

# 中华人民共和国国家标准

GB/T 39545.4—2023

## 闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择 第4部分：挠性联轴器平衡等级

Design and selection of components for enclosed gear drives—  
Part 4: Flexible couplings unbalance classification

2023-05-23 发布

2023-12-01 实施

国家市场监督管理总局 发布  
国家标准化管理委员会

目次

前言 ..... I

引言 ..... II

1 范围 ..... 1

2 规范性引用文件 ..... 1

3 术语和定义 ..... 1

4 符号 ..... 6

5 联轴器的潜在不平衡量和平衡精度等级 ..... 7

6 联轴器平衡精度等级选择 ..... 8

    6.1 不平衡量限值 ..... 8

    6.2 选择步骤 ..... 8

    6.3 系统灵敏度因素 ..... 9

    6.4 和 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)的比较 ..... 10

7 未做过平衡的联轴器潜在不平衡量影响因素 ..... 10

8 已做过平衡的联轴器潜在不平衡量影响因素 ..... 10

9 联轴器潜在不平衡量的确定 ..... 12

    9.1 基本做法 ..... 12

    9.2 零部件未做过平衡的联轴器 ..... 13

    9.3 零部件已做过平衡的联轴器 ..... 16

    9.4 装配后平衡过的联轴器 ..... 18

10 责任 ..... 20

附录 A (资料性) 不平衡计算常用计算公式 ..... 21

附录 B (资料性) 零部件未做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算 ..... 23

附录 C (资料性) 零部件已做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算 ..... 28

附录 D (资料性) 装配后平衡的联轴器(使用心轴)的潜在不平衡量计算 ..... 33

附录 E (资料性) 装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的潜在不平衡量计算 ..... 38

附录 F (资料性) 零部件未做过平衡的高精度联轴器的潜在不平衡量计算 ..... 43

附录 G (资料性) 零部件已做过平衡的高精度联轴器的潜在不平衡量计算 ..... 47

附录 H (资料性) 装配后不使用心轴平衡的高精度联轴器的潜在不平衡量计算 ..... 51

附录 I (资料性) 附件位移引起的潜在不平衡量计算公式的导出 ..... 55

附录 J (资料性) 附件质量差异引起的潜在不平衡量计算公式的导出 ..... 56

附录 K (资料性) 联轴器和叶轮的不平衡量对离心泵轴承的影响 ..... 58

附录 L (资料性) 本文件平衡精度等级和 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)的比较 ..... 61

参考文献 ..... 62

## 前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 39545《闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择》的第 4 部分。GB/T 39545 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：通用零部件；
- 第 3 部分：轴和轮毂的无键配合连接；
- 第 4 部分：挠性联轴器平衡等级。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国机械工业联合会提出。

本文件由全国减速机标准化技术委员会(SAC/TC 357)归口。

本文件起草单位：江苏泰隆减速机股份有限公司、天津华建天恒传动有限责任公司、重庆大学、南京航空航天大学、郑州机械研究所有限公司、太原理工大学、沃德传动(天津)股份有限公司、江苏省金象传动设备股份有限公司。

本文件主要起草人：李钊刚、魏静、陆凤霞、鲍和云、朱如鹏、刘世军、王铁、张绍明、孔霞、赵颖、廖明建、孙洪利、董建峰、付勇、殷平、蔡云龙、王高放、何嘉兴。

# 引 言

GB/T 39545《闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择》是一套适用于不同类型的工业用齿轮传动装置零部件设计和选用方法的基础标准,旨在规范各类闭式齿轮传动装置零部件与主要配套件设计和选用方法的准则,拟由 5 个部分组成。

- 第 1 部分:通用零部件。目的在于考虑了闭式齿轮传动装置的应用特点的基础上,为轴等通用零部件的设计和选择提供一套完整的规范性技术指导文件,以提升设计、制造和应用水平,为提高我国的闭式齿轮传动装置的设计制造的基本功打基础。
- 第 2 部分:轴和轮毂的键连接。目的在于通过补充键槽的几何形状和位置公差及检验方法等规范,进一步完善我国键连接的标准体系,提高键连接的质量,更好地保证闭式齿轮传动装置的安全可靠运行。
- 第 3 部分:轴和轮毂的无键配合连接。目的是满足转型升级的需求,提升技术和方便使用,更好地保证闭式齿轮传动装置的安全可靠运行。
- 第 4 部分:挠性联轴器平衡等级。目的在于增加解决联轴器不平衡问题的途径,促进我国挠性联轴器的设计、制造和应用水平的提高。
- 第 5 部分:挠性联轴器的静态和动态特性。目的在于规范并普及挠性联轴器的静态和动态特性的计算方法,以满足闭式齿轮传动装置和主机系统日益增长的动态分析的应用需求。

这些标准和通用标准相比具有以下主要特征:针对闭式齿轮传动装置应用特性的需求,所有零部件的应力计算都在通用设计的基础上进行了修正,强度计算除考虑疲劳失效外还考虑了峰值载荷过载损伤的影响;给出由实践经验得出的这些零部件设计和选择的关注重点;属国内首次制定的标准,对现有标准做了进一步补充和完善;从系统角度补齐了重要关联件联轴器和连接方面的标准;涵盖了闭式齿轮传动装置所有主要零部件;文件中的相关方法同样适用于非闭式齿轮传动装置零部件的设计和选择。

GB/T 39545 为我国闭式齿轮传动装置零部件设计提供了一套较完整实用的设计与选用方法的规范和指南。

挠性联轴器通常由若干安装基准面之间具有径向间隙和偏心量的零部件装配而成。正是这些间隙和偏心量等因素造成联轴器主惯性轴与旋转轴线偏离而产生潜在不平衡量。本文件给出依据设计规范、通过理论计算得出联轴器有可能存在的最大不平衡量的方法,并根据本文件规定的选择方法确定联轴器的平衡精度等级,在设计阶段就可以判断出联轴器能否满足实际应用中的不平衡要求;且可通过对各因素不平衡影响量的分析,找出主要因素,对设计做出有效改进。

本文件与适用于刚性转子平衡质量要求的 GB/T 9239.1—2006 一并使用。

# 闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择

## 第 4 部分：挠性联轴器平衡等级

### 1 范围

本文件规定了挠性联轴器平衡等级的符号,联轴器的潜在不平衡量和平衡精度等级,联轴器平衡精度等级选择,未做过平衡的联轴器的潜在不平衡量影响因素,已做过平衡的联轴器的潜在不平衡量影响因素和联轴器潜在不平衡量的确定。

本文件适用于闭式齿轮传动装置用的挠性联轴器平衡精度等级的选择和潜在不平衡量计算。

注：同时采用本文件与 GB/T 9239.1—2006 的方法的应用示例见附录 K。

本文件不包含以下因素不平衡量的影响：

- 轴跳动；
- 突出轮毂或轴的键；
- 未填满的键槽或销槽；
- 联轴器安装表面间隙；
- 非均质材料；
- 弯曲基准面。

本文件不适用于弹性联轴器用于通过弹性挠曲补偿两轴相对位移工况时的潜在不平衡量计算。

### 2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 9239.1—2006 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求 第 1 部分：规范与平衡允差的检验

### 3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

#### 3.1

**平衡** **balancing**

检查旋转零部件的质量分布,并根据需要进行调整,以确保在运行对应的频率下零部件的振动和作用于轴承的力均处于规定限值内的工艺过程。

[来源：GB/T 6444—2008,6.1,有修改]

#### 3.2

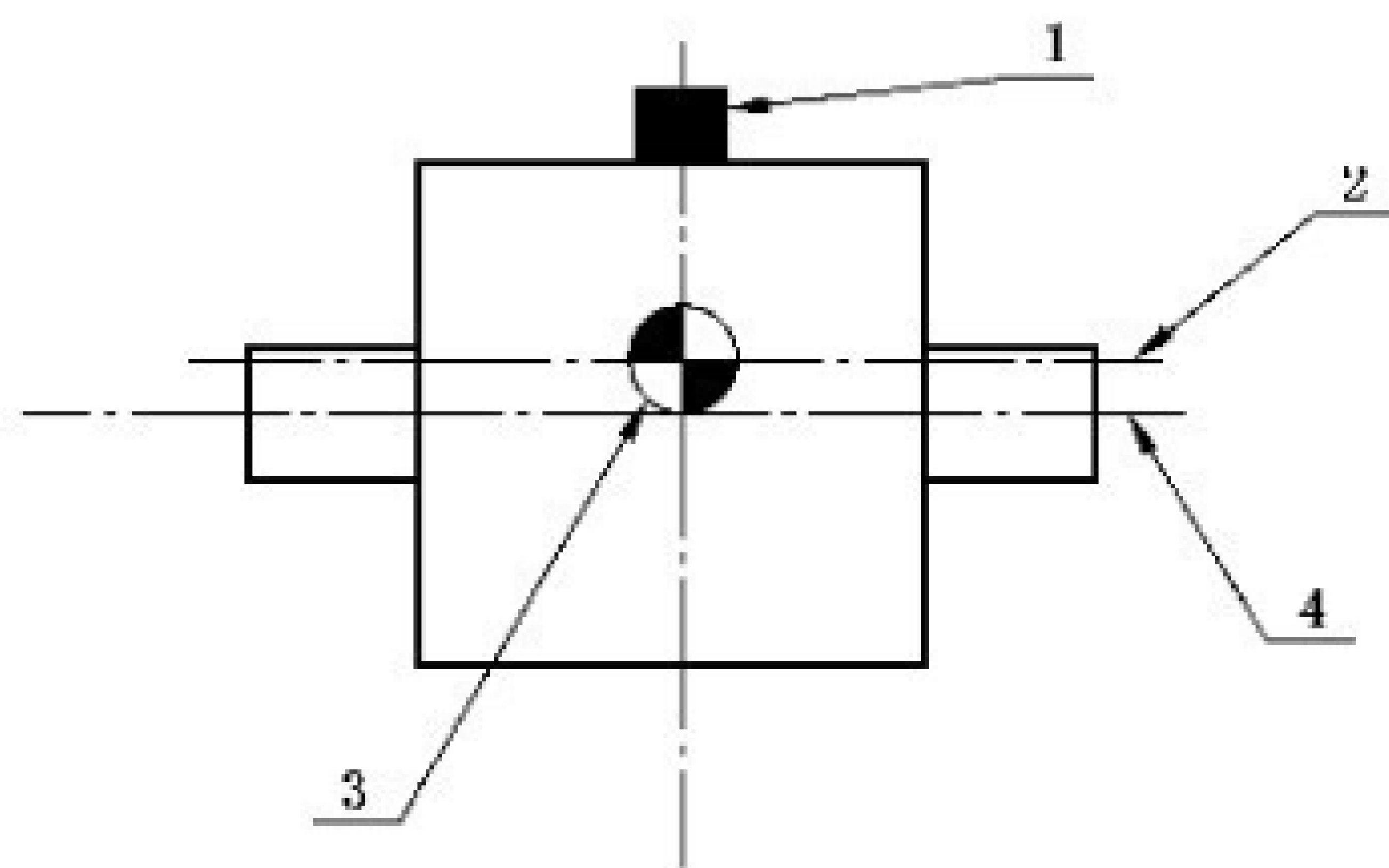
**静态不平衡** **static unbalance**

静不平衡

静力不平衡

主惯性轴与旋转轴线仅平行偏离的不平衡状态。

注 1：见图 1。  
注 2：静态不平衡的定量测量可由两个动态不平衡力矢量确定。  
[来源：GB/T 6444—2008,5.6,有修改]



标引序号说明：  
1——静态不平衡；  
2——主惯性轴；  
3——质心；  
4——旋转轴线。

图 1 静态不平衡

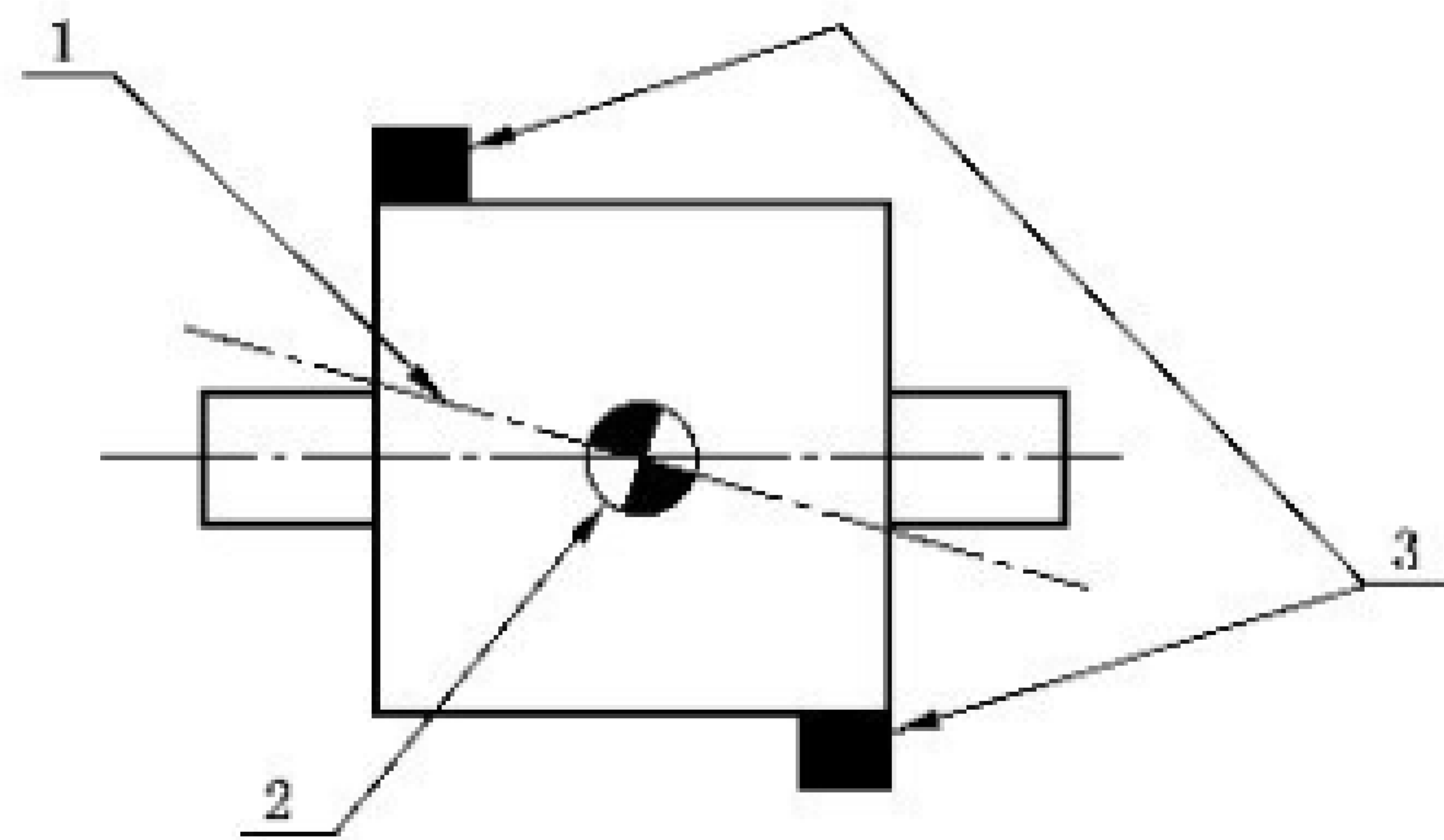
3.3

力偶不平衡 couple unbalance

偶不平衡

主惯性轴与旋转轴线在质心相交的不平衡状态。

注 1：见图 2。  
注 2：力偶不平衡的定量测量,可通过包含质心和轴线平面中的某个参考点的两个动态不平衡矢量力矩的矢量和确定。若转子中的静态不平衡在包含参考点的任何平面以外的平面中得到校正,则该力偶不平衡将改变。



标引序号说明：  
1——主惯性轴；  
2——质心；  
3——力偶不平衡。

图 2 力偶不平衡

3.4

动态不平衡 dynamic unbalance

动不平衡

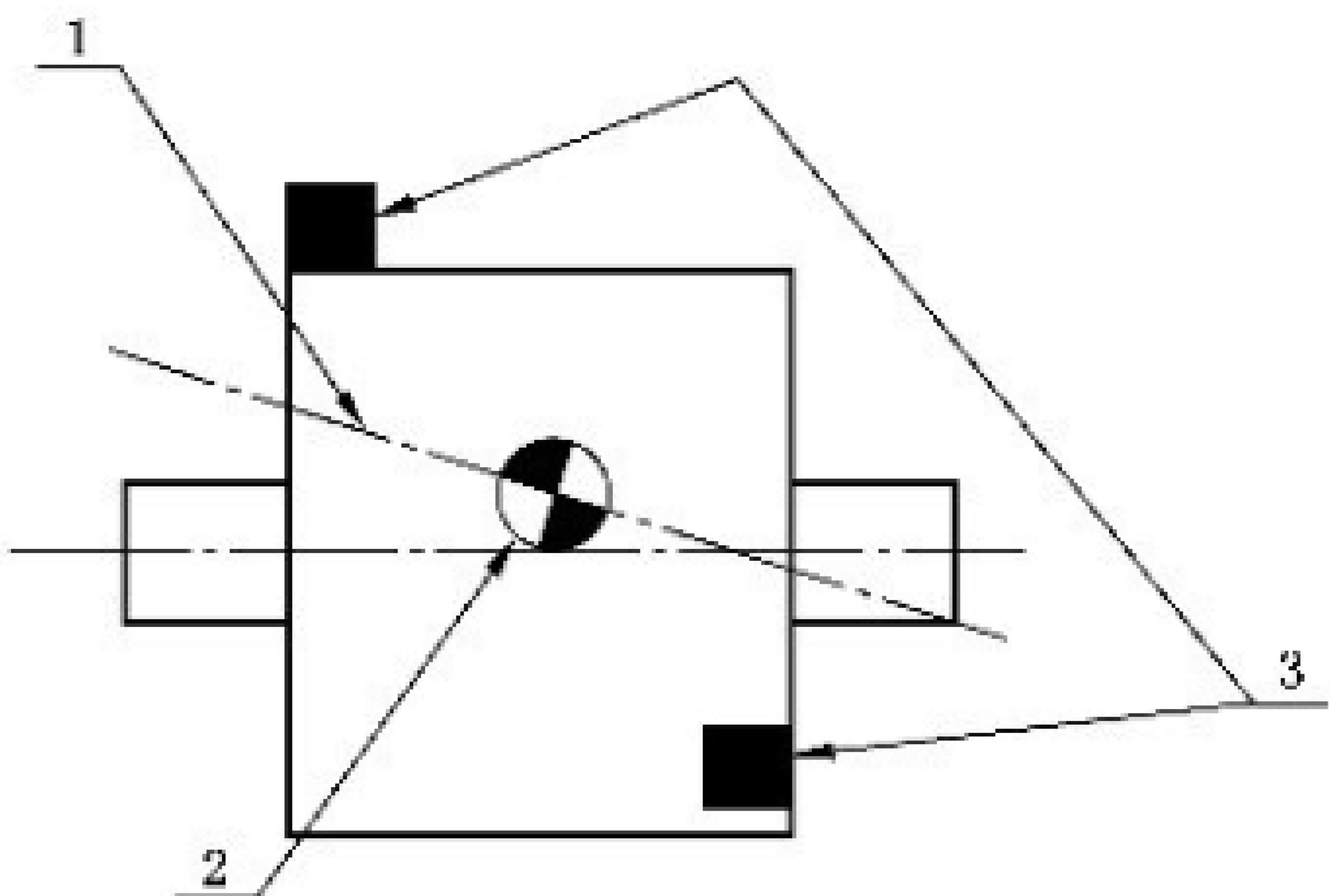
主惯性轴与旋转轴线既不平行也不相交的不平衡状态。

注 1：见图 3。  
注 2：动态不平衡的定量测量,可由完全代表转子总体不平衡的两个指定平面(垂直于旋转轴线)的两个互补不平衡

矢量确定。

注 3：动态不平衡可分解为两个(或两个以上)横向平面的静态不平衡和力偶不平衡的组合。本文件仅涵盖两个平面情况,从动态不平衡到静态不平衡及力偶不平衡可进行矢量分析转换,反之亦然。动态不平衡的校正可实现全部不平衡量的校正。

[来源:GB/T 6444—2008,5.9,有修改]



标引序号说明:

- 1——主惯性轴;
- 2——质心;
- 3——动态不平衡。

图 3 动态不平衡

3.5

准静态不平衡 **quasi-static unbalance**

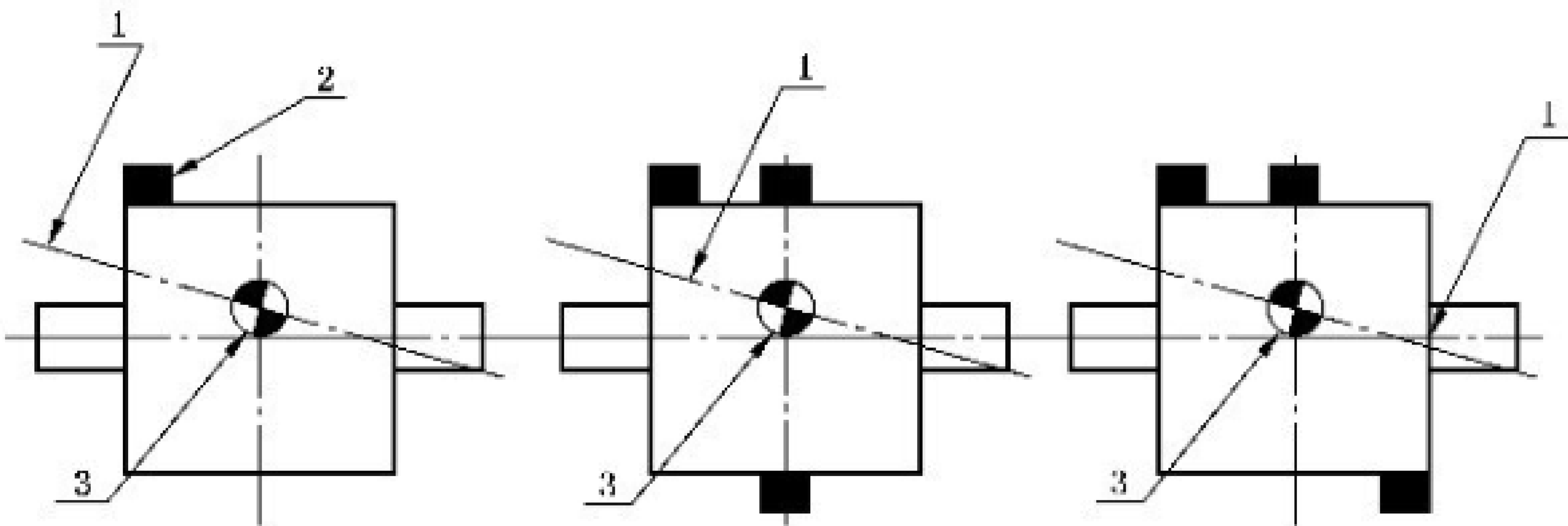
准静不平衡

主惯性轴与旋转轴线在质心之外的一点处相交的不平衡状态。

注 1：见图 4。

注 2：准静态不平衡为动不平衡的特殊情况,其不平衡的角度与力偶不平衡的角度一致。

[来源:GB/T 6444—2008,5.7,有修改]



标引序号说明:

- 1——主惯性轴;
- 2——准静态不平衡;
- 3——质心。

图 4 准静态不平衡

3.6

刚性转子 **rigid rotor**

在直至最高工作转速的任意转速下旋转,由给定的不平衡量的分布引起的挠曲低于允许限度的转子。

注：在一组条件下（如工作转速和初始不平衡量）可视为刚性转子的转子，而在其他条件下可能不视为刚性转子。  
[来源：GB/T 6444—2008,4.2,有修改]

3.7

**旋转轴线 axis of rotation**

自转轴线

零部件旋转的瞬时轴线。

注：该轴线可由轴颈、配合面或其他定位表面确定。

3.8

**主惯性轴位移 displacement of principal inertia axis**

平衡面上主惯性轴相对于旋转轴线的位移量。

注 1：静态不平衡情形下，主惯性轴与旋转轴线平行；其他情形下，主惯性轴与旋转轴线不平行，因此两个平衡平面内两轴线的位移量不等。

注 2：在平衡方面，主惯性轴用来表示与旋转轴线最接近重合的一个中心主轴线（三个中心主轴线之一）。

3.9

**不平衡量 unbalance quantity**

不平衡质量与其质心到旋转轴线距离的乘积。

注：质心位置计算见附录 A。

[来源：GB/T 6444—2008,5.3,有修改]

3.10

**潜在不平衡量 potential unbalance**

联轴器中可能存在的最大不平衡量。

3.11

**剩余不平衡量 residual unbalance**

在从平衡机上拆卸之前，联轴器零部件或组件平衡后的最终残留不平衡量。

[来源：GB/T 6444—2008,5.10,有修改]

3.12

**平衡等级分类 balance grade classification**

潜在不平衡量的精度等级类别。

3.13

**心轴 mandrel**

做平衡时安装联轴器零部件或联轴器组装件用的轴。

[来源：GB/T 6444—2008,10.2,有修改]

3.14

**轴套 bushing**

用于将联轴器或联轴器零部件安装在心轴上的调整件或调整件组件。

注：通常称联轴器或联轴器零部件内孔和心轴之间的调整件为衬套。

3.15

**心轴组件 mandrel assembly**

带有一个或多个轴套的心轴。

3.16

**安装面 mounting surface**

安装平衡工装、联轴器或联轴器零部件的心轴、轴套或心轴部件的表面。

## 3.17

**固定附件 rigidifying hardware**

用于保持联轴器刚性,且其轴线与设计轴线一致的附件。

注:简称附件。

## 3.18

**工作表面 running surface**

平衡机中支承联轴器的运转表面。

注:工作表面和安装面可以为同一表面。

## 3.19

**测量基准面 indicating surface**

零件为做平衡而加工的轴线测量面。

## 3.20

**检测基准面 detection surface**

检测指示面

零件为做平衡而设立的轴线检测面。

注:某些情况下,找正基准和检测基准为同一表面。

## 3.21

**固有不平衡 inherent imbalance**

由几何设计同轴度公差引起的,并导致质心相对于旋转轴产生位移的均匀体不平衡。

## 3.22

**安装基准面 pilot surface**

联轴器或联轴器零部件上安装另一个联轴器零部件的支撑基准面。

注:常见的安装基准面(也称装配基准面)有止口,销孔,螺栓分布圆,各种定位面(如圆柱面内孔或外径,齿顶圆直径和齿根圆直径)等。

## 3.23

**刚性联轴器 rigid coupling**

不能补偿两轴相对位移、联轴器自身被连接零件间不产生间隙和相对位移、联轴器不平衡量引起的挠曲低于允许限度的联轴器。

注:在一组条件下(如工作转速和初始不平衡量)可视为刚性联轴器的联轴器,而在其他条件下可能不视为刚性联轴器。

[来源:GB/T 3931—2010,2.2,有修改]

## 3.24

**挠性联轴器 flexible coupling**

弹性挠曲(大)不能认为是刚性联轴器,且联轴器自身被连接零件间允许产生间隙和相对位移、可通过弹性挠曲补偿两轴相对位移的联轴器。

注1:除带弹性元件的弹性联轴器外,挠性联轴器弹性挠曲(大)都是相对于刚性联轴器而言的,一般不足以补偿两轴明显的相对位移。

注2:本文件把具有类似刚性联轴器的结构,零部件安装基准面之间具有径向间隙和偏心量的联轴器也归并于挠性联轴器。

[来源:GB/T 3931—2010,2.3,有修改]

## 3.25

**弹性联轴器 resilient coupling**

利用弹性元件的弹性变形,以实现补偿两轴相对位移、缓和冲击和吸收振动的挠性联轴器。

[来源:GB/T 3931—2010,2.3.2]

4 符号

下列符号适用于本文件，见表 1。

表 1 符号

符号	释义	单位	首次使用
$B$	螺栓分布圆半径	mm	式(15)
$D$	基准面孔径	mm	图 6
$d$	基准面轴径	mm	图 6
$e_C$	螺栓分布圆偏心量	mm	式(14)
$e_{F1}$	平衡夹具质心轴线位移	mm	式(19)
$e_{F2}$	安装夹具的偏心量	mm	式(20)
$e_{F3}$	安装夹具之间的径向间隙	mm	式(21)
$e_H$	螺栓到螺栓孔的最大半径间隙	mm	式(14)
$e_{mar}$	以质心位移表示的平衡机最小可达剩余不平衡量	$\mu\text{m}$	式(18)
$e_{P1}$	零部件相对于旋转轴线的最大累积径向偏心量	mm	式(14)
$e_{P2}$	装配基准面相对于旋转轴线的最大累积半径间隙	mm	式(23)
$e_{per}$	以质心位移表示的最大允许剩余不平衡量	$\mu\text{m}$	式(16)
$e_{rss}$	主惯性轴的最大位移量	$\mu\text{m}$	第 5 章
$e_1$	零件 1 外径轴线相对于自身轴孔轴线的位移(偏心量)	mm	式(2)
$e_2$	零件 2 外径轴线相对于自身轴孔轴线的位移(偏心量)	mm	式(5)
$e_3$	径向间隙	mm	式(10)
$e_4$	平衡机滚子中心面与检测指示面不为同一平面时残留角的挠度差	mm	式(24)
$F$	不平衡力	N	式(A.5)
$G$	GB/T 9239.1 的平衡品质级别或以毫米每秒(mm/s)为单位表示的潜在不平衡量	mm/s	第 5 章
$L_1$	检测指示面到平衡机滚子中心线的长度	mm	式(24)
$L_2$	平衡机滚子中心线到半联轴器质心的长度	mm	式(24)
$M_{B1}$	零件 1 孔的等效质量	kg	式(2)
$M_{B2}$	零件 2 孔的等效质量	kg	式(3)
$M_F$	每个平衡面分摊的安装夹具质量	kg	式(19)
$M_H$	附件总质量	kg	式(14)
$M_{S1}$	零件 1 的质量(按无孔计算)	kg	式(2)
$M_{S2}$	零件 2 的质量(按无孔计算)	kg	式(3)
$M_T$	每个平衡面的分摊质量	kg	式(16)
$N$	附件中的紧固件数量	—	式(14)
$n$	转速	r/min	式(17)

表 1 符号（续）

符号	释义	单位	首次使用
$R_1$	零件 1 的外圆半径	mm	图 8
$R_2$	零件 2 的外圆半径	mm	图 9
$r_1$	零件 1 的轴孔半径	mm	图 8
$r_2$	零件 2 的轴孔半径	mm	图 9
TIR	总测量值	mm	式(20)
$U_{F1}$	安装夹具的剩余不平衡量	$g \cdot mm$	式(19)
$U_{F2}$	安装夹具偏心量引起的不平衡量	$g \cdot mm$	式(20)
$U_{F3}$	安装夹具间隙引起的不平衡量	$g \cdot mm$	式(21)
$U_{H1}$	附件位移引起的潜在不平衡量	$g \cdot mm$	式(14)
$U_{H2}$	附件质量差异引起的潜在不平衡量	$g \cdot mm$	9.2.6
$U_I$	未平衡零件的固有不平衡量	$g \cdot mm$	9.2.2
$U_{I1}$	未平衡零件 1 的固有不平衡量	$g \cdot mm$	式(2)
$U_{I2}$	未平衡零件 2 的固有不平衡量	$g \cdot mm$	式(8)
$U_i$	任一零件因各种因素产生的不平衡量的通用符号	$g \cdot mm$	式(1)
$U_{mar}$	平衡机最小可达剩余不平衡量	$g \cdot mm$	式(18)
$U_{per}$	最大允许剩余不平衡量	$g \cdot mm$	式(16)
$U_{P1}$	装配基准面偏心量引起的潜在不平衡量	$g \cdot mm$	式(8)
$U_{P2}$	装配基准面间隙引起的潜在不平衡量	$g \cdot mm$	式(13)
$U_{rss}$	总潜在不平衡量	$g \cdot mm$	式(1)
$y_{xx}$	相对于旋转轴线 $x$ - $x$ 的质心位置	mm	式(2)
$y_{yy}$	相对于旋转轴线 $y$ - $y$ 的质心位置	mm	式(4)
$\omega$	角速度	rad/s	式(A.4)
$\Delta M$	一组紧固件的最大质量差	g	式(15)

