

ICS 23.140

J 72

备案号: 19346—2007



中华人民共和国机械行业标准

JB/T 6443.1—2006/API 617: 2002第1部分

代替JB/T 6443—2002

石油、化学和气体工业用 轴流、离心压缩机及膨胀机-压缩机 第1部分: 一般要求

Axial and centrifugal compressors and expander-compressors for
petroleum, chemical, and gas industry services—

Part1: General requirements

(API STANDARD 617, CHAPTER 1, SEVEVTH EDITION, 2002, IDT)

2006-11-27 发布

2007-05-01 实施

中华人民共和国国家发展和改革委员会: 发布

目 次

前言	4
1 总则	5
1.1 适用范围	5
1.2 变更设计	5
1.3 相抵触的要求	5
1.4 尺寸	5
1.5 术语和定义	5
1.6 引用文献	10
1.7 法定要求	10
1.8 承包责任	10
2 基本设计	11
2.1 通则	11
2.2 材料	12
2.3 机壳	14
2.4 导叶、定子和内部固定件	18
2.5 转动元件	18
2.6 动力学	19
2.7 轴承和轴承箱	33
2.8 轴端密封	34
2.9 齿轮	35
2.10 润滑与密封系统	35
2.11 铭牌和转向箭头	35
2.12 质量	36
3 辅助设备	36
3.1 驱动机	36
3.2 联轴器及护罩	36
3.3 安装底板	36
3.4 控制和仪表	42
3.5 管路和附件	43
3.6 专用工具	44
4 检查、试验和装运准备	44
4.1 通则	44
4.2 检验	44
4.3 试验	45
4.4 装运准备	47
5 卖方资料	48
5.1 通则	48
5.2 报价书	48

5.3 合同资料	50
附录 1A (规范性附录) 美国、国际标准化组织和国际标准参考表	52
附录 1B (规范性附录) 残余不平衡量的测量程序	55
附录 1C (资料性附录) 典型轴端密封剖视图	63
附录 1D (规范性附录) 卖方工厂的气体密封试验	70
附录 1E (资料性附录) 典型材料规范	72
图 1.2-1 转子响应曲线	20
图 1.2-2 无阻尼刚度图	21
图 1.2-3a 典型振型—在轴承和悬臂装置之间 (国际单位制单位)	23
图 1.2-3b 典型振型—在轴承和悬臂装置之间 (英制单位)	23
图 1.2-3c 典型振型—整体齿轮增速小齿轮式转子	24
图 1.2-4 应用的交叉耦合刚度与对数衰减量关系的典型曲线图	28
图 1.2-5 I 级筛选准则	28
图 1.3-1 安装板典型布置图	38
图 1.3-2 安装板典型布置图	39
图 1.3-3 安装板典型布置图	40
图 1.3-4 安装板典型布置图	41
图 1.B-1 (空白) 残余不平衡量工作记录表	57
图 1.B-2 (空白) 残余不平衡量极坐标图工作记录表	58
图 1.B-3 左平面的样本残余不平衡量工作记录表	59
图 1.B-4 左平面的样本剩余不平衡量极坐标工作记录表	60
图 1.B-5 右平面的样本残余不平衡量工作记录表	61
图 1.B-6 右平面的样本残余不平衡量极坐标图工作记录表	62
图 1.C-1 迷宫式轴封	63
图 1.C-2 机械 (接触) 式轴封	64
图 1.C-3 固定环式轴封	65
图 1.C-4 带有筒形衬套的液膜轴封	66
图 1.C-5 带有泵型轴套的液膜轴封	67
图 1.C-6 单气体密封	68
图 1.C-7 双气体密封	68
图 1.C-8 串联式气体密封	69
图 1.C-9 带有迷宫的串联式气体密封	69
表 1.2-1 冷却水系统的设计准则和技术条件	11
表 1.2-2 铸造系数	15
表 1.2-3 铸件缺陷的最大严重程度	17
表 1.E-1 主要零部件典型的材料规范及中、美材料对照表	72

