

DOI: 10.7652/xjtuxb201711013

一种大转角柔性铰链的设计与分析

闫凯^{1,2,3}, 张静^{1,2,3}, 寇子明^{1,2,3}

(1. 太原理工大学机械工程学院, 030024, 太原; 2. 太原理工大学山西省矿山流体控制工程实验室, 030024, 太原; 3. 太原理工大学矿山流体控制国家地方联合工程实验室, 030024, 太原)

摘要: 针对单自由度转动柔性铰链设计方法不完善和转角不足的问题, 基于自由度约束拓扑 (FACT) 理论, 提出了杆、板约束下柔性铰链的设计思路, 并以此为基础设计了一种大转角柔性铰链。基于约束空间、交点和交距的概念, 依据约束所在位置的不同, 对杆约束条件下的单自由度转动柔性铰链进行了分类, 并提出了杆约束的添加思路, 此思路可应用于杆约束条件下柔性铰链的设计; 基于板约束和杆约束的相互关系, 考虑板约束位置和变形形式对柔性铰链的不同影响, 对板约束条件下的单自由度转动柔性铰链进行了分类, 给出了板约束的添加思路, 并且应用于弯曲相交柔性铰链和扭转不相交柔性铰链的设计。通过对这 2 种铰链的串联组合, 得到了一种大转角单自由度转动柔性铰链。有限元仿真分析结果表明, 当安全系数为 12 时, 该柔性铰链的转角可达到 $\pm 20^\circ$, 径向平移刚度为 43.20 N/m。该柔性铰链具有较大的转角和平移刚度, 经过对比分析, 可知其转角优于现有柔性铰链。

关键词: 柔性铰链; 单自由度转动; 自由度约束拓扑; 有限元分析

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)11-0087-10

Design of a Flexible Hinge with Large Rotation Angle and Its Analysis

YAN Kai^{1,2,3}, ZHANG Jing^{1,2,3}, KOU Ziming^{1,2,3}

(1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2. Shanxi Province Mineral Fluid Controlling Engineering Laboratory, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 3. National-Local Joint Engineering Laboratory of Mining Fluid Control, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: A design idea of flexible hinge under the constraints of bar and plate is proposed to solve the problem that the design method of flexible hinge with single rotation degree of freedom is imperfect and its rotation angle is small, based on the theory of freedom and constraint topologies (FACT). Flexible hinges with large rotational angles are designed according to the proposed design idea. Single rotation degree of freedom flexible hinges under bar constraints are classified based on the concepts of constraint space, intersection point and intersection pitch. The idea of adding bar constraint according to the position of the constraint is applied to the design of flexible hinges under bar constraint. Flexible hinges with single rotation degree of freedom under the plate constraint are classified based on the relationship between plate and bar constraints, and the idea of adding plate constraint is given by considering different effects of the position and the deformation of the plate on flexible hinges. This idea is applied to the design of a bend

收稿日期: 2017-03-11。 作者简介: 闫凯(1991—), 男, 硕士生; 张静(通信作者), 女, 博士, 讲师。 基金项目: 国家自然科学基金青年基金资助项目(51505319); 太原理工大学基金资助项目(2014TD040); 太原理工大学人才引进基金资助项目(tyut-rc201448a)。

网络出版时间: 2017-09-06 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170906.1534.020.html>

intersection flexible hinge and a torsion non-intersection flexible hinge. A kind of flexible hinges with single rotation degree of freedom and a large action angle is put forward through a series combination of these two kinds of hinges mentioned above. Finite element simulation and analysis are performed on the rotational angle and the rotational accuracy. It is shown that when the coefficient of safety is 12, the rotational degree of the flexible hinge achieves $\pm 20^\circ$ and the radial translational stiffness is 43.20 N/m, i. e., the flexible hinge has a large rotational angle and high translational stiffness. A comparison with the existing flexible hinge shows that the rotational angle of the resulting hinge is larger than that of the existing flexible hinge.

Keywords: flexible hinge; single rotation degree of freedom; freedom and constraint topologies (FACT); finite element analysis

太阳帆一般由数块太阳板铰接而成,是航天器进入轨道后的主要能量来源,对于航天器的正常工作具有重要作用。由于传统铰链的连接处存在间隙和摩擦,会造成航天器的振动,不利于空间姿态的控制,而柔性铰链具有整体化加工、无间隙、无摩擦、免润滑等优点,可以有效地避免此类问题。

柔性机构是利用材料的弹性变形来传递运动、力和能量的一类新型机构^[1],主要通过柔性单元来实现材料的变形。柔性铰链是一种特殊的柔性单元^[2],主要应用于精密仪器、航空航天、仿生机器人等多种领域^[3]。柔性铰链的设计方法起初主要采用伪刚体法^[1]、模型法^[4]和结构矩阵法^[5],后期又陆续提出了约束设计法^[6]、模块法^[7]和基于旋量理论的拓扑综合法^[8-9]等。后期提出的这些方法在某些层面上弥补了前期方法的不足,其中又以基于旋量理论的自由度与约束空间拓扑综合法最为系统。它是 Hopkins 等人受 Blanding 理论的启发,有机结合了旋量理论^[10]发展延伸而来的^[8],之后又通过 Su 等人的逐渐完善^[11-12],现已发展成为一种系统化的柔性机构构型综合方法^[13]。该方法建立了一个可视化的图谱,使设计者在选定最终设计方案之前能快速考察每一种能满足设计需求的方案^[1]。

虽然柔性铰链的相关研究已经有了长足的发展,但是目前仍存在设计方法不完善和转动角度不足等问题。因此,本文提出一种单自由度转动柔性铰链的设计思路,并利用该思路设计了一种以板单元为变形单元的大转角单自由度转动柔性铰链。分析表明,当柔性铰链的安全系数为 12 时,其转角可以达到 $\pm 20^\circ$ 。经过与现有柔性铰链进行对比,可知其转角优于现有柔性铰链。

1 单自由度转动柔性铰链设计思路

为了对单自由度转动柔性铰链进行多种方案设

计与优选,基于自由度约束拓扑(freedom and constraint topologies, FACT)理论,对杆、板约束下的柔性铰链进行了分类,在此基础上给出了添加约束的思路,可应用于杆、板约束条件下的柔性铰链设计。