5 联轴器的潜在不平衡量和平衡精度等级

本文件根据联轴器的潜在不平衡量数值大小限值进行平衡等级分类。

联轴器的潜在不平衡量是指联轴器中可能存在的最大不平衡量。

不平衡的可能来源有：

- 零部件的不平衡量；
- 零部件装配基准面偏心；
- 零部件装配基准面间隙；
- 安装夹具的偏心量、间隙和不平衡量。

通常，总潜在不平衡量的计算方法是首先分别计算不同来源影响因素产生的潜在不平衡量子项，然后取各子项平方总和的平方根，即按式(1)计算：

$$U_{\text{rss}} = \sqrt{\sum U_i^2}$$

.....( 1 )

式中：

- $U_{\text{rss}}$ ——总潜在不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );

$U_i$  ——任一零件因各种因素产生的不平衡量的通用符号,下标  $i$  为不同因素的区分符,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )。具体影响因素见第 7 章和第 8 章,应用示例见附录 B~附录 H。

联轴器的潜在不平衡量也可以用主惯性轴的最大位移量( $e_{\text{rss}}$ )来表示,单位为微米( $\mu\text{m}$ )。

总潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ )和主惯性轴的最大位移量( $e_{\text{rss}}$ )的单位换算,及其和 GB/T 9239.1 平衡品质级别(G)之间的换算见附录 A。

注： $U_{\text{rss}}$ 换算成 G 后,符号 G 表示以毫米每秒( $\text{mm/s}$ )为单位的潜在不平衡量。

联轴器平衡精度等级按主惯性轴最大位移量( $e_{\text{rss}}$ )数值大小限值分类,分成 4~11 八个精度等级,4 级最高,11 级最低,见表 2。

表 2 联轴器平衡精度等级分类

联轴器平衡精度等级	最大不平衡量( $e_{\text{rss}}$ ) $\mu\text{m}$
4	12.5
5	25
6	50
7	100
8	200
9	400
10	800
11	800 以上

6 联轴器平衡精度等级选择

6.1 不平衡量限值

转子系统允许的联轴器不平衡量(即不平衡量限值)是由所连接机器和支撑结构的特性决定的,建议由机器制造商确定不平衡量限值并指定合适的平衡精度等级。

6.2 选择步骤

当联轴器需方无法确定合适的平衡精度等级时,一般应按以下 2 个步骤选取。

- a) 按图 5 选定选择段  
图 5 中,可选范围分为 A、B、C、D、E、F、G 共 7 个选择段,按每半联轴器的质量和联轴器最大运行速度确定合适的选择段。
- b) 根据系统对联轴器不平衡的敏感度,按表 3 选取平衡精度等级  
表 3 中的建议值仅反映典型的选择实例,并不保证该值适用于任何特定系统或机器。对联轴器不平衡不敏感的系统,建议采用低于建议值的平衡精度等级;相反,对联轴器不平衡敏感的系统或机器可能需要选择比建议分类更高的平衡精度等级。

示例：每半联轴器的质量：34 kg；最高运行速度：7 500 r/min。根据图 5，合适的选择段为“E”段。按表 3，系统对联轴器不平衡灵敏度为“中度”时，典型的联轴器平衡精度等级选 5 级为合适。

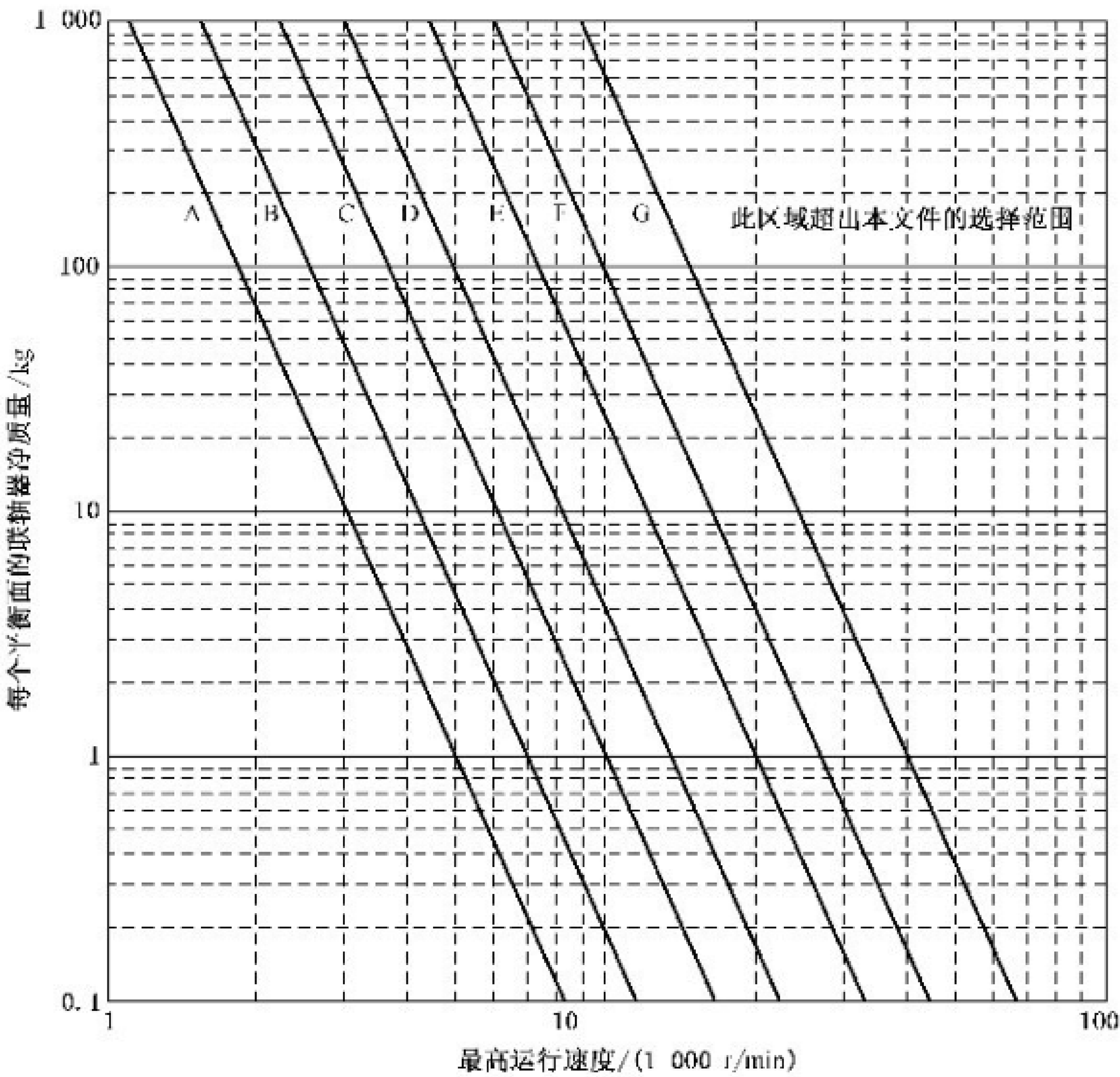


图 5 选择段

表 3 联轴器平衡精度等级选择

选择段(图 5)	系统对联轴器不平衡的敏感度		
	低度	中度	高度
	联轴器平衡精度等级		
A	10	9	8
B	9	8	7
C	8	7	6
D	7	6	5
E	6	5	4
F	5	4	—
G	4	—	—
注：联轴器各平衡精度等级允许的最大不平衡量见表 2。			

6.3 系统灵敏度因素

以下因素会增大系统对联轴器不平衡量的敏感度。

——轴端挠度。具有挠性轴延伸段并产生大挠度的机器对于联轴器不平衡量相对敏感。

- 联轴器质量和不平衡力增加了轴承载荷。轻负载轴承或轴承负载主要由联轴器悬臂负荷引起的机器对不平衡量相对敏感,悬臂转子或悬臂负载的机器通常对联轴器不平衡量比较敏感。
- 轴承、轴承支承和底座的柔度。转动元件具有柔性底座或支承的机器或系统对联轴器不平衡相对敏感。
- 系统固有频率。以接近转子或支撑系统的固有频率工作的机器或系统对联轴器不平衡敏感。
- 机器分离。联轴器用于连接分离型机器的系统时(如使用浮动轴联轴器的系统),对联轴器不平衡相对敏感。
- 轴承跨距和轴延伸段长度的比例关系。短轴承跨距的机器对静态不平衡敏感。

注:轴跳动、半联轴器轮毂孔和轴之间的间隙及安装基准面的间隙都会使联轴器不平衡量产生变化。

6.4 和 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)的比较

本文件平衡精度等级和 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)的比较见附录 L。

7 未做过平衡的联轴器潜在不平衡量影响因素

未做过平衡的联轴器潜在不平衡量的影响因素有下列内容。

- a) 未平衡联轴器零部件的固有不平衡量  
若整台联轴器或其零部件都未做过平衡,则制造公差引起的固有不平衡量应按下述两种方法之一作出判断:
    - 累计生产相同设计规格联轴器不平衡数据的统计分析;
    - 依据设计规范通过理论计算得出有可能存在的最大不平衡量。
  - b) 联轴器装配基准面偏心量  
联轴器装配基准面偏心量是指装配或重新装配后联轴器零件之间质心轴线的允许相对径向位移。
  - c) 联轴器装配基准面间隙  
联轴器装配基准面间隙是联轴器零件或部件的质心轴线允许的相对径向位移。
  - d) 附件位移  
附件位移是附件间隙和螺栓分布圆偏心量的组合偏心量。
  - e) 附件质量差异  
附件质量差异是联轴器所有附件的质量差异量,包括紧固件、垫圈、螺母、滑油塞、密封圈、垫片、键、弹性挡环、定位板、止推板和锁紧螺母。
- 第 9 章给出所有这些因素对联轴器不平衡量影响的计算方法,计算示例见附录 B 和附录 F。

8 已做过平衡的联轴器潜在不平衡量影响因素

已做过平衡的联轴器潜在不平衡量的影响因素如下。

- a) 最大允许剩余不平衡量  
最大允许剩余不平衡量与每个被平衡零件均有关。
- b) 平衡机最小可达剩余不平衡量  
误差源包括:
  - 平衡机设备的灵敏度(能测出的最小剩余不平衡量的极限值);
  - 如果有可能,就要再考虑驱动机的误差。
- c) 心轴组件或平衡夹具不平衡量

心轴组件或平衡夹具不平衡量是由心轴组件或平衡夹具的所有零部件引起的综合剩余不平衡量,包括心轴、轴套、法兰、夹紧装置、键、紧定螺钉、螺母和螺栓。

d) 心轴组件或平衡夹具安装面偏心量

心轴组件安装面或平衡夹具安装面偏心量是相对于平衡机中旋转轴线的偏心量。

e) 心轴组件或夹具安装面间隙

心轴组件或夹具安装面间隙是心轴组件或夹具中的间隙,如轴套与孔,心轴与轴套在可用情况下的间隙。

f) 联轴器装配基准面偏心量

联轴器装配基准面偏心量是指在平衡操作之后,初始装配和重新装配的联轴器零部件之间质心轴线的允许最大径向位移。

注:对于平衡过的联轴器,若拆后重装时按初始装配做的匹配标记装配,可保持装配基准面偏心与平衡时状态相同,不影响平衡结果。

g) 联轴器装配基准面间隙

联轴器装配基准面间隙是指在平衡操作之后,重装联轴器时联轴器零部件质心轴线的可允许径向位移的间隙。

对装配后做过平衡的联轴器,重新装配时零部件质心轴线的潜在位移量等于直径间隙( $D-d$ ),见图 6。

对零部件做过平衡的联轴器,联轴器零部件质心轴线的潜在位移量等于直径间隙的二分之一,即 $(D-d)/2$ ,见图 7。

上述规律也适用于由螺栓作为基准的联轴器零部件。

h) 附件位移

附件位移是附件间隙和螺栓分布圆偏心量的组合位移。

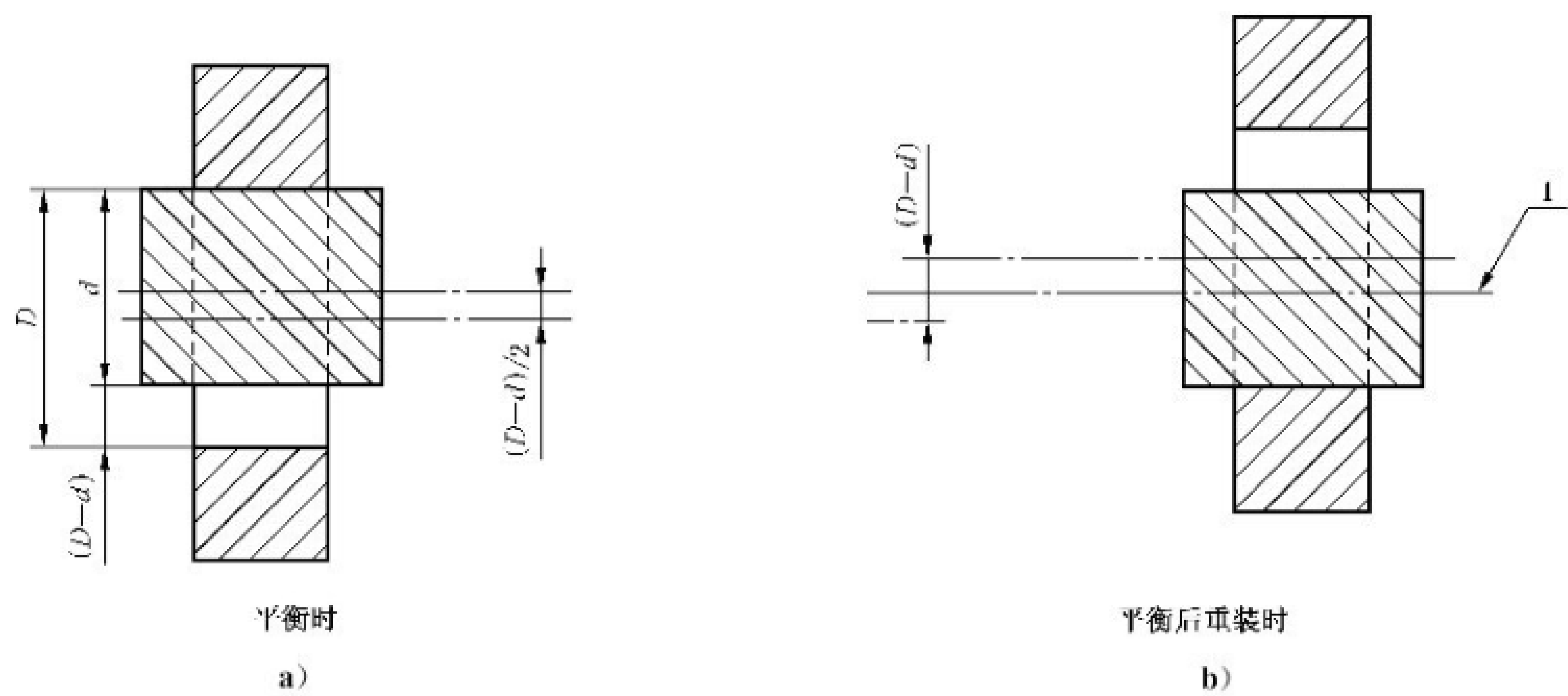
i) 附件质量差异

附件质量差异是联轴器所有附件的质量差异量,包括紧固件、垫圈、螺母、滑油塞、密封圈、垫片、键、弹性挡环、定位板、止推板和锁紧螺母。

j) 联轴器轴孔相对于运行表面的偏心量

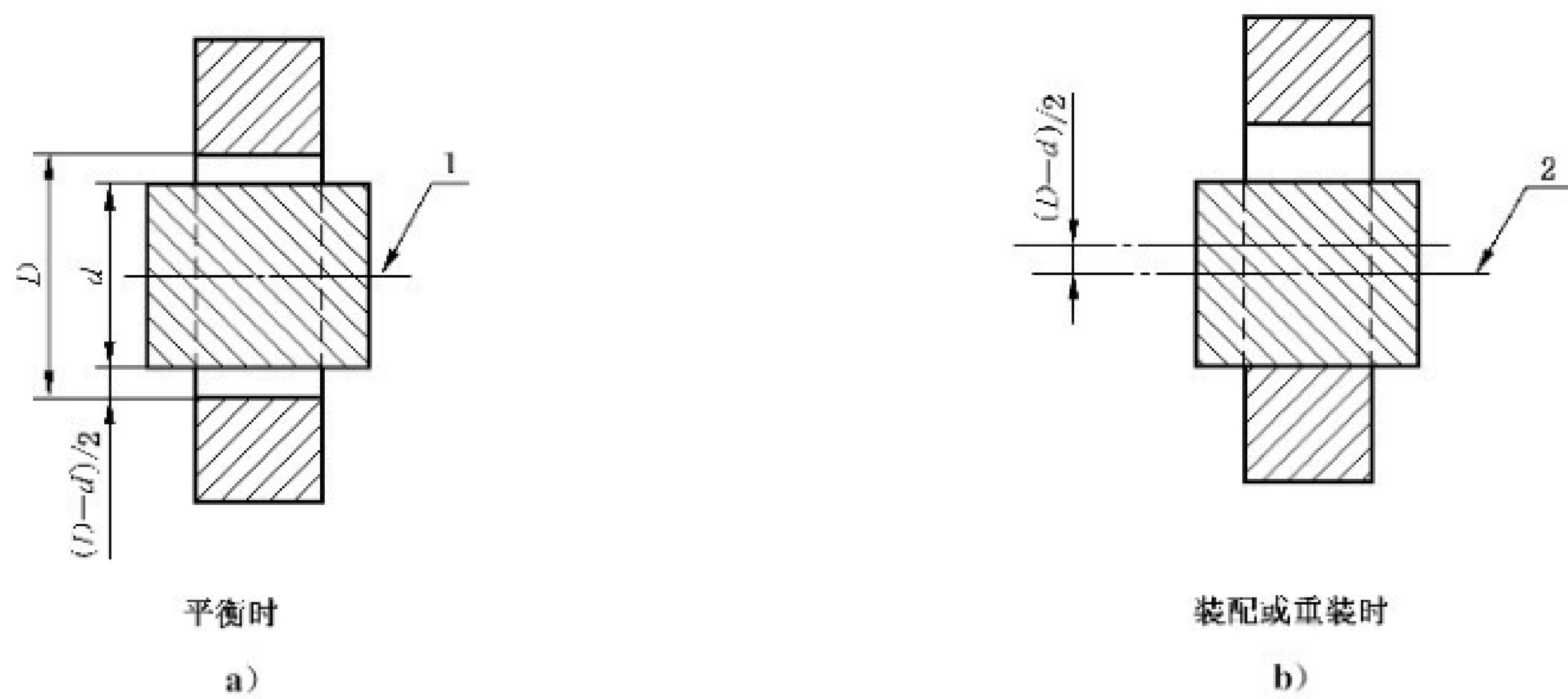
联轴器轴孔相对于运行表面的偏心量是轴孔的理论中心线相对于平衡机(不使用心轴做平衡)支承表面的位移量。

第 9 章给出了出现上述全部因素时联轴器不平衡量的计算方法。计算示例见附录 C、附录 D、附录 E、附录 G 和附录 H。



标引说明：  
1 ——平衡及装配时的旋转轴线；  
 $D$  ——基准面孔径，单位为毫米(mm)；  
 $d$  ——基准面轴径，单位为毫米(mm)。

图 6 装配后做过平衡的联轴器的装配基准面间隙



标引序号说明：  
1——平衡时的旋转轴线；  
2——装配时的旋转轴线。

图 7 零部件做过平衡的联轴器的装配基准面间隙

9 联轴器潜在不平衡量的确定

9.1 基本做法

本文件把挠性联轴器视为两个分开的半联轴器，每个半联轴器质量为整体联轴器的一半。驱动装置受到通过其重心作用的半联轴器潜在不平衡量的影响(见图 E.1 和图 H.1)，而被驱动设备受到另一半联轴器潜在不平衡量的作用。但若联轴器不对称，则应分别对每一半进行计算。

## 9.2 零部件未做过平衡的联轴器

### 9.2.1 零部件未做过平衡的联轴器潜在不平衡量的确定

9.2.2~9.2.6 给出零部件未做过平衡的联轴器所有影响因素子项潜在不平衡量的估算公式,9.2.7 给出总潜在不平衡量的求法。示例见附录 B 和附录 F。

### 9.2.2 未平衡零件的固有不平衡量( $U_1$ )

单个零件的影响量,可用其质量乘以质心相对于旋转轴线的最大位移来确定。单个零件相对于旋转轴线  $x-x$  的固有不平衡量( $U_1$ ) (见图 8) 按式(2)计算:

$$U_{11} = 1\,000 y_{xx} (M_{S1} - M_{B1}) = 1\,000 e_1 M_{S1} \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:

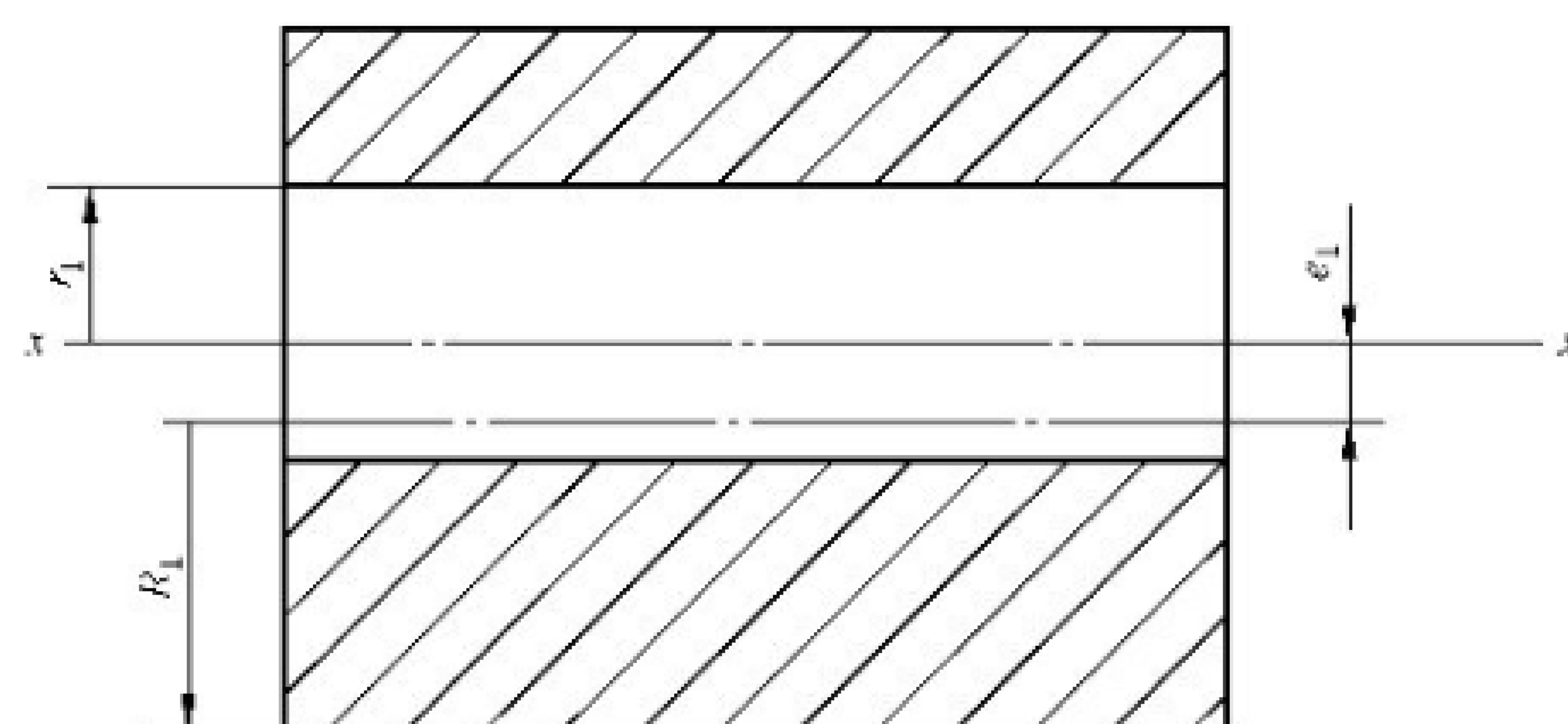
$U_{11}$ ——未平衡零件 1 的固有不平衡量,单位为克毫米( $g \cdot mm$ );

$y_{xx}$ ——相对于旋转轴线  $x-x$  的质心位置(推导过程见附录 A),单位为毫米(mm);

$M_{S1}$ ——零件 1 的质量(按无孔计算),单位为千克(kg);

$M_{B1}$ ——零件 1 孔的等效质量,单位为千克(kg);

$e_1$ ——零件 1 外径轴线相对于自身轴孔轴线  $x-x$  的位移(偏心量),单位为毫米(mm)。



标引符号说明:

$r_1$ ——零件 1 的轴孔半径,单位为毫米(mm);

$R_1$ ——零件 1 的外圆半径,单位为毫米(mm)。

图 8 零件 1 的相关尺寸

### 9.2.3 联轴器装配基准面偏心量引起的潜在不平衡量( $U_{P1}$ )

当零件 1 的装配基准面轴线偏离旋转轴  $x-x$  (按图 9) 时,安装在零件 1 上的零件 2 的潜在不平衡量( $U$ )按式(3)计算:

图 10 中, $R_1 = r_2$  (没有间隙)。

$$U = 1\,000 y_{xx} (M_{S2} - M_{B2}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

式中:

$M_{S2}$ ——零件 2 的质量(按无孔计算),单位为千克(kg);

$M_{B2}$ ——零件 2 孔的等效质量,单位为千克(kg)。

对式(3)经式(4)~式(7)进一步的计算和推导得式(8):

$$y_{xx} = e_1 + y_{yy} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$y_{yy} = \frac{e_2 M_{S2}}{(M_{S2} - M_{B2})} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$U=1\,000\left(e_1+\frac{e_2M_{S2}}{M_{S2}-M_{B2}}\right)(M_{S2}-M_{B2})\dots\dots\dots(6)$$
$$U=1\,000[e_1(M_{S2}-M_{B2})+e_2M_{S2}]\dots\dots\dots(7)$$
$$U=U_{P1}+U_{I2}\dots\dots\dots(8)$$

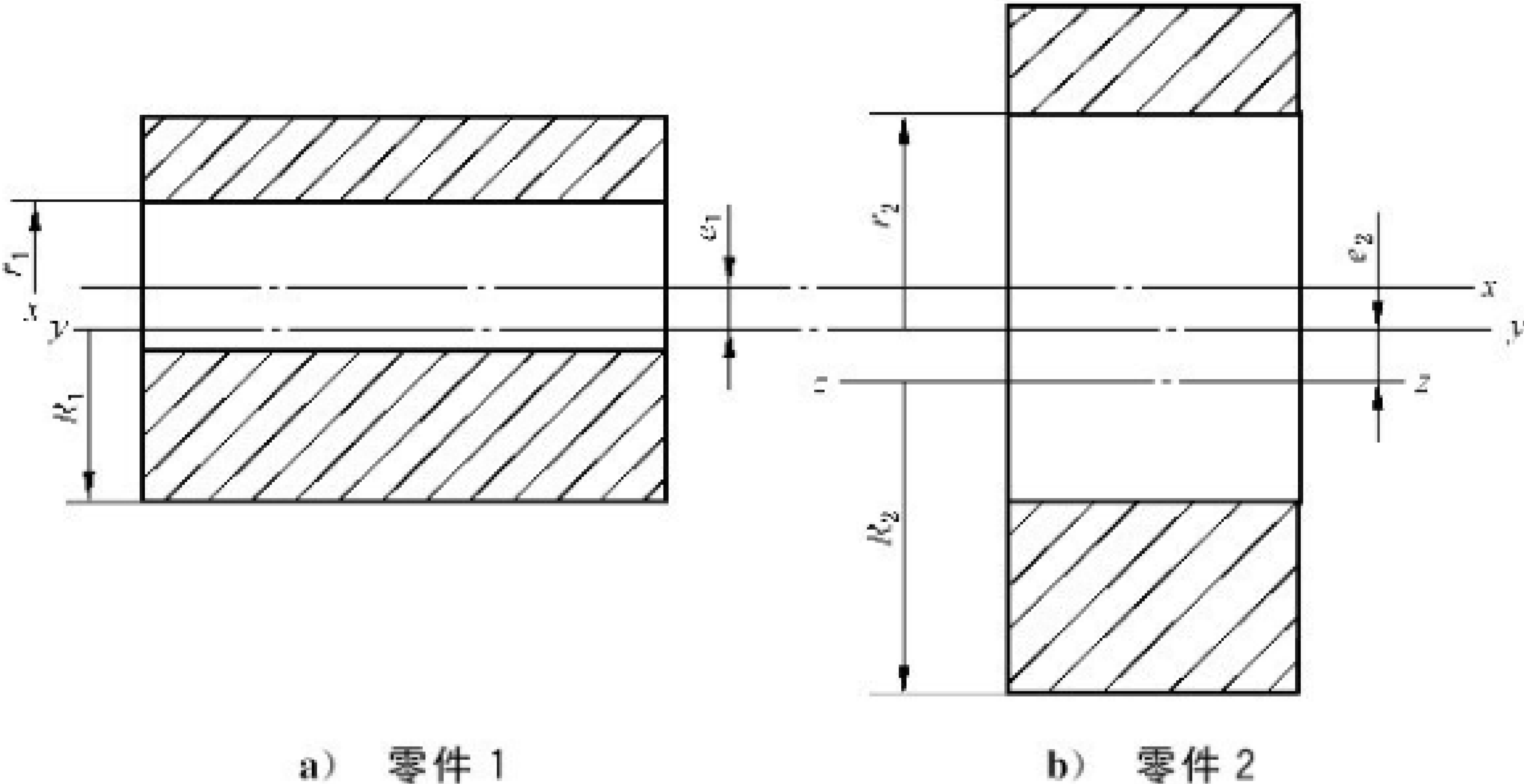
式中：

$y_{yy}$  ——相对于旋转轴线  $y$ - $y$  的质心位置,单位为毫米(mm)；

$e_2$  ——零件 2 外径轴线相对于自身轴孔轴线的位移(偏心量),单位为毫米(mm)；

$U_{P1}$  ——装配基准面偏心量引起的潜在不平衡量, $U_{P1}=1\,000e_1(M_{S2}-M_{B2})$ ,单位为克毫米(g·mm)；

$U_{I2}$  ——未平衡零件 2 的固有不平衡量,按 9.2.2 所述方法计算, $U_{I2}=1\,000e_2M_{S2}$ ,单位为克毫米(g·mm)。



标引符号说明：

$x$ - $x$ : 装配件的旋转轴线(零件 1 轴孔中心线)；

$y$ - $y$ : 零件 1 的外径中心线和零件 2 轴孔中心线；

$z$ - $z$ : 零件 2 的外径中心线；

$R_1$ 、 $R_2$ : 零件 1、2 的外圆半径,单位为毫米(mm)；

$r_1$ 、 $r_2$ : 零件 1、2 的轴孔半径,单位为毫米(mm)。

图 9 相互装配零件的相关尺寸

9.2.4 联轴器装配基准面间隙引起的潜在不平衡量( $U_{P2}$ )

当安装在装配基准面轴线偏离旋转轴  $x$ - $x$  的零件 1 上,零件 2 装配基准面存在间隙时的潜在不平衡量( $U$ )按式(9)计算(见 9.2.3 和图 9)。

