

中华人民共和国铁道行业标准

TB/T 3017.3—2016

机车车辆轴承台架试验方法 第3部分：抱轴箱滚动轴承

Testing-methods on test machine for rolling bearing of locomotive and rolling stock—
Part 3: Suspended-transmission-axle-box rolling bearing

2016-05-26 发布

2016-12-01 实施

国家铁路局 发布

目 次

前 言 Ⅲ

1 范 围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 试验总则 1

5 试验装置 1

6 试验参数 2

7 试验循环的规定 6

8 试验方法 6

9 试验过程中的测量 7

10 试验结果 8

附录 A(规范性附录) 试验机原理 9

附录 B(规范性附录) 试验工况示意图 10

参考文献 11

前 言

TB/T 3017《机车车辆轴承台架试验方法》分为四个部分：

- 第1部分：轴箱滚动轴承；
- 第2部分：牵引电机滚动轴承；
- 第3部分：抱轴箱滚动轴承；
- 第4部分：主发电机滚动轴承。

本部分为 TB/T 3017 的第3部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分由铁道行业内燃机车标准化技术委员会提出并归口。

本部分由中车大连机车研究所有限公司负责起草，中车大同电力机车有限公司、中车资阳机车有限公司、中车大连机车车辆有限公司、中车戚墅堰机车有限公司、大连大轴轴承有限公司参加起草。

本部分主要起草人：申强、马呈祥、任时国、曲松、魏春阳、王文忠、张建平。

机车车辆轴承台架试验方法

第3部分:抱轴箱滚动轴承

1 范 围

本部分规定了铁路机车抱轴箱滚动轴承的术语和定义、试验总则、试验装置、试验参数、试验循环的规定、试验方法、试验过程中的测量、试验结果。

本部分适用于铁路机车抱轴箱滚动轴承在接近于实际运用的载荷和速度条件下运转能力的检验。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是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 260 石油产品水分测定法

GB/T 269 润滑脂和石油脂锥入度测定法

GB/T 4929 润滑脂滴点测定法

TB/T 3017.1—2016 机车车辆轴承台架试验方法 第1部分:轴箱滚动轴承

3 术语和定义

TB/T 3017.1—2016 界定的术语和定义适用于本文件。

4 试验总则

4.1 试验应在试验台架上安装模拟抱轴箱结构的条件下进行,并完成本部分规定的总模拟走行里程。

4.2 试验台架上选用的抱轴箱组成,包括滚动轴承、密封件、润滑脂和抱轴箱体等,按实际运用状态安装到试验台架上。

4.3 整个试验期间,需要记录环境温度,并测量和记录被试轴承温度。试验完成后,检查被试轴承外观和润滑脂。

5 试验装置

试验机原理图见附录A,主要包含的装置如下:

- a) 经过认可的试验用抱轴箱体及与实际应用相一致的车轴;
- b) 驱动装置;
- c) 支撑轴承;
- d) 车轴转速测量装置;
- e) 加载装置(使抱轴箱体承受径向力和轴向力的装置);
- f) 加载力的测量装置;
- g) 温度的测量装置;
- h) 模拟运行中冷却的通风装置;

i) 模拟被试验轴承进行油浴飞溅的辅助系统。

6 试验参数

6.1 基本参数

试验参数要根据机车抱轴箱组成的实际运行条件来确定。试验前需要确定以下试验参数：

- a) 牵引电机重力；
- b) 半磨耗车轮直径；
- c) 试验循环周期；
- d) 总模拟走行里程。

6.2 试验转速

试验转速 n 由公式(1)计算得出。

$$n = 1\,000v_n / (60\pi D_k) \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中：

n ——试验转速,单位为转每分(r/min)；

v_n ——试验转速对应的试验速度,单位为千米每小时(km/h)；

D_k ——半磨耗车轮直径,单位为米(m)。

其中,实际试验转速的允差为计算值的 $\pm 3\%$ 。

6.3 载荷的计算

6.3.1 载荷分析模型

悬挂载荷分析模型见图1。模型适用于车轴侧采用抱轴方式、另一侧单点悬挂的驱动装置中抱轴承的受力分析。该模型主要分析齿轮啮合载荷、驱动装置(不含大齿轮)的重力及其动荷效应对抱轴承的影响。

