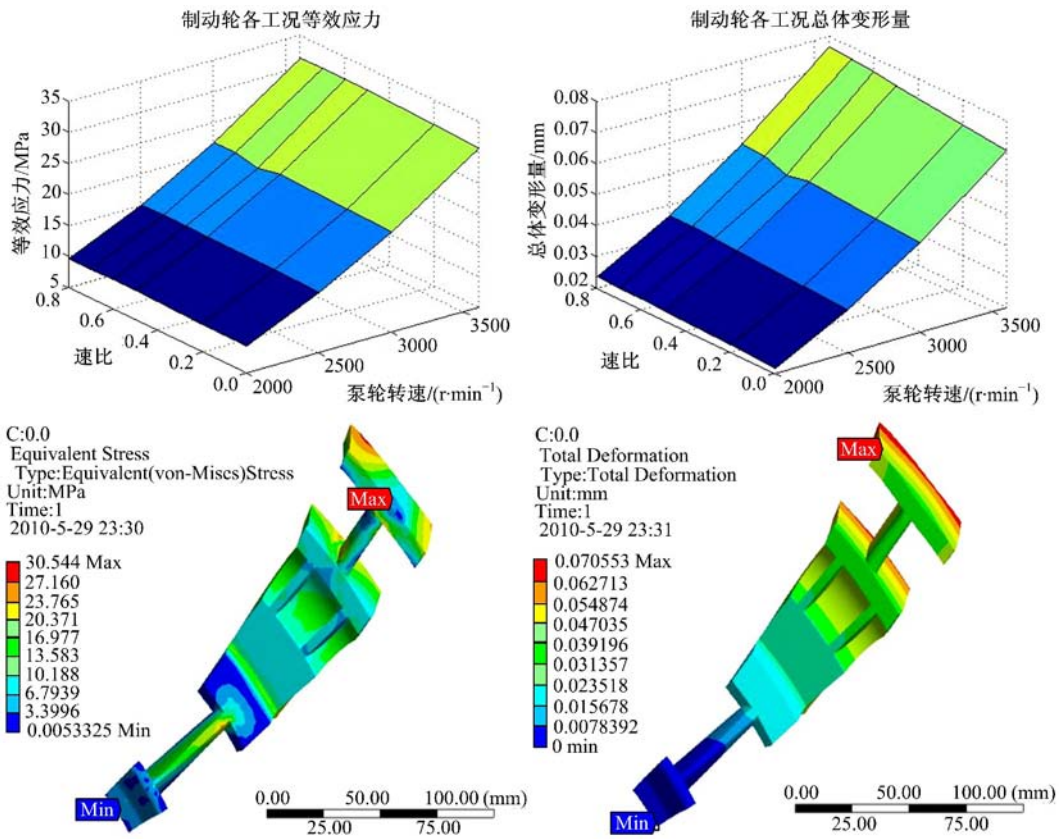


图 8 制动轮等效应力和变形量及其变化关系

Fig. 8 Stress and deformation of brake

析,在流场压力载荷和离心载荷的作用下,液力变矩减速装置各工作轮的最大等效应力均出现在泵轮转速为3600 r/min时的起动工况,而且随着转速的增大变化比较明显,随着速比的增大变化不大,基本上出现在叶片与流道内、外环交界的两端处,此时涡轮的等效应力最大,其余依次为泵轮、导轮和制动轮,同时可以得到整个叶栅系统的最大等效应力为89.084 MPa。液力变矩减速装置正常工作温度为80~100 ℃,在通常的砂型铸造,固溶处理加完全人工时效(T6)状态下,材料ZL101A对应的σ_b为275 MPa,给定材料在循环交变载荷下的疲劳强度[σ]为119.5 MPa,叶轮

强度能够满足要求。

各工作轮的最大总体变形量也均出现在泵轮转速为 3600 r/min 时的起动工况，而且大约在各工作轮直径最大处，此时涡轮的总体变形量最大，最大变形量为 0.1207 mm，其余依次为泵轮、制动轮和导轮。理论上较小的变形量对流场的影响有限，因此按单向流固耦合理论来对液力变矩减速装置叶轮的强度分析是合理的。

5　结　论

(1)数值模拟使用单向流固耦合理论进行液力变矩减速装置叶轮的强度分析是可行的，用流体场与结构场逐个按顺序分析，流体场的分析结果作为结构场分析的载荷，利用 ANSYS Workbench 软件能实现载荷的直接加载，且计算结果的精度较高，可作为解决该类问题的一般流程。

(2)液力变矩减速装置与发动机匹配后车用工况的泵轮转速一般小于计算工况的转速，通过分析可知，泵轮转速的变化对等效应力的影响比较明显，所以车用极限工况叶轮的最大等效应力能满足强度要求。

参考文献：

[1] 刘然. 液力变矩减速装置控制策略研究[D]. 北京：北京理工大学机械与车辆学院，2009.
Liu Ran. Research on control strategy for the tractor-brake hydraulic torque converter[D]. Beijing: School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, 2009.

[2] 钱若军，董石麟，袁行飞. 流固耦合理论研究进展[J]. 空间结构，2008，14 (1)：3-15.
Qian Ruo-jun, Dong Shi-lin, Yuan Xing-fei. Advances in research on fluid-structure interaction theory[J]. Spatial Structures, 2008, 14 (1): 3-15.

[3] 李吉元. 牵引-制动型液力变矩器流场分析及一体化设计研究[D]. 北京：北京理工大学机械与车辆学院，2005.
Li Ji-yuan. CFD analysis and integral research on tractor-brake hydraulic torque converter[D]. Beijing: School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, 2005.

[4] 王峰，闫清东，王书灵. 基于 CFD 和 FEA 的液力减速器叶片强度分析[J]. 北京理工大学学报，2006，26 (12)：1052-1055.
Wang Feng, Yan Qing-dong, Wang Shu-ling. Strength analysis of hydraulic retarder rotator blades based on CFD and FEA[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2006, 26(12): 1052-1055.

[5] 李慧渊. 基于三维流场理论的液力减速器设计研究[D]. 北京：北京理工大学机械与车辆学院，2009.
Li Hui-yuan. Design and study on the hydraulic retarder based on 3D flow field theory[D]. Beijing: School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, 2005.

[6] 陆忠东，吴光强，殷学仙，等. 液力变矩器流固耦合研究[J]. 汽车技术，2009 (2)：37-41.
Lu Zhong-dong, Wu Guang-qiang, Yin Xue-xian, et al. Study on fluid-solid interaction of torque converter[J]. Automobile Technology, 2009(2): 37-41.

[7] 魏巍，闫清东，朱颜. 液力变矩器叶片流固耦合强度分析[J]. 兵工学报，2008，29(10)：1158-1162.
Wei Wei, Yan Qing-dong, Zhu Yan. Strength analysis of fluid solid interaction field of hydrodynamic torque converter vanes[J]. Acta Armamentarii, 2008, 29(10): 1158-1162.

[8] Wei Wei, Yan Qing-dong, Wu Jing-yan. Research on numerical investigation and test verification of brake performance in a hydrodynamic tractor- retarder assembly[J]. Advanced Materials Research, 2010, 97-101:3357-3361.