1.1 旋量理论与 FACT 理论概述

旋量又称为“螺旋”,是一组同时表示矢量的方向和位置的对偶矢量,可以表示刚体的角速度和线速度,或者表示刚体力学中的力和力矩。运动旋量可以表示刚体瞬时的螺旋运动,力旋量可以表示刚体受到的力和力偶,它们代表了物体具有的自由度及其所受的约束。当运动旋量与力旋量的互易积为零时,二者是互逆关系。运动旋量与力旋量的互逆性可以表示为

$$\mathbf{F}^T \boldsymbol{\xi} = \mathbf{f} \boldsymbol{\omega} [(p+q) \cos \alpha - d \sin \alpha] = 0 \quad (1)$$

式中:力旋量 $\mathbf{F}$ 表示刚体所受的力和力偶;运动旋量 $\boldsymbol{\xi}$ 表征刚体上某一点在笛卡尔坐标系中的角速度和线速度; $\mathbf{f}$ 为力; $\boldsymbol{\omega}$ 为角速度;节距 p 为线速度与角速度的比值;节距 q 为力偶与力的比值; α 为两轴线的夹角; d 为两旋量轴线的垂直距离。

由式(1)可知,当 $p=q=0$ 时,互逆条件变为 $d=0$ 或 $\alpha=0$,即当旋量退化为线矢量时,互逆条件变为两矢量轴线相交或平行。换句话说,此时机构的所有自由线与所有约束线都相交或平行,而这正是 Blanding 提出的对偶准则。如图 1 所示,物体受到 5 条约束线($L_1 \sim L_5$)的作用,根据 Blanding 准则很容易找到允许该系统运动的自由线位置,而且仅有 1 条^[14]。

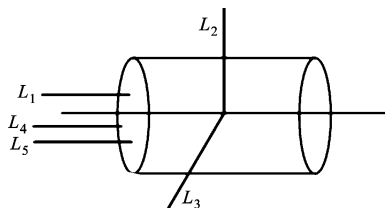


图1 理想杆约束的标准型

1.2 单自由度转动分析理论基础

根据 FACT 理论得到单自由度转动约束空间,如图 2 所示。

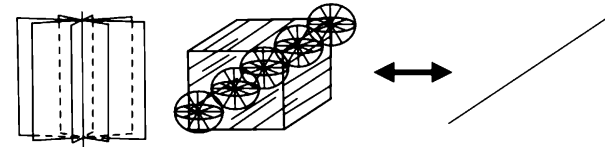


图 2 单自由度转动约束空间^[8-9]

为了进行杆、板约束条件下单自由度转动柔性铰链的分类与约束的添加,依据旋量理论和 FACT 理论,得到柔性机构设计过程中约束线需要满足的条件,以及柔性铰链设计过程中杆、板约束的特征。

(1)自由线和约束线必须相交。如图 3 所示,代表自由度的直线(自由线)必须与代表约束的直线(约束线)相交,当自由线与约束线互相平行时,即认为它们会在无穷远处相交。

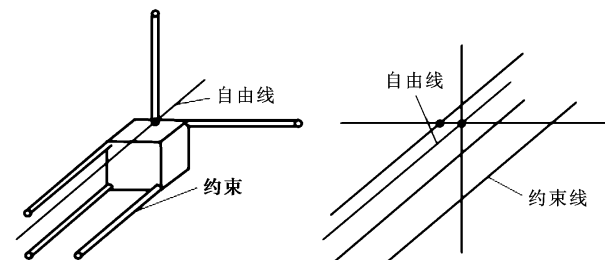


图 3 自由线与约束线的位置^[8]

(2)无冗余约束条件。如图 4 所示,在无冗余条件下:1 个平面内只能有 2 个平行约束,1 个空间内只能有 3 个相交约束;1 个平面内只能有 2 个相交约束,1 个空间内只能有 3 个相交约束;平行约束可以限制移动自由度和转动自由度(平面内限制 1 个移动自由度和 1 个转动自由度,空间内限制 1 个移动自由度和 2 个转动自由度),而相交约束只能限制移动自由度(平面内限制 2 个移动自由度,空间内限制 3 个移动自由度)。

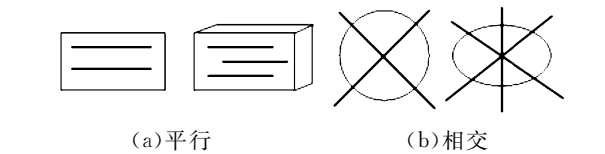
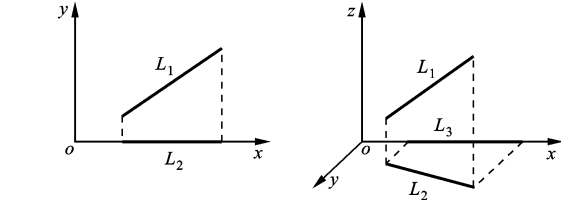


图 4 平面和空间内无冗余约束的数量

(3)约束线的投影。如图 5 所示,对于 1 条约束线,它只能限制 1 个方向的移动自由度,这个方向一般取沿着线的方向,也可以取投影为直线的方向,此时投影线所限制的自由度与直线所限制的自由度等效。在此引入等效投影定义:任何 1 条约束线的约

束都可以看成是它投影线方向的约束。



(a)平面约束的投影 (b)空间约束的投影

图 5 约束线的投影图

(4)杆、板约束。柔性机构的约束一般为杆约束和板约束。理想杆约束的刚度在其轴向无穷大,其他方向无穷小,因此,1 个杆约束相当于 1 条沿杆方向的约束线;理想的板约束限制平面内的 2 个移动和 1 个转动,因此,1 个板约束相当于如图 6 所示的 3 条约束线。

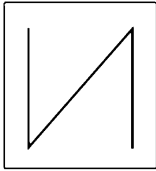


图 6 板的等效约束

(5)杆、板约束的标准型。单自由度转动柔性铰链需要 5 条独立约束线来对 5 个自由度进行限制。

为了便于下文的分类研究,将图 1 和图 7 所示的约束情况作为理想杆和板约束的标准型。

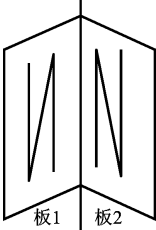


图 7 理想板约束的标准型

1.3 杆约束条件下柔性铰链的设计思路

1.3.1 概述 为了区分杆约束条件下单自由度转动柔性铰链的约束情况,引入约束空间、交点和交距的概念,并且对每一条约束线的空间位置进行数学表示,在此基础上进行分类,给出添加约束的思路。

