



中华人民共和国国家标准

GB/T 22437.1—2008

起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第1部分：总则

Cranes—Design principles for loads and load combinations—
Part 1: General

(ISO 8686-1:1989, MOD)

2008-10-22 发布

2009-05-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目次

前言 I

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 符号 1

5 总则 2

6 载荷与适用系数 3

7 载荷组合的选择原则..... 10

附录 A（规范性附录） 许用应力法和极限状态法的应用 13

附录 B（规范性附录） 系数 γ_f 、 γ_m 、 γ_p 和 γ_n 值 15

附录 C（资料性附录） 对系数 ϕ_i 应用的一般注释..... 16

附录 D（资料性附录） 在轨道上运行的起重机械估算系数 ϕ_i 值的模型示例 17

附录 E（资料性附录） 确定由加速度产生的载荷示例 20

附录 F（资料性附录） 偏斜引起的载荷（水平侧向力）分析方法示例 27

参考文献 30

前 言

GB/T 22437《起重机 载荷与载荷组合的设计原则》分为 5 个部分：

- 第 1 部分：总则；
- 第 2 部分：流动式起重机；
- 第 3 部分：塔式起重机；
- 第 4 部分：臂架起重机；
- 第 5 部分：桥式和门式起重机。

本部分为 GB/T 22437 的第 1 部分。

本部分修改采用 ISO 8686-1:1989《起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第 1 部分：总则》(英文版)。

本部分根据 ISO 8686-1:1989 重新起草,有关技术性差异已编入正文并在它们所涉及的条款的页边空白处用垂直单线标识。

本部分与 ISO 8686-1:1989 的主要技术性差异为：

- 给出了高危险度系数的具体数值。
- 将载荷与载荷组合表 3 中 A3、B3 组合的第 2 行的“—”改为“1”。
- 将载荷与载荷组合表 3 中 C3 组合的第 7 行由原来的“—”改为“1”。
- 将载荷与载荷组合表 3 中 A4、B4 组合的第 4 行“—”与第 5 行“ ϕ_5 ”位置调换,改成第 4 行“ ϕ_5 ”与第 5 行“—”。
- 将载荷与载荷组合表 3 中第 20 行的 γ_{mA} 、 γ_{mB} 、 γ_{mC} 统一改为 γ_m ,附录 B 表 B.1 中的 γ_m 值由 1.10、1.05、1.00 统一改为 1.10。
- 对 ISO 8686-1:1989 中引用的其他国际标准,用已被采用为我国的标准代替对应的国际标准,其余未被采用为我国标准的国际标准均被直接引用。

为了便于使用,本部分还作了以下编辑性修改：

- “ISO 8686 的本部分”一词改为“GB/T 22437 的本部分”；
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”；
- 删除了国际标准的前言；
- 将正文与附录中的公式进行了统一编号；
- 增加了参考文献；
- 对 ISO 8686-1:1989 中的质量,抗倾覆力矩,图 D.4 b)中字符 h_G 以及系数 ϕ 未列入表 B.1 等进行了调整。

本部分的附录 A 和附录 B 为规范性附录,附录 C、附录 D、附录 E 和附录 F 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227)归口。

本部分起草单位:太原科技大学。

本部分主要起草人:徐格宁。

本部分为首次制定。

起重机 载荷与载荷组合的设计原则

第 1 部分：总则

1 范围

GB/T 22437 的本部分规定了各种载荷计算的通用方法和选择载荷组合的一般原则，其目的是为了验证 GB/T 6974.1 所定义的各类起重机金属结构及机械零部件的承载能力。

本方法以刚体动力分析及弹性静力分析为基础，但也允许使用经理论和实践证明具有相同效能的、更先进的(计算或试验)方法估算载荷与载荷组合的效应和动力载荷系数值。

本部分有两种不同用途：

- a) 为不同类型起重机械制定更专用的标准，提供参数值的通用形式、内容及范围。
- b) 在设计者、制造者与购买者之间为没有专用标准的起重机械就载荷与载荷组合达成协议提供一个框架。

当本部分应用于相同工作和环境条件下的不同类型起重机时，应探寻引起失效的等效应力。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 22437 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分，然而，鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本部分。

GB/T 5905—1986 起重机试验规范和程序(idt ISO 4310:1981)

GB/T 6974.1 起重机 术语 第 1 部分：通用术语(GB/T 6974.1—2008, ISO 4306-1:2007, IDT)

ISO 4302:1981 起重机 风载荷估算

3 术语和定义

GB/T 6974.1 确立的以及下列术语和定义适用于 GB/T 22437 的本部分。

3.1

载荷 loads

以力、位移或温度形式施加的外部或内部作用，将在起重机金属结构或机械部件中引起应力。

3.2

刚体的动力分析 kinetic analysis of rigid bodies

对假定为非弹性元件组成系统模型做运动和内力的研究。

3.3

弹性体的动力分析 kinetic analysis for elastic bodies

对假定为弹性元件组成系统模型做相关弹性位移、运动和内力的研究。

4 符号

GB/T 22437 的本部分采用的主要符号见表 1。

表 1 主要符号

| 符 号 | 说 明 | 参考本部分有关内容 |
|---|-----------------------------|---------------|
| ϕ_i | 反映动力效应的载荷系数 | 多处 |
| ϕ_1 | 作用在起重机械质量上的反映起升重力效应的起升冲击系数 | 6.1.1 |
| α | 用于确定 ϕ_1 值的专用符号 | 6.1.1 |
| ϕ_2 | 起升地面载荷的起升动载系数 | 6.1.2.1 |
| ϕ_3 | 反映部分载荷突然卸载的动力效应的突然卸载冲击系数 | 6.1.2.3 |
| ϕ_4 | 反映在不平坦路面上运行的动力效应的运行冲击系数 | 6.1.3.2 |
| ϕ_5 | 由于起重机械驱动机构加速引起的加(减)速动载系数 | 6.1.4 |
| ϕ_6 | 反映动载试验载荷的起升动载系数 | 6.3.2 |
| ϕ_7 | 反映同缓冲器碰撞引起的弹性效应的缓冲器碰撞弹性效应系数 | 6.3.3 |
| HC ₁ ~HC ₄ | 规定的起重机械起升状态级别 | 6.1.2.1 |
| β_2 | 规定的起升状态级别系数 | 6.1.2.1 |
| β_3 | 用于确定 ϕ_3 值的专用符号 | 6.1.2.3 |
| V_h | 稳定的起升速度,单位为米每秒(m/s) | 6.1.2.2 |
| F_x, F_{x2}, F_{x4} | 缓冲力 | 6.3.3 |
| $\gamma_{IA}, \gamma_{IB}, \gamma_{IC}$ | 用于计算许用应力的安全系数 | 7.3.2 |
| γ_p | 分项载荷系数 | 7.3.3 |
| γ_m | 抗力系数 | 附录 A,附录 B |
| γ_n | 高危险度系数 | 7.3.6 |
| m | 有效载荷质量,总起升载荷质量 | 6.1.2.3,6.3.1 |
| $\eta m = m - \Delta m$ | 悬挂在起重机械上的剩余部分(吊具)质量 | 6.3.1 |

注:附录中使用的更多符号,将在附录中给出定义。

5 总则

5.1 按照 GB/T 22437 的本部分进行能力计算验证的目的是为了采用数学方法确认该起重机在按照制造厂说明书运转时的实际承载能力。

防止失效(如屈服、弹性失稳或疲劳)验证的基础是核算载荷在起重机结构件和机械部件中引起的计算应力是否小于相应的计算强度。

失效验证对抗倾覆稳定性也是必要的,抗倾覆稳定性由载荷引起的倾覆计算力矩与由起重机械所具有的抗倾覆计算力矩之比来确定。此外,为确保起重机械的稳定性和/或避免起重机械及其局部部件意外移动,例如起重臂变幅绳、固定拉索的意外脱开卸载或起重机械的意外滑动,还应对某些力做出限制。

应当考虑机械和结构系统的实际与理论几何形状之间差别的影响(例如公差及基础下沉等产生的影响)。由于这种影响可能会引起的应力超过规定的极限值,因此在进行起重机承载能力验算时应给予考虑。

5.2 结构设计或能力验算的两种常用方法:

a) 许用应力法

它是由组合载荷产生的设计应力与由构件类型或检验的条件所确定的许用应力进行对比。许

用应力的确定是以使用经验为基础,并考虑防止由于屈服、弹性失稳或疲劳等引起失效的裕度。

b) 极限状态法

它是用分项载荷系数将组合之前的各载荷放大,并与屈服或弹性失稳所规定的极限状态进行对比。每种载荷的分项载荷系数的选定是以出现的概率和能确定的载荷精确度为依据的。极限状态值包含的是将构件的标准强度予以折减的强度值,此折减反映了该构件强度及几何参数的统计偏差。

极限状态法通常给出更有效的设计,因为此法考虑了在确定设备质量时准确性较好和在对其他作用载荷取值时准确性较差的因素(采用不同的分项载荷系数加以体现)。

附录 A 给出了许用应力法与极限状态法应用的详细说明。

5.3 为了计算作用载荷引起的应力,应选用适当的起重机械模型。根据本部分的规定,引起随时间变化载荷效应(内力)的各种载荷根据经验、试验或计算均应按等效静载荷进行估算。可以采用刚体动力分析方法,选用一些动力系数估算模拟弹性系统响应所需的各个力,也可以选择或进行弹性动力学分析或现场测试,但为了反映操作的平稳程度,需要考虑起重机械司机实际操作的因素。

无论是许用应力法还是极限状态法,在考虑稳定性和位移时,载荷、载荷组合、载荷系数,许用应力以及极限状态,都应在经验的基础上考虑其他相关标准进行设定,或者在试验或统计数据的基础上加以设定。本部分使用的参数均被认为是可以确定的。

如某种载荷不可能出现(例如作用在室内工作起重机械上的风载荷),则应在承载能力验算中略去不计。同理,由下述情况引起的载荷也应略去:

- a) 起重机械说明书中禁止的条件;
- b) 起重机械设计中未提供的特性;
- c) 起重机械设计中防止或禁止的条件。

如果采用概率的方法验算承载能力,应当表明相应的条件,特别是可接受的失效概率。

6 载荷与适用系数

本章给出了载荷以及在承载能力验算中确定载荷效应时使用的系数 ϕ_i 和取值范围。

从这些系数值范围选择特定类型起重机械的各数值,可在 GB/T 22437 的本部分中查找。

附录 C 对系数 ϕ_i 的应用给出一般注释。

作用在起重机械上的载荷分为常规载荷、偶然载荷、特殊载荷及其他载荷,当各类载荷与所考虑的起重机械相关或与其使用相关时,才予以考虑:

- a) 常规载荷发生在正常操作中,在防止屈服、弹性失稳以及在适当时防止疲劳失效的能力验算中应予以考虑。它们是由重力和驱动机构、制动器作用在起重机械与起升载荷质量上的加速度或减速度以及各种位移引起的载荷。
- b) 偶然载荷及其效应不经常发生,在疲劳估算中不予考虑。它们包括由工作状态风载荷,雪、冰、温度变化以及偏斜运行引起的载荷。
- c) 特殊载荷及其效应也不经常发生,在疲劳估算中也不予考虑。它们包括由试验载荷、非工作状态风载荷,缓冲力和倾翻载荷、意外停机、机构失效以及起重机械基础外部激励引起的载荷。
- d) 其他载荷包括安装和拆卸载荷以及平台和通道上的载荷。

载荷所属类别并不是载荷重要性或关键性的标志。例如安装和拆卸载荷虽然属于最后一种类型,但因为相当一部分事故发生在这些工作阶段,应当给予特别注意。

6.1 常规载荷

6.1.1 作用在起重机械质量上的起升重力效应

起重机械的质量,应包括在运转时始终处在起重机械固定位置上的某些部件,而有效载荷除外(见

6.1.2)。对于某些起重机械或某些应用情况,可能需要叠加上由于物料结壳的质量,例如煤或类似粉末粘结在起重机械及其零件上的情况。

起重机械质量产生的重力应乘以起升冲击系数 ϕ_1 ,此处 $\phi_1=1\pm\alpha,0\leq\alpha\leq0.1$,采用这种方法是考虑了起升总载荷离开地面时起重机械金属结构的振动激励。为了反映振动脉冲效应范围的上下限,该系数通常设有上下限两个值。

起升冲击系数 ϕ_1 可应用于起重机械结构及其支承的设计中。在某些情况下,为了寻求构件和部件的最危险载荷,必须运用系数的两个上下限值。

6.1.2 垂直作用在总载荷上的惯性和重力效应

总载荷的质量包括有效载荷、吊具以及钢丝绳悬垂段的质量。

6.1.2.1 起升状态级别

根据起重机械的动力特性将其起升状态划分为 HC₁~HC₄ 四个级别。各类起重机械的起升状态级别列于表 2,应在经验的基础上选择。相应的系数 β_2 和 ϕ_2 值也列于表 2,并用图 1 说明。起升状态级别的选择取决于起重机械的具体类型,并在附录中的相关部分所论及。同时,不论起升状态级别如何,起升动载系数 ϕ_2 值都可通过试验或分析确定。

表 2 β_2 和 ϕ_2 值

| 起重机械起升状态级别 | β_2 | ϕ_2 | |
|-----------------|-----------|---------------|---------------|
| | | ϕ_{2min} | ϕ_{2max} |
| HC ₁ | 0.2 | 1.00 | 1.30 |
| HC ₂ | 0.4 | 1.05 | 1.60 |
| HC ₃ | 0.6 | 1.10 | 1.90 |
| HC ₄ | 0.8 | 1.15 | 2.20 |

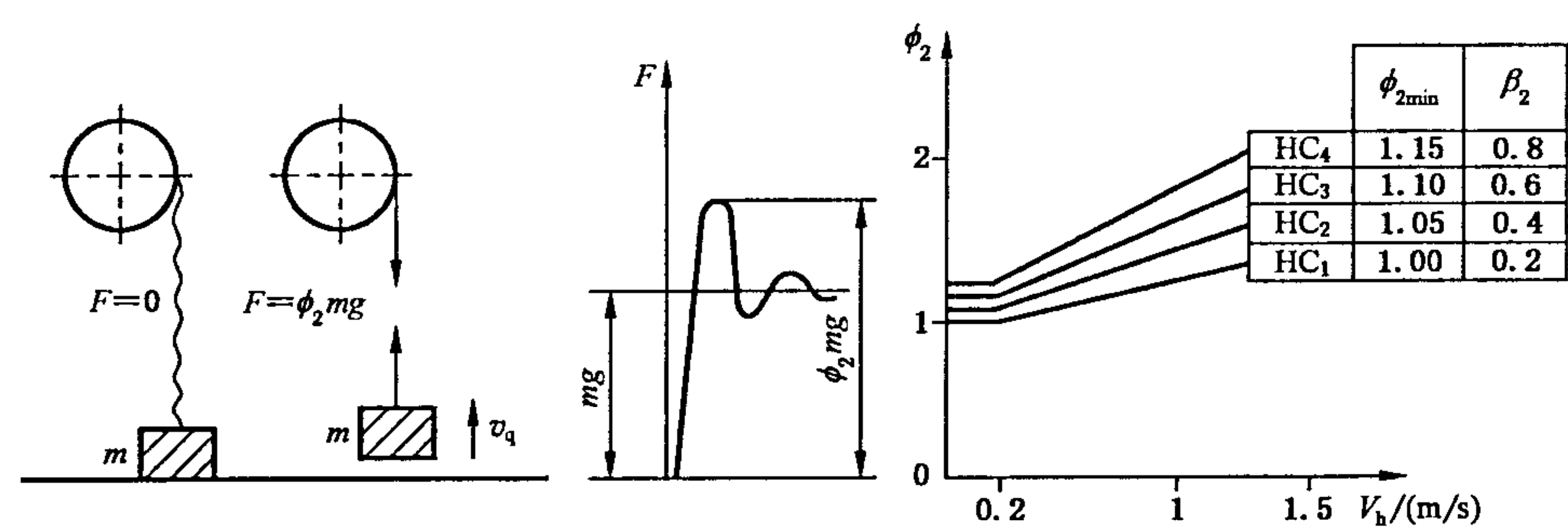


图 1 起升动载系数 ϕ_2

6.1.2.2 起升无约束的地面载荷

在起升无约束的地面载荷时,将载荷从地面传递到起重机械上的动力效应以起升动载系数 ϕ_2 乘以总载荷质量引起的重力来考虑(见图 1)。

注:本条所述动力效应,发生在吊具起升载荷离地瞬间,驱动机构加速之际,是动能和驱动扭矩共同产生的结果。

起升动载系数 ϕ_2 应按式(1)取值:

当 $V_h \leq 0.2 \text{ m/s}$ 时, $\phi_2 = \phi_{2min}$;(1)

当 $V_h > 0.2 \text{ m/s}$ 时, $\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 (V_h - 0.2)$

式中:

V_h ——稳定起升速度,单位为米每秒(m/s),与吊具有关,由空载电动机或发动机的稳定转速导出;

β_2 ——与起升状态级别相关系数(见表 2);

ϕ_{2min} ——表 2 给出的对应于起升状态级别的动力效应系数。

如果起升驱动控制系统能够保证正常操作而使用稳定的微速,在确定起升动载系数 ϕ_2 值时,方考虑该微速。否则,确定起升动载系数 ϕ_2 值时应考虑两种情况:正常操作取 ϕ_2 值,如 6.1.2.2.1;特殊情况取 ϕ_{2max} 值,如 6.1.2.2.2。