图1中以两齿轮中心连线为 x 轴,以车轴中心线为 y 轴, z 轴垂直于 $x-y$ 平面(力的矢量与图示坐标轴同向为正,反之为负)。

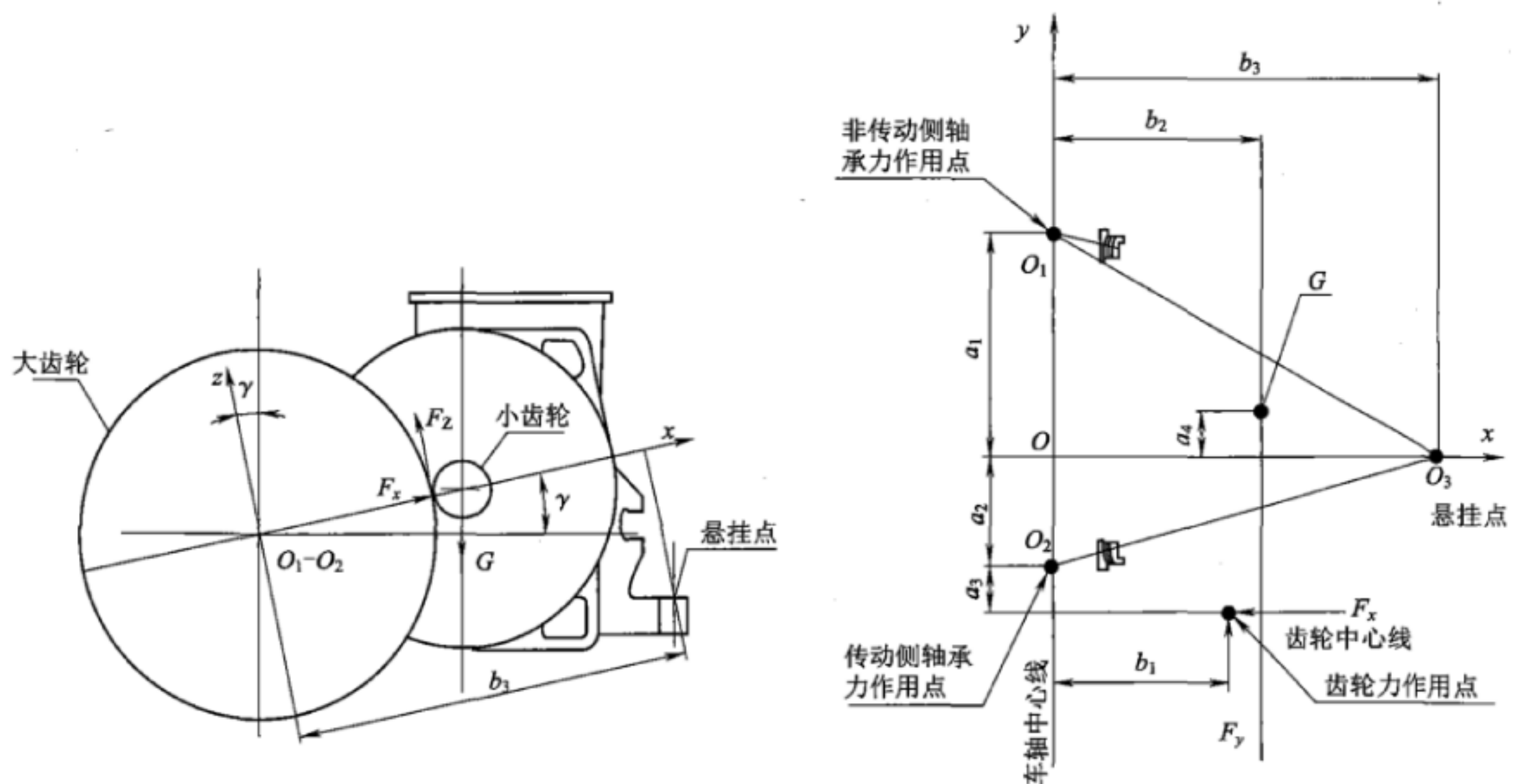


图1 悬挂载荷分析模型

6.3.2 驱动装置(不含大齿轮)重量引起的载荷

6.3.2.1 将驱动装置(不含大齿轮)重心在 $x-y$ 平面内沿与车轴中心线 O_1O_2 平行的方向移至 x 轴上,变为重力 G 和一个扭矩 M_1 (顺时针为正)。 M_1 由公式(2)计算。

$$M_1 = 1.2a_4G \cos\gamma \quad \dots\dots\dots(2)$$

式中:

M_1 ——驱动装置(不含大齿轮)重量产生的扭矩,单位为牛顿米($N \cdot m$);

a_4 ——驱动装置(不含大齿轮)重心偏移悬挂中心(横向)的距离,单位为毫米(mm);

