

Structural Optimization of Drafting Mechanism of Spinning Frame on the Finite Element Method

Rujun Wu

School of Mechanical Engineering, Shanghai Dianji University, Shanghai
Email: wurujunwurun@163.com

Received: Jun. 2nd, 2019; accepted: Jun. 20th, 2019; published: Jun. 27th, 2019

Abstract

Due to the continuous increase of output, the gear in the drafting mechanism of the spinning frame is damaged by excessive wear. The distribution of gear Mises stress and intermediate shaft angle was studied by finite element analysis regarding draft mechanism. The results of analysis indicated that mainly due to the lower bending stiffness of the intermediate shaft, gear 3 generates a larger Mises stress. By optimizing the structure of the draft mechanism, the bending stiffness of the intermediate shaft was increased; the rotation angle of the intermediate shaft was reduced; and the Mises stress of gear 3 was greatly reduced. This study is of guiding significance to the design and application of draft mechanism.

Keywords

Spinning Frame, Gear, Stress, Contact

基于有限元法的细纱机牵伸机构的结构优化

吴入军

上海电机学院机械学院, 上海
Email: wurujunwurun@163.com

收稿日期: 2019年6月2日; 录用日期: 2019年6月20日; 发布日期: 2019年6月27日

摘 要

产量的不断提升,造成细纱机牵伸机构中的齿轮发生过度磨损而破坏。针对牵伸机构进行了有限元分析,

研究了齿轮Mises应力和中间轴转角分布规律,分析结果表明:主要是由于中间轴的弯曲刚度较低,导致齿轮3产生较大的Mises应力。通过对牵伸机构结构优化,增大了中间轴弯曲刚度,减小了中间轴转角,大大降低了齿轮3的Mises应力,该研究对牵伸机构设计与应用具有指导意义。

关键词

细纱机, 齿轮, 应力, 接触

Copyright © 2019 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

细纱机主要是把粗纱制成细纱的纺纱机器,其中的牵伸机构主要由传动轴、基座、齿轮等结构组成。由于提高生产效率的需要,产量逐渐提高,齿轮作为动力传动的主要元件,其所受的载荷越来越大,以至出现齿轮破坏、传动轴扭转振动等问题[1] [2] [3],因此,需要分析现有齿轮受力状态、变形情况,为牵伸机构的合理使用和设计提供依据和参考。

由于牵伸机构是一个复杂的系统,在动力传递过程中,各个传动轴都会发生弯曲变形,且轴承连接处并非是刚性连接,也存在一定弹性变形,利用传统的方法难以得出理想的计算结果,针对复杂系统的受力计算,国内外学者大都使用数值计算、有限元等方法,如:谢飞等人[4]在对直齿圆锥齿轮进行三维参数化设计的基础上,利用CATIA进行有限元分析,校核结构强度;王建军等人[5] [6] [7]研究了齿轮—转子系统的动态特性,并对斜齿轮进行轮廓修形;唐进元等人[8] [9] [10]主要对齿轮的啮合刚度和啮合特性进行了深入研究。叶友东等人[11]分析了直齿圆柱齿轮的各阶模态以及各阶振型;周驰等人[12]利用ABAQUS对准双曲面齿轮的啮合点、啮合力大小、啮合力方向等参数进行了深入研究,并对比了有限元计算的传动误差曲线。柴欢等人[13]利用ANSYS/Ls-dyna软件对船用齿轮箱斜齿轮进行了接触分析,准确的计算出齿轮Mises应力集中区域,并验证齿轮最大Mises应力小于材料强度极限,满足工程需求。

本文基于有限单元法对牵伸机构进行分析,计算齿轮的应力状态,分析齿轮发生破坏的原因,并进行结构优化,为牵伸机构的设计与使用提供理论指导。

2. 牵伸机构计算模型的建立

2.1. 计算模型

图1为牵伸机构三维模型图,包括底座、前轴、中间轴、后轴、齿轮等,牵伸机构主要用于传递动力和运动,前轴和后轴同速转动;输入的扭矩为200 Nm,扭矩在前轴的左端输入,即图1中扭矩输入端;扭矩主要在后轴右端输出,即图1中扭矩输出端;中间轴主要用来传递运动,其右侧的外伸端输出扭矩较小忽略不计。前轴、中间轴和后轴之间由两组齿轮完成传递,齿轮参数如表1所示,其中齿轮1和齿轮2为降速,齿轮3和齿轮4为增速,且降速比与增速比相同,从而保证前轴和后轴具有相同的转速。