图 9 中, $r_2>R_1$ 。

$$U=1\,000y_{xx}(M_{S2}-M_{B2})\dots\dots\dots(9)$$

对式(9)经式(10)~式(12)进一步的计算和推导得式(13)：

$$y_{xx}=e_1+e_3+y_{yy}\dots\dots\dots(10)$$

$$y_{yy}=\frac{e_2M_{S2}}{(M_{S2}-M_{B2})}\dots\dots\dots(11)$$

$$U=1\,000[e_1(M_{S2}-M_{B2})+e_2M_{S2}+e_3(M_{S2}-M_{B2})]\dots\dots\dots(12)$$

$$U=U_{P1}+U_{I2}+U_{P2}\dots\dots\dots(13)$$

式中：

$e_3$  ——径向间隙, $e_3=r_2-R_1$ ,单位为毫米(mm)；

$U_{P2}$  ——装配基准面间隙引起的潜在不平衡量,  $U_{P2} = 1\,000e_3(M_{S2} - M_{B2})$ , 单位为克毫米(g·mm)。

$U_{P1} = 1\,000e_1(M_{S2} - M_{B2})$  和  $U_{I2} = 1\,000e_2M_{S2}$  按 9.2.3 所述定义。

### 9.2.5 附件位移引起的潜在不平衡量( $U_{H1}$ )

附件位移引起的潜在不平衡量( $U_{H1}$ ) (图 10) 按式(14)计算:

$$U_{H1} = \frac{1\,000 M_H (e_H + e_C)}{\sqrt{N}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中:

$U_{H1}$  ——附件位移引起的潜在不平衡量, 单位为克毫米(g·mm);

$M_H$  ——附件总质量, 单位为千克(kg);

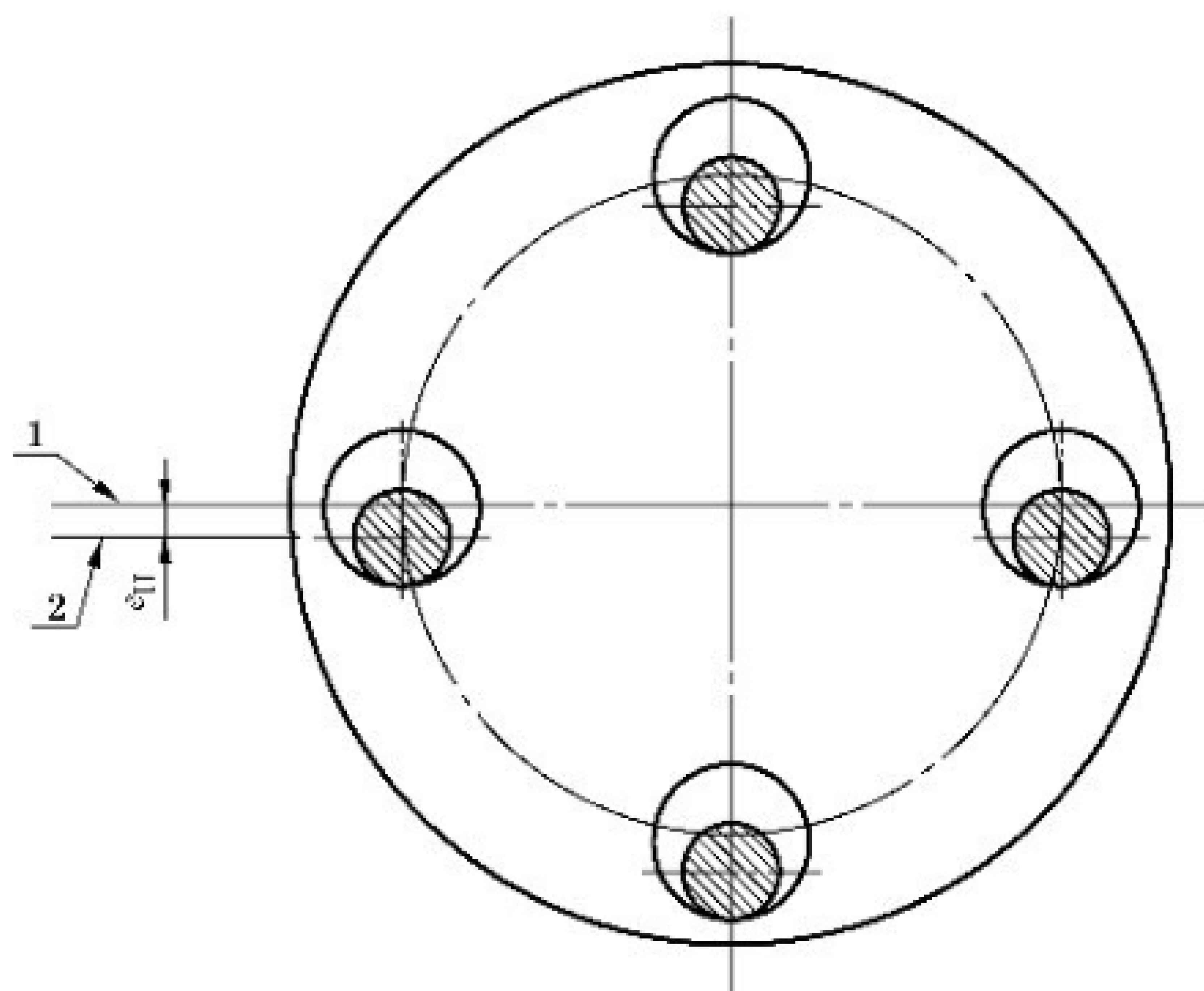
$e_H$  ——螺栓到螺栓孔的最大半径间隙,  $e_H = (\text{螺栓孔最大直径} - \text{螺栓最小直径})/2$ , 单位为毫米(mm);

$e_C$  ——螺栓分布圆偏心量,  $e_C = (\text{螺栓孔的位置度}/2 + e_{P1})$ , 单位为毫米(mm);

$e_{P1}$  ——该组件相对于旋转轴线的最大累积径向偏心量,  $e_{P1} = \text{同轴度}/2$ , 单位为毫米(mm);

$N$  ——附件中的紧固件数量。

注:  $\sqrt{N}$  项源于分析, 单独分析每根螺栓, 以获得对不平衡量的综合影响。推导过程见附录 I。



标引序号说明:

1——螺栓孔中心;

2——螺栓中心。

图 10 附件间隙

### 9.2.6 附件质量差异引起的潜在不平衡量( $U_{H2}$ )

附件质量差异引起的潜在不平衡量( $U_{H2}$ ), 按式(15)估算:

$$U_{H2} = \Delta M \frac{2B}{\pi} \sqrt{\frac{N}{2}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中:

$\Delta M$  ——一组紧固件的最大质量差, 等于该组中最重的紧固件质量减去最轻的紧固件质量, 单位为克(g);

$2B/\pi$  —— $\Delta M$  作用的有效半径, 单位为毫米(mm);

$B$  ——螺栓分布圆半径, 单位为毫米(mm)。

注： $2B/\pi$  定义了薄壁空心半圆的质心位置，此处用于估算附件不平衡量的有效半径。假设所有的轻型螺栓均处于一个半圆中，重的螺栓处于另一个半圆中，该方法不适用少于四个螺栓的情况。推导过程见附录 J。  
每组紧固件组件均应计算一次。

9.2.7 总潜在不平衡量 ( $U_{\text{rss}}$ )

将 9.2.2~9.2.6 中计算出的所有潜在不平衡量子项的平方和取平方根，即为用于确定联轴器平衡分类的半联轴器平衡面的总潜在不平衡量，见式(1)。

9.3 零部件已做过平衡的联轴器

9.3.1 零部件已做过平衡的联轴器潜在不平衡量的确定

零部件做平衡后，变该零部件原有的固有不平衡量为剩余不平衡量(含安装夹具影响的不平衡量)，不影响装配基准面的偏心量和间隙。

9.3.2~9.3.6 给出零部件已做过平衡的联轴器所有影响因素子项的潜在不平衡量的估算公式，9.3.7给出总潜在不平衡量的求法。示例见附录 C 和附录 G。

9.3.2 最大允许剩余不平衡量 ( $U_{\text{per}}$ )

最大允许剩余不平衡量由联轴器供应商决定。如果  $U_{\text{per}}$  明确是以  $\text{g} \cdot \text{mm}$  为单位，数值可在不平衡计算中直接使用。如果  $U_{\text{per}}$  指定用质心位移( $e_{\text{per}}$ )表示，则  $U_{\text{per}}$  应按式(16)计算：

$$U_{\text{per}} = 1\,000M_{\text{T}}\left(\frac{e_{\text{per}}}{1\,000}\right) \dots\dots\dots(16)$$

式中：  
 $U_{\text{per}}$ ——最大允许剩余不平衡量，单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )；  
 $M_{\text{T}}$ ——每个平衡面的分摊质量(分摊到该平衡面的联轴器零部件质量)，单位为千克(kg)；  
 $e_{\text{per}}$ ——以质心位移表示的最大允许剩余不平衡量，单位为微米( $\mu\text{m}$ )，其值可根据平衡品质级别(G)按式(17)求得。

$$e_{\text{per}} = \frac{(G) \times (60) \times (1\,000)}{2\pi n} \dots\dots\dots(17)$$

式中：  
G——GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别，单位为毫米每秒( $\text{mm/s}$ )；  
n——转速，单位为转每分( $\text{r/min}$ )。

9.3.3 平衡机最小可达剩余不平衡量 ( $U_{\text{mar}}$ )

该值为已知值，若平衡机的读数是以  $\text{g} \cdot \text{mm}$  为单位，则数值可在计算中直接使用。若平衡机的读数是质心位移( $e_{\text{mar}}$ )，则  $U_{\text{mar}}$  应按式(18)计算：

$$U_{\text{mar}} = 1\,000M_{\text{T}}\left(\frac{e_{\text{mar}}}{1\,000}\right) \dots\dots\dots(18)$$

式中：  
 $U_{\text{mar}}$ ——平衡机最小可达剩余不平衡量，单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )；  
 $e_{\text{mar}}$ ——以质心位移表示的平衡机最小可达剩余不平衡量，单位为微米( $\mu\text{m}$ )。

9.3.4 安装夹具引起的不平衡量

9.3.4.1 安装夹具的剩余不平衡量 ( $U_{\text{F1}}$ )

应考量每个安装夹具组件引起的不平衡量的影响。

安装夹具的剩余不平衡通常小于零部件最大允许剩余不平衡量( $U_{\text{per}}$ )的10%,按式(19)计算:

$$U_{\text{F1}} = 1\,000 M_{\text{F}} e_{\text{F1}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中:

$U_{\text{F1}}$ ——安装夹具的剩余不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );

$M_{\text{F}}$ ——每个平衡面分摊的安装夹具质量,单位为千克( $\text{kg}$ );

$e_{\text{F1}}$ ——平衡夹具质心轴线位移,单位为毫米( $\text{mm}$ )。

#### 9.3.4.2 安装夹具偏心量引起的不平衡量( $U_{\text{F2}}$ )

安装夹具偏心引起的不平衡量按式(20)计算:

$$U_{\text{F2}} = 1\,000 M_{\text{T}} e_{\text{F2}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中:

$U_{\text{F2}}$ ——安装夹具偏心量引起的不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );

$e_{\text{F2}}$ ——安装夹具的偏心量( $\text{TIR}/2$ ),单位为毫米( $\text{mm}$ );

$\text{TIR}$ ——总测量值,即跳动或同轴度的检测值,单位为毫米( $\text{mm}$ )。

注:当使用多个夹具组件时,计算采用组件的组合偏心量。

#### 9.3.4.3 安装夹具间隙引起的不平衡量( $U_{\text{F3}}$ )

心轴和衬套之间需留有间隙,某些情况下衬套和轮毂孔间也需要留有间隙,以便装配和拆卸心轴。由于安装夹具间隙而导致的不平衡按式(21)计算:

$$U_{\text{F3}} = 1\,000 M_{\text{T}} e_{\text{F3}} \quad \dots\dots\dots (21)$$

式中:

$U_{\text{F3}}$ ——安装夹具间隙引起的不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );

$e_{\text{F3}}$ ——安装夹具之间的径向间隙,单位为毫米( $\text{mm}$ )。

注:当使用多个夹具组件时,计算采用组件的组合间隙。

### 9.3.5 联轴器装配基准面引起的不平衡量

#### 9.3.5.1 联轴器装配基准面偏心量引起的不平衡量( $U_{\text{P1}}$ )

零部件装配基准面相对于旋转轴线  $x-x$  的偏心量引起的潜在不平衡量按式(22)计算(见图9):

$$U_{\text{P1}} = 1\,000 M_{\text{T}} e_{\text{P1}} \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中:

$U_{\text{P1}}$ ——装配基准面(相对于旋转轴线  $x-x$  的)偏心量引起的潜在不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )。

联轴器的每个零部件均应重复  $U_{\text{P1}}$  计算。

#### 9.3.5.2 联轴器装配基准面间隙引起的不平衡量( $U_{\text{P2}}$ )

零部件装配基准面相对于旋转轴  $x-x$  间隙引起的潜在不平衡量,按式(23)计算(见图9):

$$U_{\text{P2}} = 1\,000 M_{\text{T}} e_{\text{P2}} \quad \dots\dots\dots (23)$$

式中:

$U_{\text{P2}}$ ——装配基准面的间隙(导致相对于旋转轴线的位移)引起的潜在不平衡量,单位为克毫米( $\text{g} \cdot \text{mm}$ );

$e_{\text{P2}}$ ——装配基准面相对于旋转轴线的最大累积半径间隙,单位为毫米( $\text{mm}$ )。

联轴器每个存在间隙的零部件均应重复  $U_{\text{P2}}$  计算。

### 9.3.6 附件影响引起的不平衡量

#### 9.3.6.1 附件位移引起的不平衡量( $U_{H1}$ )

附件位移引起的潜在不平衡量( $U_{H1}$ ),按式(14)计算(见图 10)。

#### 9.3.6.2 附件质量差异引起的不平衡量( $U_{H2}$ )

附件质量差异引起的不平衡量( $U_{H2}$ )按式(15)估算。

### 9.3.7 总潜在不平衡量

把 9.3.2~9.3.6 中计算出的所有可用的不平衡影响子项的平方和取平方根,即为用于确定联轴器平衡分类的半联轴器平衡面的总潜在不平衡量,见式(1)。

## 9.4 装配后平衡过的联轴器

### 9.4.1 通则

装配后做平衡的联轴器,零件可以为已平衡过的或未平衡过的,已不需考虑其内部零件间偏差的影响,平衡后联轴器的剩余不平衡量取决于平衡品质级别和平衡机的灵敏度。

装配后做平衡的联轴器,平衡时不改变初始装配时的装配基准面及附件的偏心量和间隙,变联轴器原有的固有不平衡量为剩余不平衡量(含安装夹具影响的不平衡量)。但做过平衡的联轴器解体重装时,若随机装配,会改变初始装配时的装配基准面及附件的偏心量和间隙;若按匹配标识装配,可不改变装配基准面的偏心量,但仍会改变装配基准面及附件的间隙(见图 6)。

联轴器是可维修部件,装配后做过平衡的联轴器解体重装后的平衡精度会产生变化。从保守角度考虑,联轴器的制造商应向用户提供平衡后重拆装后的平衡精度值。

装配后联轴器的平衡有使用心轴和不使用心轴 2 种不同安装夹具方式,不平衡影响量的计算有差别。

所有影响因素不平衡量子项在 9.4.2~9.4.7 中给出估算公式。使用心轴平衡的示例见附录 D,不使用心轴平衡的示例见附录 E 和附录 H。

#### 9.4.2 最大允许剩余不平衡量( $U_{per}$ )

$U_{per}$ 按式(16)计算, $e_{per}$ 值可根据平衡品质级别(G)按式(17)求得。

计算所用的  $M_T$  为分摊到该平衡面的联轴器所有零部件(包括附件和夹具)的质量。

#### 9.4.3 平衡机最小可达剩余不平衡量( $U_{mar}$ )

该值为已知值,需要时  $U_{mar}$  和  $e_{mar}$  应按式(18)换算。

### 9.4.4 使用心轴时安装夹具引起的不平衡量

#### 9.4.4.1 安装夹具的剩余不平衡量( $U_{F1}$ )

联轴器平衡时安装有衬套的心轴,安装夹具的不平衡量即为夹具每个平面的剩余不平衡量。此剩余不平衡量( $U_{F1}$ )通常小于最大允许剩余不平衡量( $U_{per}$ )的 10%, $U_{F1}$ 按式(19)计算。

#### 9.4.4.2 安装夹具偏心量引起的不平衡量( $U_{F2}$ )

$U_{F2}$ 按式(20)计算。

#### 9.4.4.3 安装夹具间隙引起的不平衡量( $U_{F3}$ )

$U_{F3}$ 按式(21)计算。

#### 9.4.5 不使用心轴时安装引起的不平衡量

##### 9.4.5.1 安装表面偏心量引起的不平衡量( $U_{F2}$ )

运行表面(通常为半联轴器轮毂筒直径)应与无心轴的轴孔保持同心,以保证平衡准确,存在偏心量( $e_{F2}$ )时, $U_{F2}$ 按式(20)计算。

此时半联轴器轮毂成为平衡夹具。

##### 9.4.5.2 对准误差引起的不平衡量( $U_{F3}$ )

联轴器无心轴平衡最常用于干式(无润滑)挠性联轴器的平衡。通常,这类联轴器的挠性元件处于自由或松弛状态时,挠性元件中存在部分随机的残留不对准倾斜角。可使用千分表和平平衡附件将残留角调整至最小(不同的联轴器配置可能需要规定不同的调整程序),以尽可能减小残留角对平衡品质的影响。见图 E.1 和图 H.1。该过程完成后,剩余对准角引起的联轴器的潜在不平衡量( $U_{F3}$ )应按式(24)确定:

$$U_{F3} = 1\,000M_T \frac{L_2}{L_1}(e_3 + e_4) \quad \dots\dots\dots (24)$$

式中:

$L_1$ ——检测指示面到平衡机滚子中心线的长度,单位为毫米(mm);

$L_2$ ——平衡机滚子中心线到半联轴器质心的长度,单位为毫米(mm);

$e_4$ ——平衡机滚子中心面与检测指示面不为同一平面时残留角的挠度差,为同一平面时为零,单位为毫米(mm)。

注:式(24)中的径向间隙  $e_3$  表示挠性元件的残留不对准倾斜角( $TIR/2$ )引起的检测指示面相对于运行面的最大允许偏心量,单位为毫米(mm)。

#### 9.4.6 联轴器装配基准面引起的不平衡量

##### 9.4.6.1 联轴器装配基准面偏心引起的不平衡量( $U_{P1}$ )

联轴器平衡后若解体重装时完全按匹配标记装配,装配基准面的偏心量可和平衡前保持一样,平衡精度不变, $U_{P1}=0$ 。

##### 9.4.6.2 联轴器装配基准面间隙引起的不平衡量( $U_{P2}$ )

联轴器平衡时装配基准面存在间隙的联轴器平衡时会显著增加潜在不平衡量。质心位移可能发生两次:一次发生在联轴器原始装配时,一次发生在平衡后解体再次装配时。因此,计算中使用全部直径间隙值(两次半径间隙)。 $U_{P2}$ 按式(25)计算:

$$U_{P2} = 2 \times 1\,000M_T e_{P2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

半联轴器中的每个零件都需重复  $U_{P2}$  计算。

#### 9.4.7 附件影响引起的不平衡量

##### 9.4.7.1 附件位移引起的不平衡量( $U_{H1}$ )

附件间隙导致位移引起的潜在不平衡量  $U_{H1}$ ,使用了 9.4.6 中表述的全部径向间隙,但不包含螺栓

分布圆偏心量在内,因为装配基准面按标记重装后不改变平衡时的螺栓分布圆偏心量,平衡时已消除此项影响。 $U_{H1}$ 按式(26)计算。

$$U_{H1} = \frac{2 \times 1\,000 M_H e_{H1}}{\sqrt{N}} \dots\dots\dots (26)$$

半联轴器中的每组附件都需重复  $U_{H1}$  计算。

9.4.7.2 附件质量差异引起的不平衡量( $U_{H2}$ )

若随机安装螺栓和螺母,则存在附件质量差异( $U_{H2}$ )引起的不平衡量。该类质心位移可能发生两次:一次发生联轴器原始装配时上,一次发生在平衡后解体再次装配时。 $U_{H2}$ 按式(27)计算。若做好标记,重装时的螺栓、螺母和螺栓孔全按平衡时相同位置复装,则  $U_{H2} = 0$ 。

$$U_{H2} = 2 \left( \Delta M \frac{2B}{\pi} \sqrt{\frac{N}{2}} \right) \dots\dots\dots (27)$$

对半联轴器中的每组紧固件重复  $U_{H2}$  计算。9.2.6 中的注适用于本条。

9.4.8 每个平衡面的总潜在不平衡量

将 9.4.2~9.4.7 中计算出的所有不平衡量影响子项的平方和取平方根。其值即为用于确定联轴器平衡分类的半联轴器平衡面的总潜在不平衡量,见式(1)。

10 责任

确定联轴器的不平衡量限值和选择合适的平衡精度等级是联轴器需方的责任。提供的联轴器符合需方指定平衡精度等级的是联轴器制造方的责任。

附 录 A  
(资料性)  
不平衡计算常用计算公式

A.1 两不同轴圆柱体相对于第三轴的质心位置

组件截面的质心( $y_i$ )为各组成部分质心与其面积的乘积总和除以各组成部分截面面积总和,见式(A.1):

$$\overline{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:  
 $y_i$  ——  $i$  截面相对于  $x$ - $x$  轴线的质心位置;  
 $A_i$  ——  $i$  截面的面积;  
 $n$  —— 截面个数。

若质量均匀,截面质心与体积质心一致,则可将式(A.1)中面积替换为质量。

如图 A.1 所示,两不同轴大、小圆柱体(小圆柱体为挖空部分)相对于第三轴  $x$ - $x$  的质心位置  $\overline{y_{xx}}$  见式(A.2):

$$\overline{y_{xx}} = \frac{e_S A_S - e_B A_B}{(A_S - A_B)} = \frac{e_S M_S - e_B M_B}{(M_S - M_B)} \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:  
 $A_S$ 、 $A_B$  —— 两个非同心大、小圆的面积;  
 $e_S$ 、 $e_B$  —— 两个非同心大、小圆相对于  $x$ - $x$  轴线的质心位置;  
 $M_S$ 、 $M_B$  —— 两个非同轴大、小圆柱体的质量。

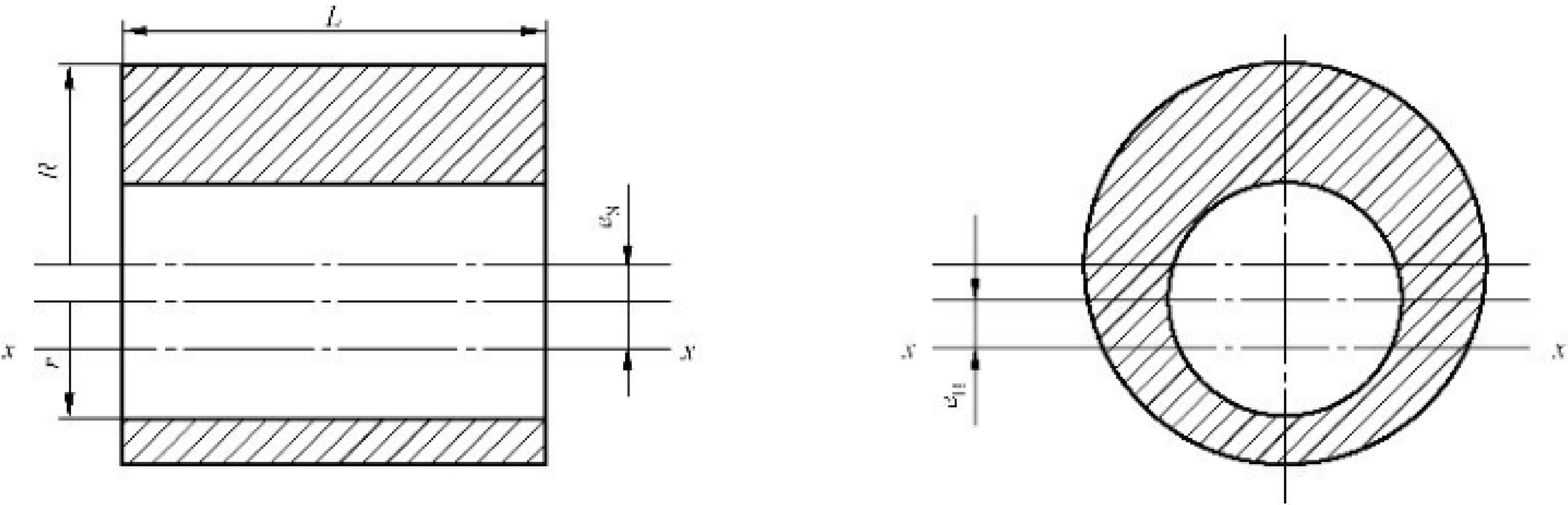


图 A.1 两不同轴圆柱体相对于第三轴的质心位置

A.2  $e_{rss}$  和  $U_{rss}$  及 GB/T 9239.1 平衡品质级别 G 之间的换算

改写 3.9 不平衡量定义可得式(A.3):

$$e_{rss} = \frac{U_{rss}}{M_T} \dots\dots\dots (A.3)$$

式中:  
 $e_{rss}$  —— 主惯性轴最大位移量,单位为微米( $\mu\text{m}$ );

$U_{\text{rss}}$ ——总潜在不平衡量,单位为克毫米(g·mm)。  
 $e_{\text{rss}}$ 与 GB/T 9239.1 的平衡品质级别(G)之间可按式(A.4)换算:

$$\begin{aligned} G &= \frac{e_{\text{rss}}}{1\,000} \omega \\ &= \frac{e_{\text{rss}}}{1\,000} \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots (\text{A.4}) \end{aligned}$$

式中:  
 $G$  ——GB/T 9239.1 的平衡品质级别或以毫米每秒(mm/s)为单位表示的潜在不平衡量;  
 $\omega$  ——角速度,单位为弧度每秒(rad/s);  
 $n$  ——转速,单位为转每分(r/min)。

A.3 不平衡力计算

$U_{\text{rss}}$ 已知时,不平衡力( $F$ )可按式(A.5)计算:

$$F = 0.010\,97 U_{\text{rss}} \left( \frac{n}{1\,000} \right)^2 \dots\dots\dots (\text{A.5})$$

式中:  
 $F$ ——不平衡力,单位为牛(N),不平衡力考虑了 9.81 m/s<sup>2</sup>的重力加速度。

附录 B  
(资料性)

零部件未做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算

B.1 半联轴器示例

如图 B.1 所示,半联轴器组件用于说明零部件未做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算,该算例的参数同样应用于附录 C、附录 D 及附录 E。半联轴器的截面组成如图 B.2 所示;隔套的截面组成如图 B.3 所示。

已知参数如下。

a) 零部件质量

半联轴器组件质量为联轴器的一半,包括:

半联轴器( $M_L$ )	20 kg
半个隔套( $M_G$ )	15 kg(隔套 30 kg)
附件( $M_F$ )	每端 2 kg

b) 装配基准面偏心量

如图 B.2 所示,半联轴器装配基准面 A 相对于安装基准面 B 的偏心量  $e_1=0.04$  mm TIR。

c) 装配基准面间隙

半联轴器装配基准面 A 和隔套基准面 D 配合的径向间隙  $e_2=0.03$  mm。

d) 附件质量差异

螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.5$  g。

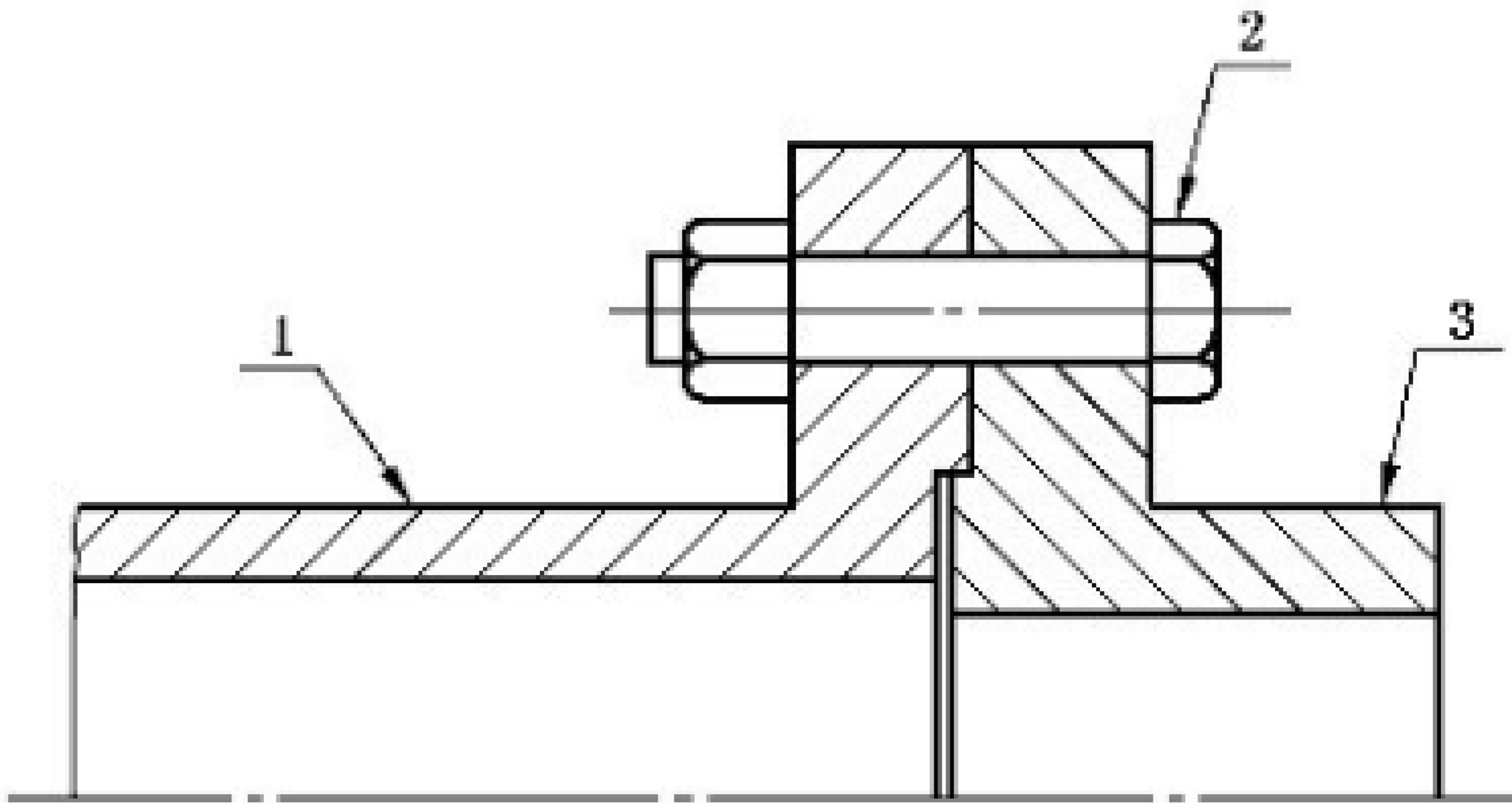
螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.3$  g。

e) 附件位移

每端布置 6 个螺栓,螺栓分布圆直径  $d=180$  mm。

附件半径间隙(最大) $\delta=0.13$  mm。

螺栓孔位置度(直径) $l=0.10$  mm。



标引序号说明:

- 1——隔套;
- 2——附件;
- 3——半联轴器。

图 B.1 半联轴器组件

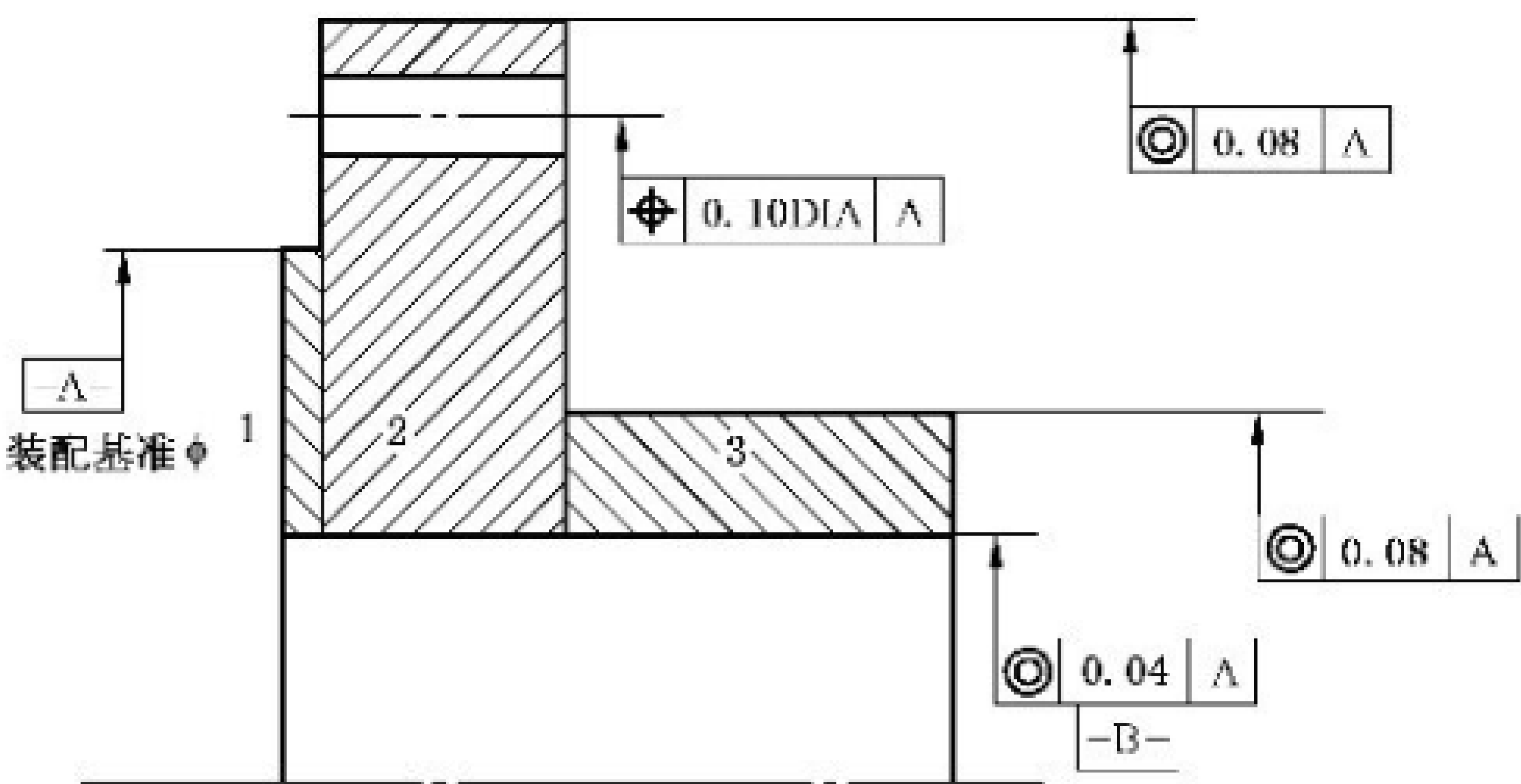


图 B.2 半联轴器的截面组成及相关公差

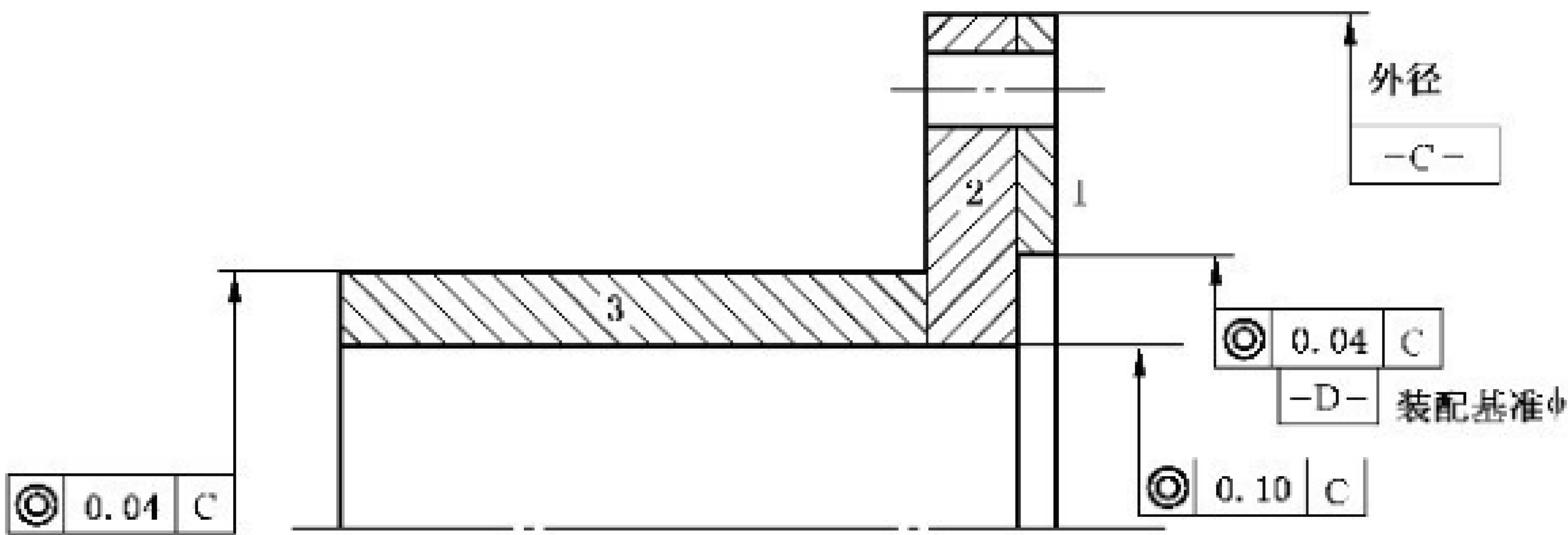


图 B.3 隔套的截面组成及相关公差

B.2 解题分析

本示例不平衡量的组成及解题要领。

- a) 半联轴器的内孔(基准 B)装在被连接件轴伸上,内孔的轴线即旋转轴线。可求出半联轴器相对于内孔(基准 B)的固有不平衡量。
- b) 轴套和半联轴器通过止口圆柱面配合定位连接,此处产生 2 项偏差,一是半联轴器装配基准面 A 相对于安装基准面 B 的偏心量,二是半联轴器装配基准面 A 和隔套装配基准面 D 配合的径向间隙。因此,除可求出隔套相对于基准面 D 的固有不平衡量外,还要计算此 2 项偏差造成的不平衡量,才能把隔套的不平衡量折算成相对于旋转轴线的不平衡量。
- c) 附件质量差异和附件位移的不平衡量。

按式(1),对以上不平衡量子项的平方和取平方根,即得半联轴器组件的潜在不平衡量。

B.3 半联轴器组件的固有不平衡量计算

通过确定半联轴器、隔套的不同截面相对于安装基准面的位置,计算半联轴器组件的固有不平衡量,见 9.2 节和附录 A。

图 B.4 列出了隔套的截面 2、截面 3 由基准面 C 转换为基准面 D 时,按不同的偏心方案根据式(A.2)计算出的质心位置。

单位为毫米

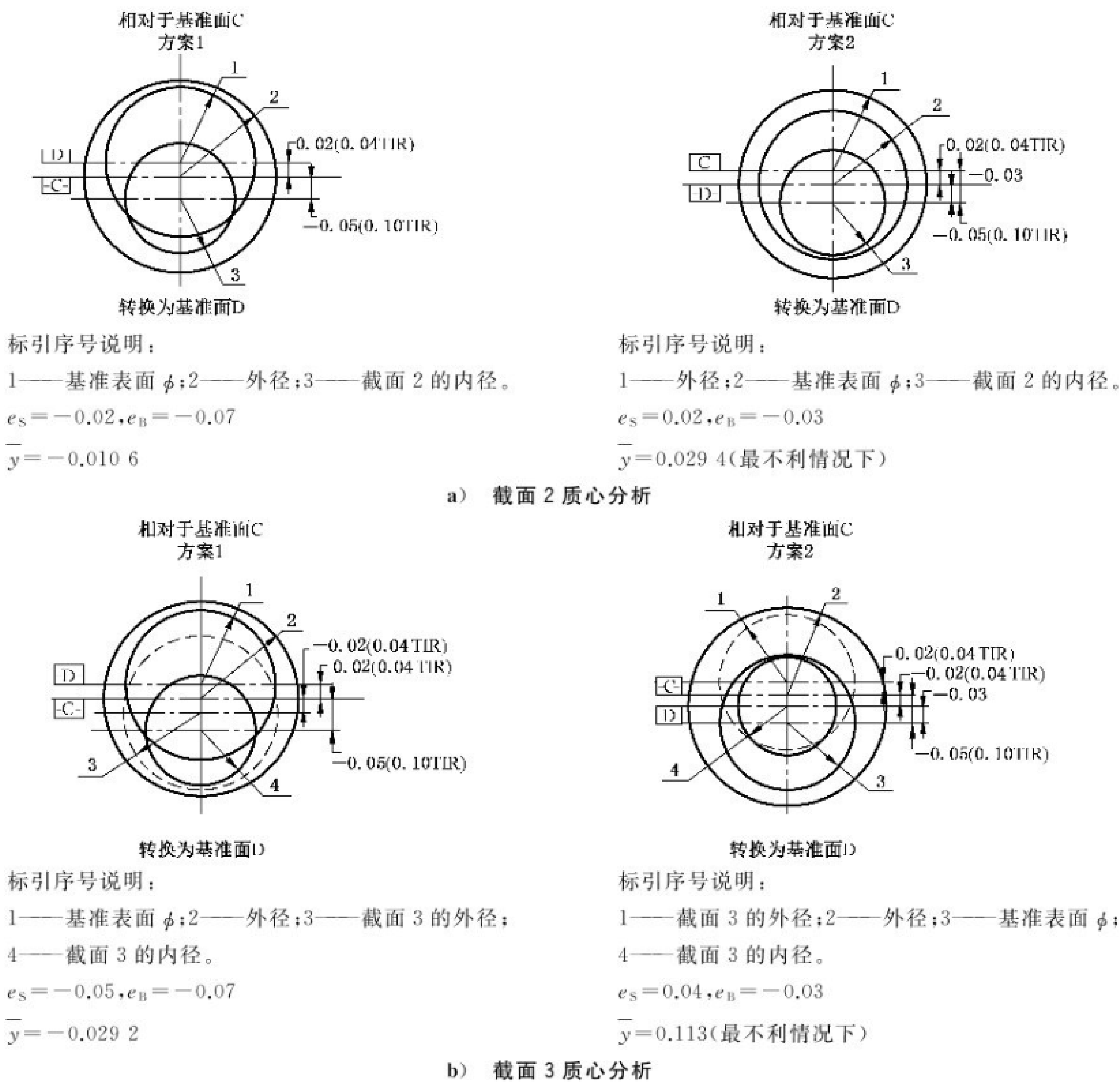


图 B.4 隔套的截面质心分析

表 B.1 和表 B.2 计算了半联轴器、隔套两个零件的固有不平衡量。

表 B.1 半联轴器相对于基准面 B 的固有不平衡量计算

不同截面对应的圆柱体质量 kg				相对于基准面 B 的偏心量 mm			最大固有不平衡量	
截面编号	$M_s$	$M_B$	$(M_s - M_B)$	$e_s$	$e_B$	$\overline{y}$ (式 A.1)	$U_1$ (式 2) g · mm	$U_1^2$ (g · mm) <sup>2</sup>
1	1.339	0.289	1.050	0.020	0	0.025 5	27	729
2	17.483	2.109	15.374	0.060	0	0.068 2	1 049	1 100 401
3	6.490	2.914	3.576	0.060	0	0.109 0	389	151 321
合计	—	—	20.000	—	—	—	—	1 252 451
半联轴器的固有不平衡量,按式(1)计算				$U_1 = \sqrt{\sum U_i^2} = \sqrt{1\ 252\ 451} = 1\ 119(\text{g} \cdot \text{mm})$				
注: 计算用原始参数见图 B.2。								

表 B.2 隔套相对于基准面 D 的固有不平衡量计算

不同截面对应的圆柱体质量 kg				相对于基准面 D 的偏心量 mm			最大固有不平衡量	
截面编号	$M_S$	$M_B$	$(M_S - M_B)$	$e_S$	$e_B$	$\overline{y}$ (式 A.1)	$U_1$ (式 2) $g \cdot \text{mm}$	$U_1^2$ $(g \cdot \text{mm})^2$
1	3.160	1.004	2.156	0.020	0	0.029 3	63	3 969
2	7.901	1.250	6.651	0.020	-0.030	0.029 4	196	38 416
3	12.642	6.450	6.192	0.040	-0.030	0.113 0	699	488 601
合计	—	—	14.999	—	—	—	—	530 986
隔套的固有不平衡量,按式(1)计算				$U_2 = \sqrt{\sum U_i^2} = \sqrt{530\,986} = 729(g \cdot \text{mm})$				
注: 计算用原始数见图 B.3。								

B.4 零部件未做校正的联轴器潜在不平衡量的计算

零部件未做过平衡的联轴器组件的潜在不平衡量计算见表 B.3。

表 B.3 零件未做过平衡的半联轴器组件的潜在不平衡量计算

不平衡量子项	半联轴器组件的不平衡量	
	g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>
半联轴器固有不平衡量(见表 B.1)	1 119	1 252 451
隔套固有不平衡量(见表 B.2)	729	530 986
隔套装配基准面偏心量引起的潜在不平衡量( $U_{P1}$ ),按式(3)计算: $(15) \times (1\,000) \times \left(\frac{0.04}{2}\right)$	300	90 000
隔套装配基准面配合间隙引起的潜在不平衡量( $U_{P2}$ ),按式(9)计算: $(15) \times (1\,000) \times (0.03)$	450	202 500
附件位移引起的潜在不平衡量( $U_{H1}$ ),按式(14)计算: $(1\,000) \times (2) \times \left(0.13 + \frac{0.10}{2} + \frac{0.04}{2}\right) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$ 式中: 0.13 ———螺栓到螺栓孔的最大半径间隙; $\frac{0.10}{2} + \frac{0.04}{2}$ ———螺栓孔分布圆对基准 B 的偏心量。其中,0.10为螺栓孔位置度,0.04为装配基准面 A 相对于轴孔 B 的同轴度。	163.3	26 667
附件质量差异引起的潜在不平衡量( $U_{H2}$ ),按式(15)计算: 螺栓: $\Delta M_1 = 0.5\text{g}$ $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.5) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$ 螺母: $\Delta M_2 = 0.3\text{ g}$ $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.3) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	49.6  29.8	2 460  888
合计	—	2 105 952

按式(1),半联轴器组件总潜在不平衡量为:

$$U_{\text{rss}}=\sqrt{\sum U_i^2}=\sqrt{2\,105\,952}=1\,451(\text{g}\cdot\text{mm})$$

按式(A.3),主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ )为:

$$e_{\text{rss}}=\frac{U_{\text{rss}}}{(M_{\text{L}}+M_{\text{G}}+M_{\text{F}})}=\frac{1\,451}{20+\frac{30}{2}+2}=39(\mu\text{m})$$

查表 2,该联轴器平衡精度等级为 6 级( $e_{\text{rss}}$ 最大 50  $\mu\text{m}$ )。

按式(A.4),

$n=1\,500\text{ r/min}$  时:

$$G=\frac{e_{\text{rss}}}{1\,000}\frac{2\pi n}{60}=\left(\frac{39}{1\,000}\right)\times\left[\frac{2\pi\times(1\,500)}{60}\right]=6.1$$

$n=3\,000\text{ r/min}$  时:

$$G=\frac{e_{\text{rss}}}{1\,000}\frac{2\pi n}{60}=\left(\frac{39}{1\,000}\right)\times\left[\frac{2\pi\times(3\,000)}{60}\right]=12.2$$

B.5 讨论

为了改善联轴器的平衡,需查看不平衡的主要促因(表 B.3)。该示例中,固有不平衡的主要促因是半联轴器,特别是表 B.1 所示的截面 2。截面 2 的不平衡与半联轴器质量和该截面质心相对于半联轴器安装基准面 B 的偏心量相关(见图 B.2)。第二位的促因是隔套,特别是表 B.2 所示的截面 3。截面 3 的不平衡与隔套质量和该截面质心相对于隔套基准面 D 的偏心量相关(见图 B.3)。

为了改善半联轴器的不平衡,可通过减小偏心量来重新设计半联轴器。例如,将半联轴器外径基准面 A 的同轴度标注改为半联轴器安装基准面 B 的同轴度,以消除基准面转换所导致的额外偏差。不仅截面 2 的偏心量从 0.068 2 mm 降至 0.048 2 mm,且半联轴器截面 3 的偏心量从 0.109 mm 减少至 0.089 mm。可使半联轴器固有不平衡量从 1 119 g mm 降至 807 g mm、每个半联轴器的总潜在不平衡量从 1 451 g·mm 降至 1 227 g·mm,主惯性轴位移从 39  $\mu\text{m}$  降至 33  $\mu\text{m}$ 。尽管不平衡有所改善,但仍不足以改变本示例的平衡精度等级。

还可继续采取再把隔套外径和基准面 C 的同轴度标注改为隔套安装基准面 D 的同轴度,消除基准面转换所导致的额外偏差的办法进一步降低不平衡量。但仍不足以改变本示例的平衡精度等级,若需把平衡等级从 6 级提高到 5 级,则需要进一步降低径向基准间隙或做平衡。

注:设计变更可能会影响产品成本。

附录 C

(资料性)

零部件已做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算

C.1 联轴器示例参数

本示例的半联轴器组件的基本参数与附录 B 相同(见图 B.1、图 B.2 和图 B.3),用以说明 2 个零件已单独做过平衡的情况。其中半联轴器采用夹具在单个平面中做平衡,隔套不采用夹具在两个平面中做平衡,计算 1 500 r/min 和 3 000 r/min 两种情况下的零部件已做过平衡的联轴器的潜在不平衡量。

已知参数[a)~e)参数同附录 B,序号 f)~j)为新增参数]如下。

- a) 零部件质量  
半联轴器组件质量为联轴器的一半,包括:  
半联轴器( $M_L$ ) 20 kg  
半个隔套( $M_G$ ) 15 kg(隔套 30 kg)  
附件( $M_F$ ) 每端 2 kg  
平衡夹具( $M_P$ ) 4 kg
- b) 装配基准面偏心量  
如图 B.2 所示,半联轴器装配基准面 A 相对于安装基准面 B 的偏心量  $e_{p1}=0.04/2$  mm。
- c) 装配基准面间隙  
半联轴器装配基准面 A 和隔套装配基准面 D 配合的径向间隙  $e_{p2}=0.03$  mm。
- d) 附件质量差异  
螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.5$  g。  
螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.3$  g。
- e) 附件位移  
每端布置 6 个螺栓,螺栓分布圆直径  $d=180$  mm。  
附件半径间隙(最大) $\delta=0.13$  mm。  
螺栓孔位置度(直径) $l=0.10$  mm。
- f) 半联轴器和隔套 2 个零件都已按 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别 G6.3 单独做过平衡。
- g) 平衡机最小可达剩余不平衡量  $e_{\text{mar}}=0.25$   $\mu\text{m}$ 。
- h) 半联轴器轴孔和夹具的偏心量  $e_{F2}=0.013/2$  mm。
- i) 平衡夹具径向间隙  $e_{F3}=0.013$  mm。
- j) 隔套安装基准面相对于运行表面的偏心量  $e_{F2}=0.08/2$  mm。

注:隔套是通过隔套的套管外径面的运行做平衡的,该外径面对隔套安装基准面的偏心量  $e_{F2}=0.08/2$  mm。

C.2 解题分析

本示例不平衡量的组成及解题要领:

- a) 本示例和附录 B 的主要区别在于零件(半联轴器和隔套)已单独做过平衡,不需要再计算其固有不平衡量,代之以零件的剩余不平衡量,其值可根据平衡品质级别 G 求得。同理,夹具自身也有剩余不平衡量。
- b) 平衡多出一项平衡机灵敏度引起的不平衡量(最小可达剩余不平衡量)。
- c) 采用夹具时,半联轴器轴孔和夹具之间有偏心量及径向间隙 2 种因素引起的不平衡量。
- d) 隔套装配基准面偏心引起的潜在不平衡量( $U_{p1}$ ),隔套装配基准面配合间隙引起的潜在不平衡

量( $U_{P2}$ )同附录 B。和附录 B 相比,增加了一个隔套安装基准面相对于运行表面的偏心量的因素。

e) 附件质量差异和附件位移的不平衡量同附录 B。

按式(1),对以上不平衡量子项的平方和取平方根,即得半联轴器组件的潜在不平衡量。

C.3 零部件已做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算

C.3.1 零部件最大允许剩余不平衡量

对于 G6.3,按式(17),1 500 r/min 时, $e_{per}=40.1\text{ }\mu\text{m}$ ;3 000 r/min 时, $e_{per}=20.1\text{ }\mu\text{m}$ 。

C.3.2 平衡机最小可达剩余不平衡量

$e_{mar}=0.25\text{ }\mu\text{m}$ 。

C.3.3 平衡夹具最大允许剩余不平衡量

平衡夹具最大允许剩余不平衡量按零部件最大允许质心位移的 1/2 计算。

对于 G6.3,1 500 r/min 时, $e_{F1}=20.1\text{ }\mu\text{m}$ ;3 000 r/min 时, $e_{F1}=10.05\text{ }\mu\text{m}$ 。

C.3.4 零部件已做过平衡的联轴器的潜在不平衡量计算

见表 C.1。

C.4 汇总与讨论

C.4.1 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的计算汇总

见表 C.2。

表 C.1 零部件平衡品质级别 G6.3 的联轴器潜在不平衡量的计算

不平衡量的子项		半联轴器组件的不平衡量			
		1 500 r/min		3 000 r/min	
		g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>	g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>
半联轴器剩余不平衡量( $U_{per}$ )	由式(16), $(1\ 000)\times(20)\times\left(\frac{40.1}{1\ 000}\right)$	802	643 204	—	—
	由式(16), $(1\ 000)\times(20)\times\left(\frac{20.1}{1\ 000}\right)$	—	—	402	161 604
平衡机最小可达剩余不平衡量( $U_{mar}$ )	由式(18), $(1\ 000)\times(20+15+4)\times\left(\frac{0.25}{1\ 000}\right)$	10	100	10	100
平衡夹具剩余不平衡量( $U_{F1}$ )	由式(19), $(1\ 000)\times(4)\times\left(\frac{20.1}{1\ 000}\right)$	80	6 400	—	—
	由式(19), $(1\ 000)\times(4)\times\left(\frac{10.05}{1\ 000}\right)$	—	—	40	1 600
半联轴器夹具偏心量( $U_{F2}$ )	由式(20), $(1\ 000)\times(20+4)\times\left(\frac{0.013}{2}\right)$	156	24 336	156	24 336
半联轴器夹具间隙( $U_{F3}$ )	由式(21), $(1\ 000)\times(20+4)\times(0.013)$	312	97 344	312	97 344

表 C.1 零部件平衡品质级别 G6.3 的联轴器潜在不平衡量的计算（续）

不平衡量的子项		半联轴器组件的不平衡量			
		1 500 r/min		3 000 r/min	
		$\text{g} \cdot \text{mm}$	$(\text{g} \cdot \text{mm})^2$	$\text{g} \cdot \text{mm}$	$(\text{g} \cdot \text{mm})^2$
隔套剩余不平衡量 ( $U_{\text{per}}$ )	由式(16), $(1\,000) \times (15) \times \left(\frac{40.1}{1\,000}\right)$	602	362 404	—	—
	由式(16), $(1\,000) \times (15) \times \left(\frac{20.1}{1\,000}\right)$	—	—	302	91 204
隔套安装偏心量 ( $U_{\text{F2}}$ )	由式(22), $(1\,000) \times (15) \times \left(\frac{0.08}{2}\right)$	600	360 000	600	360 000
半联轴器孔对装配基准面偏心量( $U_{\text{P1}}$ )	由式(22), $(1\,000) \times (15) \times \left(\frac{0.04}{2}\right)$	300	90 000	300	90 000
装配基准面配合间隙( $U_{\text{P2}}$ )	由式(23), $(1\,000) \times (15) \times (0.03)$	450	202 500	450	202 500
附件位移( $U_{\text{H1}}$ )	由式(14), $(1\,000) \times 2 \times \left(0.13 + \frac{0.10}{2} + \frac{0.04}{2}\right) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$	163	26 569	163	26 569
螺栓质量差异( $U_{\text{H2}}$ )	由式(15), $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.5) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	50	2 500	50	2 500
螺母质量差异( $U_{\text{H2}}$ )	由式(15), $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.3) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	30	900	30	900
合计	—	—	1 816 257	—	1 058 657
半联轴器组件总潜在不平衡量, 由式(1)计算		$\sqrt{1\,816\,257} = 1\,348 \text{ g} \cdot \text{mm}$		$\sqrt{1\,058\,657} = 1\,029 \text{ g} \cdot \text{mm}$	
主惯性轴, 位移( $e_{\text{rss}}$ ), 由式(A.3)计算		$\frac{1\,348}{\left(20 + \frac{30}{2} + 2\right)} = 36 \mu\text{m}$		$\frac{1\,029}{\left(20 + \frac{30}{2} + 2\right)} = 28 \mu\text{m}$	
本文件平衡精度等级		6(最大 50 $\mu\text{m}$ )		6(最大 50 $\mu\text{m}$ )	

表 C.2 不平衡计算汇总

项目	G6.3 零部件平衡品质级别		G2.5 零部件平衡品质级别	
	1 500 r/min	3 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min
半联轴器组件总潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ )/ ( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )	1 348	1 029	982	919
半联轴器组件潜在的不平衡量(G)/ (mm/s), 由式(A.4)计算	5.7	8.8	4.2	7.9

表 C.2 不平衡计算汇总 (续)

项目	G6.3 零部件平衡品质级别		G2.5 零部件平衡品质级别	
	1 500 r/min	3 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min
主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ ) / ( $\mu\text{m}$ )	36	28	27	25
本文件平衡精度等级	6	6	6	5
不平衡量的最重要因素(由表 C.1)	半联轴器剩余不平衡量	隔套安装偏心量	隔套安装偏心量	隔套安装偏心量
半联轴器组件质量/(kg)	37	37	37	37
不平衡力( $F$ )/N,由式(A.5)计算	33.3	101.5	24.2	90.7

C.4.2 讨论

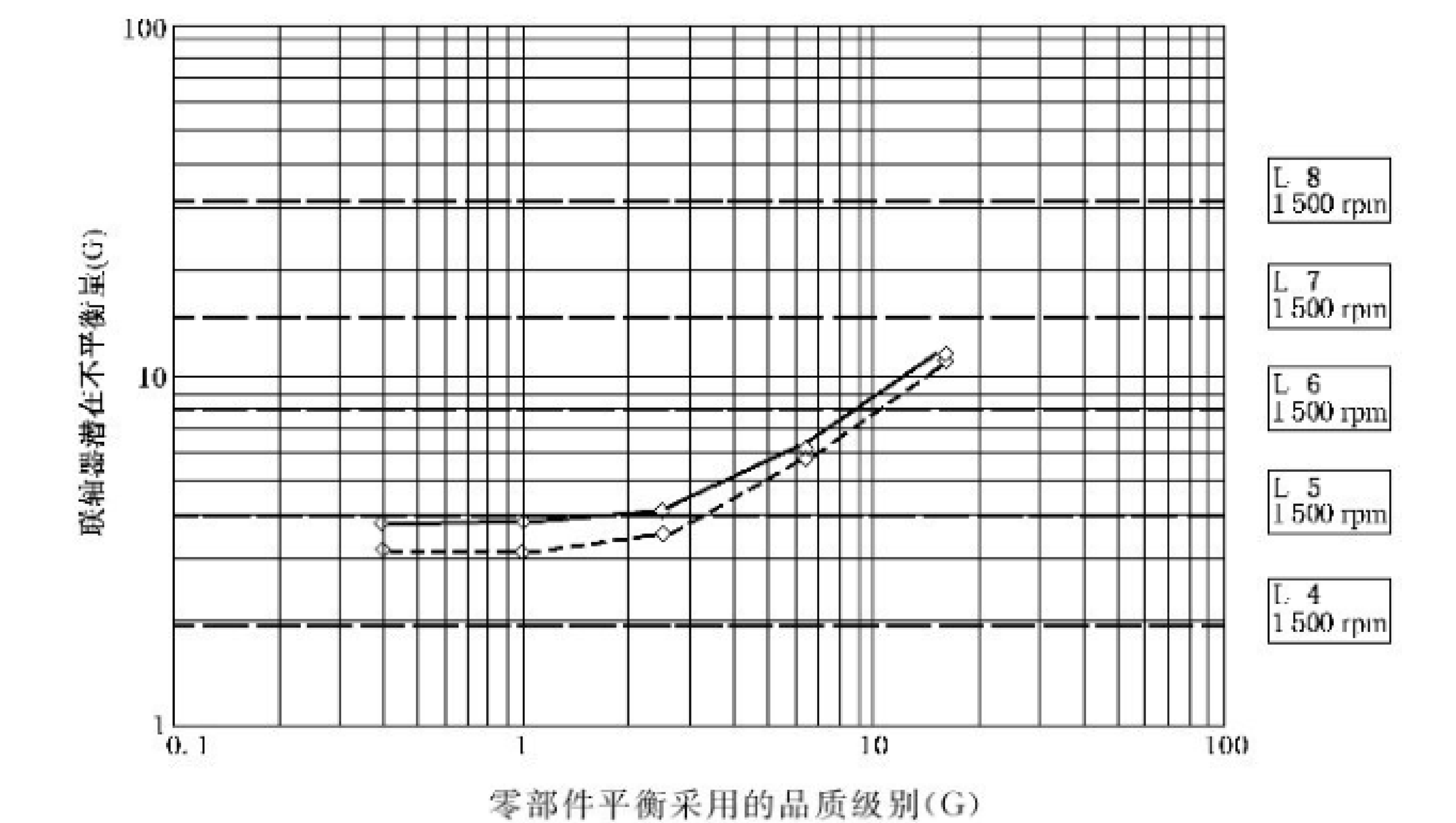
从表 C.1 的计算可以看出,隔套安装偏心量为联轴器潜在不平衡的最重要影响因素,可通过减小隔套安装基准面相对于运行表面的偏心量来改善该联轴器的不平衡。因此,可把工作表面由隔套的套管外径面改为隔套法兰外径面,安装偏心量可由 0.08 mm 减小成 0.04 mm。由于该变化,3 000 r/min 时 G6.3 零部件平衡品质级别的不平衡量将从 1 029 g · mm 变为 887 g · mm,主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ )将从 28  $\mu\text{m}$  降低至 24  $\mu\text{m}$ ;3 000 r/min 时 G2.5 零部件平衡品质级别的不平衡量将从 919 g · mm 降低至 758 g · mm,主惯性轴位移将从 25  $\mu\text{m}$  降低至 20  $\mu\text{m}$ 。由表 C.3 可见,零部件按 G6.3 平衡过的联轴器在 3 000 r/min 平衡精度等级仍为 6 级,但零部件按 G2.5 平衡过的联轴器在 3 000 r/min 的平衡精度等级可提高至 5 级。

C.4.3 零部件平衡品质级别值的计算

由图 5,37 kg 的半联轴器在 1 500 r/min 运行时选择 A 选择段。查表 3,根据系统不同的灵敏度要求,本文件推荐选择 8 级、9 级或 10 级的平衡精度等级。从图 C.1 可见,零部件按 G6.3 平衡后,联轴器平衡精度等级为 6 级,但零部件未做过平衡时联轴器平衡精度等级也已达 6 级(见附录 B),已经好于推荐值。因此,零部件平衡未能提高该联轴器不平衡等级。