G ——驱动装置所受的重力,单位为千牛(kN);

γ ——两齿轮中心连线与水平面的夹角,单位为度($^\circ$);

1.2——动荷系数。

6.3.2.2 在 $x-z$ 坐标平面内,重力 G 作用于车轴中心线 O_1O_2 的坐标零点 O 处的 z 向力为 F_{VG} 。

F_{VG} 引起的两抱轴承处的垂向支反力由公式(3)~公式(5)计算。

$$F_{VG} = 1.2(b_3 - b_2)G \cos\gamma / b_3 \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$F_{VG1} = a_2 F_{VG} / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$F_{VG2} = a_1 F_{VG} / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(5)$$

式中:

F_{VG} ——驱动装置(不含大齿轮)重力 G 作用于车轴中心线坐标零点 O 处的 z 向力,单位为千牛(kN);

F_{VG1} —— F_{VG} 引起的非传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{VG2} —— F_{VG} 引起的传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

a_1 ——非传动侧抱轴承到悬挂中心(横向)的距离,单位为毫米(mm);

a_2 ——传动侧抱轴承到悬挂中心(横向)的距离,单位为毫米(mm);

b_2 ——驱动装置(不含大齿轮)重心到车轴中心线的距离,单位为毫米(mm);

b_3 ——电机悬挂点到车轴中心线的距离,单位为毫米(mm)。

6.3.2.3 在 $x-z$ 坐标平面内,重力 G 作用于车轴中心线 O_1O_2 的 x 向力为 F_{HG} 。

F_{HG} 引起的两抱轴承处的 x 向支反力由公式(6)~公式(8)计算。

$$F_{HG} = 1.2G \sin\gamma \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$F_{HG1} = F_{HG}(a_2 + a_4) / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$F_{HG2} = F_{HG}(a_1 - a_4) / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(8)$$

式中:

F_{HG} ——驱动装置(不含大齿轮)重力 G 作用于车轴中心线处的 x 向力,单位为千牛(kN);

F_{HG1} —— F_{HG} 引起的非传动侧抱轴承处的 x 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{HG2} —— F_{HG} 引起的传动侧抱轴承处的 x 向支反力,单位为千牛(kN)。

6.3.2.4 M_1 引起的两抱轴承处的 z 向支反力由公式(9)、公式(10)计算。

$$F_{1M1} = M_1 / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$F_{2M1} = -M_1 / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(10)$$

式中:

F_{1M1} —— M_1 引起的非传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{2M1} —— M_1 引起的传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN)。

6.3.2.5 由驱动装置(不含大齿轮)重力引起的两抱轴承处的 z 向支反力由公式(11)、公式(12)计算。

$$F_{1G} = F_{VG1} + F_{1M1} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$F_{2G} = F_{VG2} + F_{2M1} \quad \dots\dots\dots (12)$$

式中:

F_{1G} ——驱动装置(不含大齿轮)重量引起的非传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{2G} ——驱动装置(不含大齿轮)重量引起的传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN)。

6.3.3 齿轮啮合载荷

6.3.3.1 电机轴输出扭矩 M 由公式(13)计算。

$$M = 1\,000 F_k D_k Z_1 / 2 Z_2 \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中:

M ——电机轴输出扭矩,单位为牛顿米(N·m);

F_k ——机车轮对在相应速度下产生的牵引力(1.1 v_{\max} 下的牵引力按 v_{\max} 下的牵引力计算),单位为千牛(kN);

Z_1 ——小齿轮齿数;

Z_2 ——大齿轮齿数。

6.3.3.2 小齿轮产生的周向力 F_z 由公式(14)计算。

$$F_z = 2M/D_1 \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中:

F_z ——小齿轮产生的周向力,单位为千牛(kN);

D_1 ——小齿轮节圆直径,单位为毫米(mm)。

6.3.3.3 将齿轮周向力 F_z 在 $x-y$ 平面内沿与车轴中心线 O_1O_2 平行的方向移至 x 轴上,变为重力 F_{VZ} 和一个扭矩 M_2 ,其中 M_2 由公式(15)计算。

$$M_2 = (a_2 + a_3) F_z \quad \dots\dots\dots (15)$$

6.3.3.4 F_z 作用于车轴中心线 O 处的 z 向力 F_{VZ} 由公式(16)计算。

$$F_{VZ} = (b_3 - b_1) F_z / b_3 \quad \dots\dots\dots (16)$$

F_{VZ} 引起的两抱轴承处的 z 向支反力由公式(17)、公式(18)计算。

$$F_{VZ1} = a_2 F_{VZ} / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$F_{VZ2} = a_1 F_{VZ} / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中:

F_{VZ} ——齿轮周向力 F_z 作用于车轴中心线的 z 向力,单位为千牛(kN);

F_{VZ1} —— F_{VZ} 引起的非传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{VZ2} —— F_{VZ} 引起的传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN)。

6.3.3.5 M_2 引起的两抱轴承处的 z 向支反力由公式(19)、公式(20)计算。

$$F_{1M2} = -M_2 / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$F_{2M2} = M_2 / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中:

F_{1M2} —— M_2 引起的非传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{2M2} —— M_2 引起的传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN)。

6.3.3.6 由齿轮周向力 F_z 引起的两抱轴承处的 z 向支反力由公式(20)、公式(21)计算。

$$F_{1Z} = F_{VZ1} + F_{1M2} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$F_{2Z} = F_{VZ2} + F_{2M2} \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中:

F_{1z} ——齿轮周向力引起的非传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{2z} ——齿轮周向力引起的传动侧抱轴承处的 z 向支反力,单位为千牛(kN)。

6.3.3.7 小齿轮产生的径向力 F_x 由公式(23)计算。

$$F_x = F_z \tan \alpha / \cos \beta \quad \dots\dots\dots(23)$$

式中:

F_x ——小齿轮产生的径向力,单位为千牛(kN);

α ——小齿轮的压力角,单位为度($^\circ$);

β ——小齿轮螺旋角,单位为度($^\circ$)。

6.3.3.8 F_x 引起的两抱轴承处的 x 向支反力由公式(24)、公式(25)计算。

$$F_{Hx1} = a_3 F_x / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(24)$$

$$F_{Hx2} = - (a_1 + a_2 + a_3) F_x / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(25)$$

式中:

F_{Hx1} —— F_x 引起的非传动侧抱轴承处的 x 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{Hx2} —— F_x 引起的传动侧抱轴承处的 x 向支反力,单位为千牛(kN);

a_3 ——齿轮中心线与传动侧抱轴承的距离,单位为毫米(mm)。

6.3.3.9 小齿轮受到的轴向力 F_y 由公式(26)计算。

$$F_y = F_z \tan \beta \quad \dots\dots\dots(26)$$

式中:

F_y ——小齿轮受到的轴向力,单位为千牛(kN)。

6.3.3.10 F_y 引起的两抱轴承处的 x 向支反力由公式(27)、公式(28)计算。

$$F_{Hy1} = -b_1 F_y / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(27)$$

$$F_{Hy2} = b_1 F_y / (a_1 + a_2) \quad \dots\dots\dots(28)$$

式中:

F_{Hy1} —— F_y 引起的非传动侧抱轴承处的 x 向支反力,单位为千牛(kN);

F_{Hy2} —— F_y 引起的传动侧抱轴承处的 x 向支反力,单位为千牛(kN);

b_1 ——齿轮啮合点到车轴中心线的距离,单位为毫米(mm)。

6.3.4 非传动侧抱轴承所受 z 向与 x 向的载荷

非传动侧抱轴承受到的径向载荷由公式(29)~公式(31)计算。

$$F_{1V} = F_{1G} + F_{1z} \quad \dots\dots\dots(29)$$

$$F_{1H} = F_{HG1} + F_{Hx1} + F_{Hy1} \quad \dots\dots\dots(30)$$

$$F_{1r} = \sqrt{F_{1V}^2 + F_{1H}^2} \quad \dots\dots\dots(31)$$

式中:

F_{1V} ——非传动侧抱轴承所受 z 向力,单位为千牛(kN);

F_{1H} ——非传动侧抱轴承所受 x 向力,单位为千牛(kN);

F_{1r} ——非传动侧抱轴承受到的总径向力,单位为千牛(kN)。

6.3.5 传动侧抱轴承所受 z 向与 x 向的载荷

传动侧抱轴承受到的径向载荷由公式(32)~公式(34)计算。

$$F_{2V} = F_{2G} + F_{2z} \quad \dots\dots\dots(32)$$

$$F_{2H} = F_{HG2} + F_{Hx2} + F_{Hy2} \quad \dots\dots\dots (33)$$

$$F_{2r} = \sqrt{F_{2V}^2 + F_{2H}^2} \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

F_{2V} ——传动侧抱轴承所受 z 向力,单位为千牛(kN);