单自由度转动柔性铰链限制 3 个移动自由度和 2 个转动自由度,需要 5 个独立的约束。如图 8 所示, L_1 、 L_2 、 L_3 限制了 x 、 y 、 z 方向的移动自由度, L_4 、 L_5 限制了 y 、 z 方向的转动自由度。根据自由线必须与约束线相交的原理,可知交点必须在自由度线上或者 A 面上,交距为交点之间的距离或平行约束线之间的距离。若约束线平行于自由线,则约束

线所组成的空间称为约束空间 A ;若约束线与自由线相交,则约束线所组成的空间称为约束空间 B ;约束线与自由线所交的点称为交点(当约束线与自由线平行时,认为约束线与圆面 A 所交的点为交点);同一平面内约束线交点之间的距离(即自由线上交点的距离)称为交距(当约束线与自由度线平行时,认为平行线之间的距离为交距)。由图 8 可以看出,5 条约束线符合 1.2 节中的相关要求。

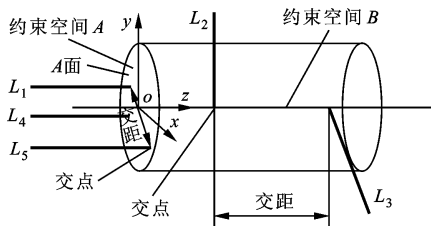


图 8 单自由度转动的约束线和约束空间

(1)约束线位置的数学表示:约束空间 A 内约束线的位置用坐标 (x, y) 来表示,约束空间 B 内约束线的位置用坐标 (z, α, β) 来表示(β 不等于 0° 或 90°),如图 9 所示。图中: γ 为约束空间 A 内约束线的交点和原点的连线与 x 轴所形成的夹角, $\gamma \sim (0^\circ, 360^\circ)$; z 为约束空间 B 内约束线和自由线的交点所在的坐标; α 为直线在 xy 平面内的投影与 x 轴的夹角, $\alpha \sim (0^\circ, 360^\circ)$; $\beta \sim (0^\circ, 360^\circ)$ 。

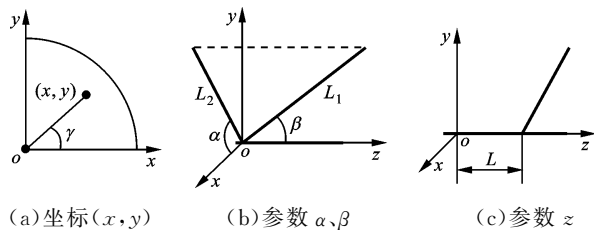


图 9 约束线位置的参数

(2)距约束的位置:将与平面垂直的单自由度转动视为平面内的转动。为了限制平面内的转动,只需要在平面内找到平行的 2 条约束线,即平面内存在交距。在图 8 和图 10 中, x 为需要转动自由度的方向, y, z 为不需要转动自由度的方向,因此只需要保证在 y, z 轴形成的平面内不存在任何转动自由度线。由以上分析可知,为了限制 y, z 方向的转动自由度,只需要在 xz, yz 面(约束面)内存在 2 个独立的距约束,即分别有 2 条线性约束线在 xz, yz 面内存在直线投影。

1.3.2 杆约束条件下柔性铰链的分类 单自由度转动柔性铰链需要 5 个线性无关的约束来限制 5 个自由度:① x, y, z 方向需要 3 个线性无关的约束(即

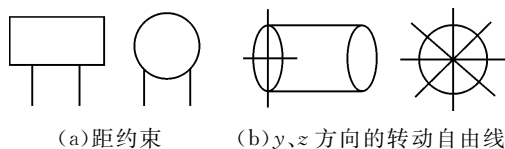


图 10 距约束和 y, z 方向的转动自由度

3 个约束可以分别投影到 x, y, z 方向)来限制 3 个方向的移动自由度;② xz, yz 面内要有 2 个独立的距约束,即 2 个线性无关的距约束(2 个距约束面可以分别投影到 xz, yz 约束面内)来限制 2 个转动自由度。如图 8 所示, L_1 限制 z 轴方向的移动自由度, L_2 限制 x 轴方向的移动自由度, L_3 限制 y 轴方向的移动自由度, L_4 和 L_5 限制 x 和 y 轴方向的转动自由度。 L_2, L_3 位于约束空间 B 内, L_2 的坐标为 (z_2, α_2, β_2) , L_3 的坐标为 (z_3, α_3, β_3) ; L_2, L_3 为了限制 x, y 轴方向的移动自由度,需要满足 $\alpha_2 \neq \alpha_3 \pm 180^\circ$ 。

根据 5 条约束线所在约束空间的不同、交点数量的不同以及 L_1 的交点是否独立存在,对其进行分类,并以约束中必须存在 2 个交距且 2 个交距不能位于同一平面内为依据,排除不可行方案。

依据 5 条约束线所在约束空间的不同,把杆约束条件下的单自由度转动柔性铰链分为如下 4 种类型。

(1)第 1 种铰链类型。如图 11 所示,3 条约束线位于约束空间 A , 2 条约束线位于约束空间 B 。

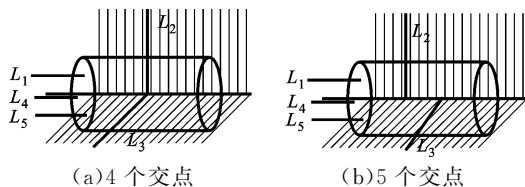


图 11 第 1 种约束情况示意图

L_1, L_4, L_5 位于约束空间 A , L_2, L_3 位于约束空间 B ; 2 个距约束位于约束空间 A 内。为了保证距约束不在一个面内,需要满足 $\frac{y_1 - y_4}{x_1 - x_4} \neq \frac{y_1 - y_5}{x_1 - x_5}$ 。