齿轮材质为16MnCr5,其弹性模量为 2.1×10^5 MPa、泊松比为0.3,屈服强度为635 MPa;前轴、后轴和中间轴为45号钢,其弹性模量 2.1×10^5 MPa、泊松比为0.27,基座材料为铸件,其弹性模量 1.6×10^5 MPa、泊松比为0.25,由于产量的提升,传递扭矩为200 Nm时,导致齿轮3发生破坏。

齿轮 1 安装在前轴上，齿轮 4 安装在后轴上，齿 2 和齿轮 3 安装中间轴上；由图 1 可知，齿轮 1、齿轮 2 和齿轮 4 是两端支撑，而齿轮 3 则安装在中间轴的外伸段上。表 1 为四个齿轮的设计参数。

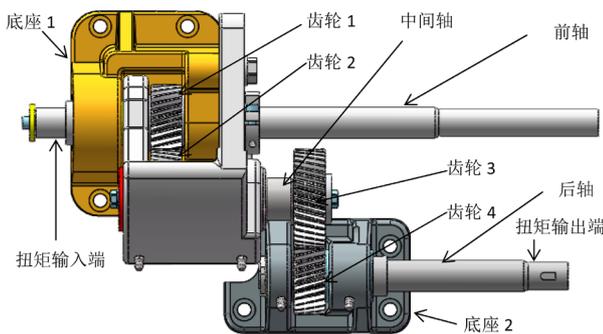


Figure 1. Three-dimensional model of the drafting mechanism
图 1. 牵伸机构三维模型图

Table 1. Gear parameters
表 1. 齿轮参数

| | 齿轮 1 | 齿轮 2 | 齿轮 3 | 齿轮 4 |
|------|------|------|------|------|
| 齿数 | 27 | 37 | 37 | 27 |
| 模数 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| 螺旋角° | 15 | 15 | 15 | 15 |
| 变位系数 | 0.5 | 0.1 | 0 | 0.6 |
| 压力角° | 20 | 20 | 20 | 20 |

2.2. 牵伸机构边界条件

底座 1 通过四个螺栓连接在细纱机上，底座 2 通过三个螺栓连接在细纱机上，螺栓孔处设置为固定；前轴、后轴和中间轴通过轴承与底座连接在一起，将轴承连接处设置为铰接；齿轮 1 与齿轮 2、齿轮 3 和齿轮 4 之间设置为接触连接；扭矩输入端设置为 200 Nm 扭矩输入，而扭矩输出端设置为周向位移约束。

3. 计算结果分析

图 2 为扭矩在 200 Nm 时，齿轮 1、齿轮 2、齿轮 3 和齿轮 4 的 Mises 应力分布图，从图 2 可知：齿轮 1 的最大 Mises 应力为 558.38 MPa，齿轮 2 的最大 Mises 应力为 571.74 MPa，齿轮 1 和齿轮 2 的 Mises 应力非常接近，且最大 Mises 应力均小于 16MnCr5 的屈服强度；齿轮 3 的最大 Mises 应力为 752.43 MPa，大于 16MnCr5 的屈服强度，因此该齿轮最容易发生破；齿轮 4 的最大 Mises 应力为 611.29 MPa，小于 16MnCr5 的屈服强度，但也比较接近屈服强度。四个齿轮的 Mises 应力均表现为左侧大右侧小的分布规律，其原因为：齿轮 1 左侧靠近扭矩输入端，使齿轮 1 和齿轮 2 的左侧啮合更加紧密，而齿轮 3 由于安装在中间轴的外伸段，导致齿轮 3 产生一定的偏转，致使齿轮 3 和齿轮 4 左侧啮合较好、右侧啮合较差所致。