F_{2H} ——传动侧抱轴承所受 x 向力,单位为千牛(kN);

F_{2r} ——传动侧抱轴承受到的总径向力,单位为千牛(kN)。

6.3.6 试验时施加的径向力

试验时施加的径向力由公式(35)计算:

$$F_r = F_{1r} + F_{2r} \quad \dots\dots\dots (35)$$

径向力 F_r 施加位置距离传动侧轴承的距离由公式(36)计算。

$$X = -[F_{1r}(a_1 + a_2) + b_1 F_y] / F_r \quad \dots\dots\dots (36)$$

式中:

F_r ——试验过程中对抱轴箱施加的径向力,单位为千牛(kN);

X ——径向力 F_r 施加位置距离传动侧轴承的距离,单位为毫米(mm)。

6.3.7 试验时施加的轴向力

试验时施加的轴向力由公式(37)计算。

$$F_a = F_y = F_z \tan \beta \quad \dots\dots\dots (37)$$

F_a ——试验时所施加的轴向力,小齿轮顺时针旋转时方向为正,单位为千牛(kN)。

6.4 冷却风速

试验机的通风装置应具有 15 000 m³/h 的通风能力。在靠近试验轴承箱处测量的风速应为 8 m/s ~ 10 m/s。

7 试验循环的规定

7.1 基本走行里程

每个试验循环对应一个基本走行里程,由公式(38)计算得出。

$$S = k \times v_{\max} \quad \dots\dots\dots (38)$$

式中:

S ——基本走行里程,单位为千米(km);

k ——试验循环的时间参数(试验循环周期为 8 h 时, $k = 5.792$ h);

v_{\max} ——机车最高运行速度,单位为千米每小时(km/h)。

由于设备故障或其他原因造成某个试验循环的中断,则该试验循环不计入总模拟走行里程之内。

7.2 试验循环

试验采用 8 h 试验循环,由两个单向行程组成:

——3 h 50 min 向一个方向旋转,停止旋转 10 min,在停止期间不通风;

——3 h 50 min 向另一个方向旋转,停止旋转 10 min,在停止期间不通风。

8 试验方法

8.1 耐久试验

耐久试验是在试验转速下重复一定数量的试验循环,直到一个规定的总模拟走行里程。耐久试验的每个试验循环由两个单向行程组成,一个旋转方向为一个单向行程。两个单向行程中间有短暂的停止。每个单向行程都由启速、恒速、减速、停止组成。若需要,一个试验循环结束后的停止阶段的时间可以延长。耐久试验中转速、径向力、轴向力的变化规律见附录 B。

抱轴箱轴承耐久试验总模拟走行里程不少于 60×10^4 km。

试验过程中测量的温度应符合表 1 中的规定,若超过限制值时,应停止试验。特殊情况下,试验是否继续进行由供需双方协商确定。

在环境温度不等于 20℃ 的情况下,有效温度用公式(39)换算。

$$\theta_{\text{有效}} = \theta_{\text{测量}} - (\theta_{\text{环境}} - 20\text{℃}) \quad \dots\dots\dots (39)$$

式中:

$\theta_{\text{有效}}$ ——有效温度,单位为摄氏度(℃);

$\theta_{\text{测量}}$ ——试验台各测点测得的实际温度,单位为摄氏度(℃);

$\theta_{\text{环境}}$ ——在试验室测得的环境温度,单位为摄氏度(℃)。

表 1 耐久试验有效温度要求

| 特 性 | 温度要求 |
|--|---|
| 环境温度为 20℃,在前 20 个基本走行里程期间测量的负荷区(ZC)内的滚动轴承的最高温度 | $\leq 100\text{℃}$ |
| 环境温度为 20℃,在每个基本走行里程期间(前 20 个基本走行里程除外)测得的负荷区(ZC)内的滚动轴承的最高温度 | $\leq 90\text{℃}$ 对于至多 1% 的基本走行里程,最高温度可在 90℃ ~ 100℃ 之间 |
| 环境温度为 20℃,在前 20 个基本走行里程期间,抱轴箱观测区(ZV)内的最高温度 | $\leq 80\text{℃}$ |
| 当环境温度为 20℃ 时,在每个基本走行里程期间(前 20 个基本走行里程除外),抱轴箱的观测区(ZV)内的最高温度 | $\leq 70\text{℃}$ 对于至多 1% 的基本走行里程,最高温度可在 70℃ ~ 80℃ 之间 |