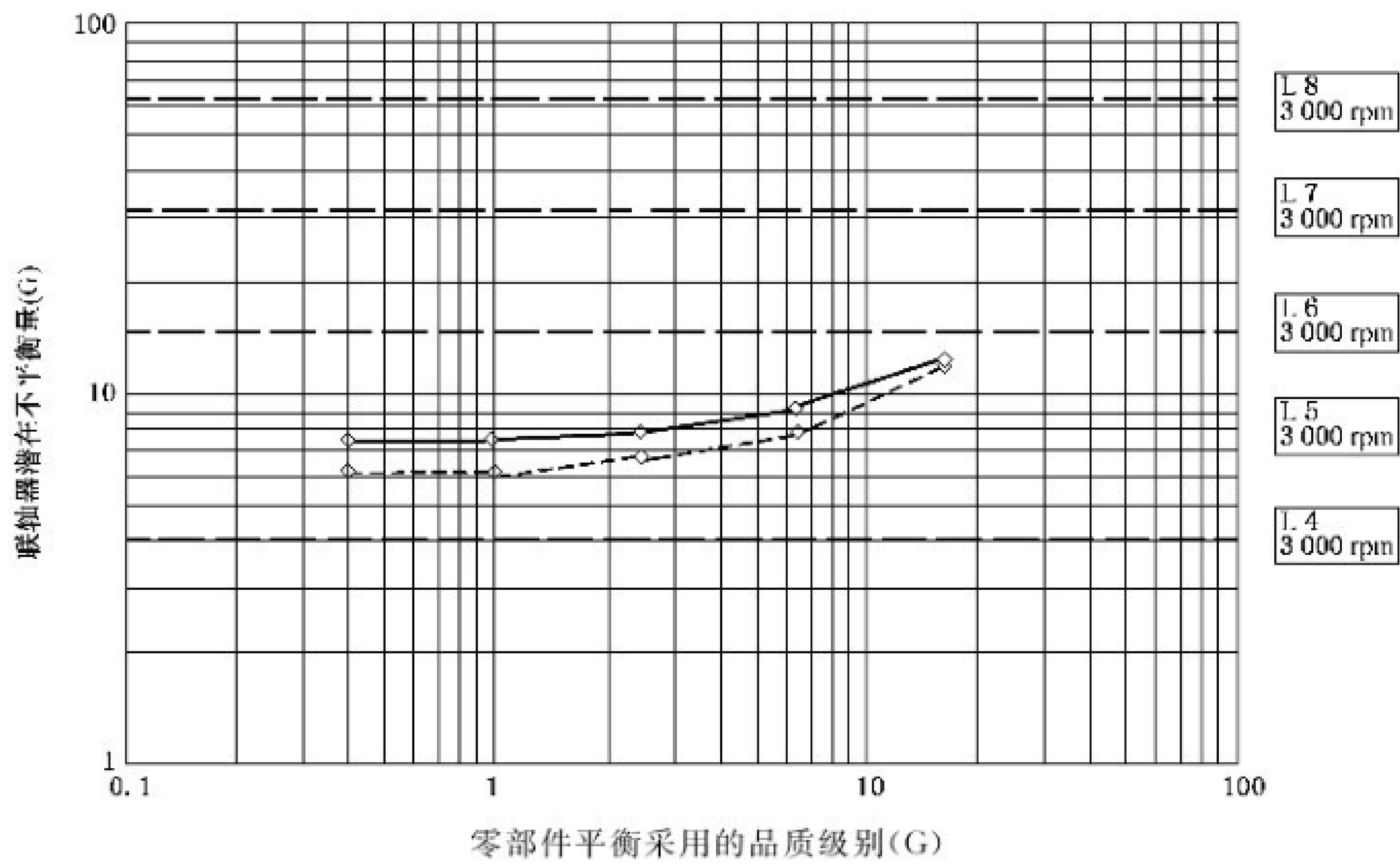
由图 5,以 3 000 r/min 运行的 37 kg 半联轴器选择 B 选择段。查表 3,对不同的灵敏度,本文件推荐选择 7 级、8 级或 9 级的平衡精度等级。如图 C.2 所示,零部件按 G6.3 平衡后,联轴器平衡精度等级为 6 级,但零部件未做过平衡时联轴器平衡精度等级也已达 6 级(见附录 B),也已符合系统灵敏度的要求。因此,零部件平衡也未能提高该联轴器不平衡等级。

若要求平衡精度等级为 5 级,可按平衡品质级别 G2.5 为零部件做平衡来实现。从图 C.2 可以看出,再提高的平衡品质级别,已几乎不起多大作用了。



初始设计(粗实线),改进后的设计(虚线)(改进后的设计:隔套安装偏心量从 0.08 mm 减小至 0.04 mm)。  
L4~L8 表示 4~8 级平衡精度等级的线段。

图 C.1 1 500 r/min 时零部件已平衡联轴器的平衡品质级别



初始设计(粗实线),改进后的设计(虚线)(改进后的设计:隔套安装偏心量从 0.08 mm 减小至 0.04 mm)。  
L4~L8 表示 4~8 级平衡精度等级的线段。

图 C.2 3 000 r/min 时零部件已平衡联轴器的平衡品质级别

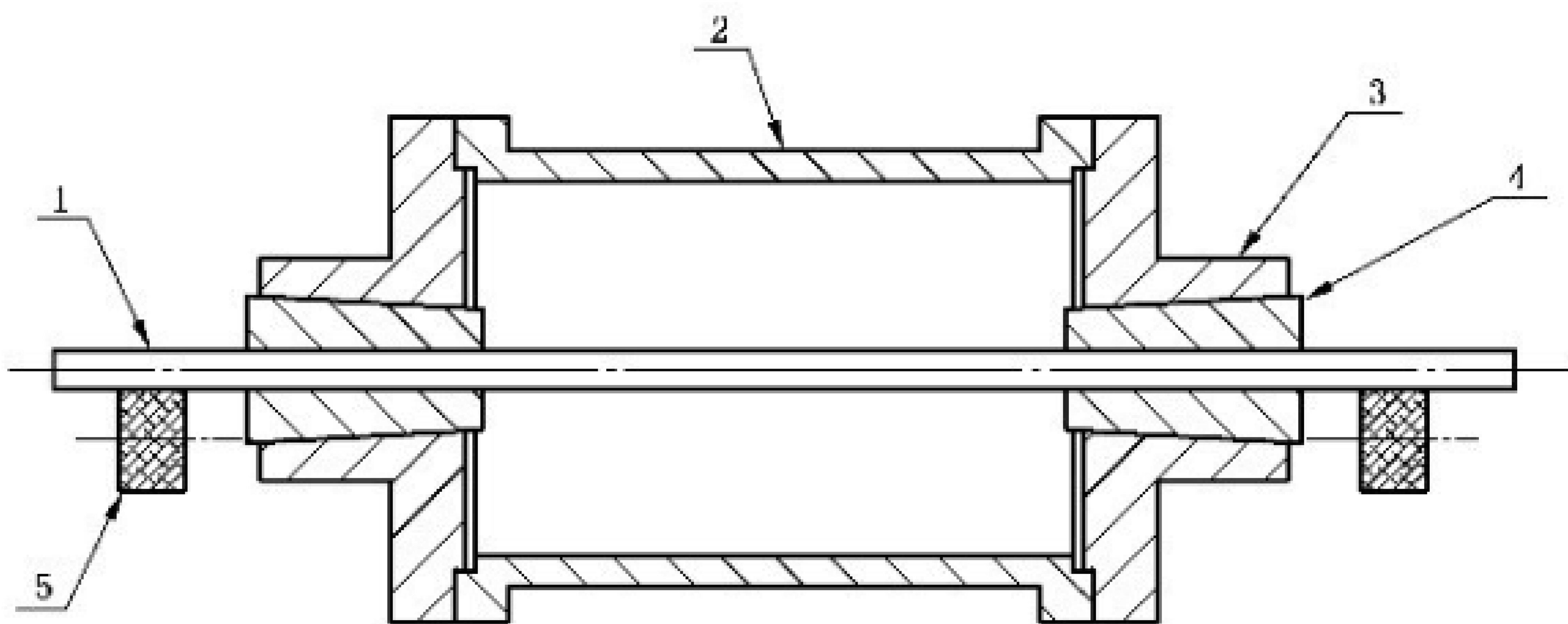
附 录 D  
(资料性)

装配后平衡的联轴器(使用心轴)的潜在不平衡量计算

D.1 联轴器数据

图 D.1 中所示的使用心轴做平衡的联轴器是一个通用示例,没有给定任何偏差。用于做平衡的联轴器的刚度(包括带有弹性元件的联轴器)要满足做平衡时弹性元件中的残余挠曲角降至最小的需求。

通常当平衡时联轴器的运行表面与内孔基准面的同心度不够时采用心轴做平衡。该平衡方式常用于市售的通用型联轴器。



标引序号说明:

- 1——心轴;
- 2——隔套;
- 3——半联轴器;
- 4——衬套;
- 5——平衡滚子。

图 D.1 联轴器使用心轴做平衡

已知参数如下。

- a) 零部件质量  
半联轴器组件质量为联轴器的一半,包括:  
半联轴器( $M_L$ )                      20 kg  
半个隔套( $M_G$ )                      15 kg(隔套 30 kg)  
附件( $M_F$ )                          每端 2 kg  
衬套( $M_C$ )                          每端 1.5 kg  
心轴( $M_X$ )                          9 kg
- b) 零部件最大允许剩余不平衡量  
对于 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别 G6.3,按式(17),1 500 r/min 时, $e_{per}=40.1\text{ }\mu\text{m}$ ;  
3 000 r/min 时, $e_{per}=20.1\text{ }\mu\text{m}$ 。
- c) 平衡夹具最大允许剩余不平衡量  
平衡夹具最大允许剩余不平衡量按零部件最大允许质心位移的 1/2 计算。对于 GB/T 9239.1—2006 G6.3,在 1 500 r/min 时, $e_{F1}=20.1\text{ }\mu\text{m}$ ;在 3 000 r/min 时, $e_{F1}=10.05\text{ }\mu\text{m}$ ;
- d) 平衡机最小可达剩余不平衡量  $e_{mar}=0.25\text{ }\mu\text{m}$ 。
- e) 零部件和夹具偏心量

心轴与衬套的偏心量为  $e_1=0.008\text{ mm TIR}$ ;

衬套孔与衬套外径的偏心量为  $e_2=0.013\text{ mm TIR}$ 。

注:半联轴器和隔套做匹配标记,零部件的偏心量被消除,不影响平衡量。

f) 安装基准面配合间隙

心轴与衬套间的间隙  $\delta_1=0.009\text{ mm}$ ;

衬套与半联轴器轴孔的间隙  $\delta_2=0$ (锥度配合)。

半联轴器装配基准面与隔套装配基准面间配合的径向间隙  $\delta_3=0.03\text{ mm}$ 。

g) 附件

螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.5\text{ g}$ 。

螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.3\text{ g}$ 。

螺栓圆分布圆的直径  $d=180\text{ mm}$ 。

螺栓孔径向间隙  $\delta_4=0.13\text{ mm}$ 。

螺栓分布圆偏心量  $e_c=0$ (平衡时已消除了此项的影响)。

每个法兰上 6 个螺栓。

D.2 解题分析

本示例不平衡量的组成及解题要领。

- a) 本示例和附录 C 的主要区别在于不是零部件做平衡,而是对装配后的联轴器整体做平衡。已不需考虑其内部零件间偏差的影响,平衡后联轴器的剩余不平衡量取决于平衡品质级别和平衡机的灵敏度。
- b) 采用心轴与衬套作为夹具,会带来 2 种偏心量和 2 种间隙:即心轴与衬套的偏心量、衬套孔与衬套外径的偏心量;心轴与衬套间的间隙、衬套与半联轴器轴孔的间隙。
- c) 对装配后做平衡的联轴器,往往还可能遇到再次拆装,再次做平衡的问题。为减小此过程中增加潜在不平衡的因素,就要按匹配标记装配和安装,主要几个因素分析如下:
  - 1) 半联轴器和隔套如做匹配标记,半联轴器偏心量可被消除,不影响平衡量。
  - 2) 半联轴器与隔套基准面配合的径向间隙,因质心在联轴器装配和平衡时可能变动 2 次,而按直径间隙计算。
  - 3) 附件位移同样按直径间隙计算不平衡量。
  - 4) 附件质量差异也同样按在平衡和重装紧固件时变动 2 次计算。若做好标记,重装时的螺栓、螺母和螺栓孔全按平衡时相同位置复装,则此项无影响。

按式(1),对以上不平衡量子项的平方和取平方根,即得半联轴器组件的潜在不平衡量。

D.3 装配后平衡的联轴器(使用心轴)的潜在不平衡的计算

见表 D.1。

D.4 汇总与讨论

D.4.1 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的计算汇总

见表 D.2。

D.4.2 讨论

由图 5,37 kg 的半联轴器在 1 500 r/min 运行时选择 A 选择段。查表 3,根据系统的不同灵敏度,推荐选择本文件 8 级、9 级或 10 级的平衡精度等级。由图 D.2 可见,联轴器按 G6.3 平衡后,平衡精

度等级为 6 级,但联轴器装配好后不做平衡时精度等级已达 6 级(见附录 B)。故装配后平衡对提高联轴器不平衡等级没起到作用。

由图 5,37 kg 的半联轴器在 3 000 r/min 运行时选择 B 选择段。查表 3,根据系统的不同灵敏度,推荐选择本文件 7 级、8 级或 9 级的平衡精度等级。由图 D.3 可见,联轴器按 G6.3 平衡后,平衡精度等级为 6 级,但联轴器装配好后不做平衡时精度等级已达 6 级(见附录 B)。故装配后平衡对提高联轴器不平衡等级没起到作用。

故该联轴器在转速为 1 500 r/min 或 3 000 r/min 时一般不需要通过装配后平衡来改善平衡品质。

若将该示例联轴器平衡精度等级定为 5 级,可通过降低径向基准间隙,并按 G2.5 平衡来实现(会导致联轴器增加成本)。

表 D.1 平衡品质级别 G6.3 的半联轴器组件的潜在不平衡量计算

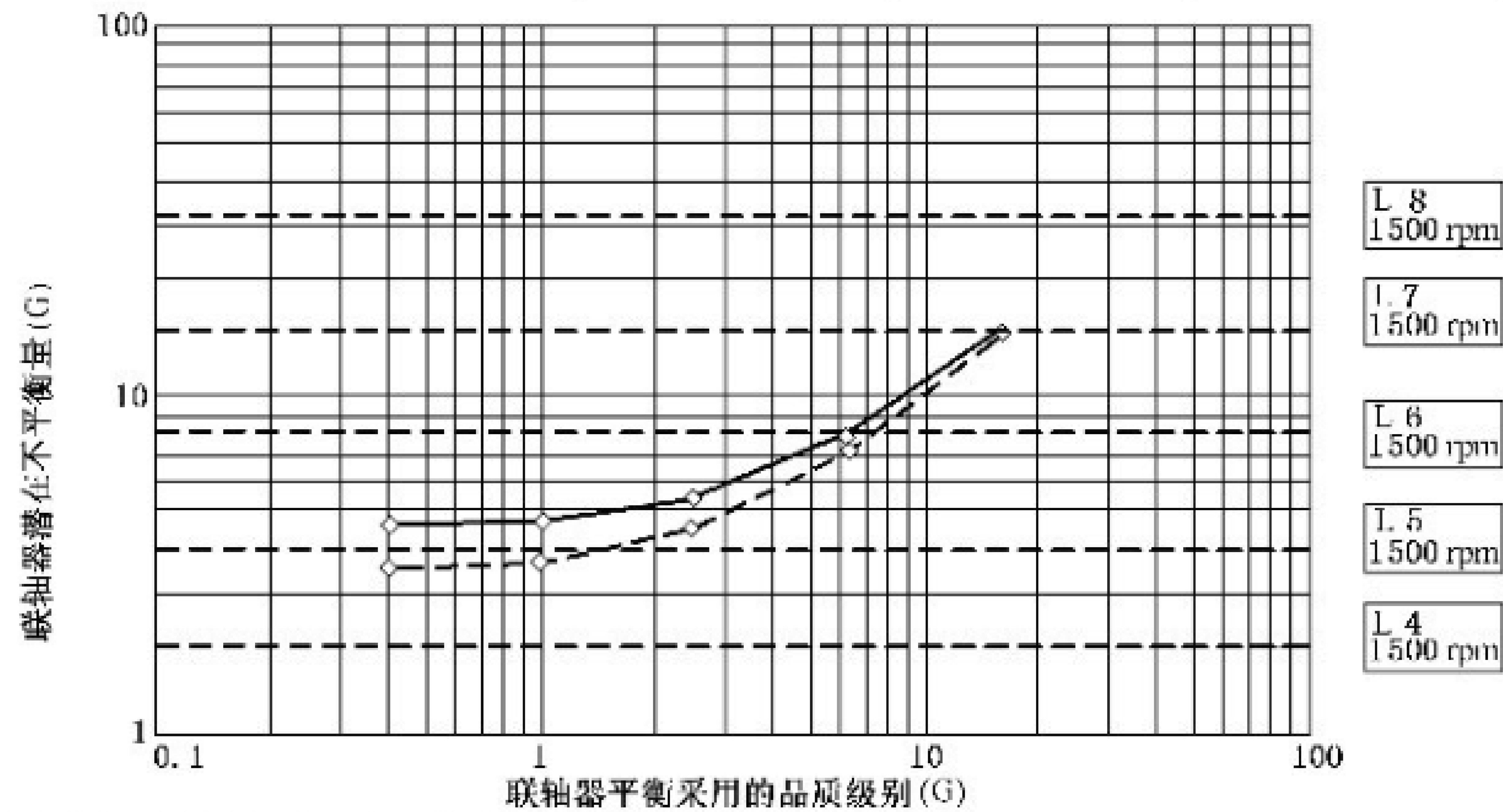
项目		半联轴器组件的不平衡量			
		1 500 r/min		3 000 r/min	
		g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>	g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>
半联轴器组件剩余不平衡量( $U_{per}$ )	由式(16), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{40.1}{1\ 000}\right)$	1 484	2 202 256	—	—
	由式(16), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{20.1}{1\ 000}\right)$	—	—	744	553 536
平衡机最小可达剩余不平衡量( $U_{mar}$ )	由式(18), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2 + 9/2 + 1.5) \times \left(\frac{0.25}{1\ 000}\right)$	11	121	11	121
平衡夹具剩余不平衡量( $U_{F1}$ )	由式(19), $\left(\frac{9}{2} + 1.5\right) (1\ 000) \left(\frac{40.1}{2(1\ 000)}\right)$	120	14 400	—	—
	由式(19), $\left(\frac{9}{2} + 1.5\right) (1\ 000) \left(\frac{20.05}{2(1\ 000)}\right)$	—	—	60	3 600
平衡夹具偏心量( $U_{F2}$ )	由式(20), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2 + 1.5) \times \left(\frac{0.008 + 0.013}{2}\right)$	404	163 216	404	163 216
平衡夹具间隙( $U_{F3}$ )	由式(21), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2 + 1.5) \times (0.009)$	347	120 409	347	120 409
装配基准面间隙( $U_{P2}$ )	由式(25), $(2) \times (1\ 000) \times (15) \times (0.03)$	900	810 000	900	810 000
附件位移( $U_{H1}$ )	由式(26), $(2) \times (1\ 000) \times (2) \times (0.13) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$	212	44 944	212	44 944
螺栓质量差异( $U_{H2}$ )	由式(27), $(2) \times \left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.5) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	99	9 801	99	9 801
螺母质量差异( $U_{H2}$ )	由式(27), $(2) \times \left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.3) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	60	3 600	60	3 600
合计	—	—	3 368 747	—	1 709 227

表 D.1 平衡品质级别 G6.3 的半联轴器组件的潜在不平衡量计算（续）

项目	半联轴器组件的不平衡量			
	1 500 r/min		3 000 r/min	
	$\text{g} \cdot \text{mm}$	$(\text{g} \cdot \text{mm})^2$	$\text{g} \cdot \text{mm}$	$(\text{g} \cdot \text{mm})^2$
半联轴器总潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ ),由式(1)计算	$\sqrt{3\,368\,747}$ $=1\,835\text{ g} \cdot \text{mm}$		$\sqrt{1\,709\,227}$ $=1\,307\text{ g} \cdot \text{mm}$	
主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ ),由式(A.3)计算	$\frac{1\,835}{\left(20+\frac{30}{2}+2\right)}$ $=50\text{ }\mu\text{m}$		$\frac{1\,307}{\left(20+\frac{30}{2}+2\right)}$ $=35\text{ }\mu\text{m}$	
本文件平衡精度等级	6(最大 50 $\mu\text{m}$ )		6(最大 50 $\mu\text{m}$ )	

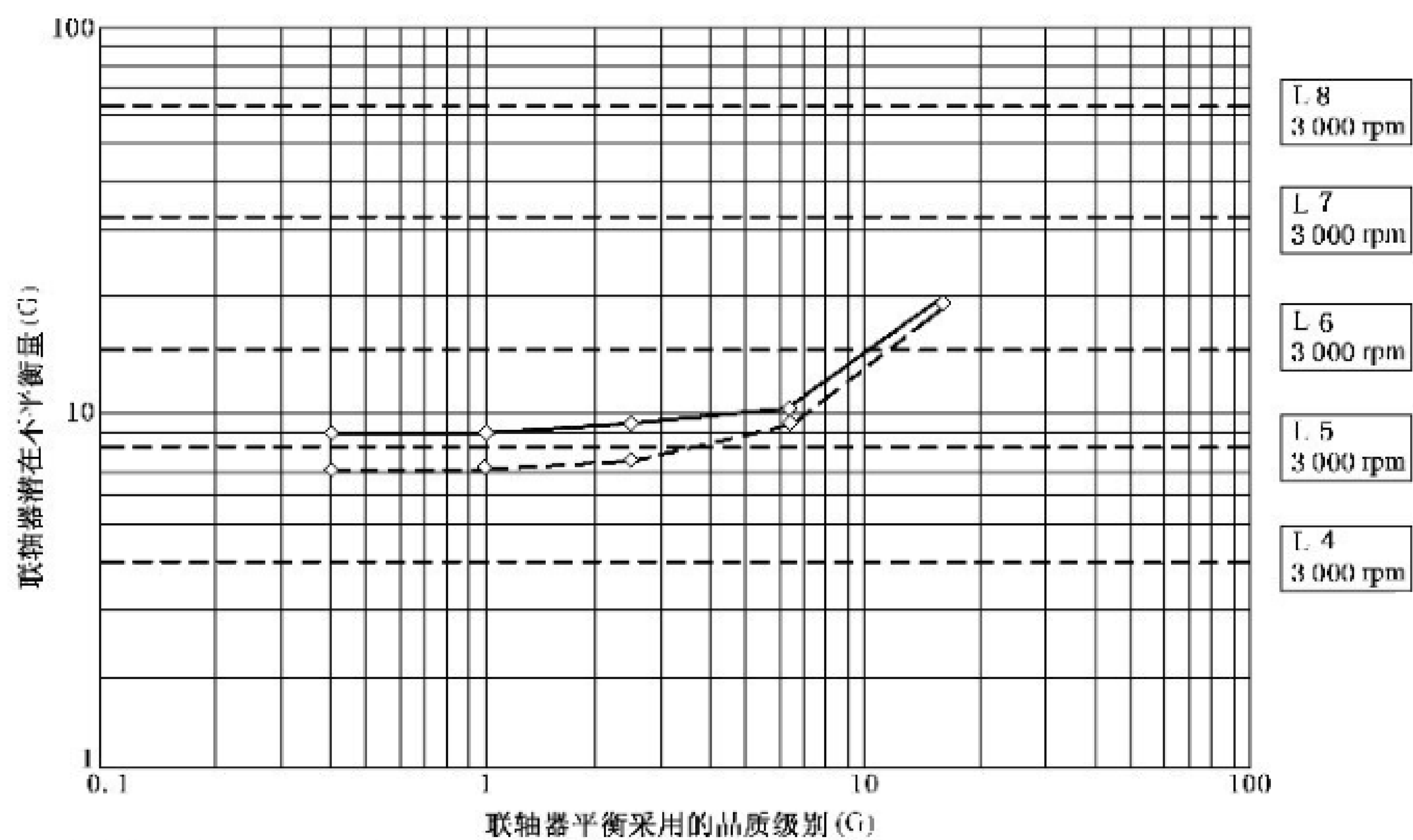
表 D.2 不平衡计算汇总

项目	G6.3 联轴器平衡品质级别		G2.5 联轴器平衡品质级别	
	1 500 r/min	3 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min
半联轴器组件总潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ )( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )	1 835	1 307	1 273	1 127
半联轴器潜组件在不平衡量( $G$ )/(mm/s), 由式(A.4)计算	7.9	11.0	5.3	9.4
主惯性轴的位移( $e_{\text{rss}}$ )/ $\mu\text{m}$	50	35	34	30
平衡精度等级	6	6	6	6
最重要的因素	联轴器剩余 不平衡量	装配基准面 径向间隙	装配基准面 径向间隙	装配基准面 径向间隙
半联轴器质量/kg	37		37	
不平衡力( $F$ )/N,由式(A.5)计算	45.3	129.0	31.4	111.3



初始设计(粗实线),改进后的设计(虚线)  
(改进后的设计:径向基准间隙从 0.03 mm 减小至 0.02 mm)  
L4~L8 表示 4~8 级平衡精度等级的线段。

图 D.2 1 500 r/min 时装配后平衡的联轴器(使用心轴)的平衡品质级别



初始设计(粗实线),改进后的设计(虚线)  
(改进后的设计:径向基准间隙从 0.03 mm 减小至 0.02 mm)  
L4~L8 表示 4~8 级平衡精度等级的线段。

图 D.3 3 000 r/min 时装配后平衡的联轴器(使用心轴)的平衡品质级别

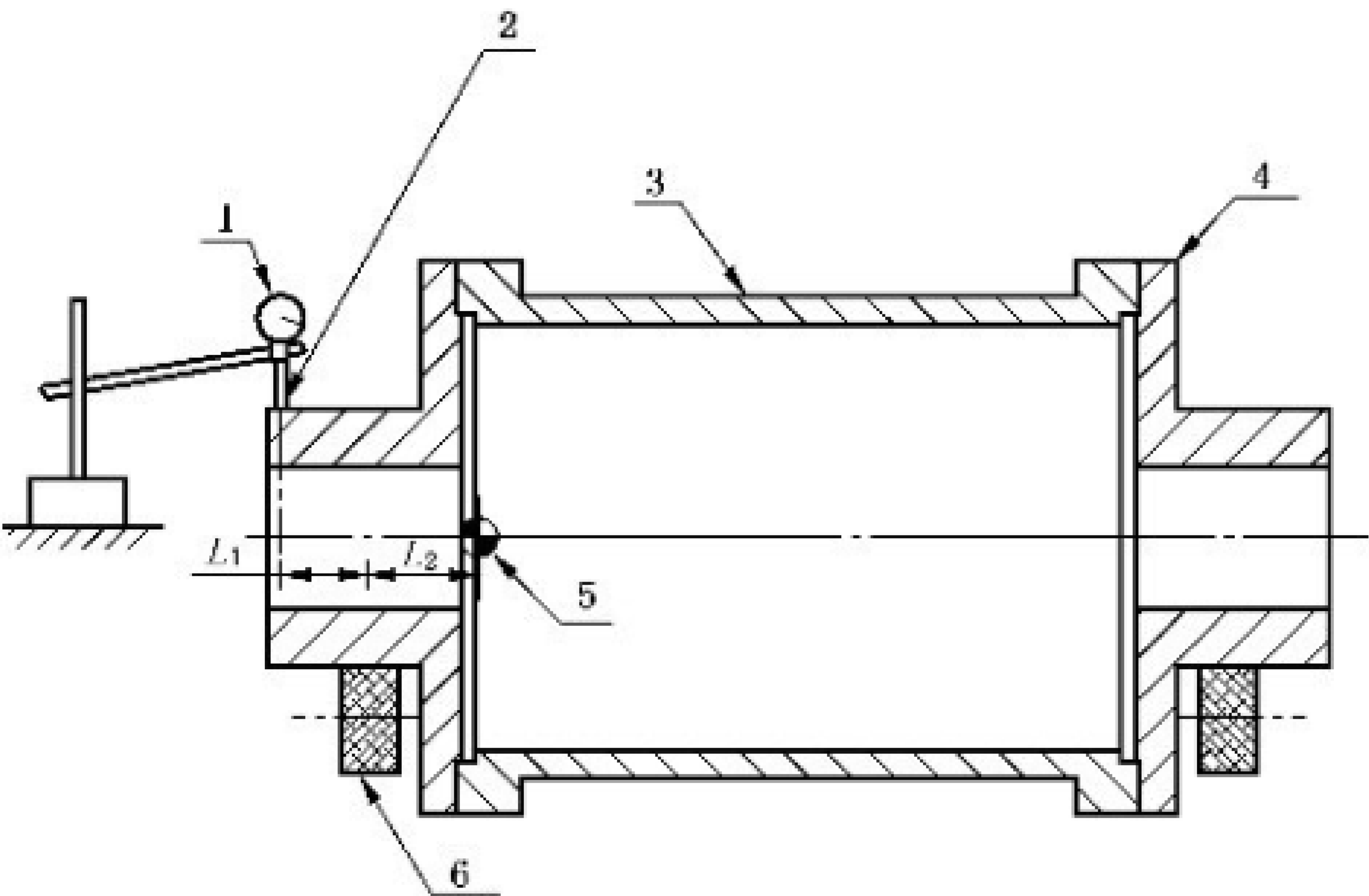
附录 E  
(资料性)

装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的潜在不平衡量计算

E.1 半联轴器示例

图 E.1 中所示的联轴器是一个通用示例,没有给定任何偏差。用于做平衡的联轴器的刚度(包括带有弹性元件的联轴器)要满足做平衡时弹性元件中的残余挠曲角降至最小的需求。

通常当平衡时联轴器的工作表面与内孔基准面有足够的同心度时采用无心轴平衡。在本例中,工作表面与半联轴器内孔的同轴度缩小到 0.013 mm TIR。该方式通常适用于高性能专用型联轴器。



- 标引序号说明:
- 1——千分表;
  - 2——检测指示面;
  - 3——隔套;
  - 4——半联轴器;
  - 5——半联轴器组件的质心;
  - 6——平衡滚子。

图 E.1 联轴器不使用心轴做平衡

已知参数如下。

- a) 零部件质量  
半联轴器组件质量为联轴器的一半,包括:  
半联轴器( $M_L$ )                    20 kg  
半个隔套( $M_G$ )                    15 kg(隔套 30 kg)  
附件( $M_F$ )                        每端 2 kg
- b) 零部件最大允许剩余不平衡量  
对于 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别 G6.3,按式(17),1 500 r/min 时  $e_{per} = 40.1 \mu\text{m}$ ;  
3 000 r/min 时  $e_{per} = 20.1 \mu\text{m}$ 。
- c) 平衡机最小可达剩余不平衡量  $e_{mar} = 0.25 \mu\text{m}$ 。
- d) 无心轴平衡数据  
联轴器对中的限值偏差  $e_1 = 0.008 \text{ mm TIR}$ 。