6.1.2.2.1 正常操作

在正常操作的情况下:

- a) 若起重机械司机可以控制得到稳定微速,则在确定系数 ϕ_2 值时选用稳定微速。
- b) 若提供有无级变速控制或者靠起重机械司机可实现无级变速控制,应从图 1 选择相应于起升状态级别的 ϕ_{2min} 值。

6.1.2.2.2 特殊情况

起重机械的控制属于 6.1.2.2.1 中的 a)型, ϕ_{2max} 值应基于由空载电动机或发动机最大额定速度 V_h 值导出。

起重机械的控制属于 6.1.2.2.1 中的 b)型,对应于起升状态级别的 ϕ_{2max} 值应基于不小于空载电动机或发动机 0.5 倍的最大额定速度 V_h 值导出。

6.1.2.3 部分有效载荷突然卸载的效应

对于以部分有效载荷卸除或坠落为正常工作状态的起重机械,例如当使用抓斗或电磁盘时,对起重机械的最大动力效应可用有效载荷乘以突然卸载冲击系数 ϕ_3 (见图 2)进行模拟。

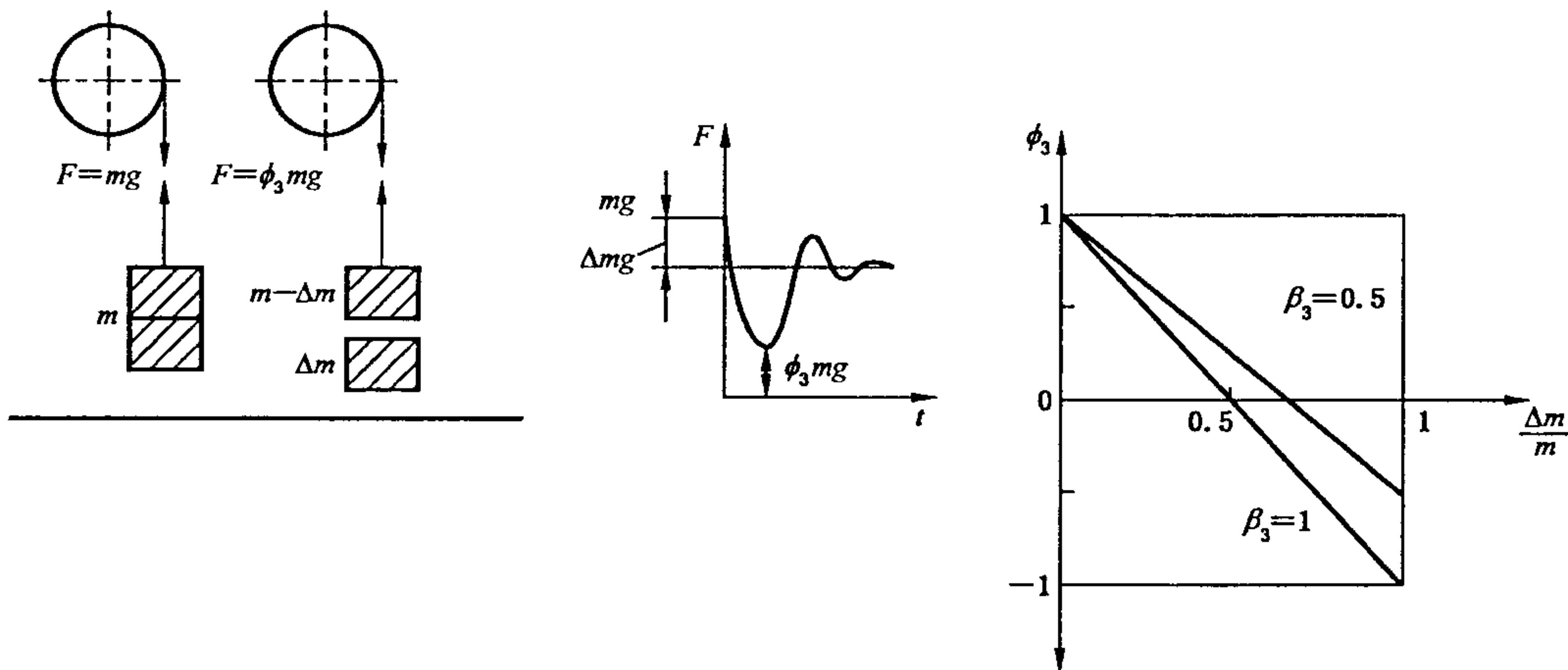


图 2 突然卸载冲击系数 ϕ_3

突然卸载冲击系数 ϕ_3 的值由式(2)给出:

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m}(1 + \beta_3) \dots\dots\dots(2)$$

式中:

- m ——有效载荷的质量,单位为千克(kg);
- Δm ——从有效载荷质量卸除或坠落的部分质量,单位为千克(kg);
- $\beta_3 = 0.5$,用于带有抓斗或类似慢速卸载装置的起重机械。

6.1.3 在不平坦路面上运行引起的载荷

6.1.3.1 在道路上或道路外运行的起重机械

在道路上或道路外运行的带载或空载起重机械的动力效应取决于起重机械的结构形式(质量分布)、起重机械的弹性和/或载荷悬挂方式、运行速度以及运行路面的性质和状况。而动力效应则应当根据经验、试验来估算或采用适当的起重机械和运行路面的模型进行计算。

6.1.3.2 在轨道上运行的起重机械

在具有几何特性或弹性特性轨道上运行的带载或空载起重机械,由于车轮加速引起的动力效应取

决于起重机械的结构形式(质量分布)、起重机械的弹性和/或悬挂方式、运行速度和车轮直径,并应当根据经验、试验来估算或采用适当的起重机械和轨道模型进行计算。

起重机械在轨道上运行引起的垂直加速度可由起重机械和总载荷质量的重力乘以运行冲击系数 ϕ_4 考虑。对几种特定类型的起重机械,相关标准规定了轨道公差并提出一些条件,在条件范围内 ϕ_4 值可取为1。

附录D给出了估算运行冲击系数 ϕ_4 值的模型示例,用来考虑起重机械在未采用焊接、具有高低错位或间隙接头的轨道上运行时,对车轮产生的垂直加速度。

6.1.4 由起重机械所有驱动机构包括起升驱动机构的加速引起的载荷

由驱动机构加速或减速在起重机械中引起的载荷可以利用刚体动力模型进行计算,应计及起重机械驱动机构的几何特征和质量分布,并在适当情况下计及所产生的内部摩擦损失,为此将总载荷视为固定在臂架顶部或直接安置在小车的下方。

刚体分析并不直接反映弹性效应。因此可将引起加(减)速度的驱动力变化值(ΔF)乘以加(减)速动载系数 ϕ_5 ,并与发生加(减)速度之前的力代数相加。然后,将该增大的力施加在承受驱动力的部件上,同样也施加在起重机械和总载荷上(见图3)。

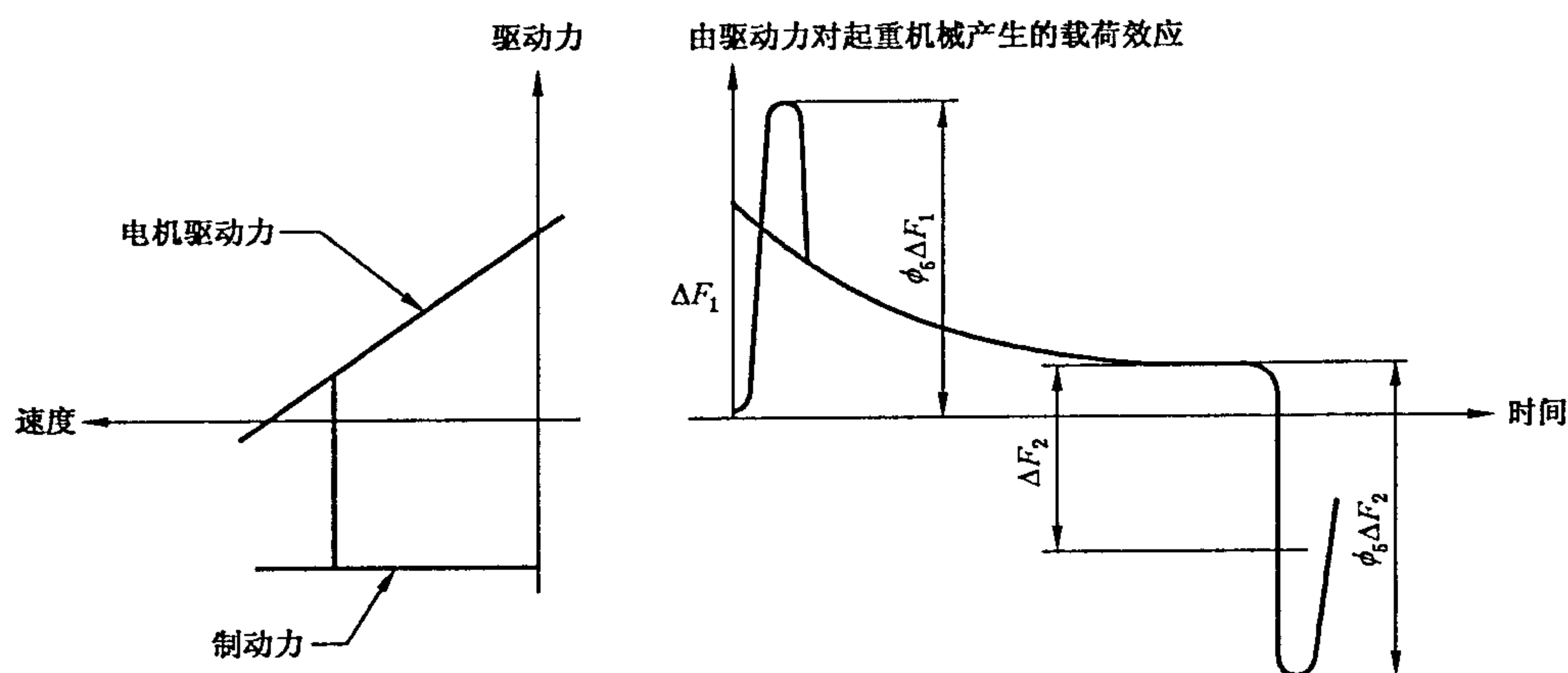


图3 加(减)速动载系数 ϕ_5

ϕ_5 值的取值范围是 $1 \leq \phi_5 \leq 2$ 。该数值的选用取决于驱动力或制动力的变化率、质量分布和系统的弹性性质。通常,较低值适用于驱动力平稳变化的系统,较高值适用于驱动力突然变化的系统。

对于离心力, ϕ_5 可取为1。

在力的传递受到摩擦或驱动机构特性限制的情况,应选用适合于该系统极限力的系数 ϕ_5 。

附录E给出了一个由于运行机构不同步且载荷分布不对称的桥式起重机加速引起的载荷的示例。

6.1.5 由位移引起的载荷

在设计计算中应当考虑由于位移引起的载荷,例如由预应力产生的位移引起的载荷以及必须是在极限范围内的由偏斜(挠曲)和其他补偿控制系统的初始影响产生的位移引起的载荷。

要考虑的其他载荷包括由在规定极限范围内的位移引起的载荷,例如轨道之间轨距的相对变化或支承的不均匀沉陷引起的载荷。

6.2 偶然载荷

6.2.1 气候影响

6.2.1.1 工作状态风载荷

工作状态由风引起的载荷应按ISO 4302:1981进行计算。

6.2.1.2 雪和冰载荷

对于某些地方,应当考虑雪和冰载荷。由于结壳引起受风面积的增大也应予以考虑。

6.2.1.3 由于温度变化引起的载荷

由于地区温度变化,应当考虑部件膨胀或收缩受到约束所引起的载荷。

6.2.2 由偏斜运行引起的载荷

当起重机械或小车在稳定状态运行时,本条所指的偏斜载荷发生在起重机械的车轮或导向装置(如导向滚轮或车轮轮缘)上。这些载荷是由导向的反作用力引起的,而迫使车轮从其自由滚动和原来的运行方向上偏离出来。由于非对称分布质量起重机械的加速度也会引起类似的载荷而产生偏斜,对此在6.1.4中考虑。

上述偏斜载荷通常作为偶然载荷,但它们发生的频率随着起重机械的类型,结构形式以及使用状态而变化。在个别情况下发生的频率将决定它们是属于偶然载荷还是常规载荷。对偏斜载荷的大小以及其所属载荷类别制定的指导原则均列于本部分有关的不同类型起重机械部分。

附录F给出了一个以恒速运行的刚性起重机械金属结构上的偏斜载荷分析方法的示例。对于施加偏斜力后结构具有不呈刚性的起重机械或者具有特殊控制的运行导向方式的起重机械,应考虑系统特性而选用适当的计算模型。

6.3 特殊载荷

6.3.1 非工作状态风载荷

在计算非工作状态风载荷时,应考虑从总起升载荷质量中卸除有效载荷质量后仍悬挂在起重机械上的剩余部分(吊具)质量 ηm ,见式(3):

$$\eta m = m - \Delta m \dots\dots\dots(3)$$

式中:

- η ——剩余质量系数;
- m ——总起升载荷质量,单位为千克(kg);
- Δm ——有效载荷质量,单位为千克(kg)。

非工作状态风载荷应按 ISO 4302:1981 进行计算。

6.3.2 试验载荷

试验载荷值应符合 GB/T 5905—1986 的规定。

在动载和静载试验载荷的数值大于 GB/T 5905—1986 给出的最小值时,应对这些试验状态进行承载能力验算。在此情况下,动载试验载荷应乘以由式(4)给出的系数 ϕ_6 :

$$\phi_6 = 0.5(1 + \phi_2) \dots\dots\dots(4)$$

式中 ϕ_2 按照 6.1.2 进行计算。

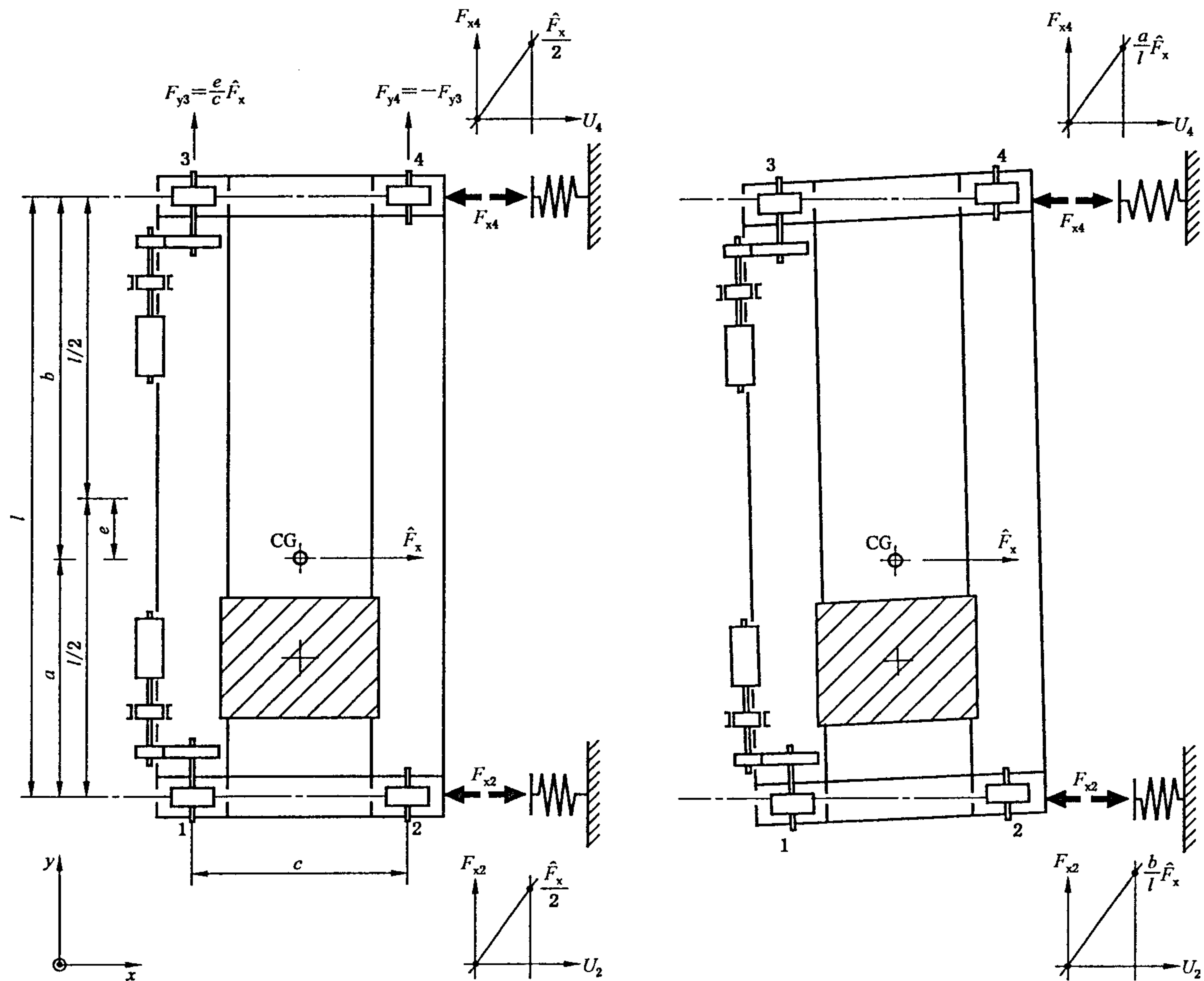
6.3.3 缓冲力

在使用缓冲器的场合,由于与缓冲器相碰撞对起重机械金属结构产生的作用力,应按起重机械通常以 0.7~1.0 倍额定速度运行时所有相关部分的动能进行计算。在采用了非常可靠的运行减速自动控制系统,或者在起重机械与缓冲器碰撞后结果是有限的特殊考虑情况下,可以采用较低值。