前 言

本部分为 JB/T 6443 的第 1 部分，对应于《API 617：2002 的第 1 部分：一般要求》。

为了便于使用，本部分做了下列编辑性修改：

- 其中“附录 1E 典型材料规范”中的表 1.E-1 是在原“表 1.E-1 主要零部件典型材料规范”的基础上增加了与其对应的中国材料对照内容，改为“表 1.B-1 主要零部件典型的材料规范及中、美材料对照表”；
- “附录 1A 本标准中参考文献和我国国家、行业有关标准的对照关系表”中的表是在原表《美国、国际标准化组织和国际标准参考表》的基础上增加了与其对应的中国标准对照内容，改为：《本标准中参考文献和我国国家、行业有关标准的对照关系表》，便于对照采用我国标准使用；
- 用“HRC”，代替作为洛氏硬度单位“Rc”；
- 用“r/min”，代替作为转速单位的“rpm”。

本部分的附录 1A、附录 1B、附录 1D 为规范性附录，附录 1C、附录 1E 为资料性附录。

石油、化学和气体工业用轴流、离心压缩机及膨胀机-压缩机

第 1 部分：一般要求

1 总则

1.1 适用范围

本标准适用于石油、化学和气体工业中用于输送空气或其他气体的轴流压缩机、单轴和整体齿轮增速传动的流程用离心压缩机及膨胀机-压缩机的最低要求。

本标准不适用于升压低于 34kPa (5psi) 的通风机和鼓风机 (它们包括在 API 673 内) 本标准也不适用于整体齿轮增速组装型离心式空气压缩机, 它们包括在 API 672 内。300℃ (570°F) 以上的热燃气膨胀机不包括在本标准之内。

1.1.1 本部分所包含的与本标准所涉及到的所有设备有关的资料, 也同时适用于下列各部分所涉及到的特定设备:

第 2 部分 离心与轴流压缩机

第 3 部分 整体齿轮增速型压缩机

第 4 部分 膨胀机-压缩机

注: 在每节前的 (●) 点表示此处应由买方做出决定或提供更详细的资料。这些资料应填写在数据表上, (见附录 2A、3A、4A) 否则应在报价书 (询价书) 或订货单上注明。

1.2 变更设计

卖方可提供变更设计。

所有设计都应符合本标准的规定。同本标准的所有偏离。包括不同于本标准的替代设计, 应在报价书中清楚说明。

1.3 相抵触的要求

当本标准与询价书相抵触时, 应按询价书内容执行。订货时按订单执行。

1.4 尺寸

在本标准中, 尺寸单位使用的是国际单位制。按本标准供货的设备的所有相关数据和尺寸, 应使用国际单位制。

如有规定, 可使用替代单位, 例如英制单位。

1.4.1 单位换算

本标准中的单位以国际单位为主, 英制单位为辅。

注: API 石油计量标准手册的第 15 章中的系数, 可用来将英制单位换算为国际单位, 换算结果的精确度则四舍五入。

1.5 术语和定义

本标准中各部分所用的术语在 1.5.1~1.5.54 中定义。附录 2C、3C 和 4C 专用词汇位于在本标准各后续的部分中。

1.5.1

水平剖分 axially split

机壳的剖分面在水平方向平行于轴心线。

1.5.2

压缩机或膨胀机段 compressor or expander section

一系列压缩或膨胀级,在各级之间没有中间冷却或再次加热,流量无损失或增加(即没有侧向气流,抽气或加气),并且它们的转动速度相互处于固定的关系(比率)上。

1.5.3

压缩机的额定运行点 compressor rated point

在100%转速曲线上所有规定的运行点对应于最大流量的运行点。

注:通常,最大流量运行点只是一个推导出来的点,而非实际运行点(关于图形示例,见图2.1-1a)

1.5.4

临界转速 critical speed

转子轴承支承系统处于共振状态下的轴转动速度。

1.5.5

设计 design

为了描述诸如设计功率、设计温度或设计转速各种参数。设备制造商可能使用的术语。

注:这一术语只可由设备设计者和制造商使用,但不能在买方的技术条件中使用。

1.5.6

易燃流体 flammable fluid

易燃流体的定义,在NFPA30中详细论述。

1.5.7

齿轮使用系数(s_f) gear service factor

根据驱动机和被驱动设备的特性,为计算出潜在的过载、冲击载荷或连续的振荡扭矩特性的不同,对于齿面接触点蚀指数和弯曲应力值所加的系数。

1.5.8

大齿轮 gear wheel (bull-gear)