8.2 热 试 验

热试验是在试验转速下重复一定数量的试验循环,直到一个规定的总模拟走行里程。热试验中转速、径向力、轴向力的变化规律见附录 B。

抱轴箱轴承热试验总模拟走行里程不少于 4.5×10^4 km。

试验过程中测量的温度应符合表 2 中的规定,若超过限制值时,应停止试验。特殊情况下,试验是否继续进行由供需双方协商确定。

在环境温度不等于 20℃ 的情况下,有效温度用公式(39)换算。

表 2 热试验有效温度的要求

| 特 性 | 温度要求 |
|--|--|
| 在 20℃ 的环境温度下,每个单向行程过程中负荷区(ZC)内轴承的最高温度 | $\leq 90\text{℃}$ 对于在至多 60% 的基本走行里程内,最高温度可在 90℃ ~ 100℃ 之间 |
| 在 20℃ 的环境温度下,每个基本走行里程过程中抱轴箱观测区(ZV)内的最高温度 | $\leq 70\text{℃}$ 对于在至多 60% 的基本走行里程内,最高温度可在 70℃ ~ 80℃ 之间 |

9 试验过程中的测量

9.1 试验过程中,主要测量的温度点如下:

- a) 抱轴箱内每个被试抱轴承负荷区(ZC)的温度:通过一个与轴承外圈相接触的传感器来测量;

- b) 抱轴箱观测区(ZV)的温度:通过安装在抱轴箱体上的一个传感器来测量,传感器放置位置见图 A.1;
- c) 环境温度(AMB):空气流中通过传感器来测量,传感器位于冷却风扇出口处,并指向抱轴箱体。

9.2 每隔 1 min 记录一次温度值。

10 试验结果

10.1 耐久试验结果

10.1.1 总 则

试验结束后,拆卸轴承,并对轴承的外观和润滑脂的理化性能进行检查。

10.1.2 外观检查

检查并记录滚子和套圈是否存在目视可见的鳞状脱落、卡住、发热变色、掉块等现象,保持架是否存在断裂、裂纹、变形或异常磨损等现象;润滑脂是否泄漏,颜色、气味、外观上是否异常。

10.1.3 理化检验

对于脂润滑的轴承,检测轴承滚道附近的润滑脂中铁含量。

对于采用铜保持架的轴承,检测轴承滚道附近的润滑脂中铜含量。

铁含量、铜含量的检测方法由试验双方确定。

试验结束后,应检测轴承润滑脂的理化性能。检测项点及方法见表 3。

表 3 润滑脂经耐久性试验后理化检测

| 序 号 | 特 性 | 检 测 方 法 |
|-----|------------|-----------|
| 1 | 锥入度 0.1 mm | GB/T 269 |
| 2 | 滴 点 ℃ | GB/T 4929 |
| 3 | 水含量 % | GB/T 260 |