计算可以刚体模型为基础,但应考虑起重机械和缓冲系统的实际动作响应。

在起重机械或部件的偏转受到限制的情况,例如受导向轨的限制,其缓冲变形可认为是相等的,此时若缓冲特性相同,则缓冲力将相等。这种情况可用图 4 a)说明,其中 F_x 为缓冲碰撞力, F_{x2} 、 F_{x4} 为: $F_{x2} = F_{x4} = F_x/2$ 。

在起重机械或部件的偏转不受限制的情况,应考虑相关质量的分布和缓冲器特性来计算缓冲力。这种情况可用图 4 b)说明。



a) 由轨道水平导向的起重机械($u_2 = u_4$ ——缓冲行程)

b) 回转不受限制的起重机械($F_{y3} = F_{y4} = 0$)

\hat{F}_x ——最大缓冲碰撞力。

图 4 缓冲力与缓冲变形的举例(所示为四轮起重机)

其合力 F_x 与缓冲力相平衡的水平惯性力一样,应乘以缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_f 来考虑利用刚体分析不能计算的弹性效应。对于具有线性特性的缓冲器(如弹簧)情况, ϕ_f 应取为 1.25;对于具有矩形特性的缓冲器(如液压缓冲器)情况, ϕ_f 应取为 1.6。对其他特性的缓冲器,应通过计算或试验选取证明是正确的其他数值(见注 2 和图 5)。

注 1: 在计算缓冲力时,不考虑在水平方向不受限制(可自由摆动)的悬挂载荷的影响。

注 2: ϕ_f 的中间值可估算如下: 当 $0 \leq \xi \leq 0.5$ 时, $\phi_f = 1.25$;

当 $0.5 < \xi \leq 1.0$ 时, $\phi_f = 1.25 + 0.7(\xi - 0.5)$ 。

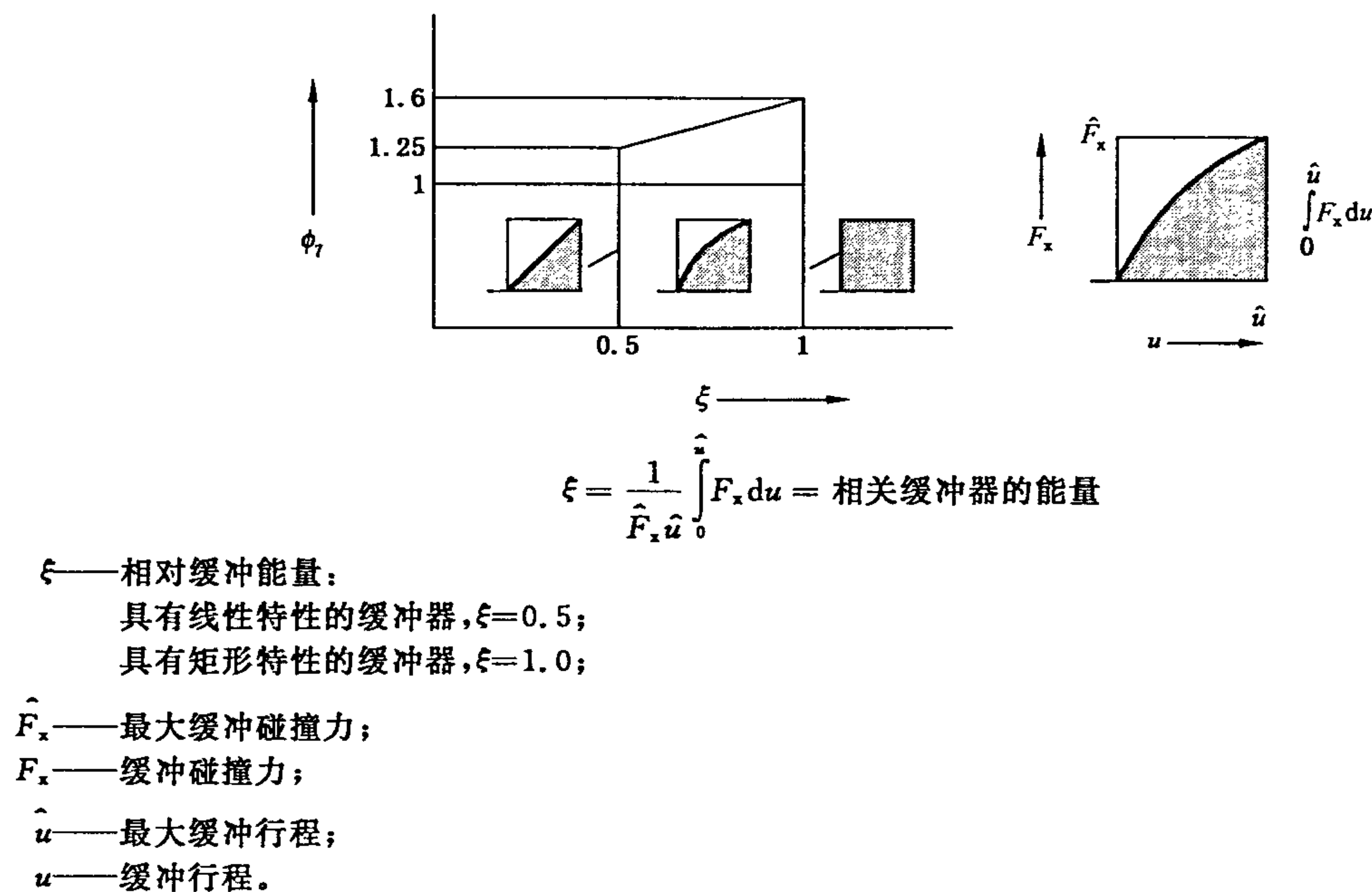


图 5 缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_f

6.3.4 倾翻力

如果某台起重机械在水平方向受载荷阻碍而倾翻时，应计算确定其载荷或吊具同障碍物相碰撞引起的静态合力(倾翻力)。

如果已倾翻的起重机械能自行回落到其正常位置，应考虑对支承结构上的碰撞力。

6.3.5 意外停机引起的载荷

意外停机引起的载荷按 6.1.4 估算，并应考虑停机瞬间的最不利驱动状态(即加速力与载荷的最不利组合)。系数 ϕ_s 的取值范围为 $1.5 \leq \phi_s \leq 2.0$ 。

6.3.6 机构失效引起的载荷

如果采用工作制动加上紧急制动对起重机械提供保护，则失效和紧急制动的动作均应认为发生在最不利状态下。

如果为了安全原因采用两套(双联)机构时，若任一机构的任何部位出现失效，则应认为该机构发生了失效。

在这两种情况中，应按 6.1.4 计算所引起的各载荷，还应计及在力的传递中引起的任何冲击。

6.3.7 起重机械基础的外部激励

起重机械基础外部激励的实例是地震或其他震波引起的振动。

由这类外部激励引起的载荷仅当它们构成重大危险时才予以考虑。

注：可以采用政府法令或技术规范中提出的特殊要求。

6.4 其他载荷

6.4.1 由于安装、拆卸和运输引起的载荷

应该考虑作用在安装、拆卸过程中各个阶段的载荷，包括由 8.3 m/s 的风速或更大风速引起的载荷。对于某些类型的起重机械，在本部分中也规定了较高的数值。它们应按 7.2 进行组合。

在某些情况中，也需考虑在运输过程中产生的载荷。

6.4.2 平台和其他通道上的载荷

这些载荷被认为是局部载荷，只作用在设备本身及最接近的支承构件上。

还应考虑下述载荷：

- 可以堆放的物料：3 000 N；
- 仅为通道承受的：1 500 N；
- 作用在栏杆上的水平力不小于 300 N，取决于安装位置及用途。

7 载荷组合的选择原则

7.1 基本考虑

为了确定某台起重机械在正常操作中所承受的应力,应按弹性静态模拟计算,将各个载荷进行组合,为达到此目的:

- a) 当采取载荷作用的大小、位置和方向均选定作为工程考虑基础,估算危险点产生的不利应力时,起重机械的状态和布置处于最不利的条件。
- b) 保守的做法可将各种载荷按照本章规定的涵义进行组合,或者在适当的情况下用若干个载荷因子进行组合,以更真实地反映实际载荷情况。

适用于各种类型起重机械的载荷组合应符合表 3 和 7.1.1~7.2 规定的原则。

7.1.1 基本载荷组合

基本载荷组合列于表 3。通常,载荷组合 A 包括常规载荷,载荷组合 B 包括常规载荷与偶然载荷的组合,载荷组合 C 包括常规载荷、偶然载荷与特殊载荷的组合。

7.2 在安装、拆卸和运输过程中的载荷组合

在安装和拆卸过程中的各个阶段都应考虑适当的载荷与载荷组合,这些载荷与载荷组合在 GB/T 22437 的本部分中对每一种类型的起重机械均有同样的规定。对于每个构件或部件的重要载荷在各种情况下都应进行承载能力的验算。在某些情况中还需要考虑在运输过程中发生的载荷。

7.3 表 3 的应用

7.3.1 总则

表 3 中第 2 列的 1、2、3 中的质量均应乘以重力加速度 g ,第 2 列的第 4 行和第 5 行的质量应乘以适当的加速度,所求得的或给出的载荷应乘以相应的系数或乘以 1。

每种载荷组合应符合 7.1 的规定。

7.3.2 许用应力法

载荷组合 A、载荷组合 B 和载荷组合 C 的许用应力应以材料、元件、部件或连接件所规定的强度(例如屈服应力、屈曲应力或弹性极限)除以强度系数 γ_{fA} 、 γ_{fB} 、 γ_{fC} 来确定。强度系数 γ_{fA} 、 γ_{fB} 和 γ_{fC} 的值列于表 B.1 中。

7.3.3 极限状态法

各个载荷在用于计算模型以前,应依照载荷类别和载荷组合 A、载荷组合 B 或载荷组合 C 乘以分项载荷系数 γ_p 。

供选用的分项载荷系数 γ_p 分别列于第 3 列、第 4 列和第 5 列。

分项载荷系数 γ_p 的取值范围列于表 B.1 中。

7.3.4 弹性位移

在某些情况下,弹性位移会使起重机械不能胜任其预期任务,会影响稳定性或者干扰机构的正常运转。在此情况下,考虑有关位移应是承载能力验算的组成部分,并且在可能的条件下将计算位移与确定的极限值进行对比。

7.3.5 疲劳强度验算

应该考虑疲劳效应。若需要验算疲劳强度,应按 7.1 规定的原则进行。通常,应考虑载荷组合 A1、A2、A3 和 A4(常规载荷)。

在某些应用中还需要考虑一些偶然载荷,例如工作状态风载荷、偏斜载荷、特殊载荷、试验载荷与起重机械基础的激励(例如地震和其他震波效应)。

7.3.6 高危险度系数的应用

在某些特殊情况下,在起重机械失效对人体或经济造成的后果特别严重的情况(例如铸造起重机或核能起重机),应选用高危险度系数,并且 $\gamma_n > 1$,以提高可靠性。高危险度系数值应根据特殊的使用要求选取,其取值范围列于表 B.1 中。

使用许用应力法时,许用应力应除此系数 γ_n ;使用极限状态法时,载荷应乘以此系数 γ_n 。见附录 A。

表 3 载荷与载荷组合

| 1 | 2 | 3 | | | | | 4 | | | | | 5 | | | | | 6 | | | | | | |
|---------------------|----------------------------------|--------------------------|----------------|----------|----|----------|--------------------------|----------------|----------|----|----------|-----------------|--------------------------|----------------|--------|----------|----------|----|----|----|----|----|----|
| 载荷类别 | 载荷 f_i | 载荷组合 A | | | | | 载荷组合 B | | | | | 载荷组合 C | | | | | 行号 | | | | | | |
| | | 分项载 荷系数 γ_p | A1 | A2 | A3 | A4 | 分项载 荷系数 γ_p | B1 | B2 | B3 | B4 | B5 | 分项载 荷系数 γ_p | C1 | C2 | C3 | | C4 | C5 | C6 | C7 | C8 | |
| 常规 载荷 (见 6.1) | 重力 加速度 冲击力 | γ_{pA1} | ϕ_1 | ϕ_1 | 1 | — | γ_{pB1} | ϕ_1 | ϕ_1 | 1 | — | — | γ_{pC1} | ϕ_1 | 1 | ϕ_1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | |
| | 2 总载荷的质量 | γ_{pA2} | ϕ_2 | ϕ_3 | 1 | — | γ_{pB2} | ϕ_2 | ϕ_3 | 1 | — | — | γ_{pC2} | — | η | — | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | |
| | 3 在不平坦路面上运 行的起重机械和起升载 荷的质量 | γ_{pA3} | — | — | — | ϕ_4 | γ_{pB3} | — | — | — | ϕ_4 | ϕ_4 | γ_{pC3} | — | — | — | — | — | — | — | — | 3 | |
| | 4 起重机械和总载 荷的质量 | γ_{pA4} | ϕ_5 | ϕ_5 | — | ϕ_5 | γ_{pB4} | ϕ_5 | ϕ_5 | — | ϕ_5 | — | γ_{pC4} | — | — | ϕ_5 | — | — | — | — | — | 4 | |
| | | | — | — | — | ϕ_5 | | — | — | — | — | — | | — | — | — | — | — | — | 5 | | | |
| | 位移载荷 | 5 见 6.1.5 | γ_{pA5} | 1 | 1 | 1 | 1 | γ_{pB5} | 1 | 1 | 1 | 1 | γ_{pC5} | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 6 | |
| | 偶然 载荷 (见 6.2) | 气候 影响 引起的 载荷 | 1 工作状态风载荷 | — | — | — | — | γ_{pB6} | 1 | 1 | 1 | 1 | γ_{pC6} | — | — | — | 1 | — | — | — | — | — | 7 |
| | | | 2 雪和冰载荷 | — | — | — | — | γ_{pB7} | 1 | 1 | 1 | 1 | γ_{pC7} | — | — | — | 1 | — | — | — | — | — | 8 |
| | | | 3 温度变化引起的载荷 | — | — | — | — | γ_{pB8} | 1 | 1 | 1 | 1 | γ_{pC8} | — | — | — | 1 | — | — | — | — | — | 9 |
| | | 偏斜载荷 | 4 见 6.2.2 | — | — | — | — | γ_{pB9} | — | — | — | — | 1 | γ_{pC9} | — | — | — | — | — | — | — | — | 10 |
| 特殊 载荷 (见 6.3) | 1 起升地面载荷 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC10} | ϕ_{2max} | — | — | — | — | — | — | — | — | 11 | |
| | 2 非工作状态风载荷 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC11} | — | 1 | — | — | — | — | — | — | — | 12 | |
| | 3 试验载荷 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC12} | — | — | — | ϕ_6 | — | — | — | — | — | 13 | |
| | 4 缓冲力 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC13} | — | — | — | — | ϕ_7 | — | — | — | — | 14 | |
| | 5 倾翻力 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC14} | — | — | — | — | — | 1 | — | — | — | 15 | |

表 3 (续)

| 1 | 2 | 3 | | | 4 | | | 5 | | | | | 6 | | | | | | | | | |
|---------------------|---|--------------------------|---------------|----|----|--------|--------------------------|---------------|----|--------|----|---------------|--------------------------|----|----|----|----|----------|----------|----|----|----|
| 载荷类别 | 载荷 f_i | 载荷组合 A | | | | 载荷组合 B | | | | 载荷组合 C | | | | | 行号 | | | | | | | |
| | | 分项载 荷系数 γ_p | A1 | A2 | A3 | A4 | 分项载 荷系数 γ_p | B1 | B2 | B3 | B4 | B5 | 分项载 荷系数 γ_p | C1 | | C2 | C3 | C4 | C5 | C6 | C7 | C8 |
| 特殊 载荷 (见 6.3) | 6 意外停机引起的载荷 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC15} | — | — | — | — | ϕ_5 | — | — | — | 16 |
| | 7 机构失效引起的载荷 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC16} | — | — | — | — | — | ϕ_5 | — | — | 17 |
| | 8 起重机械基础激励引起的载荷 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | γ_{pC17} | — | — | — | — | — | — | — | 1 | 18 |
| 许用应力法 | 强度系数 γ_{fi} | — | γ_{fA} | | | | — | γ_{fB} | | | | γ_{fC} | | | | | 19 | | | | | |
| 极限状态法 | 抗力系数 γ_m | γ_m | — | | | | γ_m | — | | | | γ_m | | | | | 20 | | | | | |
| | 高危险度系数 γ_n | γ_n | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 21 |
| 关系说明 | 安全系数 n = 强度系数 $\gamma_{fi} \times$ 高危险度系数 γ_n , 当不考虑高危险度系数 ($\gamma_n = 1$) 时, 安全系数 n = 强度系数 γ_{fi} | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 22 |

注 1: 载荷组合

A1 和 B1——起重机械在正常工作状态下起升和下降载荷, 没有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的工作状态风载荷(A1)和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(B1)。