$L_1=76\text{ mm}$ 。

$L_2=70\text{ mm}$ 。

e) 零部件偏心量

半联轴器轴孔与半联轴器装配基准面的偏心量无影响。

半联轴器轴孔与工作表面间的偏心量  $e_2=0.013\text{ mm TIR}$ 。

平衡机滚子中心面与检测指示面不为同一平面,残留角的挠度差可忽略不计,  $e_4=0$ 。

f) 基准面配合间隙

联轴器装配基准径向间隙  $\delta_1=0.03\text{ mm}$ 。

g) 附件

螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.5\text{ g}$ 。

螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.3\text{ g}$ 。

螺栓分布圆直径  $d=180\text{ mm}$ 。

附件径向间隙  $\delta_4=0.13\text{ mm}$ 。

螺栓分布圆偏心量  $e_c=0$ (平衡时已消除了此项的影响)。

每个法兰上 6 个螺栓。

E.2 解题分析

本示例不平衡量的组成及解题要领。

- a) 本示例和附录 D 的主要区别是:附录 D 采用心轴平衡,本示例采用无心轴平衡,不同的夹具对不平衡的影响有差别。
- b) 平衡后联轴器的剩余不平衡量取决于平衡品质级别和平衡机的灵敏度。
- c) 采用无心轴平衡时,会带来 2 种偏心量:联轴器对中的限值偏差  $e_1$ 、半联轴器轴孔与工作表面间的偏心量  $e_2$ 。因工作表面与测量基准面为同一平面,无间隙。
- d) 对装配后做平衡的联轴器,往往还可能遇到再次拆装,再次做平衡的问题。为减小此过程中增加潜在不平衡的因素,就要按匹配标记装配和安装,主要几个因素分析如下:
  - 1) 半联轴器轴孔与半联轴器装配基准面的偏心量无影响。
  - 2) 半联轴器与隔套基准面配合的径向间隙,因质心在联轴器装配和平衡时可能变动 2 次,而按直径间隙计算。
  - 3) 附件位移同样按直径间隙计算不平衡量。
  - 4) 附件质量差异也同样按在平衡和重装紧固件时变动 2 次计算。若做好标记,重装时的螺栓、螺母和螺栓孔全按平衡时相同位置复装,则此项无影响。

按式(1),对以上不平衡量子项的平方和取平方根,即得半联轴器组件的潜在不平衡量。

E.3 装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的潜在不平衡量计算

见表 E.1。

E.4 汇总与讨论

E.4.1 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的计算汇总

见表 E.2。

E.4.2 讨论

由图 5,37 kg 的半联轴器在 1 500 r/min 运行时选择 A 选择段。查表 3,根据系统的不同灵敏

度,推荐选择本文件 8 级、9 级或 10 级的平衡精度等级。图 E.2 可见,联轴器按 G6.3 或 G2.5 平衡后,平衡精度等级都为 6 级,但该联轴器加工的平衡精度等级已达到 6 级(见附录 B),已经比建议等级更佳。故在 1 500 r/min 时对该联轴器做装配后平衡其精度等级未获得任何提高。

由图 5,37 kg 的半联轴器在 3 000 r/min 运行时选择 B 选择段。查表 3,且根据系统的不同灵敏度,推荐选择本文件 8 级、9 级或 10 级的平衡精度等级。图 E.3 可见,联轴器按 G6.3 或 G2.5 平衡后,平衡精度等级仍都为 6 级,如前所述,该联轴器加工的平衡精度等级已达到 6 级(见附录 B),也已比建议等级更佳。故在 3 000 r/min 时对该联轴器做装配平衡其等级也未获得任何提高。

故该联轴器在转速为 1 500 r/min 或 3 000 r/min 时一般不需要通过装配后平衡来改善平衡品质。因为本文件对高灵敏度时联轴器的平衡精度等级也仅仅推荐 7 级或 8 级。

若将平衡精度等级定为 5 级,可通过降低径向基准间隙,同时还需按 G2.5 平衡来实现(会导致联轴器增加成本)。

表 E.1 平衡品质级别 G6.3 的装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的潜在不平衡量计算

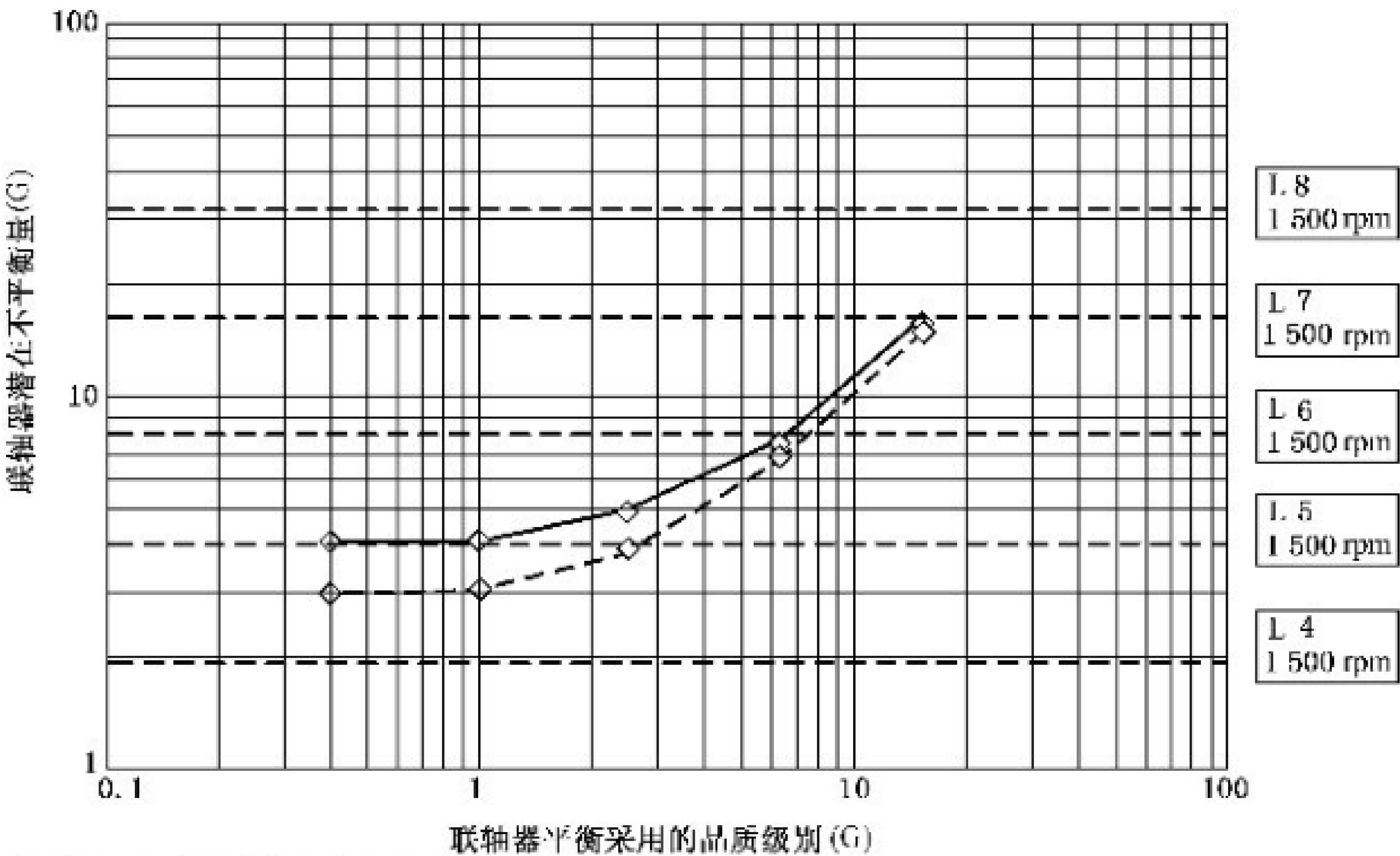
不平衡量子项		半联轴器组件的不平衡量			
		1 500 r/min		3 000 r/min	
		$g \cdot mm$	$(g \cdot mm)^2$	$g \cdot mm$	$(g \cdot mm)^2$
半联轴器剩余不平衡量 ( $U_{per}$ )	由式(16), $(1\ 000) \times (20+15+2) \times \left(\frac{40.1}{1\ 000}\right)$	1 484	2 202 256	—	—
	由式(16), $(1\ 000) \times (20+15+2) \times \left(\frac{20.1}{1\ 000}\right)$	—	—	744	553 536
平衡机最小可达剩余不平衡量( $U_{mur}$ )	由式(18), $(1\ 000) \times (20+15+2) \times \left(\frac{0.25}{1\ 000}\right)$	9	81	9	81
工作表面的偏心量 ( $U_{F2}$ )	由式(20), $(1\ 000) \times (20+15+2) \times \left(\frac{0.013}{2}\right)$	241	58 081	241	58 081
对准误差 偏心量 ( $U_{F3}$ )	由式(24), $(1\ 000) \times (20+15+2) \times \left(\frac{70}{76}\right) \times \left(\frac{0.008+0.000}{2}\right)$	136	18 496	136	18 496
装配基准面间隙 ( $U_{P2}$ )	由式(25), $(2) \times (1\ 000) \times (15) \times (0.03)$	900	810 000	900	810 000
附件位移 ( $U_{H1}$ )	由式(26), $(2) \times (1\ 000) \times (2) \times (0.13) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$	212	44 944	212	44 944
螺栓质量差异 ( $U_{H2}$ )	由式(27), $(2) \times \left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.5) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	99	9 801	99	9 801
螺母质量差异 ( $U_{H2}$ )	由式(27), $(2) \times \left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.3) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	60	3 600	60	3 600
合计		—	3 147 259	—	1 498 539

表 E.1 平衡品质级别 G6.3 的装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的潜在不平衡量计算(续)

不平衡量子项	半联轴器组件的不平衡量			
	1 500 r/min		3 000 r/min	
	$\text{g} \cdot \text{mm}$	$(\text{g} \cdot \text{mm})^2$	$\text{g} \cdot \text{mm}$	$(\text{g} \cdot \text{mm})^2$
半联轴器总潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ ),由式(1)计算	$\sqrt{3\,147\,259}$ $=1\,774\,\text{g} \cdot \text{mm}$		$\sqrt{1\,498\,539}$ $=1\,224\,\text{g} \cdot \text{mm}$	
主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ ),由式(A.3)计算	$\frac{1\,774(1\,000)}{\left(20+\frac{30}{2}+2\right)(1\,000)}$ $=48\,\mu\text{m}$		$\frac{1\,224(1\,000)}{\left(20+\frac{30}{2}+2\right)(1\,000)}$ $=33\,\mu\text{m}$	
本文件平衡精度等级	6(最大 50 $\mu\text{m}$ )		6(最大 50 $\mu\text{m}$ )	

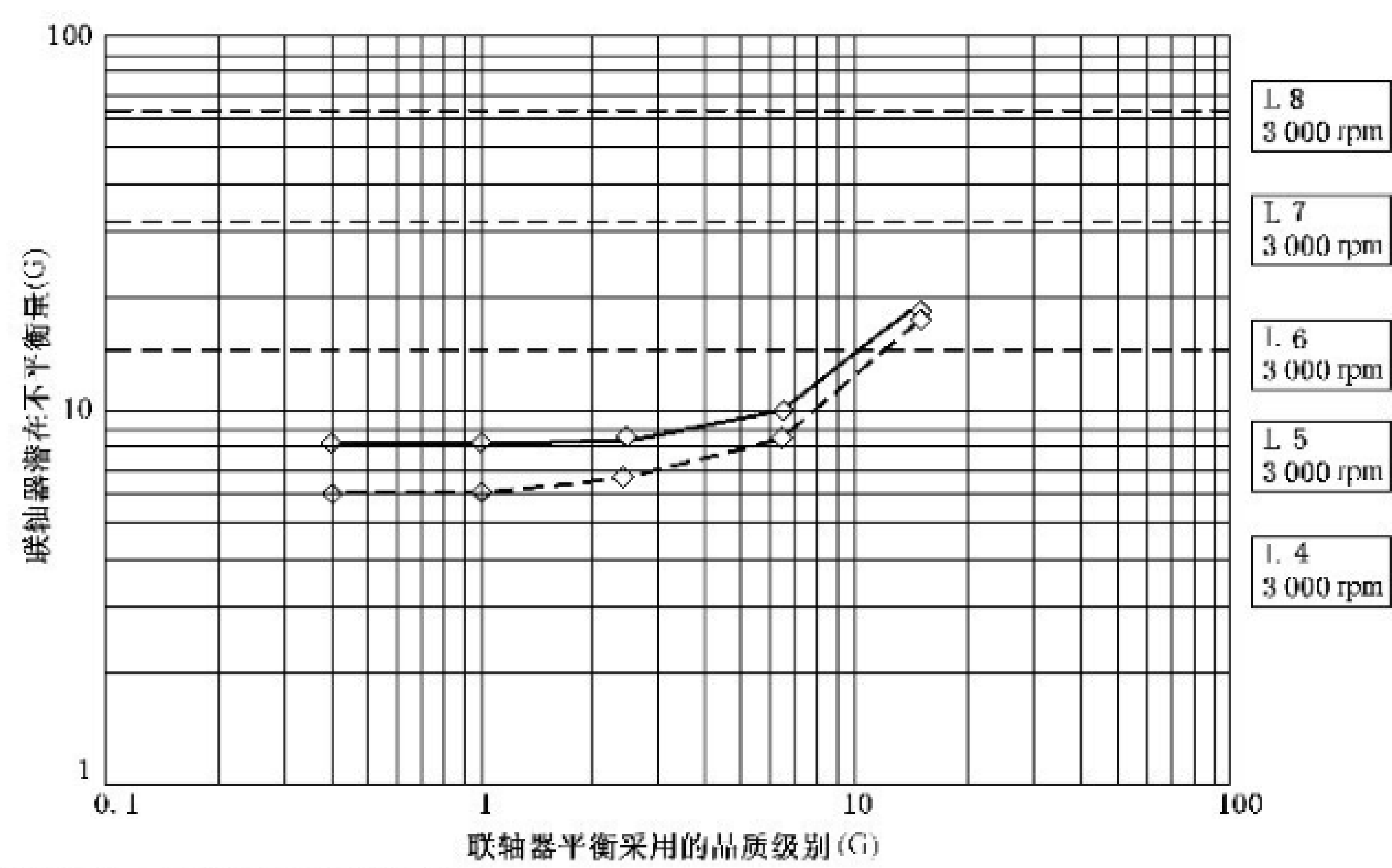
表 E.2 不平衡计算汇总

项目	G6.3 联轴器平衡品质级别		G2.5 联轴器平衡品质级别	
	1 500 r/min	3 000 r/min	1 500 r/min	3 000 r/min
联轴器总潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ )/( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )	1 774	1 224	1 223	1 041
联轴器潜在的不平衡量( $G$ )/(mm/s), 由式(A.4)计算	7.5	10.4	5.2	8.8
主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ )/ $\mu\text{m}$	48	33	33	28
本文件平衡精度等级	6	6	6	6
最重要的因素	装配剩余不平衡量	基准径向间隙	基准径向间隙	基准径向间隙
半联轴器质量/kg	37		37	
不平衡力( $F$ )/N,由式(A.5)计算	43.8	120.8	30.2	102.8



初始设计(粗实线),改进后的设计(虚线)  
(改进后的设计:径向基准间隙从 0.03 mm 减小至 0.02 mm)  
L4~L8 表示 4~8 级平衡精度等级的线段。

图 E.2 1 500 r/min 时装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的平衡品质级别



初始设计(粗实线),改进后的设计(虚线)  
(改进后的设计:径向基准间隙从 0.03 mm 减小至 0.02 mm)  
L4~L8 表示 4~8 级平衡精度等级的线段。

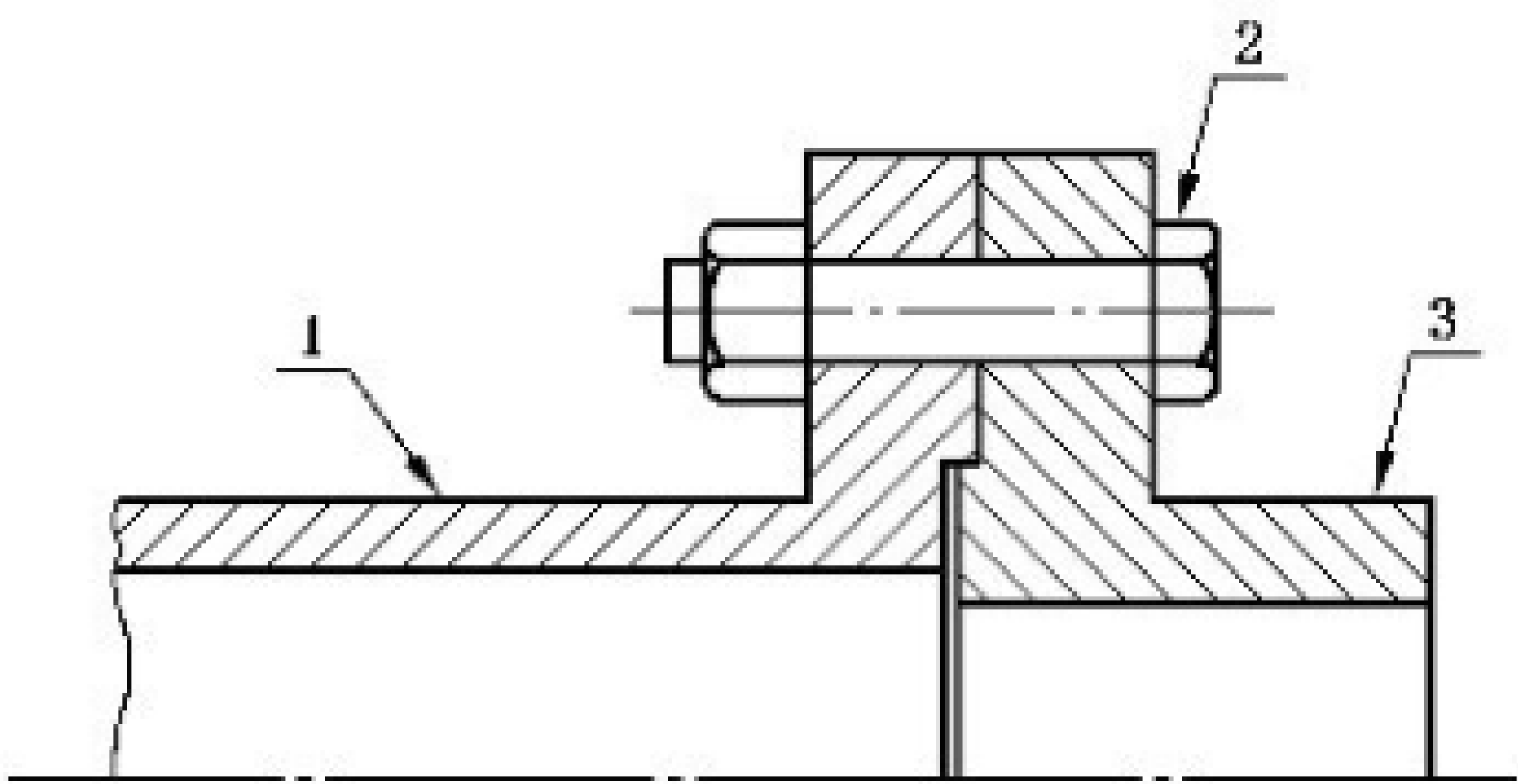
图 E.3 3 000 r/min 时装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的平衡品质级别

附录 F  
(资料性)

零部件未做过平衡的高精度联轴器的潜在不平衡量计算

F.1 半联轴器示例

图 F.1 半联轴器组件用于说明未做过平衡的高性能对称联轴器的潜在不平衡量的计算，该示例在附录 G 和附录 H 中有提及，半联轴器、隔套如图 F.2 和图 F.3 所示。



标引序号说明：  
1——隔套；  
2——附件；  
3——半联轴器。

图 F.1 半联轴器组件

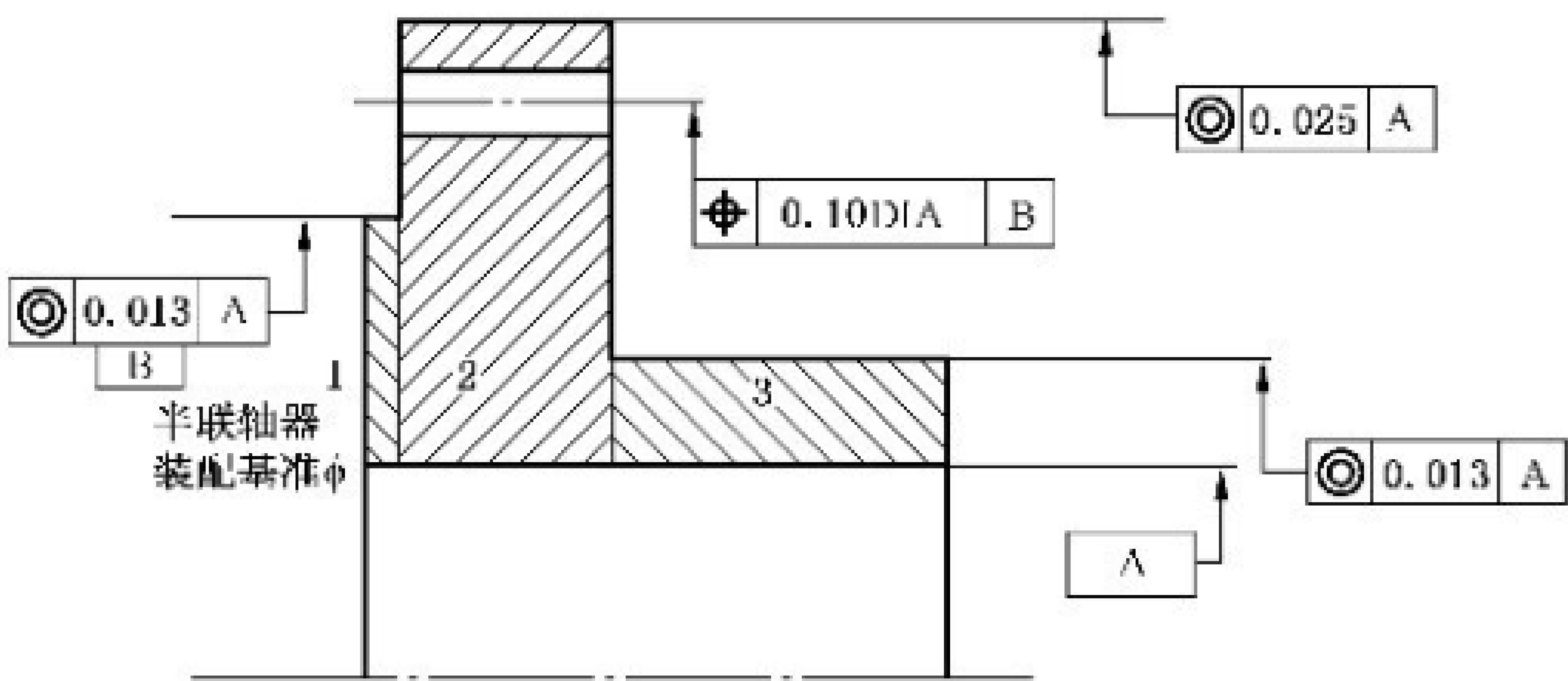


图 F.2 半联轴器

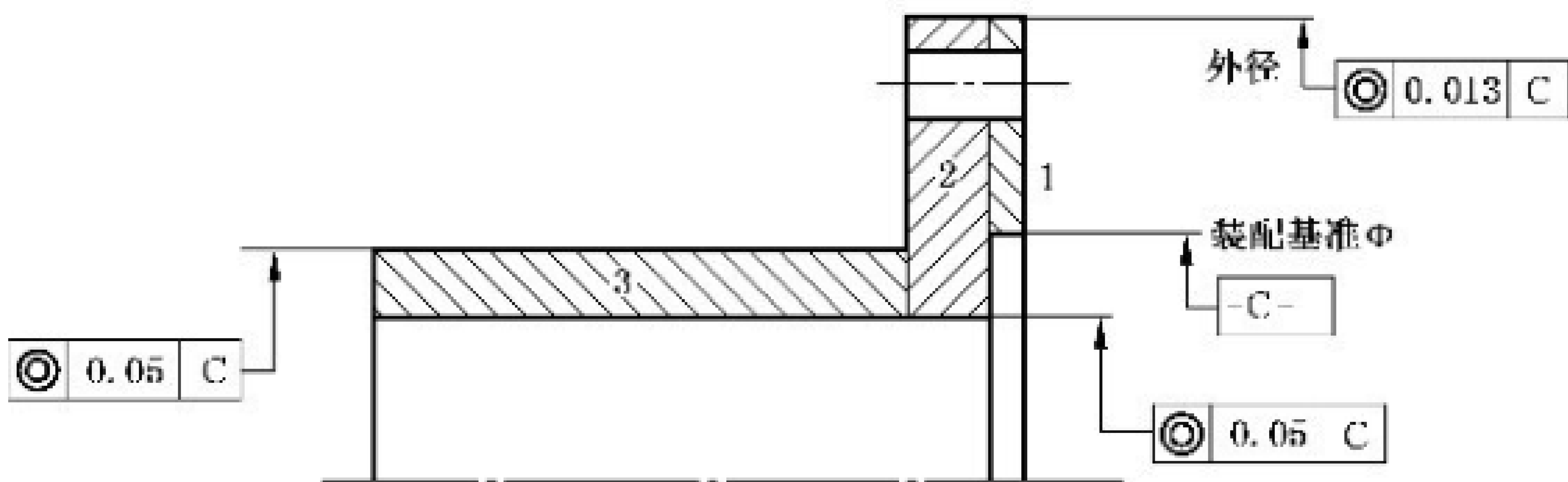


图 F.3 隔套

已知参数如下。

a) 零部件质量

半联轴器组件质量为联轴器的一半，包括：

半联轴器( $M_L$ )	20 kg
半个隔套( $M_G$ )	15 kg(隔套 30 kg)
附件( $M_F$ )	每端 2 kg

- b) 装配基准面偏心量  
如图 B.2 所示,半联轴器装配基准面 B 相对于安装基准面 A 的偏心量  $e_1=0.013$  mm TIR。
- c) 装配基准面间隙  
半联轴器装配基准面 B 和隔套基准面 C 配合的径向间隙  $e_2=0.00$  mm(过盈)。
- d) 附件质量差异  
螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.1$  g。  
螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.1$  g。
- e) 附件位移  
每端布置 6 个螺栓。  
螺栓分布圆直径  $d=180$  mm。  
附件半径间隙(最大) $\delta=0.066$  mm。  
螺栓孔位置度(直径) $l=0.10$  mm。

F.2 解题分析

本示例和附录 B 的示例的结构形式相同,求解方法基本相同。差别是大幅度减小了偏心量和消除了间隙,提高了制造精度,结果联轴器的潜在不平衡量比附录 B 大幅度降低,平衡精度等级提高。

F.3 零部件的固有不平衡量

通过确定半联轴器或隔套的每个截面的最不利质心位置,可计算部件的固有不平衡量。见第 9 章和附录 A,表 F.1 和表 F.2 列出零部件的固有不平衡量计算结果。

F.4 未平衡半联轴器组件的潜在不平衡计算

表 F.3 列出未平衡半联轴器组件的潜在不平衡计算结果。

表 F.1 半联轴器相对于基准面 A 的固有不平衡量计算

不同截面对应的圆柱体质量 kg				相对于基准面 A 的偏心量 mm			最大固有不平衡量	
截面编号	$M_S$	$M_B$	$(M_S - M_B)$	$e_S$	$e_B$	$\overline{y}$ (式 A.1)	$U_1 / (g \cdot mm)$	$U_1^2 / (g \cdot mm)^2$
1	1.339	0.289	1.050	0.006 5	0.000	0.008 3	9	81
2	17.483	2.109	15.374	0.012 5	0.000	0.014 2	219	47 961
3	6.490	2.914	3.576	0.006 5	0.000	0.011 8	42	1 764
合计	—	—	20.000	—	—	—	—	49 806
半联轴器的固有不平衡量,由式(1)计算				$U_{rs} = \sqrt{\sum U^2} = \sqrt{49\,806} = 223 \text{ (g} \cdot \text{mm)}$				
注: 计算用原始参数见图 F.2。								

表 F.2 隔套相对于基准面 C 的固有不平衡量计算

不同截面对应的圆柱体质量 kg				相对于基准面 C 的偏心量 mm			最大固有不平衡量	
截面编号	$M_S$	$M_B$	$(M_S - M_B)$	$e_S$	$e_B$	$\bar{y}$ (式 A.1)	$U_1 / (g \cdot mm)$	$U_1^2 / (g \cdot mm)^2$
1	3.160	1.004	2.156	0.006 5	0.000	0.009 5	20	400
2	7.901	1.250	6.651	0.006 5	-0.025	0.012 4	83	6 889
3	12.642	6.450	6.192	0.025 0	-0.025	0.077 1	477	227 529
合计	—	—	15.000	—	—	—	—	234 818
隔套的固有不平衡量,由式(1)计算				$U_{\text{rss}} = \sqrt{\sum U^2} = \sqrt{234\,818} = 486(g \cdot mm)$				
注: 计算用原始参数见图 F.3。								

表 F.3 半联轴器组件的潜在不平衡量计算

不平衡量子项	半联轴器的潜在不平衡量	
	$g \cdot mm$	$(g \cdot mm)^2$
未校正的半联轴器、隔套的固有不平衡量( $U_1$ ), 半联轴器(由表 F.1) 隔套(由表 F.2)	223 486	49 806 234 818
由于基准面偏心量引起的不平衡量( $U_{p1}$ ),由式(3)计算 (1 000)×(15)×(0.013/2)	97.5	9 506
由于基准表面间隙引起的不平衡量( $U_{p2}$ ),由式(9)计算 (1 000)×(15)×(0.00)	0	0
由于附件位移导致的不平衡量( $U_{H1}$ ),由式(14)计算 $(1\,000) \times (2) \times \left(0.066 + \frac{0.10}{2} + \frac{0.013}{2}\right) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$ 式中: 螺栓到螺栓孔的最大半径间隙 $e_2 = 0.066\,mm$ 螺栓孔分布圆对基准 A 的偏心量 $= \left(\frac{0.10}{2} + \frac{0.013}{2}\right)$ 其中: 螺栓孔位置度 $l = 0.10$ ,装配基准面 B 相对于轴孔 A 的同轴度 $= 0.013$	100	10 000
由于附件质量差异导致的不平衡量( $U_{H2}$ ),由式(15)计算 螺栓 $\Delta M_1 = 0.1g$ $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.1) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$ 螺母 $\Delta M_2 = 0.1g$ $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.1) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	9.9 9.9	98 98
合计	—	304 326

半联轴器组件总的潜在不平衡量( $U_{\text{rss}}$ ),由式(1):

$$U_{\text{rss}} = \sqrt{304\,326} = 552(\text{g} \cdot \text{mm})$$

主惯性轴位移( $e_{\text{rss}}$ ),由式(A.3):

$$e_{\text{rss}} = \frac{552}{(20 + 15 + 2)} = 14.9(\mu\text{m})$$

根据表 3,半联轴器组件的平衡精度等级=5(最大 25  $\mu\text{m}$ )。

按式(A.4),

在 5 000 r/min 时:

$$G = \left(\frac{14.9}{1\,000}\right) \times \left[\frac{2\pi \times (5\,000)}{60}\right] = 7.8$$

在 10 000 r/min 时:

$$G = \left(\frac{14.9}{1\,000}\right) \times \left[\frac{2\pi \times (10\,000)}{60}\right] = 15.6$$

F.5 讨论

为了改善该类零部件未做平衡的联轴器的平衡品质,需找出潜在不平衡量的主要促因(表 F.3)。经比较表 F.1 与表 F.2 计算结果,该半联轴器组件的固有不平衡的主要因素是隔套,尤其是隔套截面 3 的影响。截面 3 的不平衡与隔套质量和与隔套基准相对于本截面潜在偏心量(质心)有关(见图 F.3)。

为改善隔套不平衡,可重新设计隔套来减小偏心量。例如,把套外径和孔内径的同轴度 0.05 mm 改为 0.025 mm,就可将隔套的固有不平衡量从 486 g · mm 降至 243 g · mm。半联轴器组件的潜在不平衡量将从 552 g · mm 降至 359 g · mm,主惯性轴的位移将从 14.9  $\mu\text{m}$  降低至 9.7  $\mu\text{m}$ ,该半联轴组件的平衡精度等级从 5 级提高至 4 级。

注:设计变更可能会影响制造成本。

附录 G  
(资料性)