依据交点数量的不同,分为 2 种情况:① 当 $z_2 = z_3$ 时,存在 4 个交点;② 当 $z_2 \neq z_3$ 时,存在 5 个交点。

(2)第 2 种铰链类型。如图 12 所示,2 条约束线位于约束空间 A , 3 条约束线位于约束空间 B 。

L_1, L_4 位于约束空间 A , L_2, L_3, L_5 位于约束空间 B ; 1 个距约束位于约束空间 A 内, 1 个距约束位于约束空间 B 内。为了保证距约束不在一个面内,需要满足如下条件:

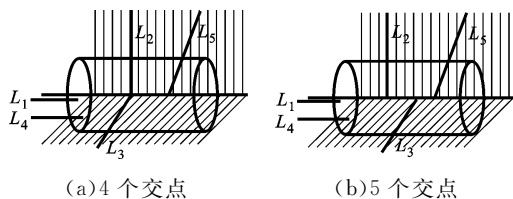


图 12 第 2 种约束情况示意图

当 $\frac{y_1 - y_4}{x_1 - x_4} = \alpha_2$ or α_3 时, $\alpha_5 \neq \alpha_2$ or α_3 ;

当 $\frac{y_1 - y_4}{x_1 - x_4} \neq \alpha_2$ or α_3 时, α_5 为任意值。

依据交点数目的不同,分为 2 种情况:①当 $z_2 = z_3 \neq z_5$ 时,存在 4 个交点;②当 $z_2 \neq z_3 \neq z_5$ 时,存在 5 个交点。

(3)第 3 种铰链类型。如图 13 所示,1 条约束线位于约束空间 A,4 条约束线位于约束空间 B。

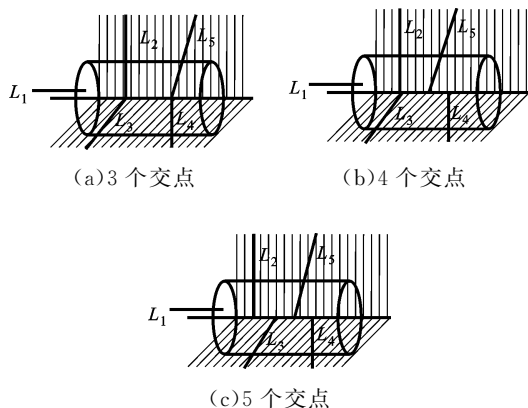


图 13 第 3 种约束情况示意图

L_1 位于约束空间 A, L_2, L_3, L_4, L_5 位于约束空间 B; 2 个距约束位于约束空间 B 内。为了保证距约束不在一个面内,需要满足: $\alpha_4 \neq \alpha_2 \pm 90^\circ$ 且 $\alpha_5 \neq \alpha_3 \pm 90^\circ$ 。

依据交点数目的不同,分为 3 种情况:①当 $z_2 = z_3 \neq z_4 = z_5$ 时,存在 3 个交点;②当 $z_2 = z_3 \neq z_4 \neq z_5$ 时,存在 4 个交点;③当 $z_2 \neq z_3 \neq z_4 \neq z_5$ 时,存在 5 个交点。

(4)第 4 种铰链类型。如图 14 所示,5 个约束线位于约束空间 B。

L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 全部位于约束空间 B 内,2 个距约束位于约束空间 B 内。为了保证距约束不在一个面内,需要满足: α_1 交无限制, $\beta_1 \neq 90^\circ$ or 180° , $\alpha_4 \neq \alpha_2 \pm 90^\circ$ 且 $\alpha_5 \neq \alpha_3 \pm 90^\circ$ 。

依据交点数目的不同及 L_1 的交点是否独立存在,分为 6 种情况:①当 $z_1 = z_2 = z_3 \neq z_4 = z_5$ 时,存在 2 个交点;②当 $z_1 = z_2 = z_3 \neq z_4 \neq z_5$ 时,存在 3 个

交点;③当 $z_1 = z_2 \neq z_3 \neq z_4 \neq z_5$ 时(L_1 的交点独立存在),存在 3 个交点;④当 $z_1 \neq z_2 = z_3 \neq z_4 = z_5$ 时,存在 4 个交点;⑤当 $z_1 \neq z_2 = z_3 \neq z_4 \neq z_5$ 时(L_1 的交点独立存在),存在 4 个交点;⑥当 $z_1 \neq z_2 \neq z_3 \neq z_4 \neq z_5$ 时,存在 5 个交点。

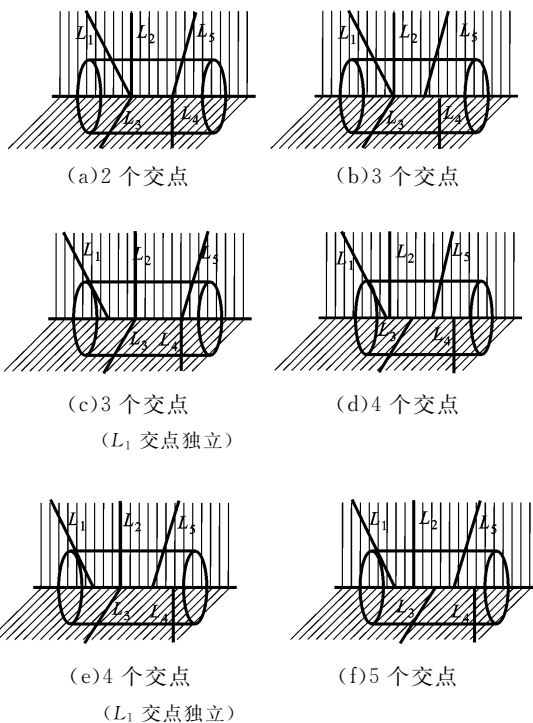


图 14 第 4 种约束情况示意图

1.3.3 杆约束条件的添加

(1)依据约束所在约束空间的不同,在 4 种铰链类型中选取 1 种作为设计基础。

(2)选取 3 个线性无关的约束限制移动自由度。

(3)依据(1)中所选取的铰链类型,选取 2 个包含约束线的相交平面作为交距所在平面(对于 1.3.2 小节中的第 1 种铰链类型,选取 L_1 所在的相交平面;对于第 2 种铰链类型,选取 L_1, L_2 或 L_3 所在的相交平面;对于第 3、第 4 种铰链类型,选取 L_2, L_3 所在的相交平面)。