齿轮箱中最慢转速的转子。

1.5.9

齿轮传动装置 gearing

小齿轮和大齿轮组合。齿轮啮合系指小齿轮和大齿轮一起运转。一个大齿轮可以同一个小齿轮啮合,因此它是一个以上齿轮啮合的一部分。

1.5.10

压紧螺栓(安装螺栓) hold-down-bolts-(mounting-bolts)

将设备压紧到安装底板的螺栓。

1.5.11

流体动压轴承 hydrodynamic bearings

使用流体动力润滑原理的轴承。该轴承表面相对于油楔的运动或相对于油楔,被确定方位。形成的油楔支撑负载,使轴与轴承不接触。

1.5.12

滞后或内部摩擦阻尼 hysteresis or internal friction dampening

在周期性载荷下任何材料应力和应变之间产生相位差。这个相位差在应力-应变图上产生一特性滞后回路,并从而产生一不稳定的阻尼力。

1.5.13

资料性附录 informative element

作为资料提供的参考材料,其目的在于有助于本标准的理解和使用。对于作为资料使用的附录部分不强制遵照执行。

注:一个附录可能是作为资料使用或作标准使用,按规定执行。

1.5.14

进口容积流量 inlet volume flow

系指在设备进口法兰截面上的压力, 温度, 可压缩性和气体组分, 包括湿度条件下, 以容积流量表示的流量。

1.5.15

机器 machine

压缩机或膨胀机。

1.5.16

最高允许温度 maximum allowable temperature

制造厂已设计该设备 (或本术语所涉及的任何零部件) 的最高连续温度。

注: 最高允许温度通常由考虑材料来设定。这可以是机壳的材料或者衬垫或 O 形环限制的温度极限。材料强度, 即屈服点或极限强度都与温度有关。一个部件的应力水平可能取决于工作压力。因此, 该材料的强度极限和工作应力之间的裕度取决于材料的操作温度和部件应力水平二者。如果温度降低, 材料强度增大和该部件的应力水平可能增大。这就是把最高允许温度同最大规定的工作压力联系起来的原因。

1.5.17

最高允许工作压力 maximum allowable working

制造厂设计的该设备 (或本术语所涉及的任何零部件) 在最高工作温度下所输送的流体的最高连续压力

注: 参见最高允许温度。

1.5.18

最高连续转速 maximum continuous speed (r/min)

该机器在制造完成后试验时能连续运转的最高转速。对于变转速驱动器驱动的压缩机, 该转速是额定转速的 105%。对于定转速电动机驱动的压缩机, 这一转速取决于该电动机的同步转速 (见图 2.1-1a)。