10.2 热试验结果

10.2.1 总 则

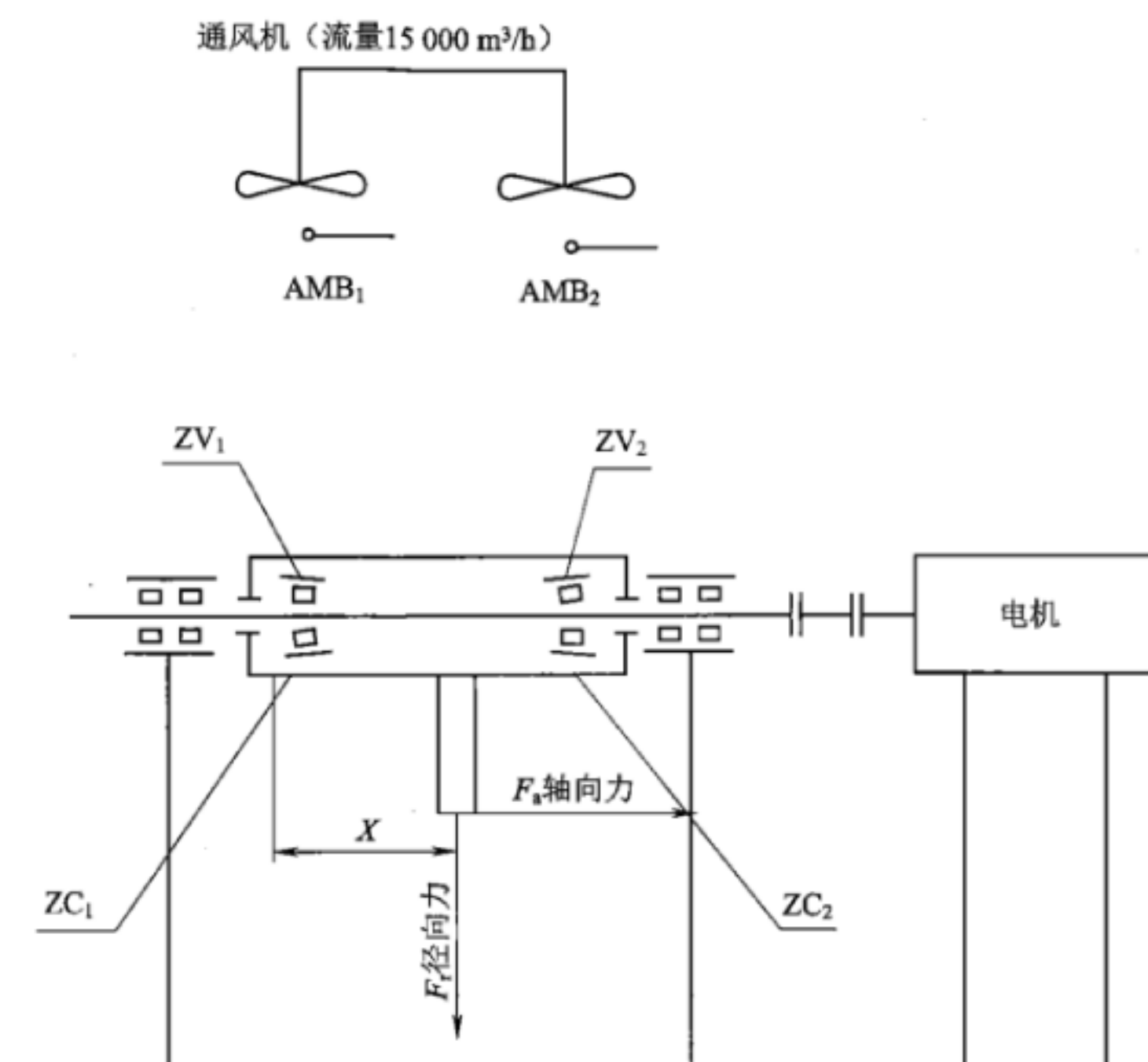
试验结束后,拆卸轴承,并对轴承的外观进行检查。

10.2.2 外观检查

检查并记录滚子和套圈是否存在目视可见的鳞状脱落、卡住、发热变色、掉块等现象,保持架是否存在断裂、裂纹、变形或异常磨损等现象;润滑脂是否泄漏,颜色、气味、外观上是否异常。

附 录 A
(规范性附录)
试验机原理

试验机原理见图 A.1。



说明：

- ZC₁——轴承 1 负荷区温度(℃)；
- ZC₂——轴承 2 负荷区温度(℃)；
- ZV₁——轴承 1 观测区温度(℃)；
- ZV₂——轴承 2 观测区温度(℃)；
- AMB₁——冷却风扇 1 下测量点的温度(℃)；
- AMB₂——冷却风扇 2 下测量点的温度(℃)。