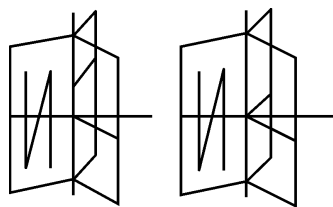
(4)最后再添加 2 个距约束(2 个约束只需在交距面内有投影即可)。

1.3.4 杆约束添加的正确性判断 如图 15 所示,首先判断是否限制了 3 个移动自由度,其次判断是否限制了 2 个转动自由度。判断过程如下:

(1)在 x, y, z 方向,看是否有独立的约束限制其移动自由度,即在这 3 个方向是否有独立投影;

(2)对于转动自由度,选取含约束最多的面为主约束面(优先选择约束线与自由线平行的面),在主约束面内画一条与自由线垂直的线,看是否存在与

所有的约束线相交的直线,如果存在,说明存在欠约束,没有完全限制 y 、 z 方向的转动自由度,如果不存在,则说明约束线完全限制了 y 、 z 方向的转动自由度。



(a)正常约束 (b)欠约束
图 15 约束添加的正确性判断

1.4 板约束条件下柔性铰链的设计思路

由 2 条相交或平行的直线可以确定一个平面的定律,以及自由线和约束线必须相交或平行的要求,可知每一条约束线和自由线都可以确定一个平面(即约束面)。单自由度柔性铰链需要 5 个线性无关的约束,所以最多可以确定 5 个约束面。由于同一平面内最多只能存在 3 个线性无关的约束(限制平面内的两个移动自由度和 1 个转动自由度),所以单自由度柔性铰链至少需要 2 个约束面,因此单自由度转动柔性铰链存在 2~5 个约束面。如图 6 所示,1 个板约束可以视为板所在平面内的 3 个杆约束,可限制平面内的 2 个移动和 1 个转动;当 5 个杆约束位于 2 个约束面内时,相当于 2 个板约束。2 个约束面的情况为 1.3 节所述 4 种类型中的特例。

如图 16 所示,板 1 可视为 L_1 、 L_2 、 L_5 三个杆单元的约束,限制 y 和 z 方向移动、 yz 方向转动的自由度;板 1 可视为 L_3 、 L_4 、 L_6 三个杆单元的约束,限制 x 和 z 方向移动、 xz 方向转动的自由度。此外,存在一个限制 z 向移动的冗余约束,所以 2 个板约束限制了 5 个自由度。

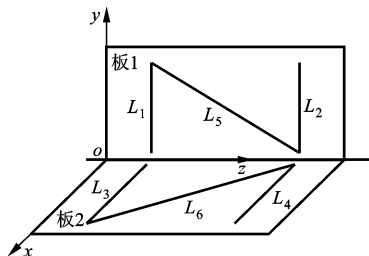
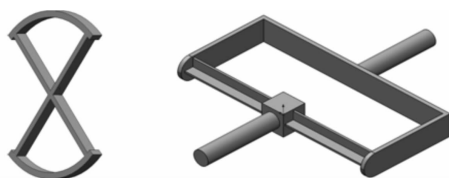


图 16 柔性铰链的板约束

1.4.1 板约束条件下柔性铰链的分类 板约束一般采用长宽比较大的扁梁结构,2 个板约束的空间结构只能存在相交和不相交 2 种形式,而板的变形主要存在弯曲变形和扭转变形 2 种形式。可以依据

板的结构空间和变形形式,来对板约束的类型进行划分。

(1)两板相交约束^[15]。①弯曲变形:车轮式柔性铰链(如图 17a 所示)的变形体是 2 个相交的簧片,主要以板的弯曲变形来实现转动。②扭转变形:CR(compliant revolute joint)柔性铰链(如图 17b 所示)的变形体也是由 2 个相交的簧片组成,主要以板的扭转变形来实现转动,变形较小,但是径向刚度等性能指标较好。



(a)车轮式柔性铰链 (b)CR 柔性铰链

图 17 相交形式的柔性铰链

(2)两板不相交约束^[16]。①弯曲变形:交叉簧片型柔性铰链(如图 18a 所示)由 2 个交错簧片构成,其变形主要以簧片的弯曲变形为主,这种铰链的变形相对较大,同时轴向漂移和精度也相对较差。②扭转变形:四板簧式柔性铰链(如图 18b 所示)是利用 2 组平行簧片的扭转变形来实现转动,其转角和轴向漂移都比较适中。



(a)交叉簧片型柔性铰链 (b)四板簧式柔性铰链

图 18 不相交形式的柔性铰链

1.4.2 板约束条件的添加 ①依据 2 个板的结构形式,选取 2 个板簧的相交方式;②依据 2 个板簧的变形形式,选择板簧的受力形式。

2 大转角柔性铰链的设计

单自由度转动柔性铰链需要 5 个独立约束来限制 5 个自由度,可以使用 5 个杆约束进行限制。当 5 个杆约束位于 2 个约束面内时,可以视为位于 2 个约束面内的板约束。由于杆约束种类繁多、结构复杂和可加工性差等原因,本文所设计的柔性铰链采用板约束。

对于板的相交约束来说,弯曲变形比扭转变形具有更大的变形能力,所以设计中采用相交弯曲约束;对于不相交约束来说,弯曲变形和扭转变形都可

以实现较大的转角,但是与弯曲变形相比,扭转变形的径向刚度更好,所以设计中采用不相交扭转约束。通过柔性铰链间的串联组合,在保证精度的前提下,可以实现较大的转角。

板约束条件下单自由度转动柔性铰链的设计过程如图 19 所示。

(1)选择弯曲相交柔性铰链模型,设计柔性铰链的第 1、第 3 部分,可在保证径向刚度的前提下获得较大的转角。

(2)选择扭转不相交柔性铰链模型,设计柔性铰链的第 2 部分,这种铰链模型具有较大的转角,且能够保证轴向漂移较小。

(3)将铰链的 3 个部分进行串联连接,通过转角的叠加实现大转角。

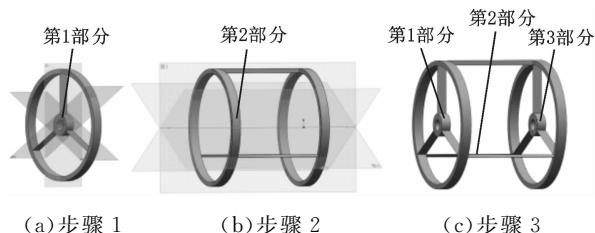


图 19 大变形柔性铰链设计过程

利用柔性铰链的设计思路和串并联关系设计了一种大变形柔性铰链,由 3 部分组成,其结构如图 20 所示。该柔性铰链的基本变形单元为板单元,基本变形形式为弯曲和扭转变形。图 20 中: r 为内部圆柱的半径, R_1 、 R_2 、 R_3 分别为外部圆环的内半径、中半径和外半径, L_1 、 b_1 、 h_1 分别为扁梁 a 的长、宽、厚, L_2 、 b_2 、 h_2 分别为扁梁 b 的长、宽、厚。为了方便计算,选取 $h_1 = h_2 = h$ 。