零部件已做过平衡的高精度联轴器的潜在不平衡量计算

G.1 联轴器数据

在本示例中,半联轴器在单个平面中采用夹具做平衡,隔套在不采用夹具的两个平面中平衡。  
已知参数如下。

- a) 零部件质量  
半联轴器组件质量为联轴器的一半,包括:  
半联轴器( $M_L$ ) 20 kg  
半个隔套( $M_G$ ) 15 kg(隔套 30 kg)  
附件( $M_F$ ) 每端 2 kg  
平衡夹具( $M_P$ ) 4 kg
- b) 基准面偏心量  
隔套装配基准面距离工作表面 0.013 mm TIR。  
注:隔套通过在与装配基准面同轴度 0.013 mm 的法兰外径上运行做平衡。  
半联轴器轴孔和夹具偏心量 0.013 mm TIR。
- c) 基准面间隙  
联轴器装配基准面配合的径向间隙 0.00 mm(过盈)。  
半联轴器平衡夹具径向间隙 0.013 mm。
- d) 附件质量差异  
螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.1$  g。  
螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.1$  g。
- e) 附件位移  
每端布置 6 个螺栓。  
螺栓分布圆直径  $d=180$  mm。  
附件半径间隙(最大) $\delta=0.066$  mm。  
螺栓孔位置度(直径) $l=0.10$  mm。
- f) 半联轴器和隔套 2 个零件都已按 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别 G2.5 单独做过平衡。
- g) 平衡机最小可达剩余不平衡量  $e_{\text{mar}}=0.25$   $\mu\text{m}$ 。

G.2 解题分析

本示例和附录 C 的示例的结构形式相同,求解方法基本相同。差别是大幅度减小了偏心量和消除了间隙,提高了制造精度,结果联轴器的潜在不平衡量比附录 C 大幅度降低,平衡精度等级提高。

G.3 零部件已平衡的联轴器的潜在不平衡计算

G.3.1 零部件最大允许剩余不平衡量

对于 G2.5,在 5 000 r/min 时: $e_{\text{per}}=4.8$   $\mu\text{m}$ ;对于 G2.5,在 10 000 r/min 时: $e_{\text{per}}=2.4$   $\mu\text{m}$ 。

G.3.2 平衡夹具最大允许剩余不平衡量

$e_{\text{per}}$ 为零部件最大允许剩余不平衡量的 1/2,对于 G2.5,在 5 000 r/min 时, $e_{\text{per}}=2.4$   $\mu\text{m}$ ;对于

G2.5,在 10 000 r/min 时, $e_{\text{per}}=1.2\text{ }\mu\text{m}$ 。

G.3.3 平衡机最小可达剩余不平衡量

$e_{\text{mar}}=0.25\text{ }\mu\text{m}$ 。

G.3.4 联轴器的潜在不平衡计算结果

见表 G.1。

G.4 汇总与讨论

G.4.1 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的计算汇总

见表 G.2。

G.4.2 讨论

在该示例的联轴器中,半联轴器平衡夹具大大加大了潜在不平衡量。可通过消除半联轴器夹具的间隙、不采用夹具做平衡或根本就不做半联轴器的平衡(附录 F 的固有不平衡量仅 223 g·mm)来改进不平衡。见表 G.1 和表 G.2。

G.4.3 半联轴器组件平衡精度等级值

以 5 000 r/min 的转速运行时,对 5 级的平衡精度等级不需要规定小于 G6.3 的值(如图 G.1 所示)。如果需要 4 级的平衡精度等级,则平衡品质级别需为 G2.5。

以 10 000 r/min 的转速运行时,不需要规定采用小于平衡品质级别 G6.3 的值来实现 4 级的平衡精度等级(如图 G.2 所示)。若再高于 G6.3,则改进幅度有限。

半联轴器组件的零部件按 G6.3 平衡后,在转速为 10 000 r/min 而非 5 000 r/min 时得到 4 级平衡精度等级是有些不可思议的。图 G.1 和图 G.2 所示表明转速为 10 000 r/min 比 5 000 r/min 时半联轴器和隔套允许更低的质心位移值。

表 G.1 零部件按 G2.5 平衡过的联轴器的潜在不平衡量计算

项目		半联轴器组件的不平衡量			
		5 000 r/min		10 000 r/min	
		g·mm	(g·mm) <sup>2</sup>	g·mm	(g·mm) <sup>2</sup>
半联轴器剩余不平衡量 ( $U_{\text{per}}$ )	由式(16), $(1\ 000)\times(20)\times\left(\frac{4.8}{1\ 000}\right)$	96	9 216	—	—
	由式(16), $(1\ 000)\times(20)\times\left(\frac{2.4}{1\ 000}\right)$	—	—	48	2 304
平衡机最小可达剩余不平衡量( $U_{\text{mar}}$ )	由式(18), $(1\ 000)\times(20+15+4)\times\left(\frac{0.25}{1\ 000}\right)$	10	100	10	100
半联轴器夹具剩余不平衡量( $U_{\text{F1}}$ )	由式(19), $(1\ 000)\times(4)\times\left(\frac{2.4}{1\ 000}\right)$	10	100	—	—
	由式(19), $(1\ 000)\times(4)\times\left(\frac{1.2}{1\ 000}\right)$	—	—	5	25
半联轴器偏心量( $U_{\text{F2}}$ )	由式(20), $(1\ 000)\times(20+4)\times\left(\frac{0.013}{2}\right)$	156	24 336	156	24 336

表 G.1 零部件按 G2.5 平衡过的联轴器的潜在不平衡量计算（续）

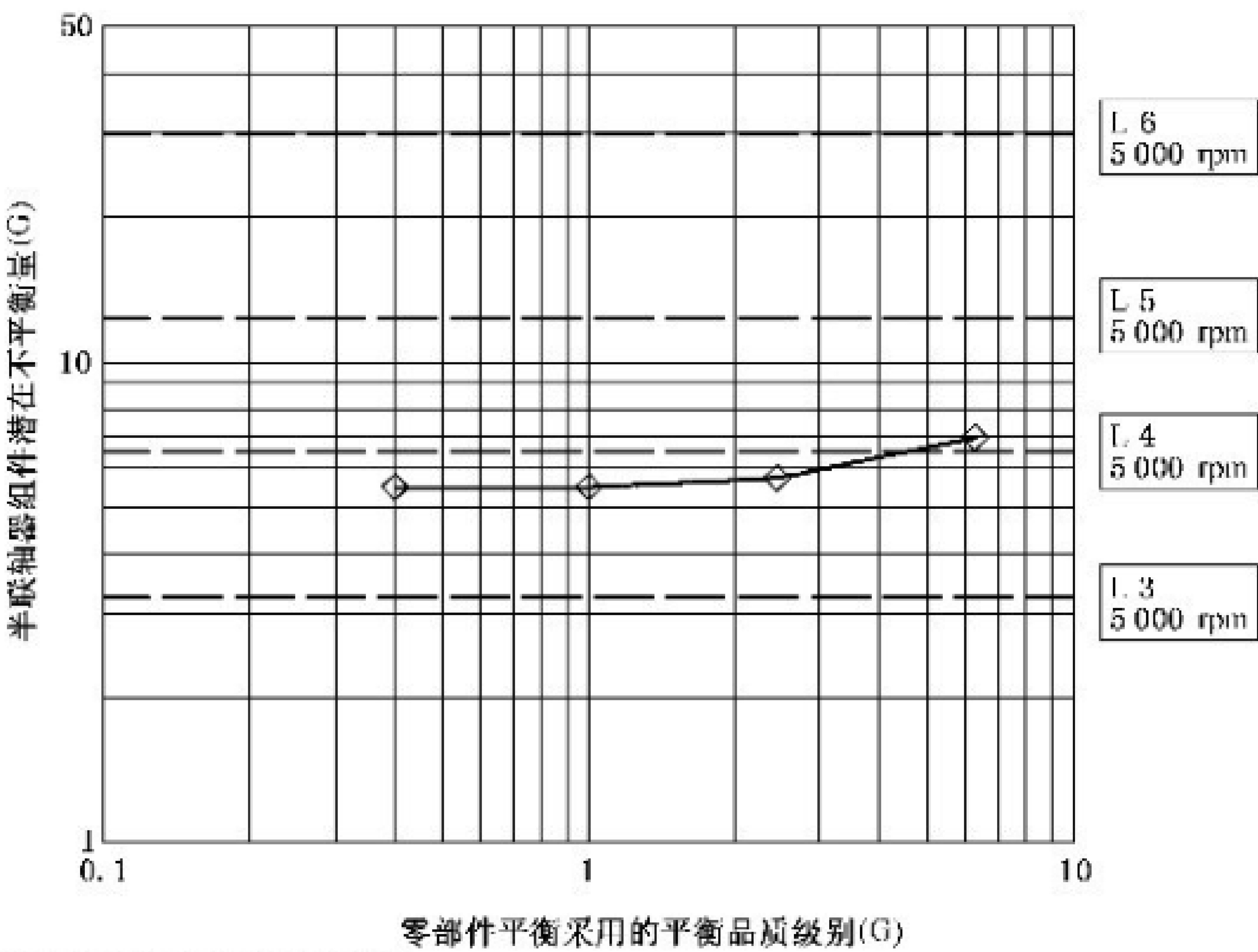
项目		半联轴器组件的不平衡量			
		5 000 r/min		10 000 r/min	
		g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>	g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>
半联轴器夹具间隙 ( $U_{F3}$ )	由式(21), $(1\ 000) \times (20+4) \times (0.013)$	312	97 344	312	97 344
隔套剩余不平衡量 ( $U_{per}$ )	由式(16), $(1\ 000) \times (15) \times \left(\frac{4.8}{1\ 000}\right)$	72	5 184	—	—
	由式(16), $(1\ 000) \times (15) \times \left(\frac{2.4}{1\ 000}\right)$	—	—	36	1 296
隔套安装偏心量( $U_{F2}$ )	由式(22), $(1\ 000) \times (15) \times \left(\frac{0.013}{2}\right)$	98	9 604	98	9 604
半联轴器孔基准偏心量 ( $U_{P1}$ )	由式(22), $(1\ 000) \times (15) \times \left(\frac{0.013}{2}\right)$	98	9 604	98	9 604
基准间隙( $U_{P2}$ )	由式(23), $(1\ 000) \times (15) \times (0)$	0	0	0	0
附件位移( $U_{H1}$ )	由式(14), $(1\ 000) \times 2 \times \left(0.066 + \frac{0.10}{2} + \frac{0.013}{2}\right) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$	100	10 000	100	10 000
螺栓质量差异( $U_{H2}$ )	由式(15), $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.1) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	10	100	10	100
螺母质量差异( $U_{H2}$ )	由式(15), $\left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.1) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	10	100	10	100
总计	—	—	165 688	—	154 813
半联轴器组件总潜在不平衡量( $U_{rss}$ )/(g · mm), 由式(1)计算,		$\sqrt{165\ 688}$ =407.0 g · mm		$\sqrt{154\ 813}$ =393.5 g · mm	
主惯性轴位移( $e_{rss}$ ), 由式(A.3)计算		$\frac{407.0}{\left(20 + \frac{30}{2} + 2\right)}$ =11.0 μm		$\frac{393.5}{\left(20 + \frac{30}{2} + 2\right)}$ =10.6 μm	
本文件平衡精度等级		4(最大 12.5 μm)		4(最大 12.5 μm)	

表 G.2 不平衡汇总

项目	G6.3 零部件平衡品质级别		G2.5 零部件平衡品质级别	
	5 000 r/min	10 000 r/min	5 000 r/min	10 000 r/min
半联轴器组件总潜在不平衡量( $U_{rss}$ )/(g · mm)	491.7	416.9	407.0	393.5
半联轴器组件潜在的不平衡量(G)/(mm/s), 由式(A.4)计算	6.96	11.80	5.76	11.10
主惯性轴位移( $e_{rss}$ )/μm	13.3	11.3	11.0	10.6

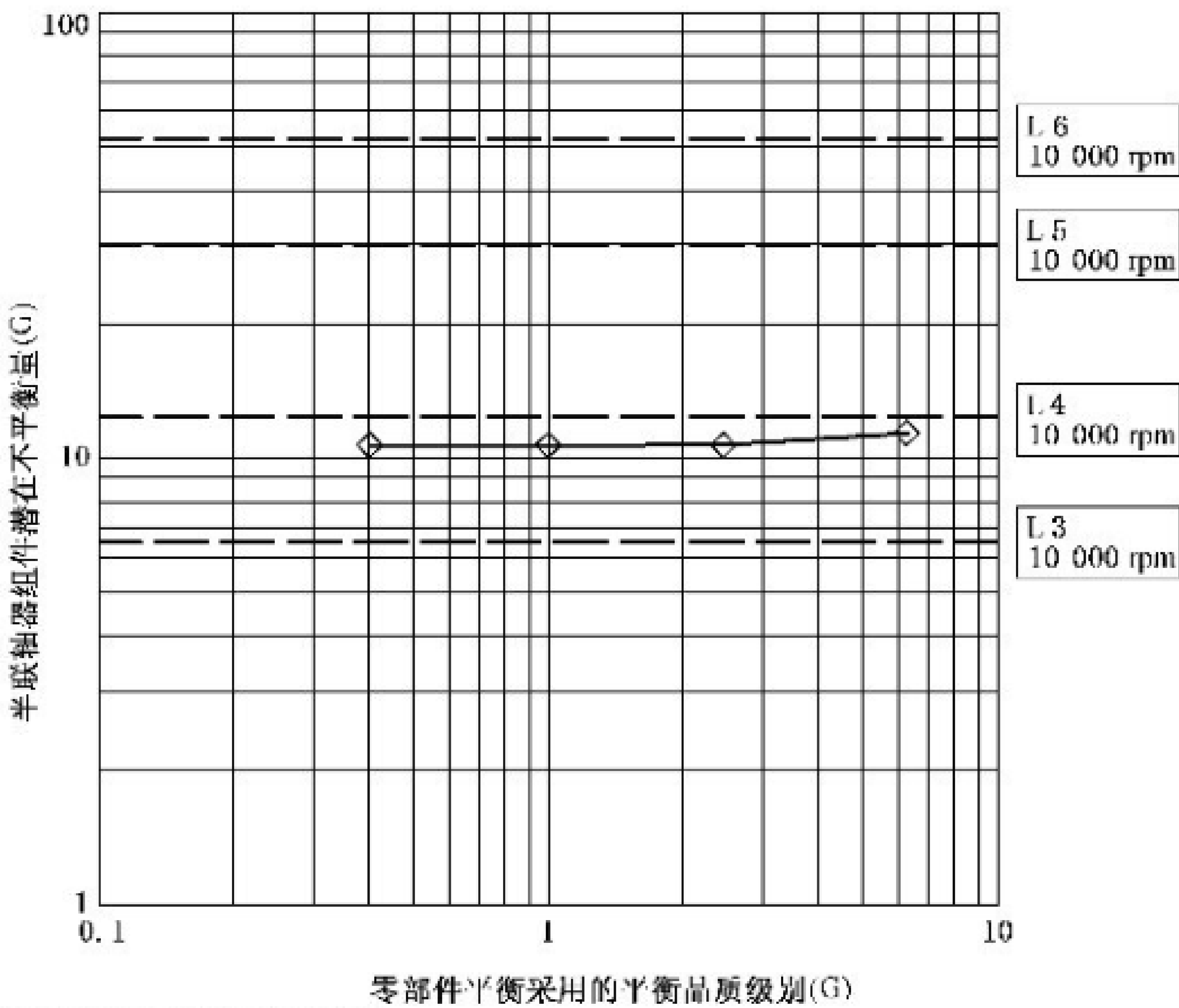
表 G.2 不平衡汇总 (续)

项目	G6.3 零部件平衡品质级别		G2.5 零部件平衡品质级别	
	5 000 r/min	10 000 r/min	5 000 r/min	10 000 r/min
本文件平衡精度等级	5	4	4	4
最重要的促因	半联轴器夹具间隙	半联轴器夹具间隙	半联轴器夹具间隙	半联轴器夹具间隙
半联轴器质量/kg	37	37	37	37
不平衡力( <i>F</i> )/N,由式(A.5)计算	134.8	457.3	111.6	431.7



L3~L6 表示 3~6 级平衡精度等级的线段。

图 G.1 5 000 r/min 的高性能半联轴器组件潜在不平衡量“G”与零部件平衡采用的平衡品质级别“G”



L3~L6 表示 3~6 级平衡精度等级的线段。

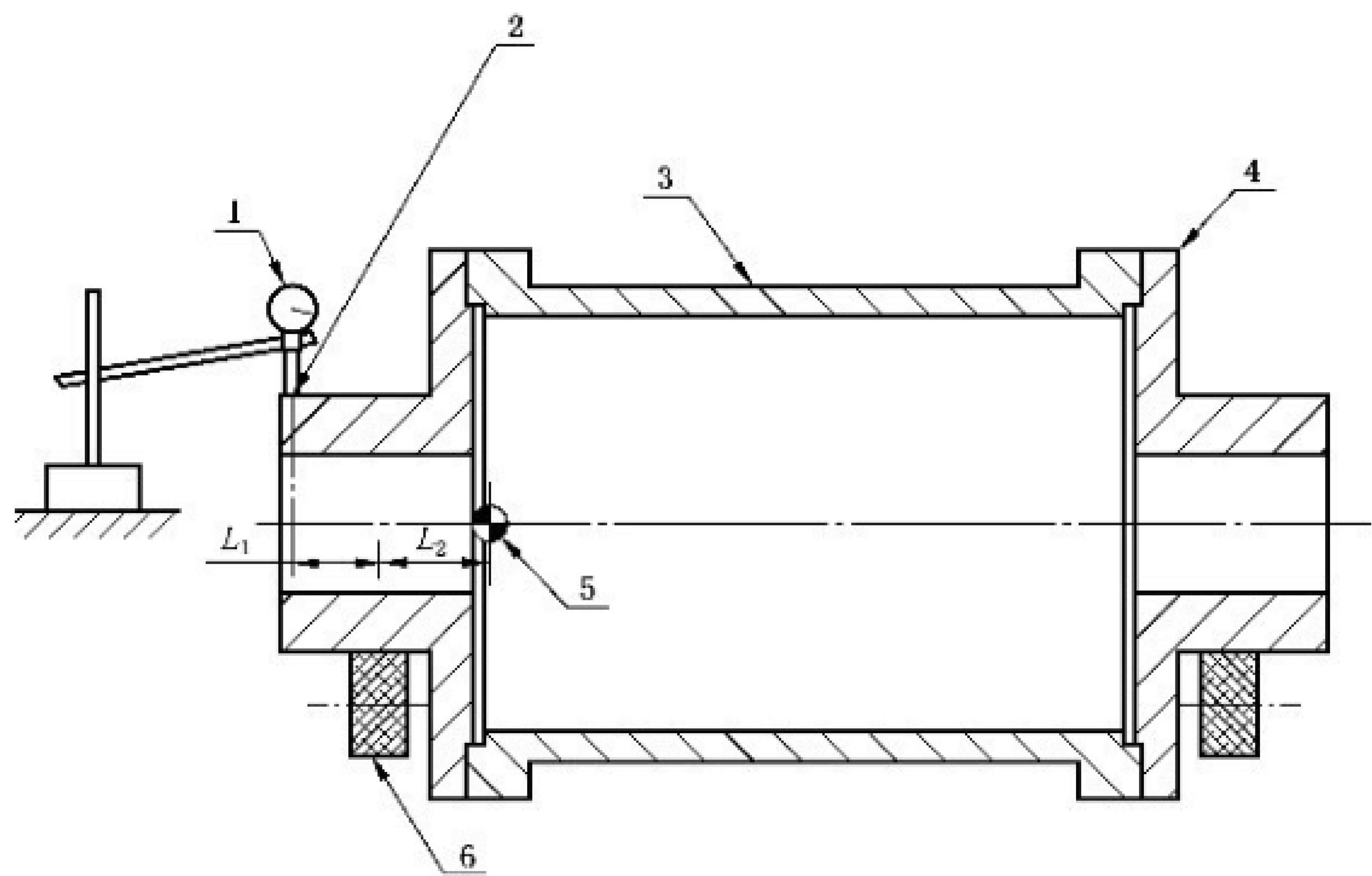
图 G.2 10 000 r/min 的高性能半联轴器组件潜在不平衡量 “G”与零部件平衡采用的平衡品质级别“G”

附录 H  
(资料性)

装配后不使用心轴平衡的高精度联轴器的潜在不平衡量计算

H.1 联轴器数据

图 H.1 中所示的联轴器是一个通用示例,没有给定任何偏差。用于做平衡的联轴器的刚度(包括带有弹性元件的联轴器)要满足做平衡时弹性元件中的残余挠曲角降至最小的需求。



- 标引序号说明:
- 1——千分表;
  - 2——检测指示面;
  - 3——隔套;
  - 4——半联轴器;
  - 5——半联轴器组件的质心;
  - 6——平衡滚子。

图 H.1 不使用心轴的通用型联轴器的平衡

已知参数如下。

- a) 零部件质量  
半联轴器组件质量为联轴器的一半,包括:  
半联轴器( $M_L$ )                      20 kg  
半个隔套( $M_G$ )                      15 kg(隔套 30 kg)  
附件( $M_F$ )                          每端 2 kg
- b) 零部件最大允许剩余不平衡量  
对于 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别 G2.5,按式(17),5 000 r/min 时, $e_{per}=4.8\text{ }\mu\text{m}$ ;10 000 r/min 时, $e_{per}=2.4\text{ }\mu\text{m}$ 。
- c) 平衡机最小可达剩余不平衡量  $e_{mar}=0.25\text{ }\mu\text{m}$ 。
- d) 无心轴平衡数据  
联轴器对中的限值偏差  $e_1=0.008\text{ mm TIR}$ 。

$L_1=76\text{ mm}。$

$L_2=70\text{ mm}。$

e) 零部件偏心量

半联轴器轴孔与半联轴器装配基准面的偏心量无影响。

半联轴器轴孔与工作表面间的偏心量  $e_2=0.013\text{ mm TIR}。$

平衡机滚子中心面与检测指示面不为同一平面,残留角的挠度差可忽略不计, $e_4=0。$

f) 基准面配合间隙

联轴器装配基准面配合的径向间隙  $\delta_1=0.00\text{ mm (过盈)}。$

g) 附件数据(未做匹配标识)

螺栓质量最大差异  $\Delta M_1=0.1\text{ g}。$

螺母质量最大差异  $\Delta M_2=0.1\text{ g}。$

螺栓分布圆直径  $d=180\text{ mm}。$

附件径向间隙  $e_2=0.066\text{ mm}。$

螺栓分布圆偏心量  $e_c=0$ (平衡时已消除了此项的影响)。

每个法兰上 6 个螺栓。

H.2 解题分析

本示例和附录 E 的示例的结构形式相同,求解方法基本相同。差别是消除了基准面配合间隙,减小了附件的质量差异和径向间隙,提高了制造精度。本示例精度和附录 F 同,联轴器装配后未做平衡时的潜在不平衡量同附录 F,再通过平衡进一步降低了其潜在不平衡量。

H.3 装配后不使用心轴平衡的联轴器的潜在不平衡量计算

见表 H.1。

H.4 汇总与讨论

H.4.1 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的计算汇总

见表 H.2。

H.4.2 讨论

以 5 000 r/min 运行的 37 kg 半联轴器组件符合本文件的 D 选择段(图 5)。根据系统灵敏度,建议选择 5、6 或 7 的平衡精度等级(表 3)。由图 H.2 可见,联轴器按 G6.3 平衡后的平衡精度等级为 5 级,但制造后未做过平衡时联轴器平衡精度等级也经是 5 级(见附录 F),已经满足高度灵敏系统的需求,按 G6.3 平衡已失去意义,更不需要采用小于 G6.3 的值来实现 5 级。如果需要实现 4 级,则需要采用 G2.5。若再低于 G2.5,则改进幅度就有限了。

以 10 000 r/min 运行的 37 kg 半联轴器组件处于本文件的 F 选择段(图 5)。根据系统灵敏度,建议选平衡精度等级 4 级或 5 级(表 3)。因其制造条件下未做平衡时此联轴器仅达到 5 级(见附录 F),因此需要平衡。见图 H.3 可见,在转速 10 000 r/min 的情况下,已无法通过平衡来实现高于 4 的平衡精度等级。不平衡的主要促因是运行表面的同轴度和联轴器的质量。为改进该示例联轴器的不平衡,需减小联轴器质量或运行表面的同轴度。如表 H.1 所示,联轴器质量的减小会影响四个方面的促因。减小基准间隙的公差或减小质量将导致联轴器成本的增加。

表 H.1 平衡品质级别 G2.5 的装配后平衡的联轴器(不使用心轴)的潜在不平衡量计算

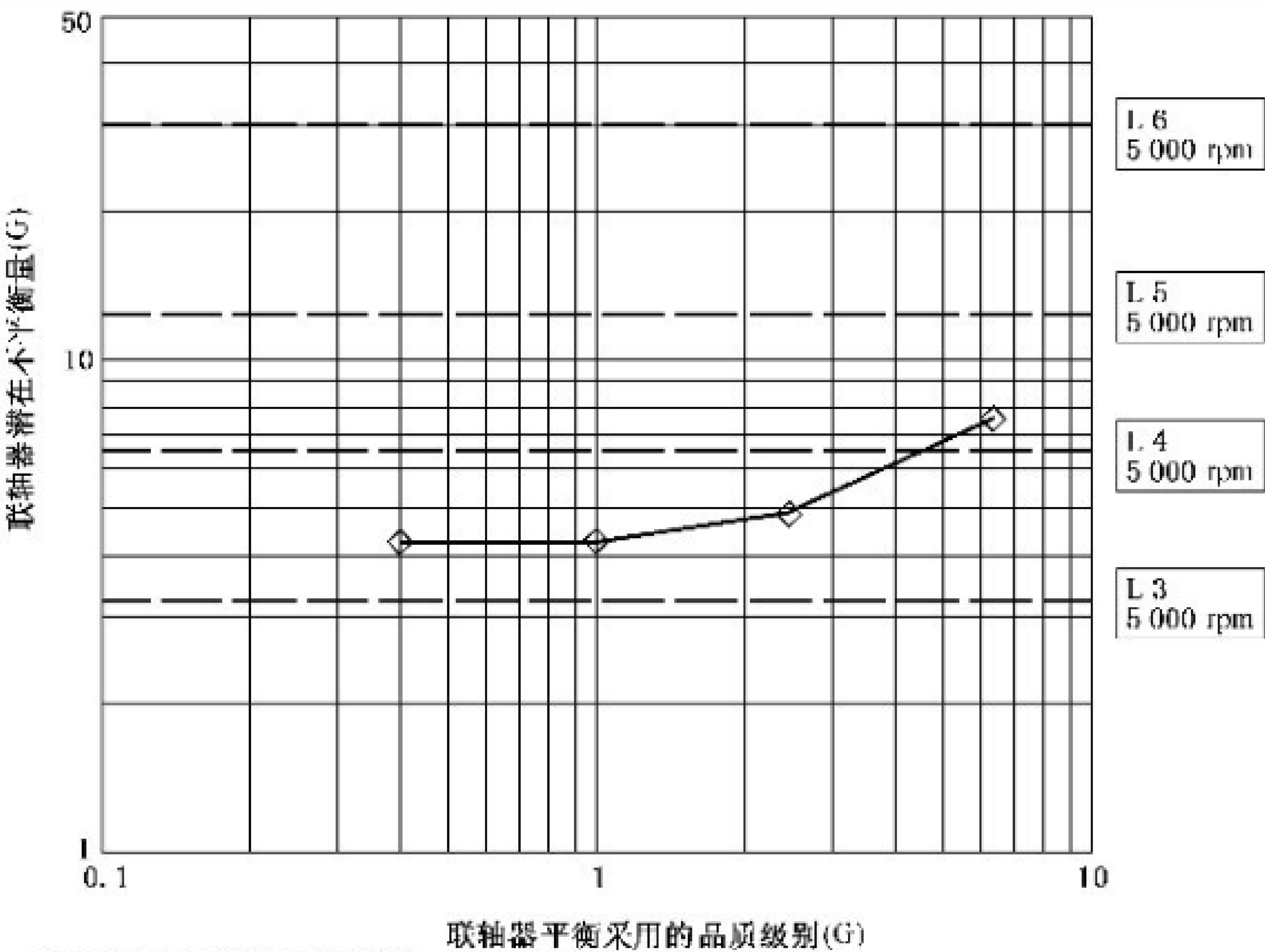
项目		半联轴器的不平衡量			
		5 000 r/min		10 000 r/min	
		g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>	g · mm	(g · mm) <sup>2</sup>
半联轴器剩余不平衡量 ( <i>U<sub>per</sub></i> )	由式(16), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{4.8}{1\ 000}\right)$	178	31 684	—	—
	由式(16), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{2.4}{1\ 000}\right)$	—	—	89	7 921
平衡机最小可达剩余不平衡量( <i>U<sub>mar</sub></i> )	由式(18), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{0.25}{1\ 000}\right)$	9	81	9	81
工作表面的偏心量 ( <i>U<sub>F2</sub></i> )	由式(20), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{0.013}{2}\right)$	241	58 081	241	58 081
对准误差偏心量( <i>U<sub>F3</sub></i> )	由式(24), $(1\ 000) \times (20 + 15 + 2) \times \left(\frac{70}{76}\right) \times \left(\frac{0.008 + 0.000}{2}\right)$	136	18 496	136	18 496
装配基准径向间隙 ( <i>U<sub>P2</sub></i> )	由式(25), $(2) \times (1\ 000) \times (15) \times (0.00)$	0	0	0	0
附件位移( <i>U<sub>H1</sub></i> )	由式(26), $(2) \times (1\ 000) \times (2) \times (0.066) \times \left(\frac{1}{\sqrt{6}}\right)$	108	11 664	108	11 664
螺栓质量差异( <i>U<sub>H2</sub></i> )	由式(27), $(2) \times \left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.1) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	20	400	20	400
螺母质量差异( <i>U<sub>H2</sub></i> )	由式(27), $(2) \times \left(\frac{2}{\pi}\right) \times \left(\frac{180}{2}\right) \times (0.1) \times \left(\sqrt{\frac{6}{2}}\right)$	20	400	20	400
总计	—	—	120 806	—	97 043
半联轴器组件总潜在不平衡量( <i>U<sub>rss</sub></i> ), 由式(1)计算,		$\sqrt{120\ 806}$ = 348 g · mm		$\sqrt{97\ 043}$ = 312 g · mm	
主惯性轴位移( <i>e<sub>rss</sub></i> ), 由式(A.3)计算		$\frac{348}{\left(20 + \frac{30}{2} + 2\right)}$ = 9.4 μm		$\frac{312}{\left(20 + \frac{30}{2} + 2\right)}$ = 8.4 μm	
本文件平衡精度等级		4(最大 12.5 μm)		4(最大 12.5 μm)	

表 H.2 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的联轴器的潜在不平衡量计算对比

项目	G6.3 联轴器平衡品质级别		G2.5 联轴器平衡品质级别	
	5 000 r/min	10 000 r/min	5 000 r/min	10 000 r/min
半联轴器组件总潜在不平衡量( <i>U<sub>rss</sub></i> )g · mm	535	372	348	312
半联轴器组件潜在的不平衡量(G)/(mm/s), 由式(A.4)计算	7.6	10.6	4.9	8.8
主惯性轴位移( <i>e<sub>rss</sub></i> )/μm, 由式(A.3)计算	14.5	10.1	9.4	8.4
本文件平衡精度等级	5	4	4	4