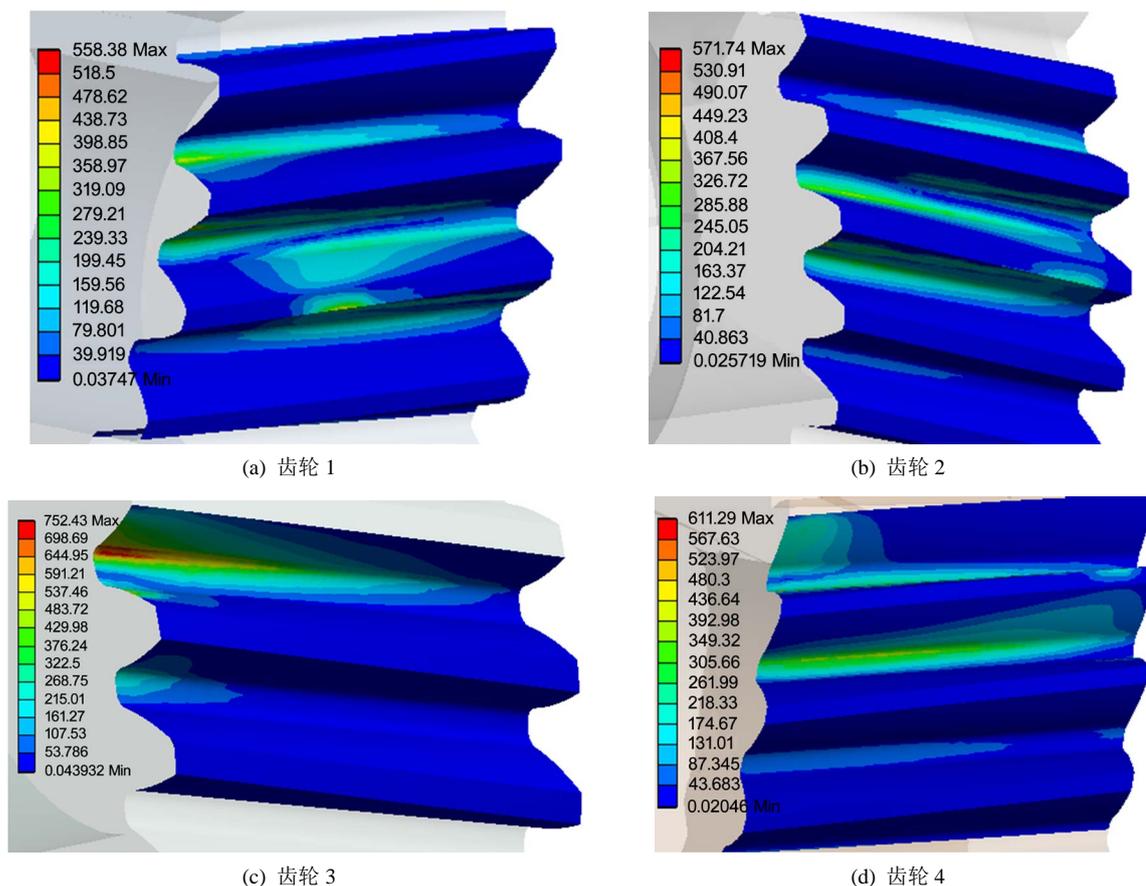


Figure 2. Gear stress distribution
图 2. 齿轮应力分布图

图 3 为齿轮 1、齿轮 2、齿轮 3 和齿轮 4 最大 Mises 应力曲线图，从图 3 中可以，齿轮 3 最大 Mises 应力最大、其次是齿轮 4，齿轮 2 和齿轮 1，其中齿轮 1 和齿轮 2 最大 Mises 应力较小。牵伸机构在实际运行中，齿轮 3 经常发生破坏，具体破坏图片，如图 4 所示，齿轮 3 发生破坏的区域主要集中在 一侧，这主要是由于齿轮 3 安装在中间轴的外伸端，外伸端弯曲刚度较弱，导致齿轮 3 发生较大偏转角度所致。