1.5.19

最高的出口压力 maximum discharge pressure

系指当采用所供货的叶轮, 并有最大比重或分子量的流体, 在最高的进口压力时, 在跳闸转速下, 压缩机喘振时, 该压缩机所能生成的最高压差。

1.5.20

最高进气压力 maximum inlet suction pressure

在使用中该设备的最高进口压力。

1.5.21

最高密封压力 maximum sealing pressure

在任何特定的静态或运行条件下, 以及开车、停车时, 要求密封的最高压力。

1.5.22

最低允许转速 minimum allowable speed

制造厂设计所允许的最低连续运行转速 (r/min)。

1.5.23

最低允许温度 minimum allowable temperature

制造厂设计设备 (或本术语所涉及的任何零部件) 所允许的最低温度。

注: 修饰词“连续”已不适用于本定义, 因为当部件处于低温时间很短时, 就有可能发生脆性断裂。

1.5.24

积木式转子 modular rotor

使用短轴或类似装置组装和由一个或多个贯穿螺栓紧固在一起的转子 (见附录 2C)。

1.5.25

正常运行工况 normal operating condition

预期经常运行的并期望最佳效率的工况。这一工况通常是卖方确保其性能在本标准所规定的公差之内的运行点。

1.5.26

正常转速 normal speed

对应于正常运行工况所要求的转速。

1.5.27

常开和常关 normal open and normally closed

系指装置的搁置状态和安装的断电状态二者，例如自动控制的电气开关和阀门。

注：装置的正常工况不同于搁置状态。

1.5.28

标准的要素 normative element

本标准所要求的。

1.5.29

监造试验和检查 observed tests and inspections

应通知买方检查或试验的时间。然而，检查或试验应按计划进度表进行，并且如果买方或他的代表不在，卖方将继续作下一步（买方期望在卖方工厂比见证时间试验更长一些）。

1.5.30

运行稳定性 operating stability

以百分数表达的恒定转速下从压缩机额定点到喘振点的运行范围。

1.5.31

小齿轮 pinion (s)

齿轮箱中的高速转子的齿轮。

1.5.32

预测的流量极限 predicted capacity limit

为合理地预测性能，在规定的制造商的流量曲线端部上的最大容积流量。这可能是或不是实际阻塞极限。

1.5.33

承压机壳 pressure casing

由机组的所有固定承压部件组成，包括所有进排气管和其他相连接的零件。

1.5.34

买方 purchaser

发出订单和技术条件给卖方的个人或组织机构。

注：买方可以是该设备将要安装的工厂的业主或者业主指定的代理人。

1.5.35

垂直剖分 radially split

系指同该轴中心线垂直的机壳连接面。

1.5.36

额定转速（也称作 100% 转速） rated speed (also known as 100% speed)

满足所规定工况点所要求的最高转速。

1.5.37

安全阀设定压力 relief valve set pressure

安全阀开始提升的压力。

1.5.38

远程 remote

是指相对就地装置，位于远离该设备或控制台，一般在控制室内。

1.5.39

滞留压力 settling out pressure

当压缩机停止工作时该压缩机系统内的压力。

1.5.40

轴端密封 shaft end seal

限制工艺气体泄漏至大气的，轴的端部的工艺气体密封。

1.5.41

应该 shall

“应该”系指一种要求。

1.5.42

应当 should

“应当”系指一种建议。

1.5.43

稳定性分析 stability analysis

使用复杂特征值作转子/支承系统自然频率和相应对数衰减量的确定。

1.5.44

失速 stall

系指低于此容积流量时，轴流压缩机在气动上变得不稳定。这是由于非最佳冲角所产生的叶片阻力引起的。

1.5.45

标准容积流量 standard volume flow

以标准条件下的容积流量单位表达的流量如下：

ISO 标准（正常）条件

流量：标准立方米/小时 (Nm^3/h)

标准立方米/分 (Nm^3/min)

压力：1.013bar (1bar= 10^5Pa) 绝对压力

温度：0℃

美国惯用标准条件

流量：标准立方英尺/分 (scfm)

百万标准立方英尺/日 (mmscfd)

压力：14.7PSIA

温度：60°F

1.5.46

喘振 surge

系指低于此容积流量时，离心压缩机在气动性能上变得不稳定。

1.5.47

同步可倾瓦块系数 synchronous tilt pad coefficients

在频率等同于该轴转动速度下由复杂频率相关的系数推导得来。

1.5.48

齿面接触点蚀指数 tooth pitting index

由切向载荷、节径、齿面宽和齿轮速比确定的表面耐久额定系数。

1.5.49

总的指示的读数 (TIR), (也称作总的指示器的径向跳动) total indicated reading, (also known as total indicator run out)

一个千分表或类似装置在所监视的表面的一整圈期间监视一个面或一圆柱表面的最大和最小读数之间的差。

注: 对于完全的圆柱表面, 指针读数给出偏心度等于该读数的一半。对于完全的平整面, 指针读数给出, 不垂直度等于其读数。如果所说的直径不完全是圆柱形或平整面, 该 TIR 的意思的解释就更为复杂, 并可能表现椭圆型或天线扫描图形。

1.5.50

跳闸转速 trip speed (in r/min)

独立超速紧急装置动作, 以停止变速驱动机的转速。对于本标准而言, 除了变频驱动装置外, 交流电动机的跳闸转速, 是同最大供电频率下电动机的同步转速相对应的转速 (r/min)。