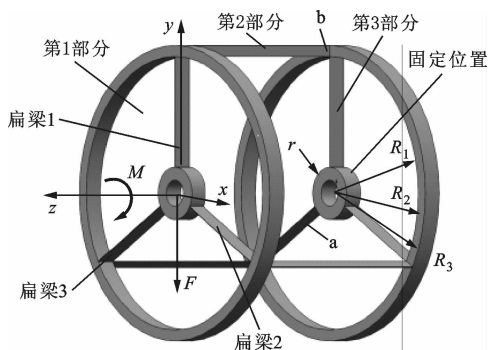


图 20 柔性铰链的结构和尺寸

3 柔性铰链的性能分析

为了对所设计的柔性铰链进行力学性能分析,在 ANSYS 软件中使用梁单元对变形体进行建模,

采用六面体网格划分,建立柔性铰链的有限元仿真模型。为了确认有限元仿真分析结果的准确性,对该柔性铰链的第 1 部分,采用伪刚体法建立转动刚度模型,将理论计算结果与 ANSYS 仿真分析结果进行对比,验证了有限元仿真分析的准确性。然后,对该大转角柔性铰链进行有限元分析,以了解其转角、精度和应力值。

3.1 材料与尺寸参数的选取

选取聚丙烯作为该柔性铰链的实验材料,其弹性模量 $E=1.4 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.42$,屈服极限 $[\sigma]=34 \text{ MPa}$ 。选取该柔性铰链第 1 部分的尺寸参数:圆柱半径 $r=6 \text{ mm}$,圆环内半径 $R_1=30 \text{ mm}$,圆环中半径 $R_2=32.5 \text{ mm}$,扁梁 a 的长、宽、厚分别为 $L_1=24 \text{ mm}$ 、 $b_1=5 \text{ mm}$ 、 $h_1=0.2 \text{ mm}$ 。选取该柔性铰链第 2 部分的尺寸参数:扁梁 b 的长、宽、厚分别为 $L_2=50 \text{ mm}$ 、 $b_2=5 \text{ mm}$ 、 $h_2=0.2 \text{ mm}$ 。

3.2 有限元仿真分析准确性验证

为了验证有限元仿真结果的准确性,选取该柔性铰链的第 1 部分,利用伪刚体法中的固定导向梁结构对其转动刚度进行建模,同时对转动刚度进行有限元仿真分析,通过理论值与仿真值的对比进行验证。由于图 20 中第 1 部分结构的 3 个变形扁梁结构类似,所以选取其中的扁梁 1 进行分析。设扁梁 1 结构的刚度为 K_s ,其伪刚体模型如图 21 所示。图中: θ 为伪刚体的转角, α 为圆环相对于圆柱的转角, s_1 为伪刚体的转角弧长, s_2 为实际转角弧长。

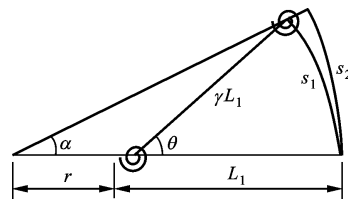


图 21 第 1 部分扁梁 1 的伪刚体模型

由于在内圆柱铰链上施加的扭矩为 M ,所以梁的转角刚度为

$$\frac{M}{3\theta} = K_{fg} \quad (2)$$

式中: $K_{fg}=2\gamma k_{\theta} \frac{EI}{L_1}$ 为第 1 部分弹簧的刚度常数,其中 γ 为特征半径系数,弹簧刚度系数 $k_{\theta}=2.65$, E 为弹性模量, $I=\frac{b_1 h_1^3}{12}$ 为材料的惯性矩。由于计算转动刚度所使用的转角 α 为圆环相对于圆柱的转角,所以存在如下关系

$$\theta \gamma L_1 = \alpha R_1 \quad (3)$$

由式(2)和式(3)可以推出

$$K_a = \frac{M}{3\alpha} = \frac{k_\theta R_1 E b_1 h_1^3}{6L_1^2}$$

(4)

由于 3 个扁梁的转动刚度相同,而且为并联关系,所以有

$$K = 3K_a = \frac{k_\theta R_1 E b_1 h_1^3}{2L_1^2}$$

(5)

在 ANSYS 中建立柔性铰链的有限元仿真模型,使用梁单元对变形体进行建模,采用六面体网格划分,共划分 1 501 个单元,2 998 个节点。加载采用外环固定、内圆柱施加一定扭矩的方式。获得的应力云图和转动变形云图如图 22 和图 23 所示。

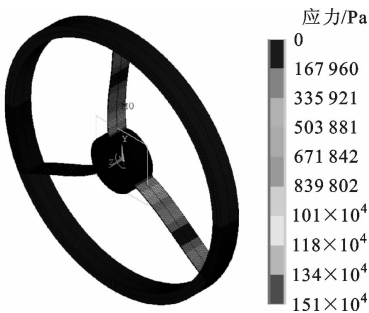


图 22 z 方向扭矩作用下柔性铰链第 1 部分的应力云图

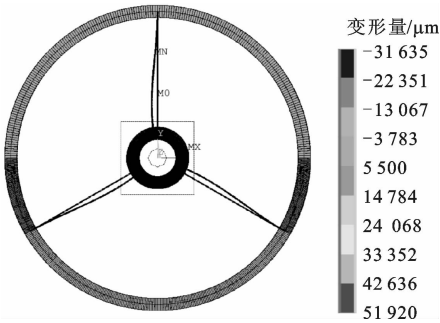


图 23 z 方向扭矩作用下柔性铰链第 1 部分的变形云图

对铰链施加一组不同的扭矩,分析其转角和相应的应力值,结果见表 1。由表 1 可知,在许用应力范围内,转角的仿真值与理论值之间的误差较小,均值约为 0.2%,在允许的范围,说明在 ANSYS 中建立的柔性铰链有限元仿真模型正确,分析结果准确可靠。