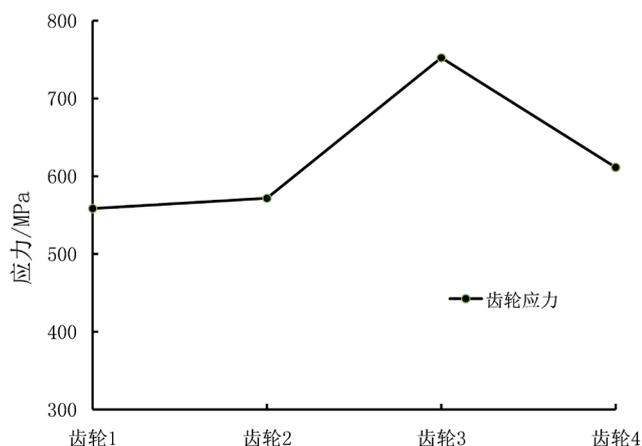


Figure 3. The maximum Mises stress curve of the gear
图 3. 齿轮最大 Mises 应力曲线图

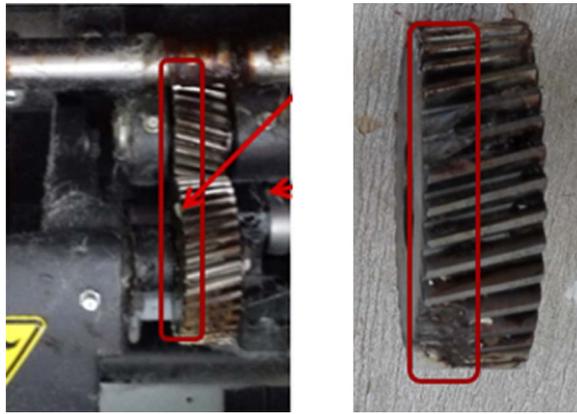


Figure 4. Gear 3 destruction diagram
图 4. 齿轮 3 破坏图

图 5 为中间轴转角变化曲线图，通过研究中间轴的转角变化曲线，进一步研究齿轮 3 破坏的原因。从图 5 看出：中间轴的转角自左至右，先逐渐减小后逐渐增大，在中间处转角最小，左端最大转角为 0.0015 rad，右端最大转角为 0.0025 rad。在中间轴 110 mm~145 mm 之间，中间轴的转角快速增大，这主要原因在中间轴属于悬臂梁结构，抗弯刚度较差，而齿轮 3 安装在中间轴的外伸段，导致齿轮 3 发生较大的偏转角，达到 0.0025 rad，以至于齿轮 3 和齿轮 4 产生较大的 Mises 应力。而齿轮 1 和齿轮 2 由于均属于两端支撑，抗弯刚度较大，偏转角较小，所以齿轮 1 和齿轮 2 的 Mises 应力较小。

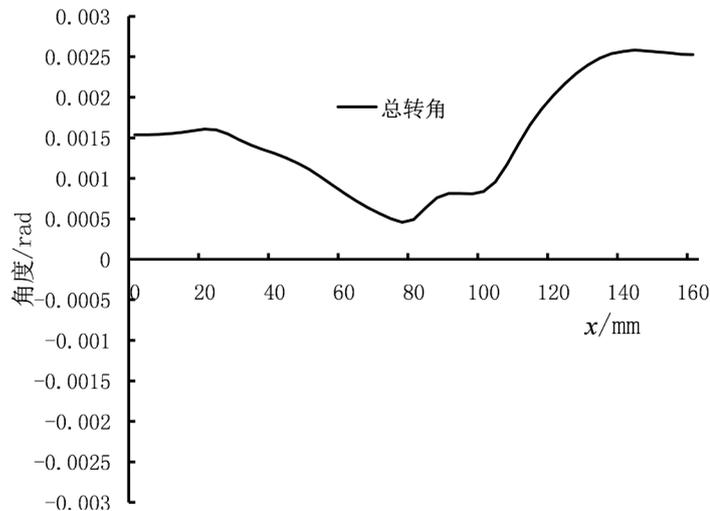


Figure 5. The curve of the intermediate shaft angle change
图 5. 中间轴转角变化曲线图

4. 结构优化

根据分析，中间轴外伸端的弯曲刚度过低是造成齿轮 3 产生较大偏转角，引起齿轮 3 的 Mises 应力较大的主要原因，为了减小齿轮 3 的 Mises 应力，对中间轴结构进行优化，以增大中间轴的弯曲强度。根据材料力学弯曲变形中弯矩与曲率间的公式：

$$1/\rho = M/EI_z \tag{1}$$

其中， $1/\rho$ 为曲率半径、 M 为弯矩， E 为弹性模量。

$$I_z = \pi d^4 / 64 \quad (2)$$

EI_z 称为抗弯刚度, EI_z 越大, 则曲率越小, 转角也就越小。抗弯刚度 EI_z 与直径 d 成 4 次方的关系, 所以通过改变中间轴的直径是最有效的方案。中间轴蓝色区域直径由 30 mm 修改为 35 mm, 如图 6 所示。