1.5.51

可调性 turndown

当该机组在额定的进口温度和气体组分下运行时, 在额定压头上, 额定流量和喘振点流量之间的流量 (相对于额定流量) 变化的百分比。

1.5.52

机组责任 unit responsibility

是指合同的供货范围内所包括的设备和全部辅助系统的技术方面协调的责任。它包括对诸如动力要求、转速、旋转方向、总体布置、联轴器、动力特性、噪声、润滑、密封系统、材料试验报告、仪器仪表、管线及部件试验的审查责任。

1.5.53

卖方 vendor (also known as supplier)

(也称为供方) 是提供该设备的机构。

1.5.54

见证试验和检查 witnessed tests and inspections

是指生产进度将受到控制, 并且该检查或试验应在买方或他的代表参加下进行。对于机械运转或性能试验, 要求有已经成功的初步试验的书面通知。

1.6 引用文献

1.6.1 参考的出版物在附录 1A 中列出。

1.6.2 对于该文本中所规定的所有参考标准, 都是规范的标准。

1.6.3 段落后的“注”都是资料性的。

1.6.4 在本标准出版时生效的附录 1A 标准、规程和规范的版本, 按照这里所规定的内容, 应该均成为本标准的一个部分。

在询价书之后出现的标准、规程和规范中变化的适用范围, 应由买方和卖方之间相互商定。

● **1.6.5** 买方将规定是否按本标准供货的设备, 应该遵照适用的 ISO 标准或适用的美国标准。

1.7 法定要求

买、卖双方应商定为遵照适用于该设备的任一政府规程、准则、法令或法规, 而必须采取的措施。

1.8 承包责任

负有承包责任的卖方应保证所有分包商遵照本标准和引用标准。

2 基本设计

2.1 通则

2.1.1 性能:

2.1.1.1 设备应能在所有规定的条件下工作。

●2.1.1.2 买方应规定设备正常工况点的条件。

2.1.1.3 压缩机应设计成在没有负偏差的正常进口容积流量下, 具有正常的压头。正常运行点上的功率应不超过设计值的 104%。

注 1: 对于恒速驱动机和规定的流程中间压力的高出的压头, 详见各部分中任选的性能试验标准。

注 2: 买方可以提供质量流量, 它将由卖方换算成容积流量。

2.1.1.4 气体动力性能应由双方商定。

2.1.2 本部分所述及的设备 (包括辅助设备), 其设计和构成应确保其最短使用寿命为 20 年, 不停地连续运行时间至少为五年。

注: 这是一条公认的设计准则。

2.1.3 卖方应承担合同范围内包括的所有设备和所有辅助系统的机组责任。

2.1.4 由感应电动机驱动的设备, 应在实际电动机转速下按额定的载荷条件来确定机组的容量。

2.1.5 除非另有规定, 冷却水系统应符合 2.1.5.1~2.1.5.2 的规定。

2.1.5.1 冷却水系统应按下列条件设计:

表 1.2-1 冷却水系统的设计准则和技术条件

项 目	技术条件	
	国际单位制单位	英制单位
换热器表面上水速	1.5m/s~2.5m/s	5ft/s~8ft/s
最大允许工作压力 (MAWP)	7.0bar ^a	100psiG
试验压力 (1.5MAWP)	10.5bar	150psiG
最大压力降	1bar	15psi
最高进口温度	30℃	90°F
最高出口温度	50℃	120°F
最大温升	20K	30°F
最小温升	10K	20°F
水程结垢系数	0.35m ² K/kW	0.002h·ft ² ·°F/Btu
碳钢壳体腐蚀裕度	3mm	1/8in
^a 表压。		

如果最小温升和换热表面上的流速与规定有抵触时, 卖方应通知买方。换热表面上流速的规定是为了尽量减少水侧壁面污垢; 最小温升的规定是为了尽量减少冷却水量。最终选择应由买方决定。