通常, 起升、运行、回转和变幅运动可同时发生, 由这些运动引起的各种载荷应符合特定的工作状态进行组合。

A2 和 B2——起重机械在正常工作状态下突然卸除部分起升载荷, 没有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的工作状态风载荷(A2)和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(B2), 驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

A3 和 B3——起重机械在正常工作状态下, 加速挂悬的载荷, 没有工作状态风载荷及由于其他气候影响引起的载荷(A3)和有工作状态风载荷及由于其他气候影响引起的载荷(B3), 其他驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

A4 和 B4——起重机械在正常工作状态下, 在不平坦路面或轨道上运行, 没有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(A4)和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷(B4), 驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

B5——起重机械在正常工作状态下, 在不平坦路面上以恒定速度倾斜运行, 有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷。

C1——起重机械在正常工作状态下, 在特殊情况下起升地面载荷, 采用 6.1.2.2.2 的 ϕ_2 。

C2——起重机械在非工作状态包括非工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷。

C3——起重机械在试验状态下驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

C4~C8——起重机械带有总载荷并和例如缓冲力(C4)、倾覆力(C5)、意外停机(C6)、机构失效(C7)、起重机械基础激励(C8)载荷相组合。

注 2: 安装及拆卸载荷见 7.2。

附录 A
(规范性附录)
许用应力法和极限状态法的应用

A.1 引言

本附录提出的在承载能力验算中确定载荷与载荷组合的原则均适用于许用应力法和极限状态法。本附录概要介绍它们的应用。

A.2 许用应力法

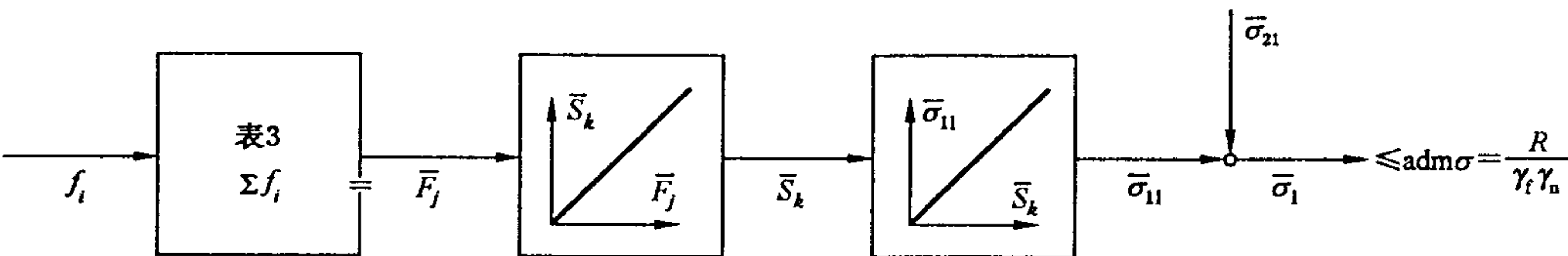
计算各个规定的载荷 f_i ，必要时用适当的动力系数 ϕ 放大，然后根据表 3 规定的载荷组合进行组合。组合载荷 \bar{F}_j 用来确定合成载荷效应 \bar{S}_k ，也就是构件的内力和力矩或作用在支承上的各个力。

由作用在某个元件或部件上的载荷效应计算出应力 $\bar{\sigma}_{11}$ ，并与由局部效应引起的任何应力 $\bar{\sigma}_{21}$ 相合成，所合成的设计应力 $\bar{\sigma}_1$ 应与适当的许用值 $\text{adm}\sigma$ 相比较。

许用应力 $\text{adm}\sigma$ 是用材料的规定强度 R (例如，对应于屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度的各应力) 除以强度系数 γ_f 求得的。强度系数 γ_f 根据基本载荷组合 (见 7.1.1) 列于表 3 中，在某些情况下还应除以高危险度系数 γ_n (见 7.3.6)。

当许用应力法用于内力与载荷呈非线性关系时，或者当应力临界值是由一些产生相反符号应力的、独立变化的载荷相组合产生时，应特别注意，以确保承载能力的有效验算。

许用应力设计法的图解流程图示于图 A.1。



- f_i ——作用在元件或部件上的载荷 i ；
- \bar{F}_j ——载荷组合 j ；
- \bar{S}_k ——在构件或支承部件的 k 截面中的载荷效应，例如由载荷组合 \bar{F}_j 引起的内力和力矩；
- $\bar{\sigma}_{11}$ ——由载荷效应 \bar{S}_k 在某元件 l 中产生的应力；
- $\bar{\sigma}_{21}$ ——由局部效应在某元件 l 中产生的应力；
- $\bar{\sigma}_1$ ——在某元件 l 中的合成设计应力；
- R ——材料、某元件或连接件的规定强度或特定抗力，例如对应于屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度 (极限状态) 的各种应力；
- $\text{adm}\sigma$ ——许用应力；
- γ_f ——根据所考虑的载荷组合用于规定的强度系数；
- γ_n ——高危险度系数。

图 A.1 许用应力法的典型流程图

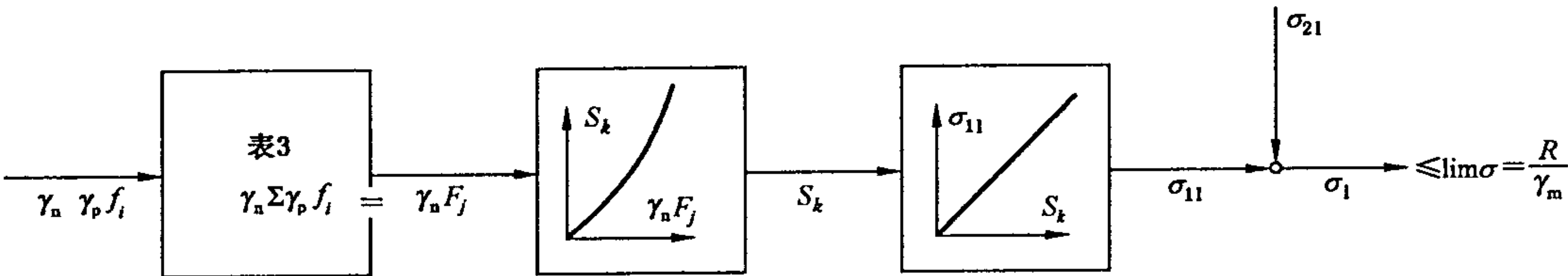
A.3 极限状态法

计算各个规定的载荷或特性载荷 f_i ，必要时使用动力系数 ϕ 进行放大，并乘以适当的分项载荷系数 γ_p ，然后根据所考虑的载荷组合进行组合，得出组合载荷 F_j 。各个载荷的动力系数 ϕ 和分项载荷系数

γ_p 按附录 B 相关条款和方法确定,其数据列于表 B.1 中。

在适当的情况下,要用高危险度系数 γ_n 乘以组合载荷 F_j (见 7.3.6),得出设计载荷 $\gamma_n F_j$ 。设计载荷效应 S_k 是由设计载荷确定的。将作用在某元件或部件上的载荷效应计算出的应力 σ_{1l} ,与采用适当的载荷系数计算出的局部效应引起的任何应力 σ_{2l} 相合成,所合成的设计应力 σ_l 应与适当的极限值 $\lim\sigma$ 相比较。

极限状态设计法的图解流程图见图 A.2。



f_i ——作用在元件或部件上的载荷 i ;

F_j ——由载荷 f_i 乘以分项载荷系数和适当时乘以高危险度系数而构成的载荷组合 j ;

S_k ——在构件或支承部件 k 截面中的载荷效应,例如由载荷组合 F_j 引起的内力和力矩;

σ_{1l} ——由载荷效应 S_k 在某元件 l 中产生的应力;

σ_{2l} ——由局部效应在某元件 l 中产生的应力;

σ_l ——在某元件 l 中的合成设计应力;

R ——材料、某元件或连接件的规定强度或特性抗力,例如对应于屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度(极限状态)的各种应力;

$\lim\sigma$ ——极限设计应力;

γ_p ——根据所考虑的载荷组合,用于各个载荷的分项载荷系数;

γ_n ——高危险度系数;

γ_m ——抗力系数。

注 1: 可以用力、力矩、变形等的对比替代上述的应力对比。

注 2: ISO 2394:1998 中给出了极限状态法的一般说明。

图 A.2 极限状态法的典型流程图

附录 B
(规范性附录)
系数 γ_f 、 γ_m 、 γ_p 和 γ_n 值

B.1 系数 γ_f 、 γ_m 、 γ_p 和 γ_n 的具体数值

表 B.1 给出了用于载荷组合 A、载荷组合 B 和载荷组合 C 进行承载能力验算的系数 γ_f 、 γ_m 、 γ_p 和 γ_n 的具体数值。

对于各种类型的起重机械,各个载荷的 γ_p 值应从表 B.1 所列的数值中选取,并在 GB/T 22437 的本部分中所涉及该类型起重机械相关部分作出说明。如果同一个载荷出现在不止一种载荷组合中,用于该载荷的 γ_p 值应从同一列中选取。

γ_p 应根据可确定的相关载荷值的精确度来选取。可能会存在载荷效应为降低应力的特殊情况,此时选用 $\gamma_p \leq 1$ 的值可能是适宜的。这些将在本部分关于各种类型起重机械的其他部分阐述。

在疲劳强度验算中,不采用系数 γ 值,而应采用能提供适当的剩余寿命概率的强度值。而极限状态法的疲劳设计将在未来制定的标准中阐述。

表 B.1 系数^a γ_f 、 γ_m 、 γ_p 和 γ_n 值

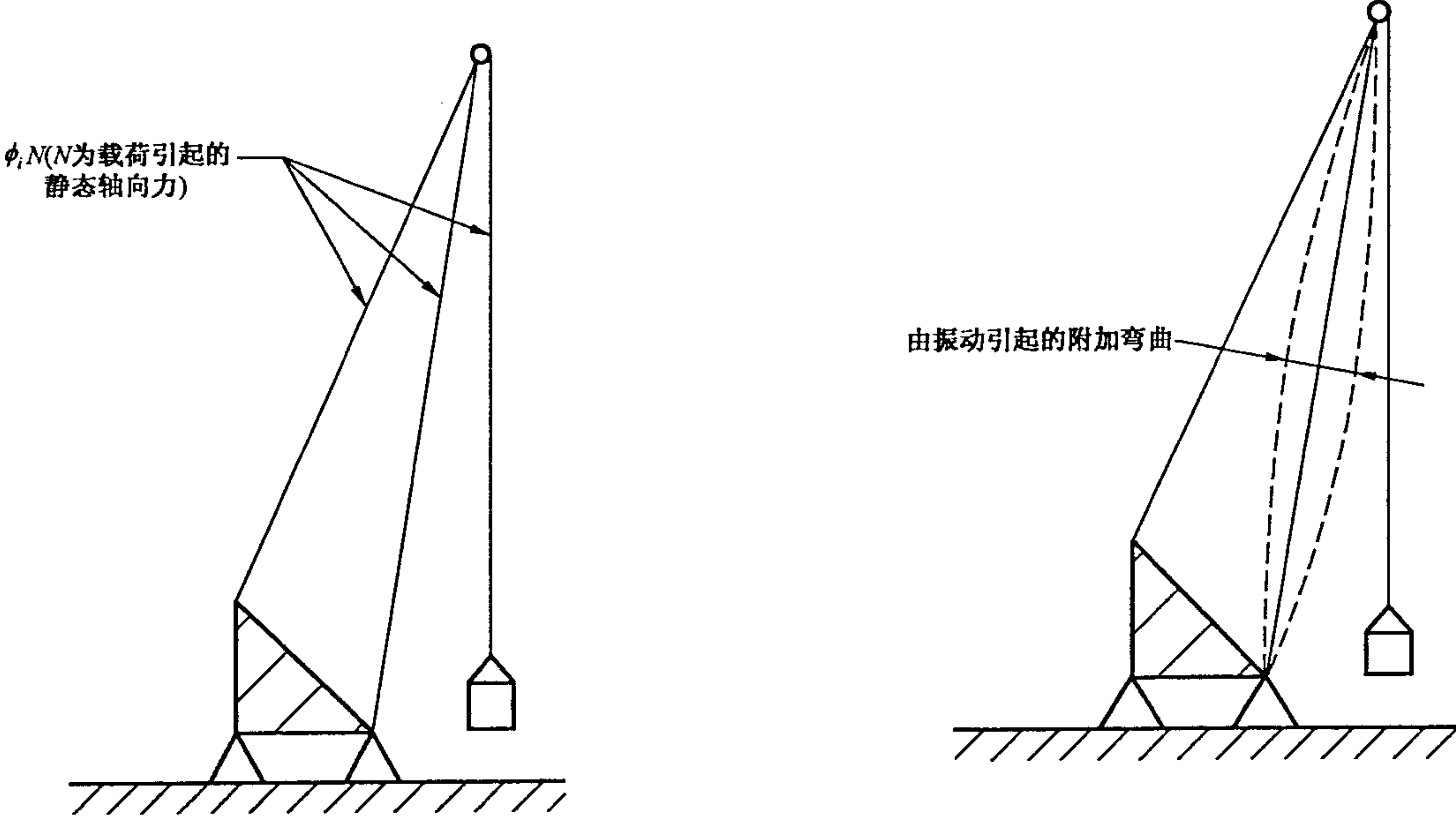
| 载荷 组合 | 设计方法 | 许用应力法 | 极限状态法 | | | | | | | | | | | |
|--|----------------------|-----------------------|--------------------|-------------------------|------|------|-------------------|------|------|------|------|------|------|--|
| | 高危险度系数 γ_n | 强度系数 γ_{fi} | 抗力系数 γ_m | 分项载荷系数 γ_{pi} | | | | | | | | | | |
| A | 1.05~1.10 | 1.48 | 1.10 | 1.16 | 1.22 | 1.28 | 1.34 ^b | 1.41 | 1.48 | 1.55 | 1.63 | 1.71 | 1.80 | |
| B | | 1.34 | | 1.10 | 1.16 | 1.22 | 1.28 ^b | 1.34 | 1.41 | 1.48 | 1.55 | 1.63 | 1.71 | |
| C | | 1.22 | | 1.05 | 1.10 | 1.16 | 1.22 ^b | 1.28 | 1.34 | 1.41 | 1.48 | 1.55 | 1.63 | |
| ^a 系数是按公式 $\gamma=1.05^v$ 计算,其中 $0\leq v\leq 12$ 。 | | | | | | | | | | | | | | |
| ^b 这些数值用于有效载荷的质量。 | | | | | | | | | | | | | | |

附录 C
(资料性附录)
对系数 ϕ_i 应用的一般注释

C.1 动力效应

通常利用动力系数 ϕ_i 来考虑由不同载荷(见第 6 章)引起的动力响应,用动力系数 ϕ_i 乘以由各个质量产生的重力以及由于刚体运动产生的惯性力(见图 C.1)。

如果载荷效应和动力响应不能用这些系数表达,则应进行弹性动力分析或试验,除非从经验得知这些效应足够小,可以忽略不计。



a) 可用动力系数 ϕ_i 表达的载荷效应示例 b) 不能用动力系数 ϕ_i 表达的载荷效应示例

图 C.1 动力系数 ϕ_i 的应用

附录 D

(资料性附录)