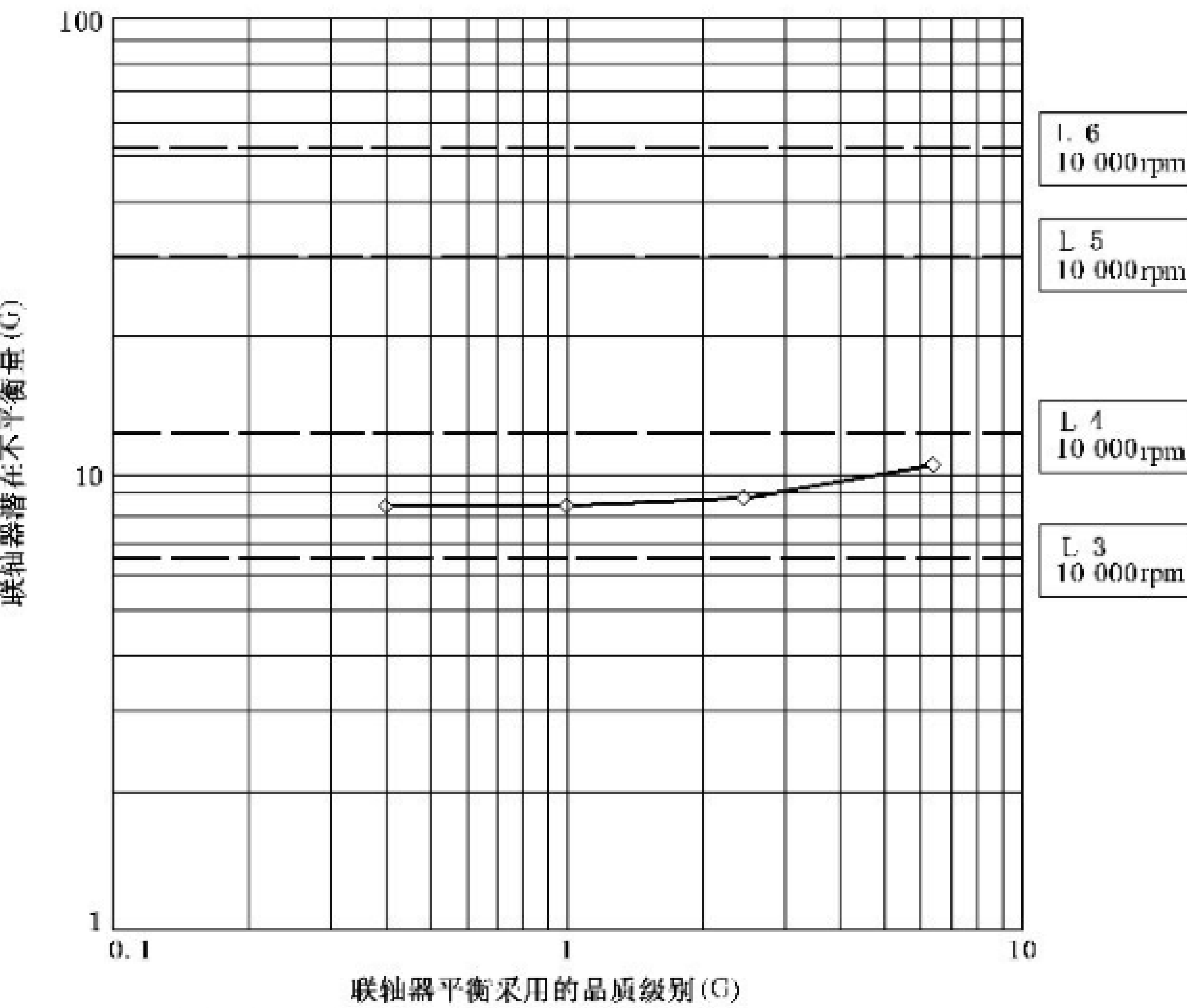
表 H.2 平衡品质级别 G6.3 和 G2.5 的联轴器的潜在不平衡量计算对比 (续)

项目	G6.3 联轴器平衡品质级别		G2.5 联轴器平衡品质级别	
	5 000 r/min	10 000 r/min	5 000 r/min	10 000 r/min
最重要的促因	装配剩余不平衡量	工作表面 偏心量	工作表面 偏心量	工作表面 偏心量
半联轴器质量/kg	37		37	
不平衡力(F)/N,由式(A.5)计算	146.7	408.1	95.4	342.3



L3~L6 表示 3~6 级平衡精度等级的线段。

图 H.2 5 000 r/min 时装配后不使用心轴平衡的联轴器平衡采用的品质级别(G)与潜在不平衡量(G)



L3~L6 表示 3~6 级平衡精度等级的线段。

图 H.3 10 000 r/min 时装配后不使用心轴平衡的联轴器平衡采用的品质级别(G)与潜在不平衡量(G)

附 录 I  
(资料性)

附件位移引起的潜在不平衡量计算公式的导出

由一个螺母和一个螺栓装配位移引起的不平衡量由式(I.1)给出：

$$U = \frac{1\,000M_H(e_H + e_c)}{N} \dots\dots\dots(I.1)$$

式中：

- $U$  ——由一个螺母和一个螺栓装配件位移引起的潜在不平衡量,单位为克毫米(g·mm)；
- $M_H$  ——附件总质量,单位为千克(kg)；
- $e_H$  ——螺栓到螺栓孔的最大径向间隙, $e_H = (\text{螺栓孔最大直径} - \text{螺栓最小直径})/2$ ,单位为毫米(mm)；
- $e_c$  ——螺栓分布圆偏心量, $e_c = (\text{螺栓孔的位置度}/2 + e_{Pl})$ ,单位为毫米(mm)；
- $e_{Pl}$  ——该组件相对于旋转轴线的最大累积径向偏心量, $e_{Pl} = \text{同轴度}/2$ ,单位为毫米(mm)；
- $N$  ——附件中的紧固件数量。

每对螺母/螺栓装配件均为独立的实体,且可随机假设偏心量小于或等于 $(e_H + e_c)$ 。因此,为保持整个文件中使用方法的一致性,将各对装配件的 $U$ 值平方和取平方根。例如,对于 $N$ 个螺栓和螺母：

$$U_{H1} = \sqrt{\left[\frac{1\,000M_H(e_H + e_c)}{N}\right]^2 + \left[\frac{1\,000M_H(e_H + e_c)}{N}\right]^2 + \dots} = \sqrt{N\left[\frac{1\,000M_H(e_H + e_c)}{N}\right]^2} \dots\dots\dots(I.2)$$

一般地, $N$ 个螺栓时：

$$U_{H1} = \frac{1\,000M_H(e_H + e_c)}{N} \sqrt{N} = \frac{1\,000M_H(e_H + e_c)}{\sqrt{N}} \dots\dots\dots(I.3)$$

式中：

$U_{H1}$  ——附件位移引起的潜在不平衡量,单位为克毫米(g·mm)。

附录 J  
(资料性)

附件质量差异引起的潜在不平衡量计算公式的导出

J.1 附件质量差异而引起的不平衡量的估算式

附件质量差异导致的不平衡量的估算公式为：

$$U_{H2} = \left(\frac{2}{\pi}B\right) \left(\Delta M \sqrt{\frac{N}{2}}\right) \dots\dots\dots (J.1)$$

式中：

- $\Delta M$  ——一组紧固件的最大质量差，等于该组中最重的紧固件的质量减去最轻的相似紧固件的质量，单位为克(g)；
- $2B/\pi$  —— $\Delta M$  作用的有效半径，单位为毫米(mm)；
- $B$  ——螺栓分布圆半径，单位为毫米(mm)。

该式仅代表一种近似算法，而非精确的算法。该公式的推导将分别计算公式括号中的 2 项数值。

J.2 质心位置  $\left(\frac{2}{\pi}B\right)$  项

假设若干个螺栓的分布  $\Delta M$  可近似为如图 J.1 所示的薄壁空心半圆。 $\frac{2}{\pi}B$  项定义了该薄壁空心半圆的质心位置。上述方法不适用于螺栓数量少于 4 个的法兰。

J.3 质量差异  $\left(\Delta M \sqrt{\frac{N}{2}}\right)$  项

图 J.2 a)所示两个螺栓的排布，定义  $\Delta M$  为 #1 螺栓和 #2 螺栓的质量差，而不需要考虑其实际质量。仅考虑  $\Delta M$  后，图 J.2 a)的排布可等效转化为图 J.2 b)所示的方式。图 J.2 b)所示的不平衡量为  $B\Delta M$ ，一般可表示为  $B\Delta M \sqrt{\frac{N}{2}}$ 。

现在考虑含有多个螺栓的情况， $\Delta M$  适用于每对螺栓，且  $\Delta M$  随机分布。由于  $\Delta M$  的位置随机且独立，可采用累积求和方法计算。

$$U = \sqrt{(B\Delta M_1)^2 + (B\Delta M_2)^2 + \dots} \dots\dots\dots (J.2)$$

进一步假设，各  $\Delta M_i = \Delta M$ ，从而：

$$U = B\Delta M \sqrt{\frac{N}{2}} \dots\dots\dots (J.3)$$

将 J.3 与 J.2 项结合得到 J.1 给出的  $U_{H2}$  公式。

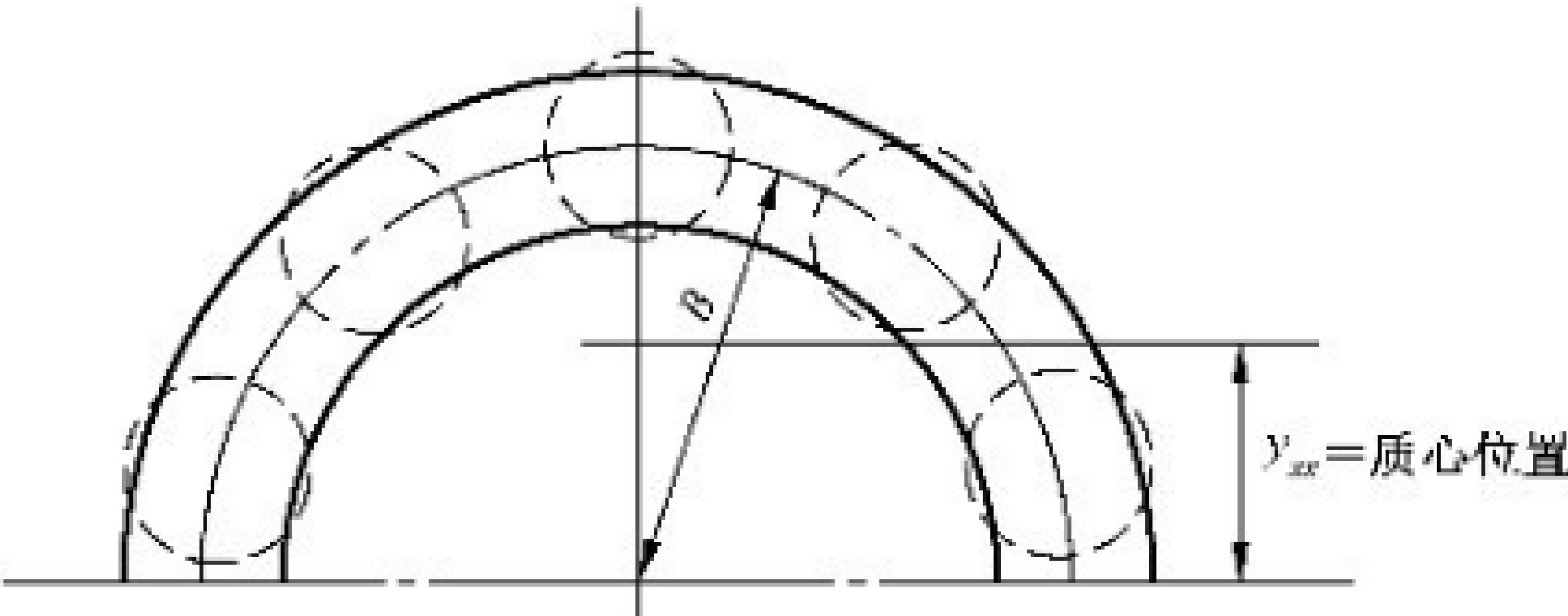


图 J.1  $\Delta M$  的近似分布值



图 J.2 质量差异

附 录 K  
(资料性)

联轴器和叶轮的不平衡量对离心泵轴承的影响

K.1 应用

本附录给出了连接在轴上的系统部件(半个挠性联轴器和一个泵叶轮)的不平衡对轴承负荷影响的示例。

1 500 r/min 时 75 kW 的离心泵。

图 K.1 给出该离心泵轴的尺寸。

刚性转子平衡品质级别=G1.0。

K.2 联轴器选择

14 kg 隔套式联轴器(每端 7 kg)。

K.3 要点

GB/T 9239.1—2006 仅适用于评定刚性转子(本示例中的泵叶轮)的平衡品质要求。

如果需要给出联轴器的平衡品质数据,则可按本文件对联轴器的潜在不平衡量进行计算并确定平衡精度等级。就本例而言,要使系统适应较高的不平衡敏感度,较合适的平衡精度等级应为 8 级。下列因素可加大系统对联轴器不平衡的灵敏度:

- 轴端挠曲;
- 联轴器质量产生的轴承载荷相对于总轴承载荷的占比大;
- 轴承、轴承支撑和底座柔性;
- 系统固有频率;
- 机器分离;
- 轴伸长度相对于轴承跨距的占比大。

对不平衡高度敏感的系统,半联轴器轮毂的内孔可与联接器接合部件的基准面采用过盈配合联接,以消除安装间隙和偏心。

一项对离心泵用户使用的研究表明,大多数振动故障均和连接的配合相关,如键的长度、半联轴器轮毂内孔不合适、内孔采用间隙配合加定位螺钉固定、轴弯曲或过度的轴跳动、联轴器对中不良、泵的管道应变、软基座、液力效应等。这意味着联轴器的不平衡不是出现几率最高的问题。

K.4 轴承反作用力的计算

不同不平衡级别允许的总不平衡量见表 K.1,该总不平衡量用于确定表 K.2 所示的实际不平衡力。根据图 K.1 给出泵轴的几何结构尺寸,按表 K.2 的不平衡力计算反作用力。表 K.3 列出的各种负载下综合作用的轴承反力即反映最严重不平衡时的影响程度。

K.5 结论

对各种联轴器平衡水平条件下叶轮和联轴器的不平衡的影响性分析表明:

- 典型隔套式半联轴器的质量(7 kg)比叶轮质量(36 kg)小得多。
- 对叶轮按(GB/T 9239.1—2006 的 G1.0)、联轴器按(本文件 6、7、8 级)的平衡级别计算两端轴承反力。

- 叶轮的不平衡对其相邻位置处的轴承造成的影响最大。本文件 7 级(GB/T 9239.1 G16)联轴器的不平衡可和按 G1.0 平衡过的叶轮对叶轮旁的轴承产生相同的影响效果。
  - 联轴器的不平衡对其相邻位置处的轴承造成的影响最大。本文件 6 级(GB/T 9239.1 G6.3)联轴器的不平衡可和按 G1.0 平衡过的叶轮对联轴器旁的轴承产生相同的影响效果。
  - 本文件建议,和联轴器质量和转速相关的高灵敏度系统所需的平衡精度等级为 8 级。
  - 离心泵制造商确定上述不平衡是否会导致离心泵轴承 L10 使用寿命的缩短。
- 当叶轮的平衡品质级别为 G1.0 时,配套联轴器的平衡等级通常在 6~8 级之间。见图 K.2。

单位为毫米

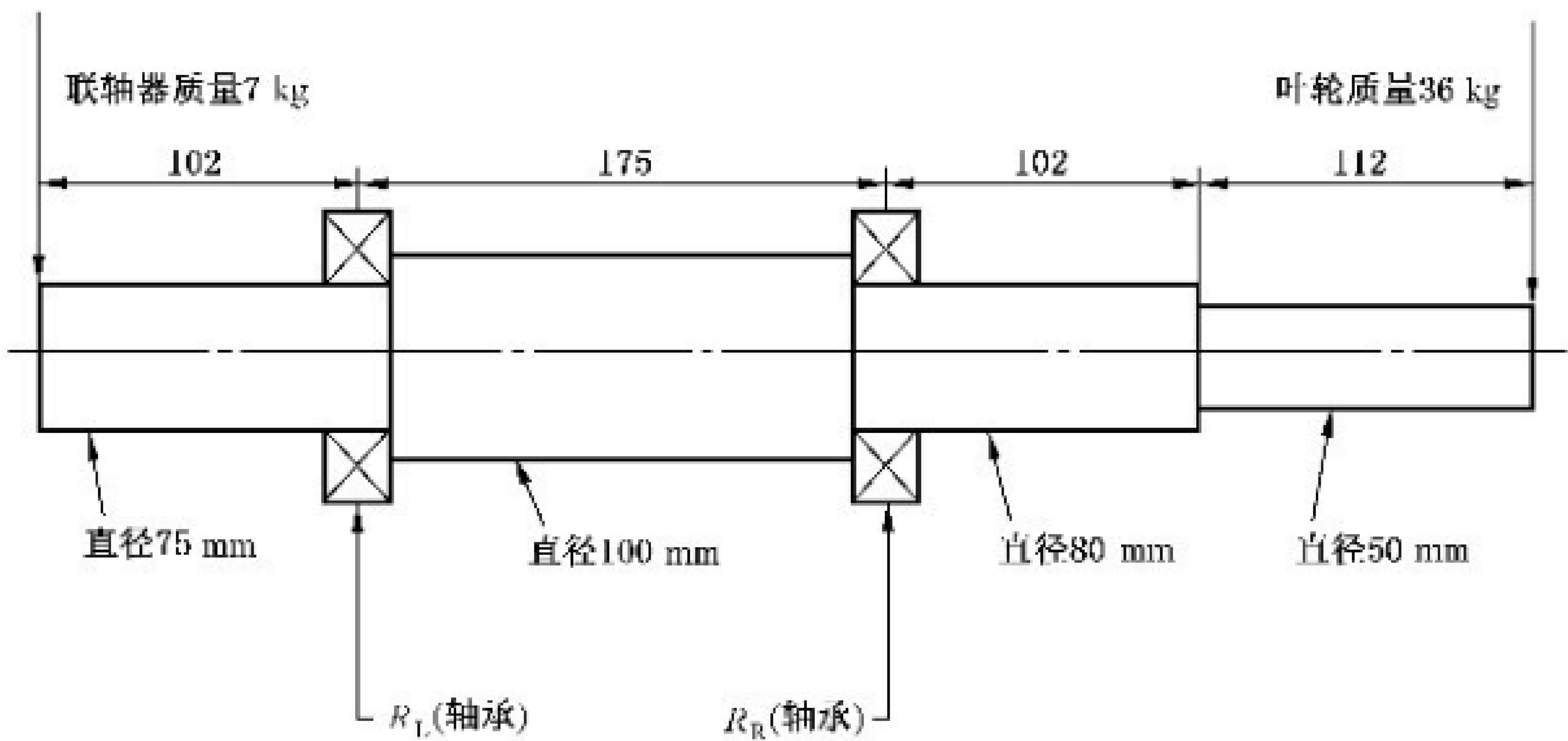


图 K.1 泵轴

表 K.1 不同不平衡级别允许的总不平衡量

组件	质量(M) kg	允许的总不平衡量( $U_{TOTAL}$ )/(g·mm)			
		GB/T 9239.1—2006	本文件		
		G1.0	8 级	7 级	6 级
半联轴器	7	不适用	1 400	700	350
泵叶轮	36	229	不适用	不适用	不适用

注：  
按 GB/T 9239.1—2006；

$$U_{TOTAL} = e\omega = 9\,549GM/N$$

式中

$U_{TOTAL}$  ——允许的总不平衡量,单位为克毫米(g·mm)；

$e$  ——质心位移,单位为微米( $\mu\text{m}$ )；

$\omega$  ——角速度,单位为弧度每秒(rad/s)；

$G$  ——GB/T 9239.1—2006 的平衡品质级别,单位为毫米每秒(mm/s)；

$M$  ——质量,单位为千克(kg)；

$N$  ——转速,单位为转每分(r/min)。

按本文件: $U_{TOTAL} = eM$

$U_{TOTAL}$  ——1/2 联轴器允许的总不平衡量,单位为克毫米(g·mm)；

$M$  ——1/2 联轴器质量,单位为千克(kg)；

$e$  ——质心位移,单位为微米( $\mu\text{m}$ )。对 8 级, $e = 200\,\mu\text{m}$ ；对 7 级, $e = 100\,\mu\text{m}$ ；对 6 级, $e = 50\,\mu\text{m}$ 。

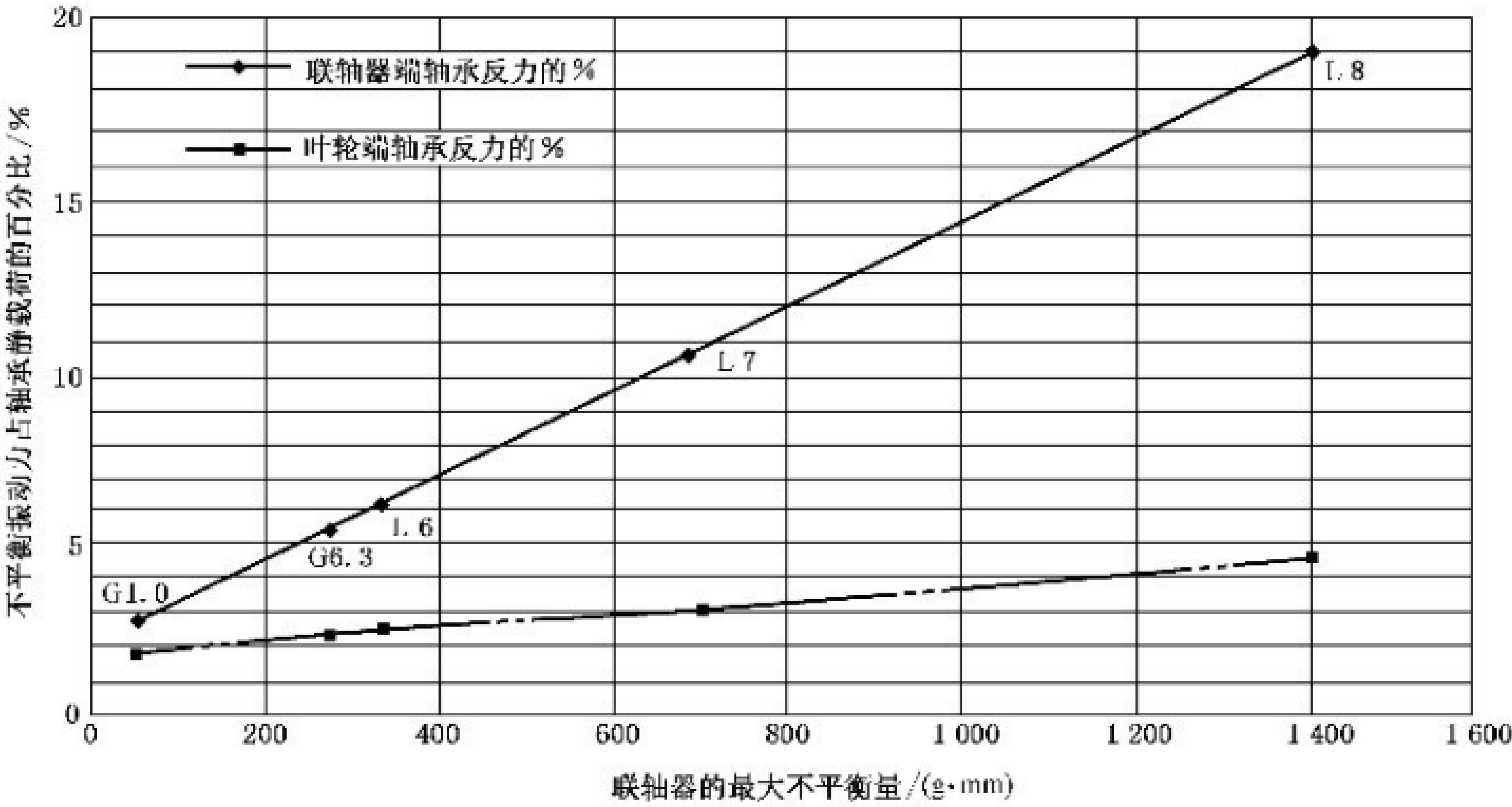
表 K.2 不同不平衡级别转速为 1 500 r/min 时的不平衡力

组件	质量(M) kg	转速为 1 500 r/min 时的不平衡力( $F_U$ )/N			
		GB/T 9239.1—2006	本文件		
		G1.0	8 级	7 级	6 级
半联轴器	7	不适用	34.6	17.3	8.6
叶轮	36	5.6	不适用	不适用	不适用

注： $F_U$ 按式(A.5)计算。

表 K.3 轴承支反力、RL 和 RR(忽略轴质量和不平衡效应)

负载条件	联轴器			叶轮			最严重不平衡时的轴承支反力 (平均值+振动值)	
	联轴器质量 kg	不平衡 级别	联轴器 不平衡力 N	叶轮质量 kg	不平衡质量 级别	叶轮 不平衡力 N	联轴器端轴承 支反力( $R_L$ ) N	叶轮端轴承 支反力( $R_R$ ) N
仅组件质量	7	不适用	0	36	不适用	0	$-323.2 \pm 0.0$	$745 \pm 0.0$
质量+叶轮 不平衡	7	不适用	0	36	G 1.0	5.6	$-323.2 \pm 6.9$	$745 \pm 12.6$
质量+联轴器 不平衡	7	8 级	34.6	36	不适用	0	$-323.2 \pm 54.7$	$745 \pm 20.1$
	7	7 级	17.3	36	不适用	0	$-323.2 \pm 27.3$	$745 \pm 10.1$
	7	6 级	8.6	36	不适用	0	$-323.2 \pm 13.7$	$745 \pm 5.0$
质量+两种 不平衡	7	8 级	34.6	36	G 1.0	5.6	$-323.2 \pm 61.6$	$745 \pm 32.7$
	7	7 级	17.3	36	G 1.0	5.6	$-323.2 \pm 34.3$	$745 \pm 22.6$
	7	6 级	8.6	36	G 1.0	5.6	$-323.2 \pm 20.6$	$745 \pm 17.6$



联轴器质量=7 kg, 叶轮质量=36 kg, 运行速度=1 500 r/min,  
联轴器端轴承静载荷=32.9 kg, 叶轮端静止轴承静载荷=75.9 kg,  
L6、L7 和 L8 为本文件平衡精度等级。

图 K.2 当叶轮的平衡品质级别为 G1.0 时,联轴器不平衡对轴承支反力的影响

附 录 L  
(资料性)

本文件平衡精度等级和 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)的比较

图 L.1 在同一坐标系下绘出本文件平衡精度等级和 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)的 2 种曲线,可从数值和求解两个方面做一对比。

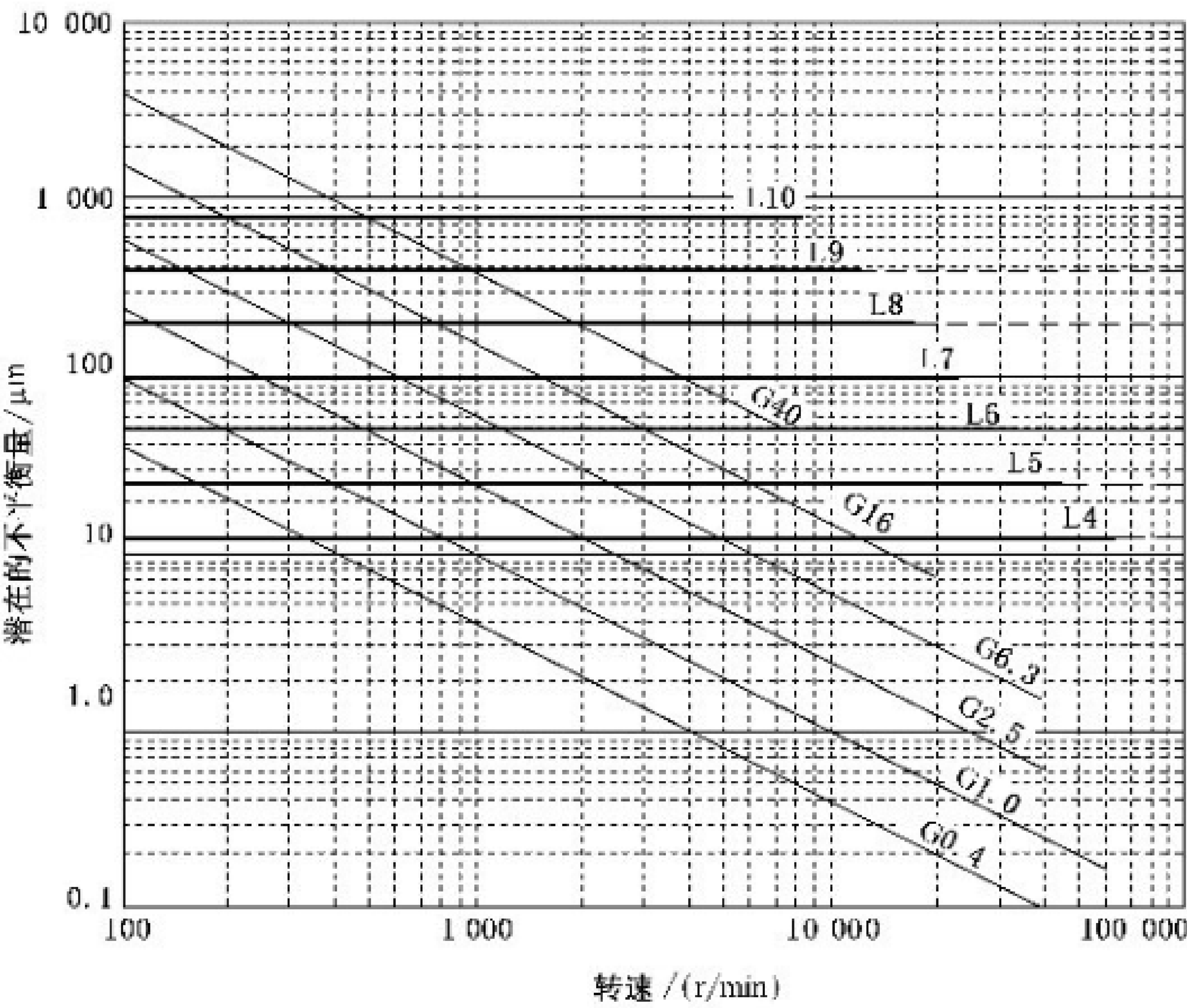
——本文件平衡量精度等级是对联轴器主惯性轴最大位移量  $e_{\text{rss}}$  数值大小限值的分类(单位为  $\mu\text{m}$ ,是距离),并非设计选择的最终结果,在图上显示的只是一条和转速无关的水平直线。设计要求的精度等级的具体选择还要根据质量和转速确定的选择段,并考虑系统对联轴器不平衡量的敏感程度才能最终确定。

而 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)是最终选择后的结果,已经包括质量和转速的因素(单位为  $\text{mm/s}$ ,是速度),因此同一个 G 值对应的主惯性轴最大位移量随速度变化,在图中显示是一条斜线。

——当安装在传动系统中时,多数情况下联轴器的潜在不平衡量大于平衡机中测得的剩余不平衡量。这是因为联轴器的潜在不平衡量是联轴器中可能存在的最大不平衡量,是各种因素都按最大偏差值计算的综合结果,而各种因素都出现最大偏差的几率实际是很低的。

本文件给出依据设计规范通过理论计算出由于基准的偏心、间隙、附件的偏心和质量差异导致的质心位移量,从而得出联轴器有可能存在的最大不平衡量;并根据本文件规定的选择方法确定联轴器的平衡精度等级,在设计阶段就可以判断出联轴器能否满足实际应用中的不平衡要求;同时还可找出不平衡的主要因素,做有效的设计改进、并可预估改进后的效果。

应用本文件的方法可解决多种单凭平衡机平衡无法解决的联轴器不平衡量的计算和设计改进问题。应用本文件的方法,并根据实际需要结合做必要的平衡,联轴器的设计制造水平和效益可获得进一步提升。



L4~L10 表示 4~10 级平衡精度等级的线段。

图 L.1 本文件不平衡精度等级与 GB/T 9239.1—2006 平衡品质级别(G)对比

参 考 文 献

[1] GB/T 3931—2010 联轴器术语  
[2] GB/T 6444—2008 机械振动平衡词汇  
[3] GB/T 9239.14—2017 机械振动 转子平衡 第 14 部分:平衡误差的评估规程

---