3.3 转动角度的有限元仿真分析

为了对所设计的柔性铰链进行力学分析,在 ANSYS 中使用梁单元对变形体进行建模,采用六面体网格划分,共划分 3 301 个单元,6 892 个节点,建立柔性铰链的有限元仿真模型。在施加扭矩的过程中,采用一端内圆柱固定、另一端内圆柱施加一定扭矩的方式,对铰链模型进行转动角度和应力分析,获得的应力云图和转动变形云图如图 24 和图 25

所示。

表 1 不同扭矩作用下柔性铰链的理论转角与仿真转角

扭矩/mN · m	理论转角/ 10^{-2} rad	仿真转角/ 10^{-2} rad
0.02	0.52	0.52
0.04	1.04	1.04
0.06	1.55	1.56
0.08	2.07	2.08
0.10	2.59	2.60
0.12	3.11	3.12
0.14	3.62	3.63
0.16	4.14	4.15
0.18	4.66	4.67
0.20	5.18	5.19

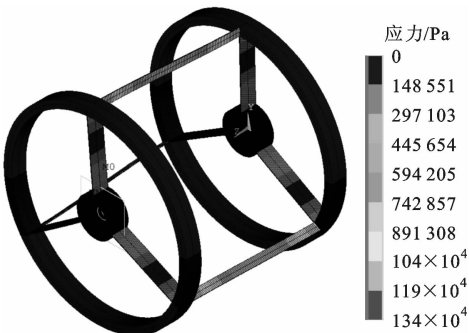


图 24 z 方向扭矩作用下柔性铰链的应力云图

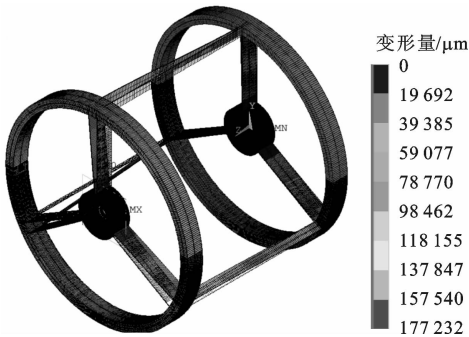


图 25 z 方向扭矩作用下柔性铰链的变形云图

对柔性铰链施加一组不同的扭矩,分析其转角和对应的应力值,结果见表 2。

由表 2 可知,当扭矩达到最大值 0.2 mN · m 时,柔性铰链的安全系数约为 12,转角可达到 $\pm 20^\circ$,最大应力远小于许用应力。目前已知的柔性铰链的转角都相对较小,如一种交错型柔性铰链的转角为 26° ^[17],蝶形结构柔性铰链的转角为 $\pm 15^\circ$ ^[18],因此,本文设计的柔性铰链拥有较大的转角,转动能力较强,优势明显。

表 2 不同扭矩作用下柔性铰链转角和最大应力的仿真值

扭矩/mN · m	转角/ 10^{-2} rad	最大应力/MPa
0.02	3.54	0.267
0.04	7.09	0.535
0.06	10.63	0.802
0.08	14.18	1.069
0.10	17.72	1.337
0.12	21.27	1.604
0.14	24.81	1.872
0.16	28.36	2.139
0.18	31.90	2.408
0.20	35.45	2.673

3.4 径向精度的有限元仿真分析

在 ANSYS 中建立柔性铰链的有限元仿真模型,加载采用一端内圆柱固定、另一端内圆柱施加 y 方向力的方式,使柔性铰链产生 y 轴方向的变形。对柔性铰链的应力和位移进行仿真分析,获得的应力云图和变形云图如图 26 和图 27 所示。

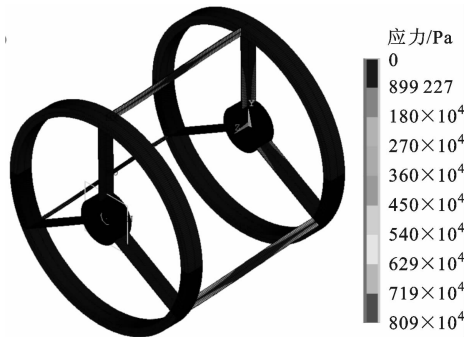


图 26 y 方向力作用下柔性铰链的应力云图

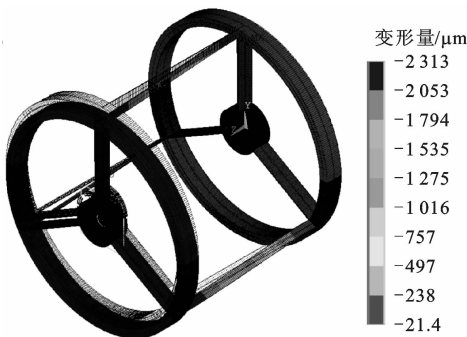


图 27 y 方向力作用下柔性铰链的变形云图

对柔性铰链施加一组不同的力,记录其位移和对应的应力值,结果见表 3。通过分析这些数据,可以得到柔性铰链的径向刚度。该柔性铰链在 y 方向的平移刚度均值为 43.20 N/m,说明在施加 y 方

向力的情况下其径向刚度较大,可以有效地保证转动精度。

表 3 不同 y 方向力作用下柔性铰链的位移和最大应力仿真值

力/mN	位移/mm	最大应力/MPa
20	0.463	1.62
40	0.925	3.24
60	1.388	4.86
80	1.850	6.47
100	2.313	8.09
120	2.755	9.71
140	3.238	11.33
160	3.700	12.95
180	4.163	14.57
200	4.625	16.18