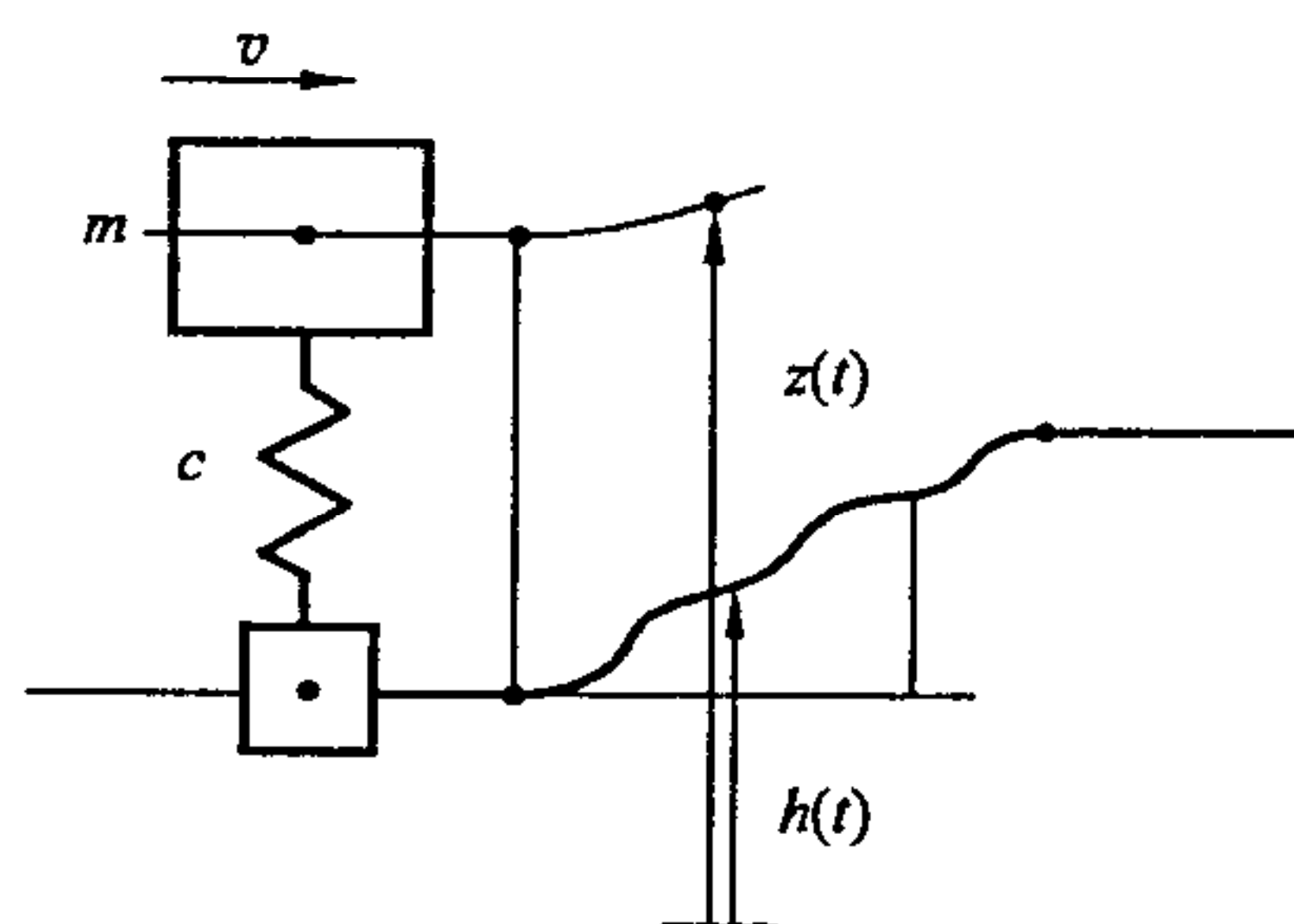
在轨道上运行的起重机械估算系数 ϕ_k 值的模型示例

D.1 总则

在带有高低错位或间隙接头轨道上运行的起重机械及起重小车所引起的动力载荷可用适当的弹性动力模型进行估算,即采用不平度函数来表述轨道接头处高低错位或间隙。

D.2 弹性动力模型

在本示例中,由系统激励对起重机械引起的动载荷可采用一个简单的模型进行估算。

图 D.1 确定动力系数 ϕ_k 的模型

一个单体质量 m , 单位为 kg, 以恒速 v , 单位为 m/s, 作水平运动, 由弹簧常数为 c , 单位为 N/m 的线性弹簧作支承, 采用轨道导向(见图 D.1)。

用不平度函数 $h(t)$, 单位为 m 和坐标 $z(t)$, 单位为 m 来描述弹簧支承质量的位置, 弹簧的动载荷用式(D.1)表达, 单位为 N:

$$F(t) = c[h(t) - z(t)] \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

最大的动载荷 F_{\max} 是在响应期间由表达式 $F(t)$ 的最大值给出的。而该载荷可发生在激励周期内或激励周期后。

D.2.1 当越过接头高低错位处或间隙处时车轮中心的运动

当越过某个接头高低错位处或间隙处时车轮中心的运动及相应的公式示于图 D.2。

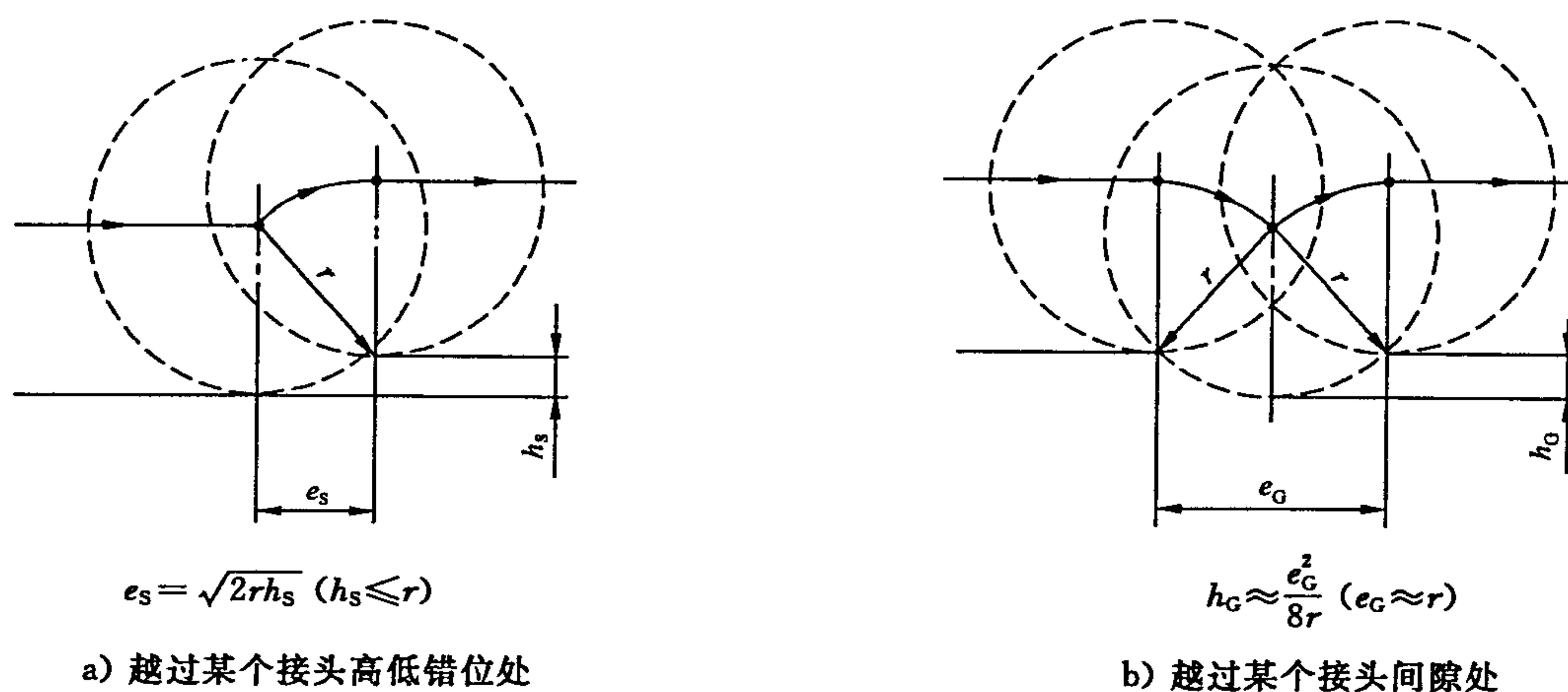


图 D.2 车轮中心的运动

D.2.2 激励弹性动力模型的近似不平度函数

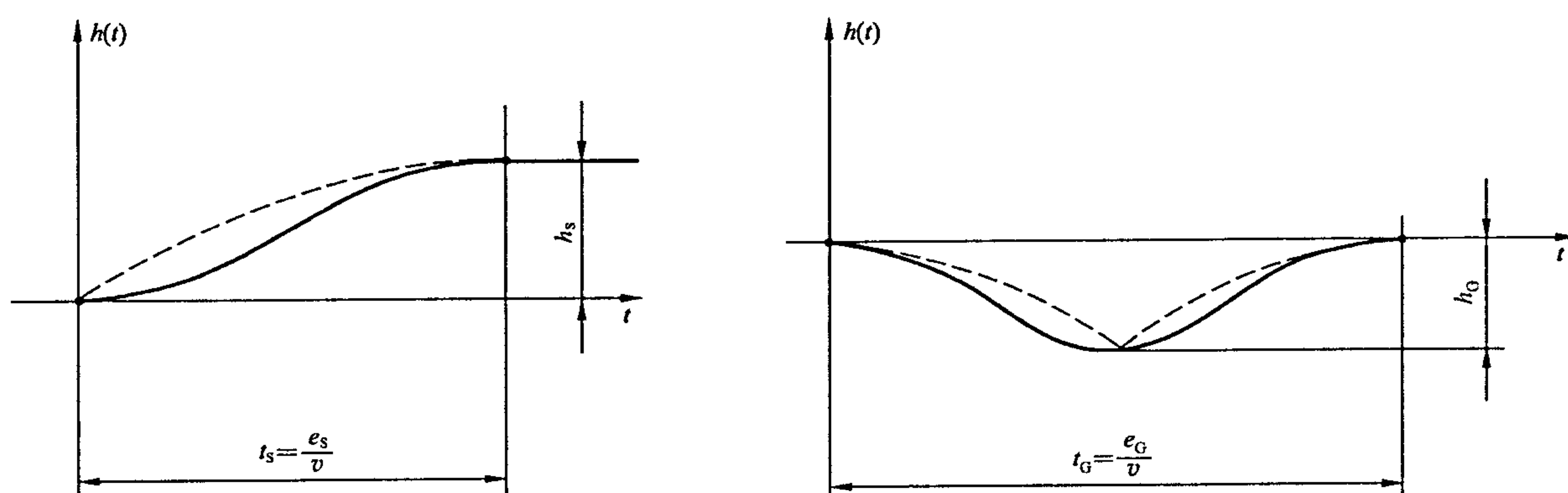
激励弹性动力模型的近似不平度函数 $h(t)$ 示于图 D.3 并见 D.2.3 的公式。

D.2.3 最大垂直加速度**D.2.3.1 弹簧下端**

当以恒速 v 越过某个接头高低错位处或间隙处时, 弹簧下端的最大垂直加速度 $\hat{\ddot{h}}$ 由式 (D.2) 给出:

$$\hat{\ddot{h}} = \frac{h_s}{2} \Omega^2 = \frac{h_G}{2} \Omega^2 = \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \frac{v^2}{r} \quad \dots\dots\dots (D.2)$$

式中 h_s 、 h_G 、 Ω 、 V 和 r 见图 D.2 和图 D.3。



$$h(t) = \frac{h_s}{2} (1 - \cos \Omega t)$$

式中 $\Omega t_s = \pi$

a) 越过某个接头高低错位处

$$h(t) = \frac{h_G}{2} (1 - \cos \Omega t)$$

式中 $\Omega t_G = 2\pi$

b) 越过某个接头间隙处

图 D.3 不平度函数 $h(t)$

D.2.3.2 质量越过某个接头高低错位处

一个质量 m 越过某个接头高低错位处的最大垂直加速度 $\hat{\ddot{z}}$ 由式 (D.3)、式 (D.4) 给出:

$$\hat{\ddot{z}} = \hat{\ddot{h}} \xi_s(\alpha_s) \quad \dots\dots\dots (D.3)$$

$$\alpha_s = \frac{\omega h_s}{\pi V} \sqrt{\frac{2r}{h_s}} \quad \dots\dots\dots (D.4)$$

式中:

$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ 是弹性动力模型的固有圆频率。

D.2.3.3 质量通过某个接头间隙处

一个质量 m 通过某个接头间隙处的最大垂直加速度由式 (D.5)、式 (D.6) 给出:

$$\hat{\ddot{z}} = \hat{\ddot{h}} \xi_G(\alpha_G) \quad \dots\dots\dots (D.5)$$

$$\alpha_G = \frac{\omega e_G}{2\pi v} \quad \dots\dots\dots (D.6)$$

D.2.4 系数 ξ_s 和 ξ_G

图 D.4 中所表示的是以 $\xi_s(\alpha_s)$ 和 $\xi_G(\alpha_G)$ 为参数的抛物线(par)不平度函数曲线同前述的近似余弦(cos)不平度函数曲线的对比情况。括号中数字[(1)或(2)]表示参数 ξ 的有效周期。周期(1)包含时间

附录 E
(资料性附录)
确定由加速度产生的载荷示例

E.1 刚体动力模型

本示例研究的是由支承在四个起重机械行走车轮上的双梁桥架构成的、并以恒速运行的一台刚性起重机械(即桥式起重机)。每边的一个车轮由简化的独立驱动机构驱动。起重机械桥架支承着一台横向运行承载小车(见图 E.1)。

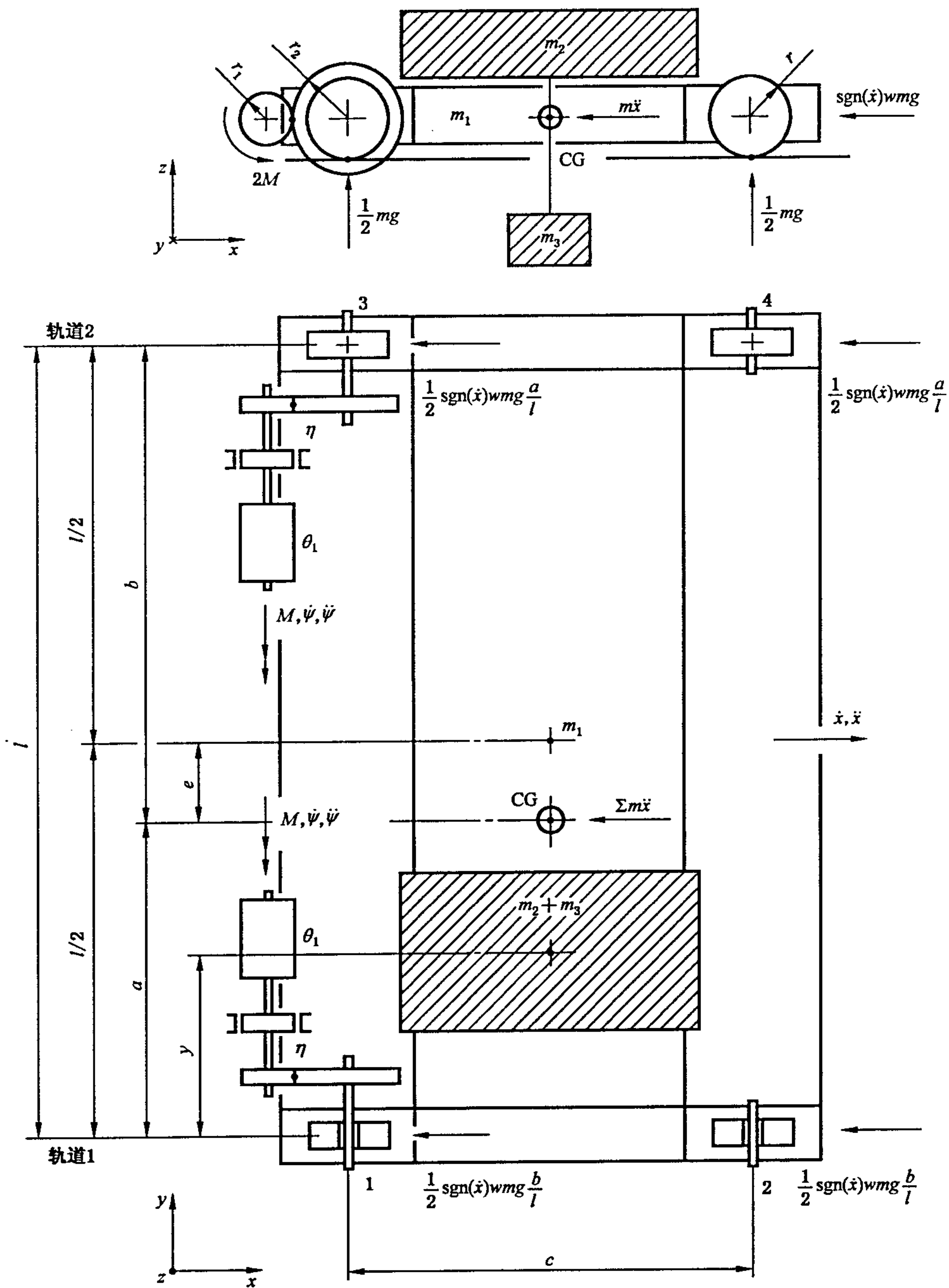


图 E.1 作用在桥式起重机上的载荷(见表 E.1)