2.1.5.2 对于是否制作系统的整个通风和排水管路应做出规定。

2.1.6 包括管路和辅助设备在内的设备布置设计应由买、卖双方在协调会议上或协调会议之前共同完成。

注: 布置应为操作和维修留下足够的作业面积和安全通道。

2.1.7 所有设备的设计应能进行方便而经济地维护。主要零部件如机壳和轴承箱应设计、制造或能保证在重新装配时的精确对中。这可以通过使用凸台、圆柱定位销或键来完成。

●2.1.8 包括所有辅机在内的所有设备, 应适合于在买方规定的环境条件下工作。这些条件包括装置在

室内（有采暖的或无采暖的）或室外（有顶棚或没有顶棚）、最高和最低温度、异常湿度、含有粉尘及腐蚀情况等。

- 2.1.9 供货的所有设备的声压级（SPL）的控制应由买方和具有机组责任的卖方共同努力。由卖方供货的设备应符合所规定的最大允许声压级。卖方应提供该设备的最大声压级和声功率级相对于倍频带的预测值。
- 2.1.10 对于有喷射液体的特殊要求，买方应在询价书中向卖方提出。
- 2.1.11 设备应设计得在达到跳闸转速和允许的最高工作压力时运行没有危险。
- 2.1.12 设备（主机、驱动机和辅助设备）在试验台和永久性基础上所具有的性能应在认可的标准规定的允许范围内。安装后的整机性能应由买方和有承包责任的卖方共同负责。
- 2.1.13 许多因素（如管道载荷，运行状态下的对中调整，支承结构，装运过程中的搬运及现场搬运和组装）都有可能对现场性能产生不利影响。为了将这些因素的影响降到最小，卖方应审查和评定买方的管路和基础图；如有规定，卖方代表应：
 - a) 拆开法兰检查管路；
 - b) 在运行温度下检查对中；
 - c) 到现场检查最初的对中情况。
- 2.1.14 电动机、发电机、电气元件及电气安装，应适合于买方在数据表上所规定的区域分类（等级、组别和类别），并且应符合 NFPA70 第 500 至 505 款或 IEC 60079-10 的要求以及买方规定和提供的当地规程。
- 2.1.15 机器及所有供货的辅助设备的备件应满足本标准的所有规定。
- 2.1.16 如有规定，机器应适合作空气现场试验。其性能参数包括需要采取的预防措施应由买方和卖方共同协商。

2.2 材料

2.2.1 通则

2.2.1.1 除了数据表或本标准所要求的或禁止的那些材料外，在规定的运行条件下，构件的材料应符合制造厂的标准。附录 1E 列出了材料规范，配合适当的热处理或冲击试验，通常认为按这些规范来规定主要零部件的材料，其结果是令人满意的。所有主要零件材料的冶炼成分应清楚列在卖方的报价表上。辅助管线的材料要求见 3.5。

2.2.1.2 在报价书中材料应采用 ASTM, AISI, ASME 或 SAE 等标准，包括表示材料等级的牌号（详见附录 1E）。如果没有这样的牌号名称，在报价书中应给出包括物理性能、化学成分和试验要求在内的卖方材料规范。

- 2.2.1.3 买方将规定在现场环境中活动的和流程介质内存在的任何腐蚀剂（包括微量的），包括可能引起应力腐蚀断裂的成分。

注：典型的成分是硫化氢、胺、氯化物、氟化物、氰化物、环烷酸、连多硫酸。

2.2.1.4 卖方应确定为确保材料满足使用要求所必需的检查程序和选择性试验，并在报价书中列出这些试验和检查项目。

注：买方可以规定附加的任选试验和检查，尤其是在危险用途下使用的部件或在危险用途下使用的材料。

2.2.1.5 对开槽比较敏感的低碳钢在较低温度环境下易发生脆性断裂。因此，只有按精细晶粒操作规程冶炼的全镇静正火钢才可用于机械部件。禁止使用按粗奥氏体晶粒操作规程冶炼的低碳钢（如 ASTM A-515）。

- 2.2.1.6 NACE MR 0175 标准规定，裸露在酸性环境（湿度 H_2S ）中的材料，应符合该标准的要求。NACE MR 0175 标准未规定的黑色金属，其屈服强度不应超过 $620N/mm^2$ （90000psi），硬度不应超过 HRC22。焊接组装部件应进行焊后热处理，其焊缝和热影响区的屈服强度和硬度都能满足要求。