4 结 论

本文提出了杆和板约束条件下单自由度转动柔性铰链约束的添加思路,并应用此思路设计了弯曲相交柔性铰链和扭转不相交柔性铰链。通过对这 2 种铰链进行串联组合,得到了一种大转角单自由度转动柔性铰链,并对其进行了有限元仿真分析。

(1)基于 FACT 方法,依据约束所在位置的不同,对单自由度转动柔性铰链进行了分类,给出了杆和板约束条件下单自由度转动柔性铰链添加约束的思路,在一定程度上弥补了单自由度转动柔性铰链设计方法不完善的问题,进一步丰富和完善了柔性铰链的设计方法。

(2)对本文设计的大转角柔性铰链进行了有限元仿真建模,并对转角和精度进行了分析,发现与常见柔性铰链的转角相比,本文设计的柔性铰链的转角在安全系数为 12 的情况下可达到约 $\pm 20^\circ$,具有较为明显的优势。

参考文献:

[1] HOWELL L L. Compliant mechanism [M]. New York, USA: Wiley-Interscience, 2001: 2-47.
[2] PAROS J M, WEISBORD L. How to design flexure hinges [J]. Machine Design, 1965, 37(27): 151-156.
[3] 于靖军,郝广波,陈贵敏,等. 柔性机构及其应用研究进展 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 53-68.
YU Jingjun, HAO Guangbo, CHEN Guimin, et al. State-of-art of compliant mechanisms and their applications [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015,

- 51(13): 53-68.
- [4] HOWELL L L, MIDHA A. Parametric deflection approximations for end-loaded, large-deflection beams in compliant mechanisms [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1995, 117(1): 156-165.
 - [5] 于靖军, 毕树生, 宗光华. 空间全柔性机构位置分析的刚度矩阵法 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2002, 28(3): 323-326.
YU Jingjun, BI Shusheng, ZONG Guanghua, et al. Stiffness matrix method for displacement analysis of fully spatial compliant mechanisms [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2002, 28(3): 323-326.
 - [6] SLOCUM A H. Precision machine design [M]. New York, USA: Prentice-Hall Inc., 1992: 365-412
 - [7] TREASE B P, LU K J, KOTA S. Biomimetic compliant system for smart actuator-driven aquatic propulsion: preliminary results [C] // *Proceedings of 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress*. New York, USA: ASME, 2003: 43-52.
 - [8] HOPKINS J B, CULPEPPER M L. Synthesis of multi-degree of freedom, parallel flexure system concepts via freedom and constraint topology (FACT): part I Principles [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(2): 259-270.
 - [9] HOPKINS J B, CULPEPPER M L. Synthesis of multi-degree of freedom, parallel flexure system concepts via freedom and constraint topology (FACT): part II Practice [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(2): 271-278.
 - [10] BALL R S. A treatise on the theory of screws [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1900: 6-30
 - [11] SU Haijun, DOROZHNIKIN D V, VANCE J M. A screw theory approach for the conceptual design of flexible joints for compliant mechanisms [J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2009, 1(4): 041009.
 - [12] YU Jingjun, LI Shouzhong, PEI Xu, et al. Type synthesis principle and practice of flexure systems in the framework of screw theory: part I General methodology [C] // *Proceedings of 2010 ASME International Design Engineering Conference*. New York, USA: ASME, 2010: DETC2010-28783.
 - [13] 于靖军, 裴旭, 毕树生, 等. 柔性铰链机构设计方法的研究进展 [J]. *机械工程学报*, 2010, 46(13): 2-13.
YU Jingjun, PEI Xu, BI Shusheng, et al. State-of-arts of design method for flexure mechanisms [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(13): 2-13.
 - [14] 李守忠, 于靖军, 宗光华, 等. 基于旋量理论的并联柔性机构构型综合与主自由度分析 [J]. *机械工程学报*, 2010, 46(13): 54-60.
LI Shouzhong, YU Jingjun, ZONG Guanghua, et al. Type synthesis and principal freedom analysis of parallel flexure mechanisms based on screw theory [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(13): 54-60.
 - [15] TREASE B P, MOON Y M. Design of large-displacement compliant joints [J]. *Transactions of the ASME*, 2005, 127: 788-798.
 - [16] HOWELL L L, MAGLEBY S P, OLSEN B M, et al. 柔顺机构设计理论与实例 [M]. 陈贵敏, 译. 北京: 高等教育出版社, 2015: 143-172.
 - [17] TREASE B P, MOON Y M, KOTA S. Design of large-displacement compliant joints [J]. *Mechanical Design*, 2005, 127: 788-796.
 - [18] 谭坤, 宗光华, 毕树生, 等. 大变形柔性铰链的多簧片构型 [J]. *军民两用技术与产品*, 2007(3): 38-42.

[本刊相关文献链接]

- 李昊, 陈淑江, 马金奎, 等. 动静压柔性铰链可倾瓦轴承的阶跃载荷动态响应. 2017, 51(8): 96-101. [doi:10.7652/xjtuxb201708016]
- 张静, 郭宏伟, 刘荣强, 等. 空间含铰可展桁架结构的非线性动力学建模与分析. 2013, 47(11): 113-119. [doi:10.7652/xjtuxb201311020]
- 葛姝翌, 曹毅, 丁泽华, 等. 利用分形理论的3T1R混联机构型综合. 2016, 50(11): 75-82. [doi:10.7652/xjtuxb201611012]
- 秦友蕾, 曹毅, 陈海, 等. 两移动三转动完全解耦混联机器人机构型综合. 2016, 50(1): 92-100. [doi:10.7652/xjtuxb201601015]
- 王安麟, 孟庆华, 李文嘉, 等. 液力变矩器机构变量交互作用研究. 2015, 49(9): 1-7. [doi:10.7652/xjtuxb201509001]
- 郑杨, 陈垒, 王刚, 等. 欠驱动式手指康复训练装置的结构优化设计. 2015, 49(3): 151-156. [doi:10.7652/xjtuxb201503023]
- 王朝兵, 陈小安, 卓娅. 新型定日镜精密跟踪机构的传动精度研究. 2014, 48(1): 127-132. [doi:10.7652/xjtuxb201401022]
- 杨德伟, 冯祖仁, 张翔. 新型三臂巡线机器人机构设计及运动分析. 2012, 46(9): 43-48. [doi:10.7652/xjtuxb201209009]

(编辑 葛赵青)