由电动机产生的驱动力和制动作用通过一级齿轮传动传递给起重机械行走车轮。行走车轮支承在端梁上,端梁一端的车轮被侧向固定,另一端车轮能侧向移动。

E.2 符号

本附录使用的符号见表 E.1。

表 E.1 附录 E 中使用的符号

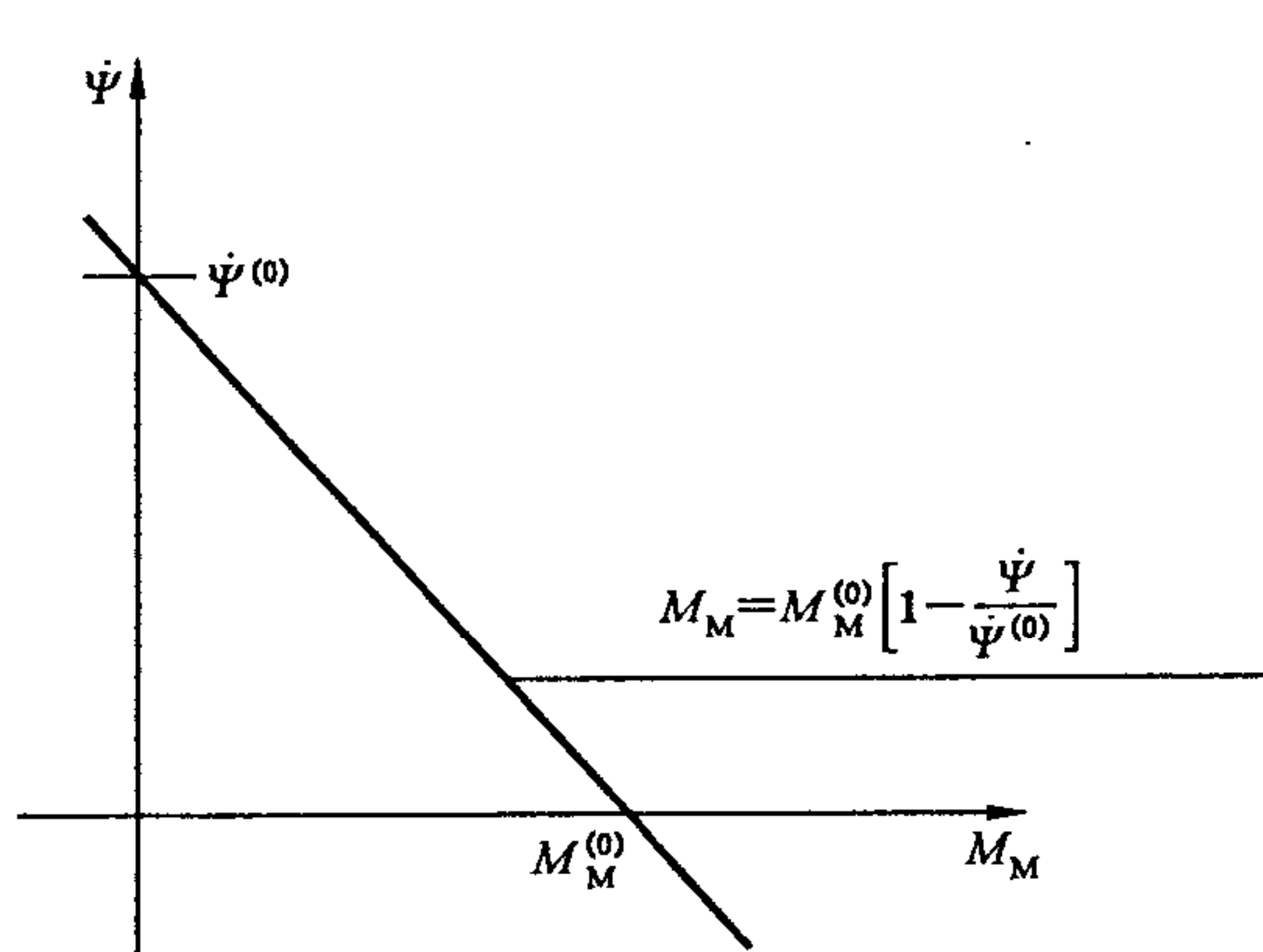
| 符 号 | 说 明 |
|---------------------------|---|
| | 几何参数,单位为米(m) |
| l | 起重机械跨度 |
| y | 承载小车质量中心离轨道 1 的距离 |
| a | 质心(CG)离轨道 1 的距离 |
| b | 质心(CG)离轨道 2 的距离 |
| c | 车轮基距 |
| r_1 | 齿轮 1 的半径 |
| r_2 | 齿轮 2 的半径 |
| r | 起重机行走车轮的半径 |
| | 质量,单位为千克(kg) |
| m_1 | 带有运行驱动机构的起重机械桥架的质量 |
| m_2 | 小车的质量 |
| m_3 | 总载荷的质量 |
| m | 承载起重机械的质量($m=m_1+m_2+m_3$) |
| | 质量转动惯量,单位为千克平方米(kg·m ²) |
| θ_1 | 电动机、联轴节、制动轮和齿轮 1 的质量转动惯量 |
| θ_2 | 齿轮 2 及起重机械行走车轮(在本示例中被忽略)的质量转动惯量 |
| | 内部摩擦损失 |
| η | 齿轮系输出功率与输入功率的比率 |
| | 速度和加速度,单位为弧度每秒(rad/s)或米每秒(m/s)和弧度每二次方秒(rad/s ²)或米每二次方秒(m/s ²) |
| $\dot{\psi}, \ddot{\psi}$ | 分别为电动机、联轴节、制动轮和齿轮 1 的旋转速度和加速度 |
| \dot{x}, \ddot{x} | 分别为起重机械的运行速度和加速度 |
| | 扭矩,单位为牛米(N·m) |
| M | 作用在起重机运行机构高速轴(第一根轴)上的驱动扭矩 |
| M_M | 由电动机稳态特性确定的扭矩 |
| M_B | 机械制动器的扭矩 |

E.3 力

E.3.1 驱动力和外力

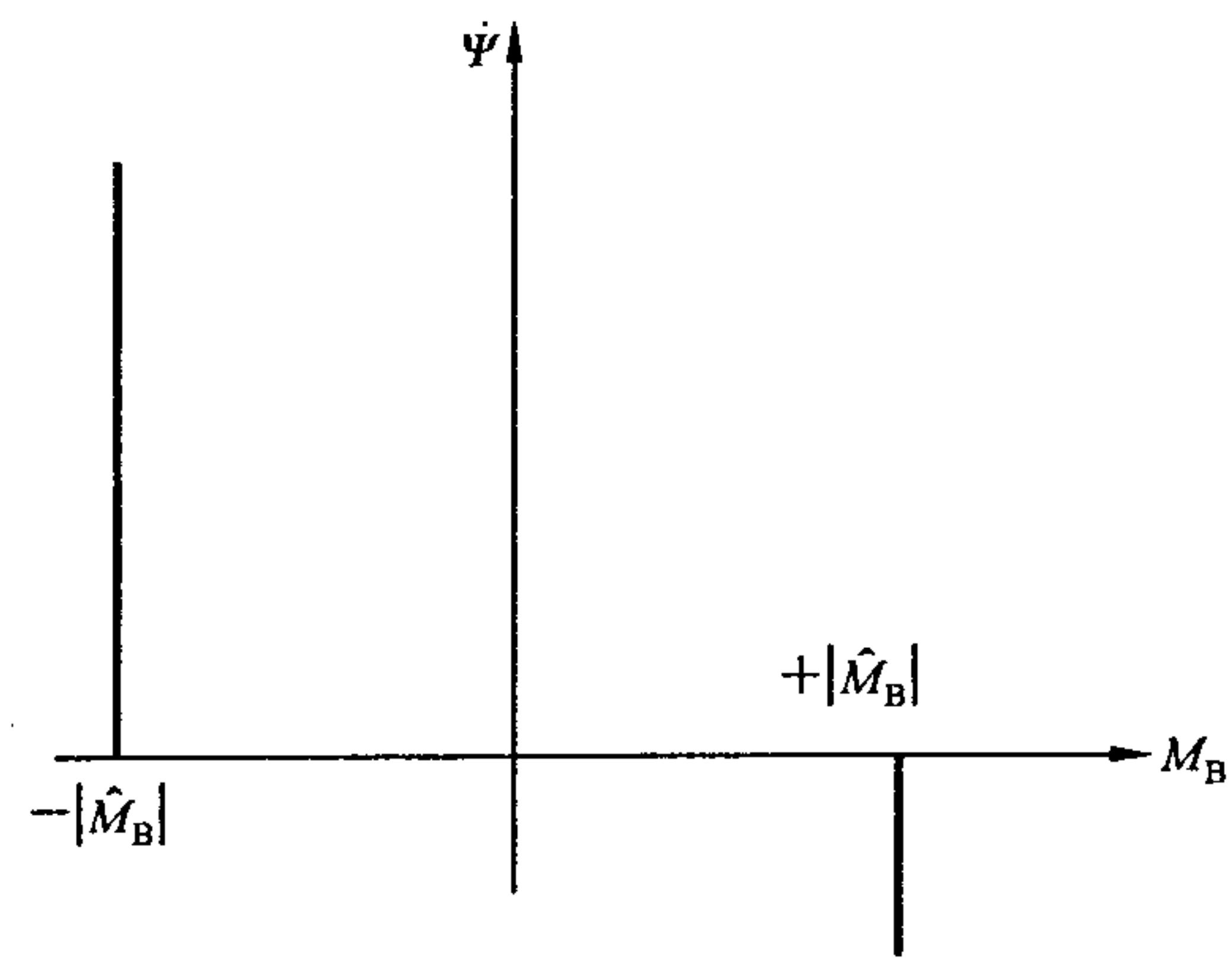
起重机械的运动 $[x(t)]$ 和载荷效应取决于与内摩擦力、惯性力及外力相平衡的驱动力。外力包括由于车轮的机械阻力(损失)引起的摩擦力、风载荷以及轨道倾斜时产生的重力。

扭矩 $M=M_M$ 或 $M=M_B$ 可由电动机或制动器的特性确定,这些用图 E.2 和图 E.3 给出的两个实例加以说明。



M_M ——在电动机转速为 $\dot{\psi}$ 时电动机稳态输出扭矩；
 $M_M^{(0)}$ ——电动机起动扭矩($\dot{\psi}=0$)；
 $\dot{\psi}^{(0)}$ ——电动机的同步转速($M_M=0$)。

图 E.2 电阻器控制的滑环电动机——电动机特性的简化表达形式

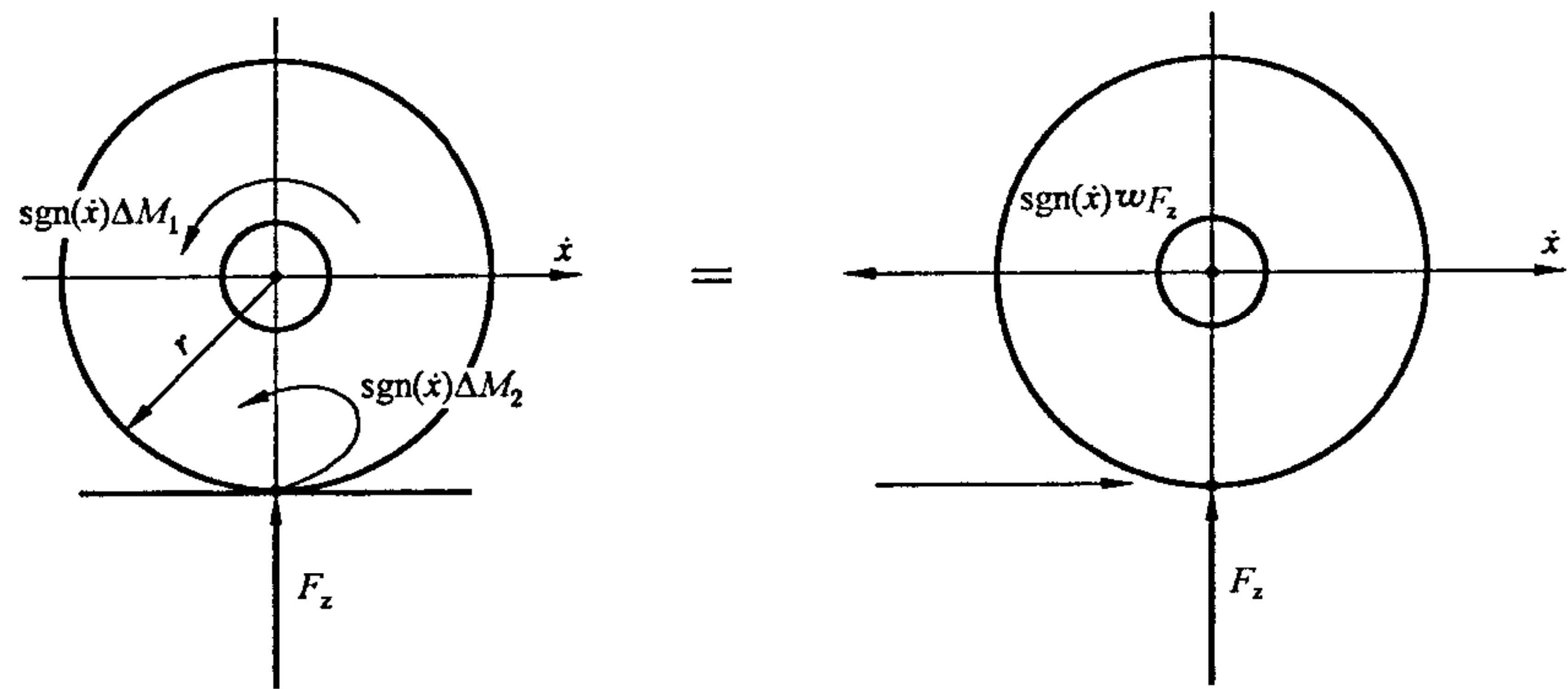


M_B ——制动器的扭矩,其方向与 $\dot{\psi}$ 相反。为了简化将其绝对值 $|M_B|$ 视为常数,其数学表达式为
 $M_B = -\text{sgn}(\dot{\psi})|\hat{M}_B|$ 。

图 E.3 机械制动器——制动力矩的正常表达形式

E.3.2 车轮上的摩擦损失

图 E.4 说明了车轮的摩擦损失。



ΔM_1 ——由车轮轴承摩擦引起的扭矩损失；
 ΔM_2 ——由滚动车轮接触区的滚动摩擦引起的扭矩损失；
 F_z ——车轮载荷(轮压)；
 w ——等效摩擦系数($\Delta M_1 + \Delta M_2 = wF_z r$)。

图 E.4 车轮的摩擦损失

E.4 驱动加速度

图 E.5 所示驱动机构模型用于估算驱动加速度。这表明两套驱动机构相组合用于平衡各个力,并包括全部重要效应。

根据刚体动力学分析,忽略质量转动惯量 θ_2 ,不受风力影响的起重机械加速度 \ddot{x} 由式(E.1)给出:

$$\ddot{x} = \frac{2Mr_1^{-1}r_2r^{-1}\eta^\lambda \text{sgn}(\dot{x})wmg}{2\theta_1(r_1^{-1}r_2r^{-1})^2\eta^\lambda + m} \dots\dots\dots(\text{E.1})$$

式中:
 $\lambda = \text{sgn}(\dot{u}F)$;

\dot{u} ——齿轮切线速度；
 F ——由齿轮传递的切向力。

注：速度和内力的符号约定：齿轮元件的内力，当其作用在输入边的正速度(\dot{u})方向假定为正；当其作用在输出边与正速度相反方向时，假定为负；考虑到机械零件的运动相互作用时，齿轮元件的速度作用在起重机械运动的正方向(x)则选为正。

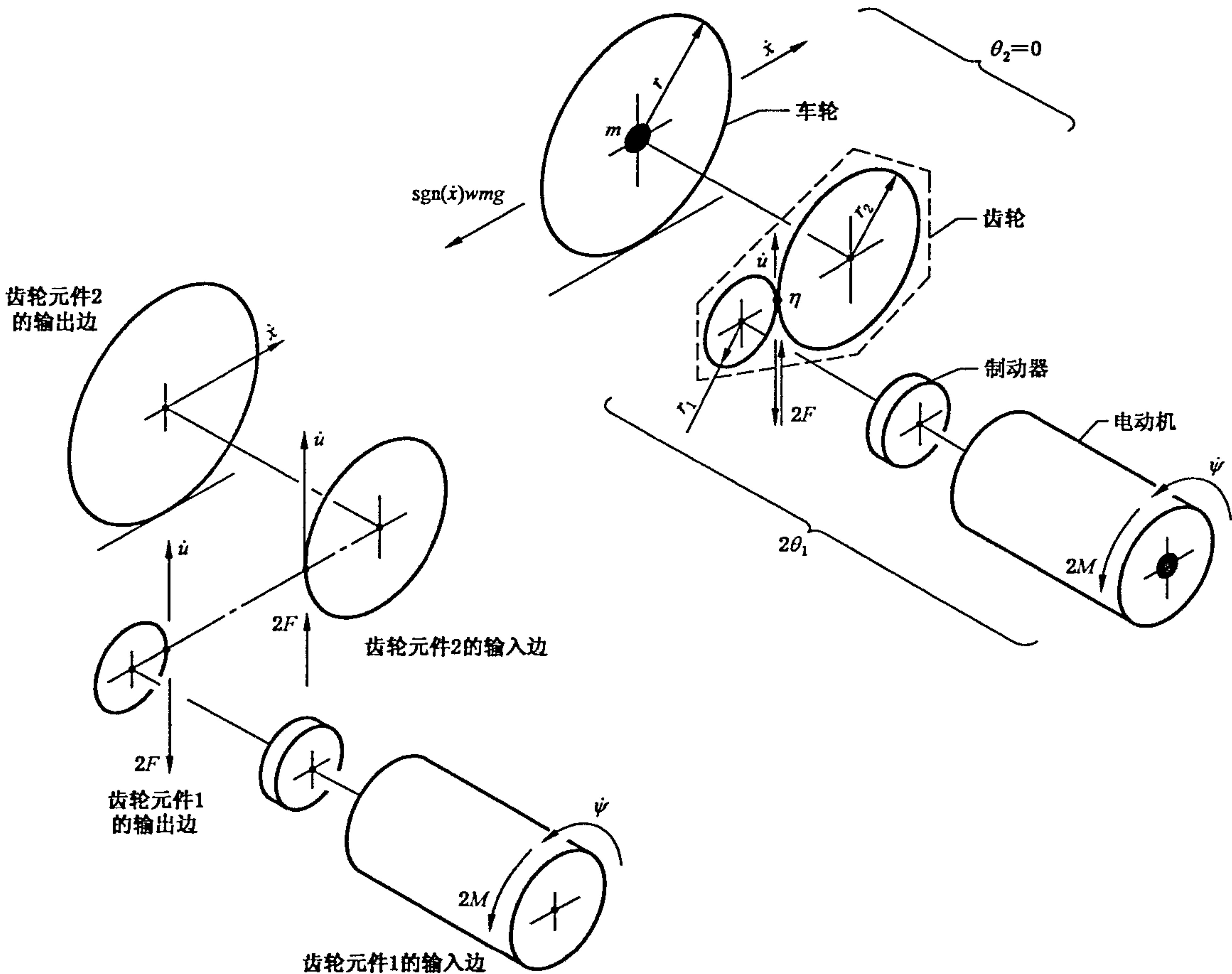


图 E.5 起重机驱动机构模型(符号约定)