Figure 6. The intermediate shaft structure modification diagram
图 6. 中间轴结构修改图

图 7 为优化前后的应力对比图, 显示了齿轮 1、齿轮 2、齿轮 3 和齿轮 4 优化前、后的应力变化曲线。从图 7 可以看出: 通过改进中间轴的结构, 四个齿轮的最大 Mises 应力均发生较大幅度的减小, 齿轮 3 的 Mises 应力由 752.43 MPa 降低为 579.2 MPa, 降幅达 23.02%, 齿轮 4 的 Mises 应力由 611.29 MPa 降低为 522.05 MPa, 降幅达 14.6%; 齿轮 1 和齿轮 2 的 Mises 应力也发生了显著的降低, 具体数值见表 2。

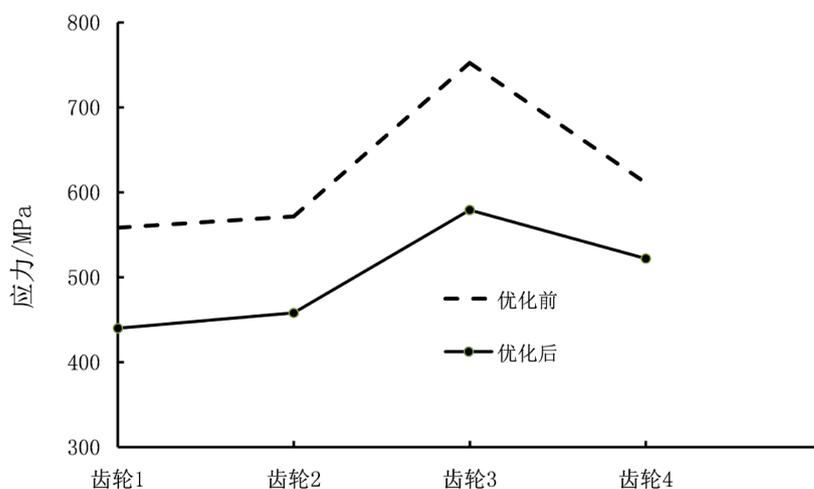


Figure 7. Stress comparison chart
图 7. 应力对比图

Table 2. Gear stress meter
表 2. 齿轮应力表

| | 优化前/MPa | 优化后/MPa | 降低百分比 |
|------|---------|---------|--------|
| 齿轮 1 | 558.38 | 440.02 | 21.20% |
| 齿轮 2 | 571.74 | 458.28 | 19.84% |
| 齿轮 3 | 752.43 | 579.2 | 23.02% |
| 齿轮 4 | 611.29 | 522.05 | 14.60% |

图 8 为中间轴转角对比图, 从图 8 可以看出: 中间轴转角先逐渐减小后逐渐增大; 左端的转角由优化前的 0.0015 rad 降低为 0.0005 rad, 右侧最大转角由 0.0025 rad 降低为 0.0012 rad, 中间轴转角明显减小。

中间轴弯曲刚度的增大,减小了齿轮3的偏转角,使齿轮3和齿轮4接触面积增大,降低了齿轮3和齿轮4的 Mises 应力,同时,也降低了齿轮1和齿轮2的 Mises 应力。