图 A.1 抱轴箱轴承试验机原理图

附录 B
(规范性附录)
试验工况示意图

热试验或耐久试验的 8 h 转动循环工况见图 B.1, 循环工况对应时间见表 B.1。

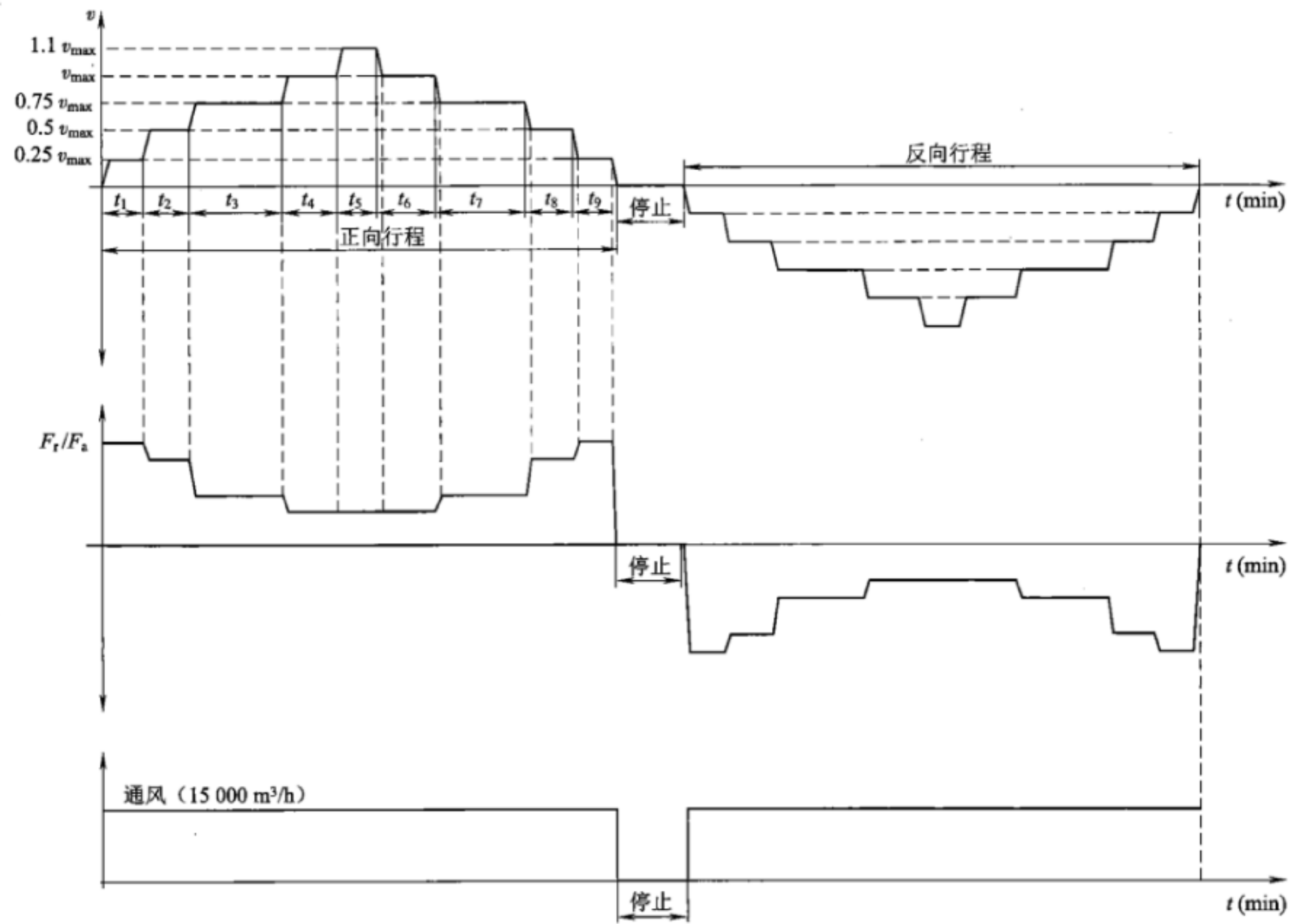


图 B.1 热试验或耐久试验 8 h 转动循环工况示意图

表 B.1 热试验或耐久试验 8 h 转动循环工况参数表

| 转 速 km/h | $0.25v_{\max}$ | $0.5v_{\max}$ | $0.75v_{\max}$ | v_{\max} | $1.1v_{\max}$ | v_{\max} | $0.75v_{\max}$ | $0.5v_{\max}$ | $0.25v_{\max}$ |
|-------------|----------------|---------------|----------------|------------|---------------|------------|----------------|---------------|----------------|
| 时 间 min | t_1 | t_2 | t_3 | t_4 | t_5 | t_6 | t_7 | t_8 | t_9 |
| | 13 ± 1 | 23 ± 1 | 45 ± 1 | 28 ± 1 | 12 ± 1 | 28 ± 1 | 45 ± 1 | 23 ± 1 | 13 ± 1 |
| 累计时间 | 230 min | | | | | | | | |

参 考 文 献

- [1] EN 12082:2007 Railway applications - Axleboxes-Performance testing
-

中 华 人 民 共 和 国

铁道行业标准

机车车辆轴承台架试验方法 第3部分:抱轴箱滚动轴承

Testing-methods on test machine for rolling bearing of locomotive and rolling stock—

Part 3: Suspended-transmission-axle-box rolling bearing

TB/T 3017.3—2016

*

中国铁道出版社出版、发行

(100054,北京市西城区右安门西街8号)

读者服务部电话:市电(010)51873174,路电(021)73174

中国铁道出版社印刷厂印刷

版权专有 侵权必究

*

开本:880 mm×1 230 mm 1/16 印张:1.25 字数:23 千字

2017年7月第1版 2017年7月第1次印刷

*



151134674

定 价: 13.00 元