E.5 载荷及载荷效应

起重机械在正常使用期间由驱动力引起的载荷与载荷效应,可以参照相关情况予以考虑。例如:

- a) 情况 I
对每一套运行驱动机构作用一个起动扭矩 $M_M^{(0)}$ 使起重机械从静止状态($\dot{\psi}=0$)加速。
- b) 情况 II
用机械制动使起重机从稳定运行状态($\ddot{\psi}=\ddot{x}=0$)减速。因而每一套运行驱动机构的扭矩从电动机扭矩 $M_M^{(\dot{\psi}=0)}$ 变为制动扭矩 $-\hat{M}_B$ 。

本附录示例的目的是表明情况 I 和情况 II 的扭矩变化是瞬态发生的,这两种情况用图 E.6 说明。加速度在由扭矩变化引起的设计载荷效应计算以前,例如 E.5 中的情况 I 和情况 II,有必要去估算情况始末的初始加速度 $\ddot{x}_{(0)}$ 和最终加速度 $\ddot{x}_{(f)}$ 。其估算如下:

a) 情况 I

$$\ddot{x}_{(i)} = 0 \quad \dots\dots\dots (E.2)$$

因为 $\lambda = +1$ (当 $\dot{u} > 0$ 及 $F > 0$)

$$\ddot{x}_{(i)} = \frac{2M_M^{(0)} r_1^{-1} r_2 r^{-1} \eta - wmg}{2\theta_1 (r_1^{-1} r_2 r^{-1})^2 \eta + m} \quad \dots\dots\dots (E.3)$$

b) 情况 II

因为 $\lambda = +1$ (当 $\dot{u} > 0$ 及 $F > 0$)

$$\ddot{x}_{(i)} = 0 = \frac{2M_M^{(\dot{\Psi}=0)} r_1^{-1} r_2 r^{-1} \eta - wmg}{2\theta_1 (r_1^{-1} r_2 r^{-1})^2 \eta + m} \quad \dots\dots\dots (E.4)$$

因为 $\lambda = -1$ (当 $\dot{u} > 0$ 及 $F < 0$)

$$\ddot{x}_{(i)} = -\frac{2|\hat{M}_B| r_1^{-1} r_2 r^{-1} \eta^{-1} + wmg}{2\theta_1 (r_1^{-1} r_2 r^{-1})^2 \eta^{-1} + m} \quad \dots\dots\dots (E.5)$$

从式(E.2)~式(E.5)的结果可以看出,如果 $M_M^{(0)} = |\hat{M}_B|$,则情况 I 的加速度 $\ddot{x}_{(i)}$ 小于情况 II 的减速度 $\ddot{x}_{(i)}$ 。

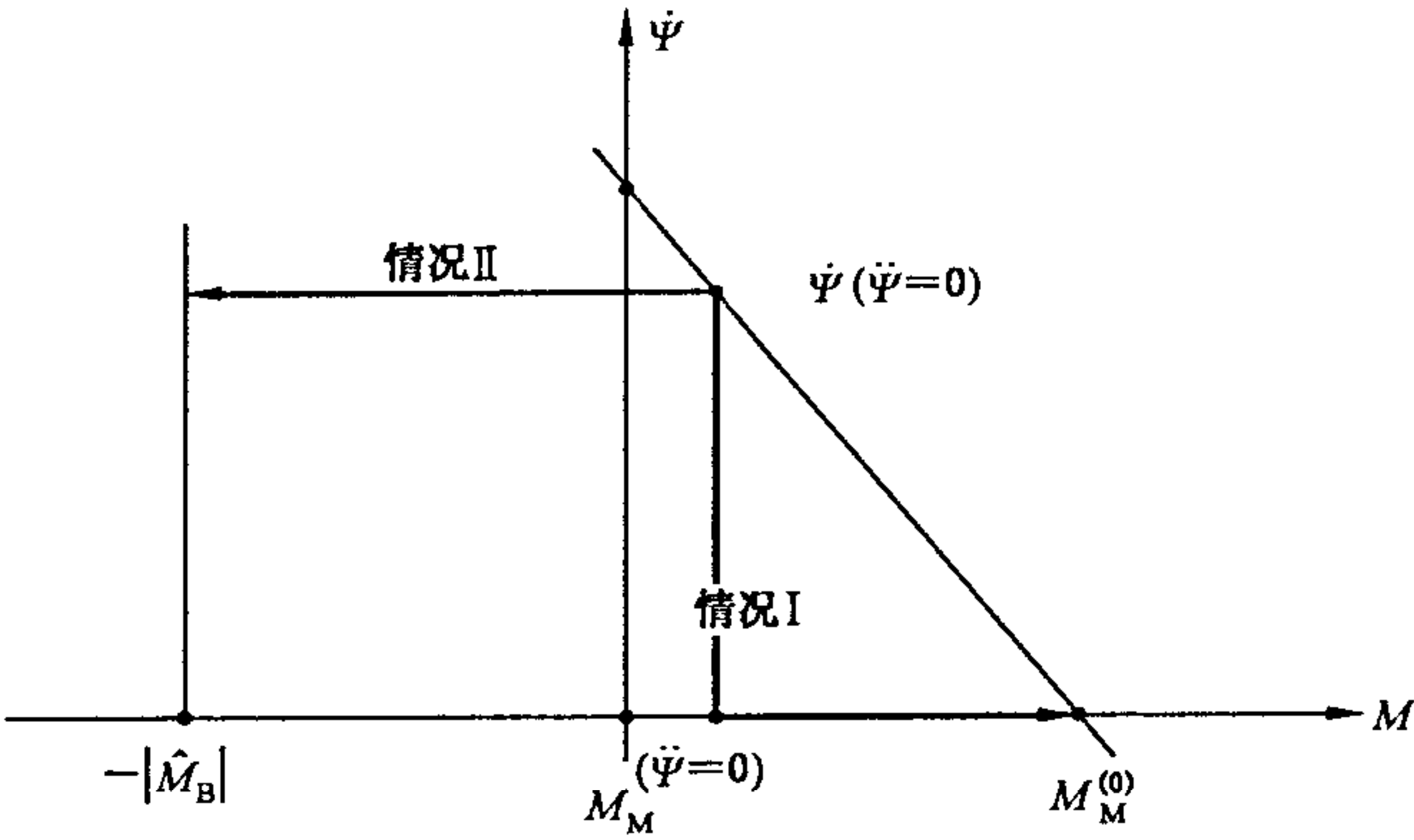


图 E.6 情况 I 和情况 II 的说明

E.6 机械部件中的设计载荷效应

作为示例,在设计中考虑的由齿轮传递的切向力 F 估算如式(E.6)、式(E.7)(见图 E.4 和图 E.5):

$$F = (M - \theta_1 \dot{\Psi}) r_1^{-1} \quad \dots\dots\dots (E.6)$$

式中:

$$\dot{\Psi} = r_1^{-1} r_2 r^{-1} \ddot{x}。$$

$$\hat{F} = F_{(i)} + \phi_5 \Delta F \quad \dots\dots\dots (E.7)$$

式中:

$$\Delta F = F_{(i)} - F_{(0)}。$$

a) 情况 I

$$F_{(i)} = 0 \quad \dots\dots\dots (E.8)$$

$$F_{(i)} = [M_M^{(0)} - \theta_1 r_1^{-1} r_2 r^{-1} \ddot{x}_{(i)}] r_1^{-1} \quad \dots\dots\dots (E.9)$$

b) 情况 II

$$F_{(i)} = M_M^{(\dot{\Psi}=0)} r_1^{-1} \quad \dots\dots\dots (E.10)$$

$$F_{(i)} = [-|\hat{M}_B| - \theta_1 r_1^{-1} r_2 r^{-1} \ddot{x}_{(i)}] r_1^{-1} \quad \dots\dots\dots (E.11)$$

E.7 结构部件的设计载荷效应

作为示例,在设计中考虑的由起重机械主梁传递的水平载荷与反作用力可用式(E.12)估算(见图 E.7)。

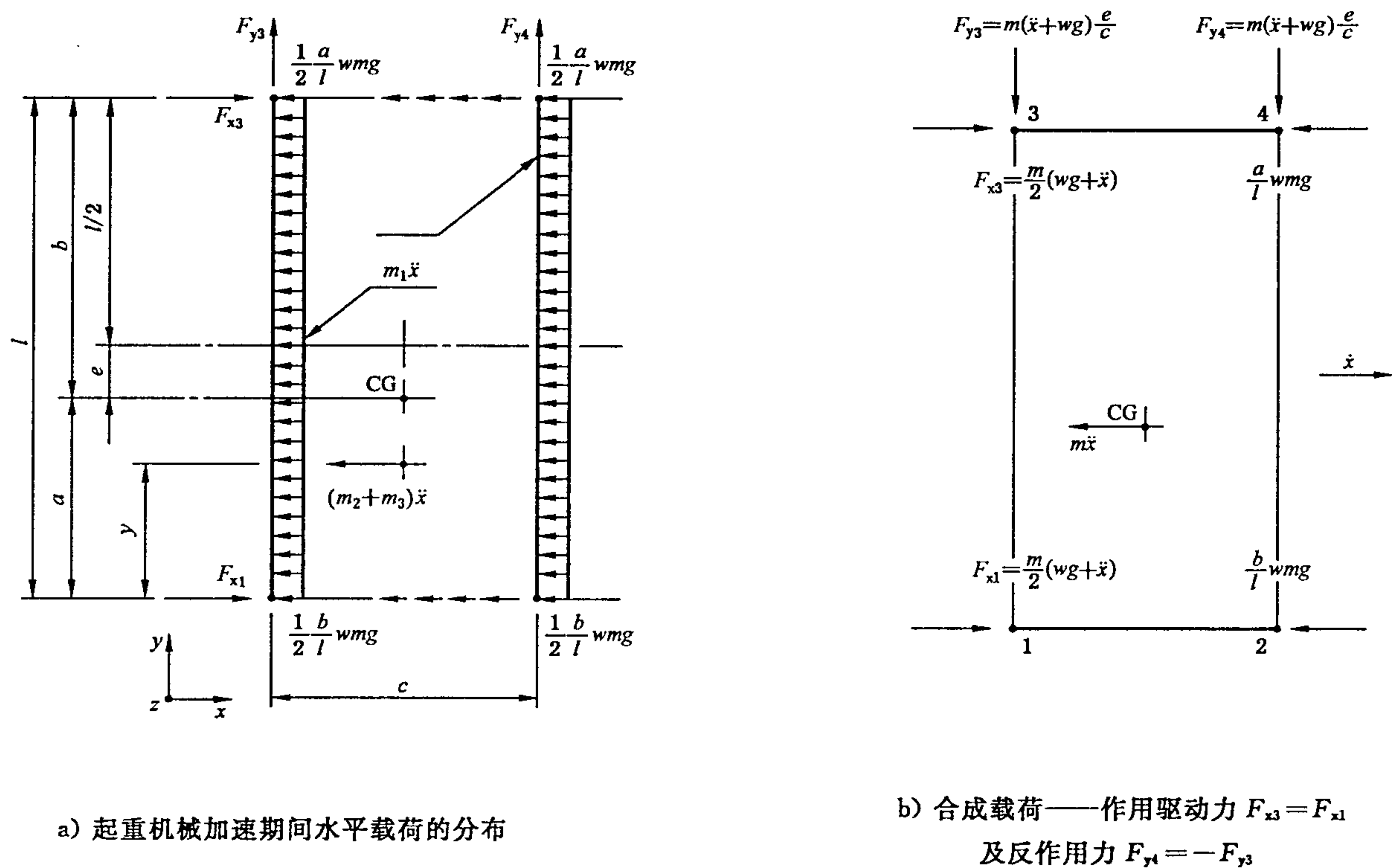


图 E.7 水平载荷及反作用力

由驱动力对起重机加速引起了水平载荷与水平力,但不包括偏斜力。

在加速期间,两套驱动机构作用的驱动力与质量力($m\ddot{x}=m_1\ddot{x}+m_2\ddot{x}+m_3\ddot{x}$)和由全部车轮摩擦损失引起的力(wmg)相平衡。假设起重机械驱动特性相同,其控制特性也相同,因此驱动力将均匀地分配到两套驱动机构($F_{x3}=F_{x1}=0.5m\ddot{x}+0.5wmg$)。合成的驱动力就作用在跨度中心线上。通常作用在起重机械轨道梁上的侧向力为 $F_{y4}=-F_{y3}$,考虑到作用力与反作用力之间的距离 $e=\frac{l}{2}-a$,则变为:

$$F_{y4}=F_{y3}=m(\ddot{x}+wg)\frac{e}{c} \dots\dots\dots (E.12)$$

然后计算在所考虑的任意情况下,设计载荷效应 \hat{F} 以及扭矩变化前的加速度 $[\ddot{x}_{(0)}]$ 和变化后的加速度 $[\ddot{x}_{(f)}]$ 。

根据作用载荷、质量力 $m\ddot{x}_{(0)}$ 和 $m\ddot{x}_{(f)}$ 以及合成摩擦力,将起重机械主梁作为平面(或空间)框架结构(见图 E.8),作用其上所有相关的载荷效应(内力) $F_{(0)}[N_{(0)},Q_{(0)},M_{(0)}]$ 及 $F_{(f)}[N_{(f)},Q_{(f)},M_{(f)}]$ 应分别按弹性静态计算进行估算。

设计载荷效应也可以参照 E.4 和 E.7 用式(E.13)进行估算:

$$\hat{F}=F_{(0)}+\phi_5\Delta F \dots\dots\dots (E.13)$$

式中:

$$\Delta F=F_{(f)}-F_{(0)}.$$

附录 F
(资料性附录)
偏斜引起的载荷(水平侧向力)分析方法示例

F.1 起重机械模型

为了能够估算由起重机械偏斜引起的车轮和轨道间的切向力以及作用在导向装置之间的各种力，需要一个简单的运行机械模型。起重机械被认为以恒速运行，但无防偏控制。

模型由 n 对同一轴线上的车轮组成，其中有 p 对是成对车轮。某个第 i 对车轮可以规定为用机械或电气方式组装成对的(C)，或者是相互独立安装的(I)。后一种状态在单独驱动情况中也是适用的。

车轮被安装在运行于刚性轨道上的刚性起重机械结构的理想几何位置上。车轮直径偏差在这个模型中可忽略不计。就侧向移动而言，它们可以是固定的(F)或能侧向移动的(M)。侧向的自由程度可由铰接的支腿来决定。

侧向同轴线车轮对各种可能组合示于图 F.1。

在图 F.2 中，车轮对的位置相对于运行起重机械前方导向装置位置的距离定为 d_i 。

注：如用带轮缘的车轮代替外部导向装置，则 $d_i = 0$ 。

假设由承载起重机械的质量(mg)引起的重力作用在离轨道 1 为 μl 处，且均匀分配到起重机械每侧轨道的 n 个车轮上。

| | 成对的(C) | 独立的(I) |
|-----------------|--------|--------|
| 固定/固定 (F/F) | CFF | IFF |
| 固定/可移动 (F/M) | CFM | IFM |

图 F.1 车轮对各种组合

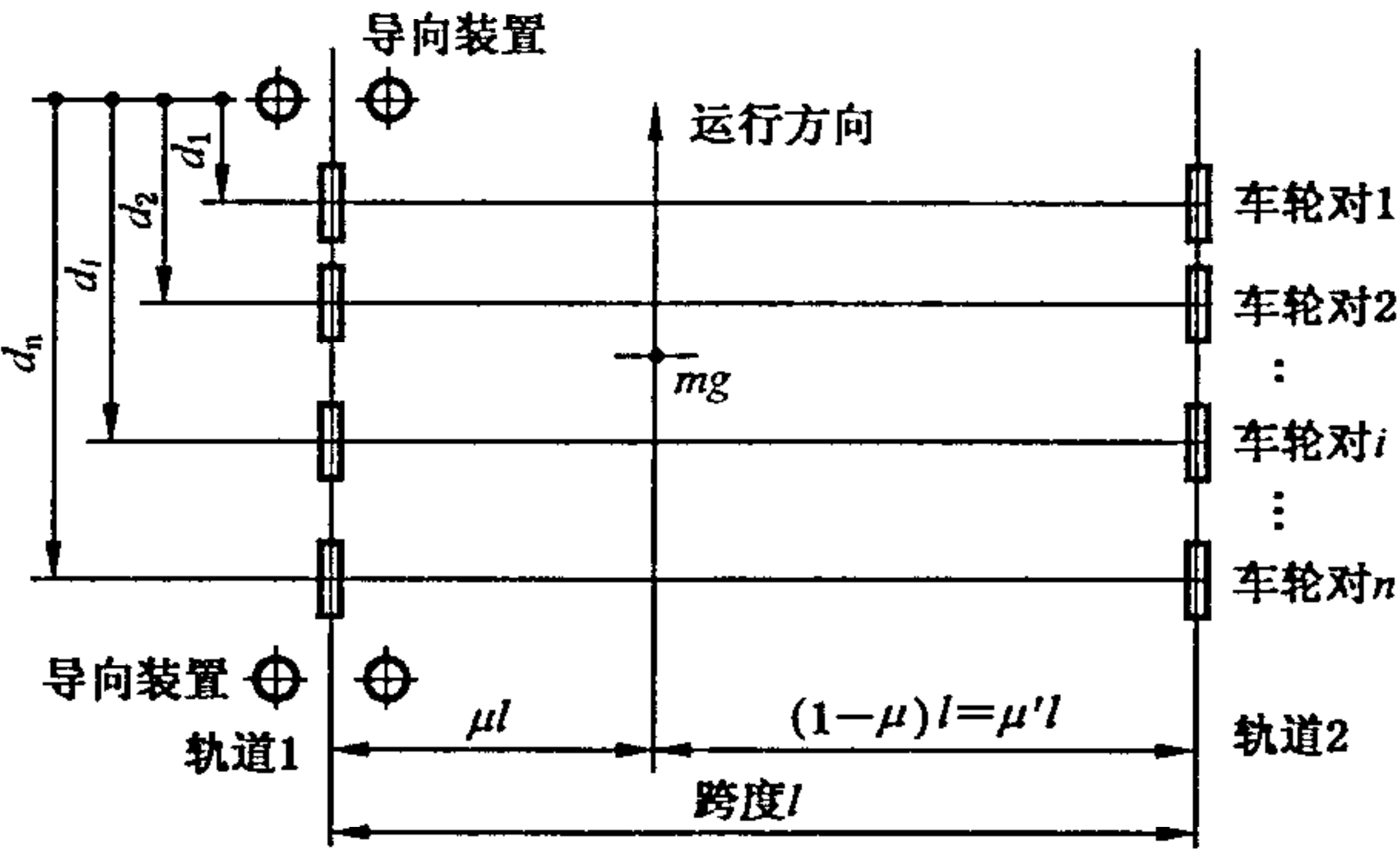


图 F.2 车轮对的位置

F.2 切向力和位移之间的关系

首先要假定车轮和轨道间发生的切向力与相应位移之间的关系。因为车轮要将驱动力矩(M_y)传递到轨道上，它的运动受到系统(起重机械和轨道梁)的限制因而存在纵向和侧向滑动[$u(u_x, u_y)$]；相应的切向力(F_x, F_y)反作用在起重机械上(见图 F.3)。