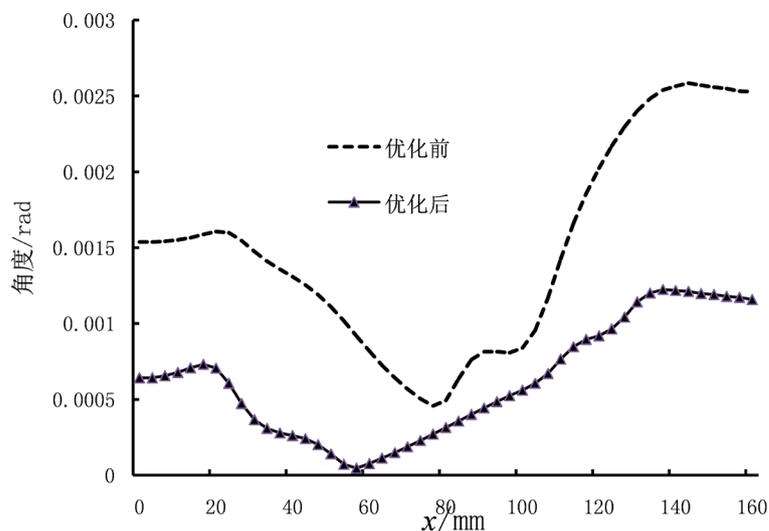


Figure 8. The comparison of the intermediate shaft angle
图 8. 中间轴转角对比图

5. 结论

通过对牵伸机构分析,得出以下结论:

- 1) 四个齿轮的左侧 Mises 应力均大于右侧,其中齿轮1和齿轮2主要是因为左侧为扭矩输入端所致,而齿轮3和齿轮4主要是由于齿轮3安装在中间轴的外伸段上,致使中间轴产生较大的偏转角,从而引起齿轮3和齿轮4左侧 Mises 应力大于右侧 Mises 应力。
- 2) 由于中间轴属于悬臂梁结构,齿轮3安装在外伸段上,导致齿轮3的 Mises 应力较大,发生破坏。
- 3) 通过对牵伸结构的优化,降低了中间轴转角,增大了中间轴弯曲刚度,大大降低了齿轮3和齿轮4的 Mises 应力。

基金项目

上海市高峰高原学科(No. A1-5701-18-007-03);上海市自然科学基金资助(No. 15ZR1417200);国家高技术研究发展计划(No. 2012AA040106)。

参考文献

- [1] 袁先福,陈柏亭. 简论粗纱机牵伸罗拉的扭转振动[J]. 上海纺织科技, 1982(2): 13-17.
- [2] 张栓平. CMT1801型粗纱机中罗拉颤顿问题探讨[J]. 纺织器材, 2017, 44(4): 30-32.
- [3] 周宏杰. FA454型粗纱机罗拉传动齿轮的改造[J]. 棉纺织技术, 2010, 38(7): 31-31.
- [4] 谢飞,宋传学,王建华,等. 基于CATIA的差速器直齿圆锥齿轮参数化建模与有限元分析[J]. 机械传动, 2008, 32(4): 20-22.
- [5] 张涛,王建军,吴勇军. 基于接触有限元的齿轮-转子系统动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2015(19): 40-46.
- [6] 吴勇军,王建军,韩勤锴,等. 基于接触有限元分析的斜齿轮齿廓修形与实验[J]. 航空动力学报, 2011, 26(2): 409-415.
- [7] 吴勇军,王建军. 一种考虑齿轮副连续啮合过程的接触有限元动力学分析方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(5):

1192-1200.

- [8] 唐进元, 蒲太平. 基于有限元法的螺旋锥齿轮啮合刚度计算[J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 23-29.
- [9] 唐进元, 刘艳平. 直齿面齿轮加载啮合有限元仿真分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(5): 124-131.
- [10] 唐进元, 彭方进. 准双曲面齿轮动态啮合性能的有限元分析研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(7): 101-106.
- [11] 叶友东, 周哲波. 基于 ANSYS 直齿圆柱齿轮有限元模态分析[J]. 机械传动, 2006, 30(5): 63-65.
- [12] 周驰, 田程, 丁炜琦, 等. 基于有限元法的准双曲面齿轮时变啮合特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(15): 36-43.
- [13] 柴欢, 陈亮亮, 秦春节, 等. 大功率船用齿轮箱斜齿轮的有限元接触研究[J]. 机电工程, 2012, 29(12): 1427-1430.

知网检索的两种方式:

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择: [ISSN], 输入期刊 ISSN: 2332-6980, 即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入, 输入文章标题, 即可查询

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: iae@hanspub.org