通常滑动距离(u_x, u_y)，自由滚动距离 $r\Psi$ (Ψ 为车轮滚动转角，单位为弧度(rad)，车轮载荷 F_z 以及切向力(F_x, F_y)之间存在如下关系：

$$F_x = f_x(s_x, s_y, p_c, \text{表面状态}) \cdot F_z$$
$$F_y = f_y(s_x, s_y, p_c, \text{表面状态}) \cdot F_z$$

滚动车轮的摩擦系数(f_x, f_y)取决于滑动状态，即滑动与自由滚动距离之间的关系($s_x = u_x/r\Psi$, $s_y = u_y/r\Psi$)，车轮与轨道之间的接触压力(p_c)及轨道的表面状态。为简化计算，可采用下述经验关系式(F.1)、式(F.2)计算：

对于 $s_x \leq 0.015$,

$f_x = 0.3[1 - \exp(-250s_x)]$

.....(F. 1)

对于 $s_y \leq 0.015$,

$f_y = 0.3[1 - \exp(-250s_y)]$

.....(F. 2)

F.3 由偏斜引起的载荷

假设起重机械模型在稳定的运动中运行并有偏斜角 α ,如图 F.4 所示。起重机可以用外部装置或车轮轮缘进行水平导向。

一个导向力 F_y 与车轮切向力 $F_{x1i}, F_{y1i}, F_{x2i}, F_{y2i}$ 相平衡,这些力是由于起重机械围绕瞬时滑动极点转动而产生的。在导向装置处有最大的侧向滑移 $s_y = \alpha$,而在导向装置和瞬时滑动极点之间的侧向滑移 s_{yi} 呈线性分布,相应的偏斜力可按以下方法计算:

a) 瞬时滑动极点与导向装置之间的距离 h :

对于系统 F/F,

$h = (p\mu\mu' l^2 + \sum d_i^2) / \sum d_i$

.....(F. 3)

对于系统 F/M,

$h = (p\mu l^2 + \sum d_i^2) / \sum d_i$

.....(F. 4)

式中:

- p ——成对车轮的对数;
- μ ——瞬时滑动极点离轨道 1 的距离系数;
- μ' ——瞬时滑动极点离轨道 2 的距离系数;
- l ——起重机械跨度;
- d_i ——车轮对 i 离导向装置的距离。

b) 导向装置的导向力 F_y :

$F_y = \nu f m g$

.....(F. 5)

- 式中:
- $\nu = 1 - \sum d_i / nh$,用于系统 F/F;
 - $\nu = \mu' (1 - \sum d_i / nh)$,用于系统 F/M;
 - $f = 0.3[1 - \exp(-250\alpha)]$,其中 $\alpha \leq 0.015\text{rad}$;
 - mg ——由承载起重机械质量引起的重力。

注: 偏斜角 α 应等于或小于 0.015,选择时应考虑导向装置与轨道之间的间隔,以及起重机械车轮和轨道的合理尺寸偏差与磨损,上述导向力即偏斜侧向力。

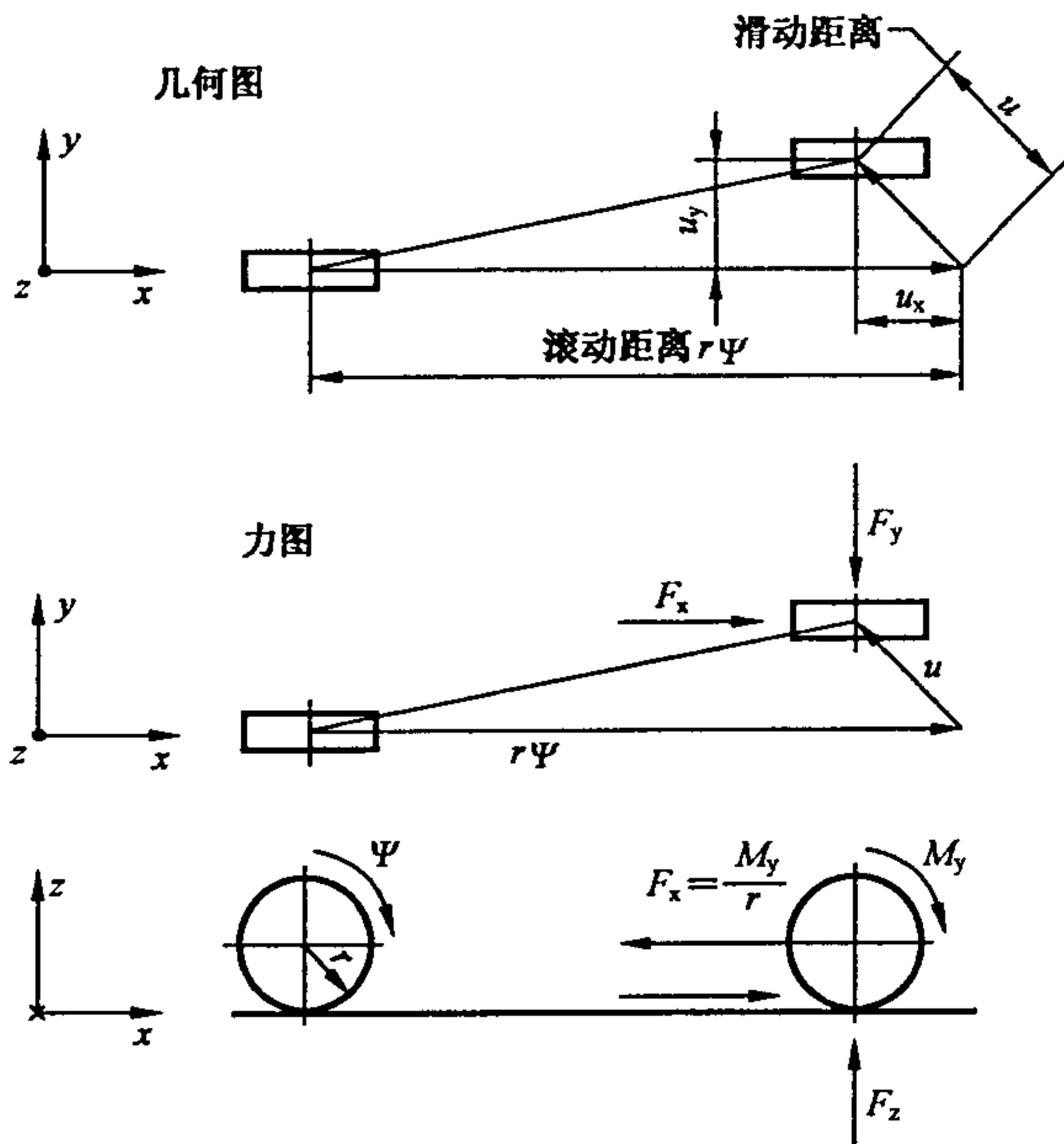


图 F.3 切向力和位移

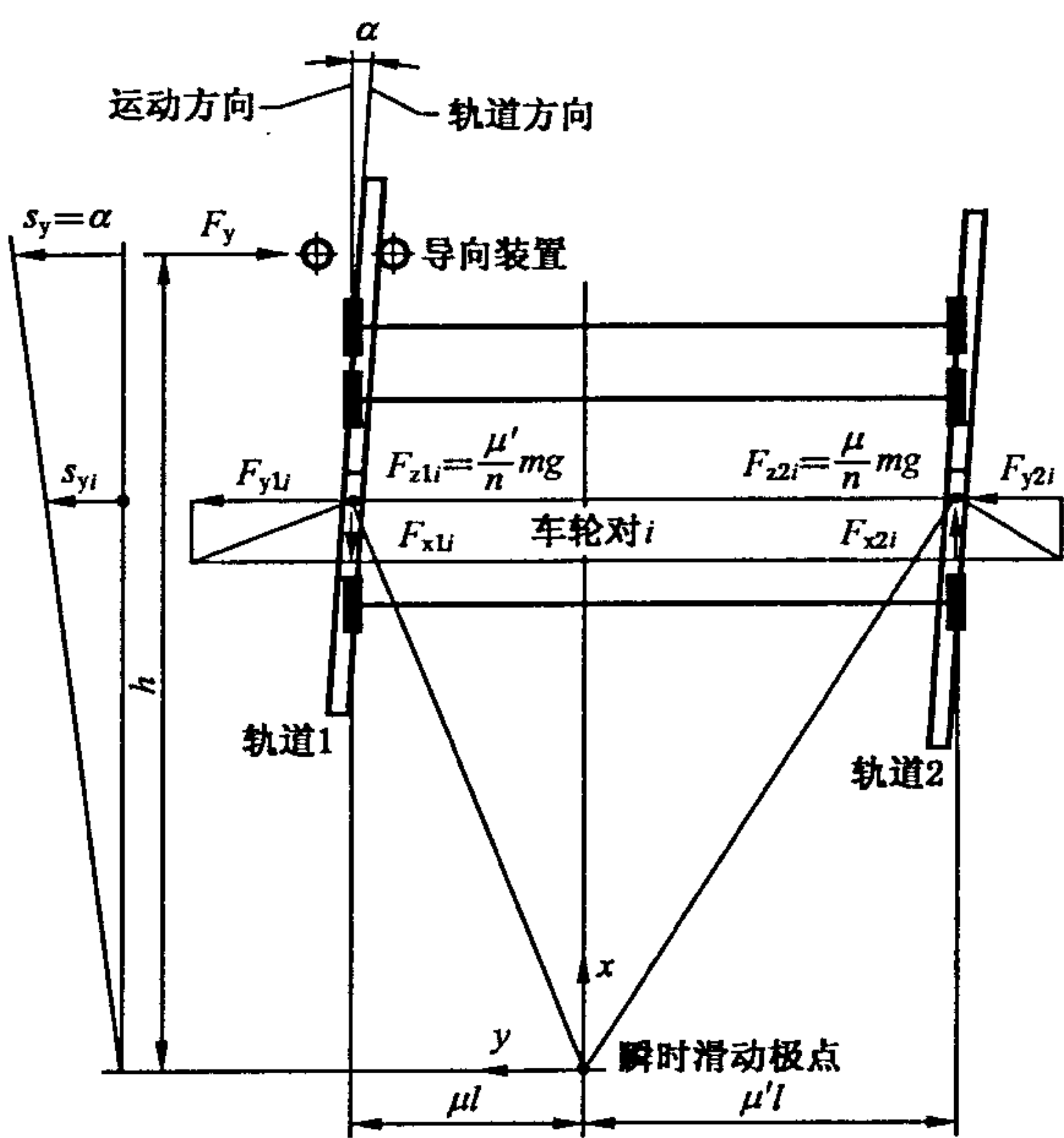


图 F.4 作用在偏斜位置的起重机械上的载荷

F.4 车轮的切向力 F_{xi} 和 F_{yi}

$$\begin{aligned} F_{xi} &= \xi_{1i} fmg \\ F_{xi} &= \xi_{2i} fmg \\ F_{yi} &= \nu_{1i} fmg \\ F_{yi} &= \nu_{2i} fmg \end{aligned}$$

式中：
 f 和 mg 见 F.3 b)。
 ξ_{1i} 、 ξ_{2i} 、 ν_{1i} 和 ν_{2i} 见表 F.1。

表 F.1 ξ_{1i} 、 ξ_{2i} 、 ν_{1i} 和 ν_{2i} 的值

| 组 合 | $\xi_{1i}=\xi_{2i}$ | ν_{1i} | ν_{2i} |
|-----|---------------------|--|---|
| CFF | $\mu\mu' l/nh$ | $\frac{\mu'}{n}\left(1-\frac{d_i}{h}\right)$ | $\frac{\mu}{n}\left(1-\frac{d_i}{h}\right)$ |
| IFF | 0 | | 0 |
| CFM | $\mu\mu' l/nh$ | | |
| IFM | 0 | | |

参 考 文 献

[1] ISO 2394:1998 结构可靠性的一般原则.
[2] ISO 12488-1:2005 起重机 车轮及大车和小车运行轨道公差 第 1 部分:总则.

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
起重机 载荷与载荷组合的设计原则
第 1 部分:总则
GB/T 22437.1—2008

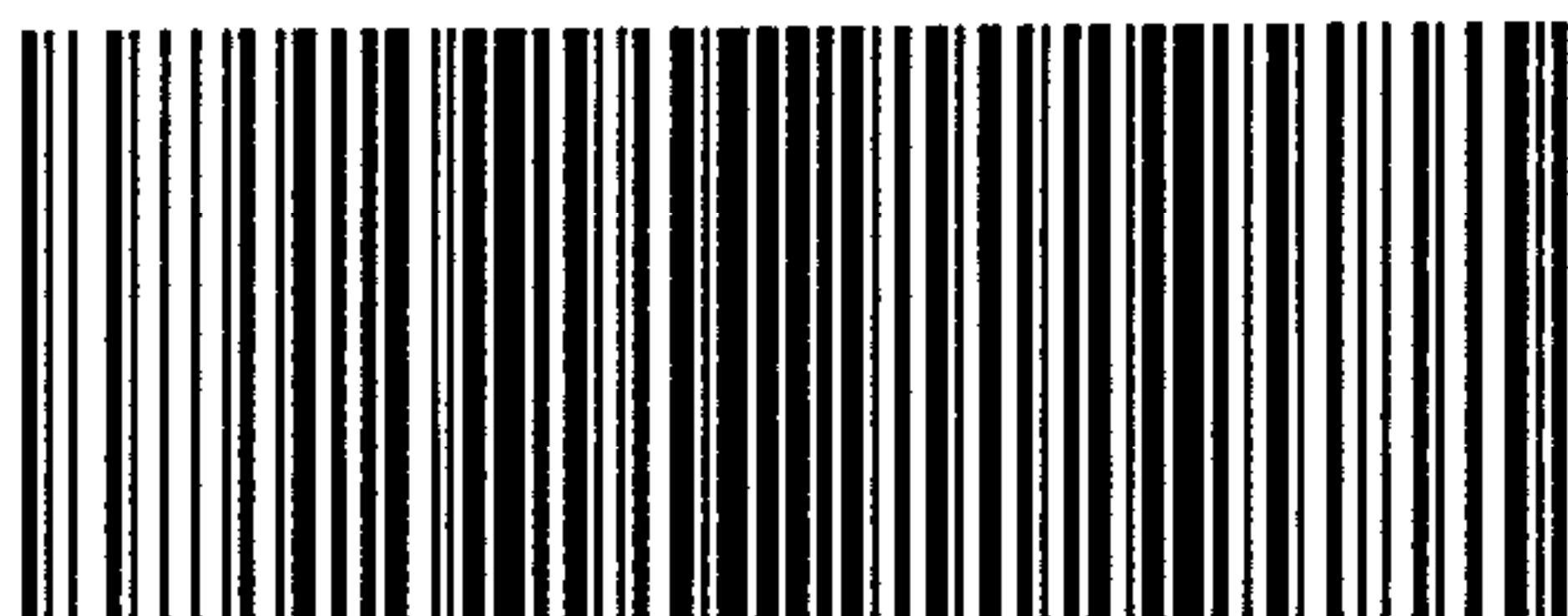
*
中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街 16 号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn
电话:68523946 68517548
中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

*
开本 880×1230 1/16 印张 2.25 字数 59 千字
2009 年 3 月第一版 2009 年 3 月第一次印刷

*
书号: 155066 · 1-35456

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



GB/T 22437.1-2008