注 1：确定湿 H_2S 可能存在的量是买方的责任。他要考虑到正常操作、启动、停车、空转备用。扰动或异常操作条

件,例如催化剂再生。

注2:在许多应用中,少量 H_2S 是以要求材料能经受硫化物应力腐蚀断裂。当有微量湿 H_2S 已知存在或如果不确定可能存在的湿 H_2S 数量时,买方应考虑要求能承受硫化物应力腐蚀断裂的材料。

注3:压缩机两轴承外侧轴的强度和硬度可能超过所规定的屈服强度和硬度的限定值,因为联轴器处轴颈减小,因而要求材料要有较高的强度,而轴承间轴的工作应力处于较低的水平。

2.2.1.7 通过焊接制作、硬质焊敷层、搭接或修理及暴露在可能促进晶粒间腐蚀条件的奥氏体不锈钢零件,应该由低碳或稳定化处理的奥氏体不锈钢制造。

注:除非采用对晶间腐蚀不敏感的过渡层,含碳量高于 0.10% 的堆焊层或硬化表面会使低碳钢和稳定级别的奥氏体不锈钢产生敏感性。

2.2.1.8 奥氏体钢不能用于有应力腐蚀的场合。

2.2.1.9 在氢的分压超过 689kPa (100psiG) 或在任何压力下氢的摩尔浓度超过 90% 时的氢气用途,应禁止使用具有超过 827MPa (120 000psi) 屈服强度超过 HRC34 硬度的材料。

2.2.1.10 有转动或滑动运动的外部零件(如控制的联动接头和调节机构)应采用适于现场环境的防腐蚀材料制造。

2.2.1.11 较小零件(如螺母、弹簧、垫圈、垫片和键)的材料,应具有适于环境的耐腐蚀性能。

2.2.1.12 用 AISI 300 型不锈钢或类似有粘结趋势的其他材料制造的配对零件,例如螺栓和螺母等,应使用与工艺状态相容的合适的防粘剂润滑。

注:扭矩负载值在有和没有防粘剂情况下是不同的。

2.2.1.13 O 形环应适于所有规定的使用条件。对高压用途,选择 O 形环应作特殊考虑,确保在压缩机急速卸压(爆裂卸压)时不被损坏。

注:爆裂性卸压的敏感性取决于 O 形圈所暴露的气体、弹性体的配方,暴露温度卸压速度及循环数。

●2.2.1.14 当有规定时,铜或铜合金不应该用于同工艺流体相接触的机器或辅机的零件。本要求不包括镍铜合金(UNS N04400),轴承巴氏合金和沉淀硬化不锈钢。

注:与铜合金相接触的某些腐蚀性流体已经知道会形成易爆炸的化合物。

2.2.1.15 低温:

2.2.1.15.1 受压机壳和转动部件设计时应采用符合本章各节规定的材料。

注:“低温”可适用于比先前使用的 -29°C (-20°F) 指导原则更高的温度下使用或暴露的材料。

●2.2.1.15.2 在有规定时,也应评定该机组的其他部件在温度降低时由于自韧性到脆性断裂材料所呈现的变化,其脆性断裂的预防。

●2.2.1.15.3 买方应提出材料的冲击试验要求和最低设计温度及其压力。

注:一般而言,这将是最低周围环境温度或最低流体吸入温度的较低者。但是,买方可以依据吸入流体的性能,例如在降低压力时的自动致冷作用,规定最低的设计金属温度。

2.2.1.15.4 为了避免脆性断裂,用于低温用途的材料和施工应该按照规程和所规定的其他要求,适合于最低设计金属温度和同时产生的压力。买方和卖方应商定有关在操作、维护、运输、安装、试运行和试车期间可能出现情况的必要的任何特殊预防措施。

注:卖方提供的钢制承压部件,好的设计实践,在制造方法、焊接工艺、材料选择上,可能随低于韧性—脆性过渡温度。国际上公认的标准例如 ASME 规程和 AISI 标准中发表的有关材料的设计允许应力,依据于最小拉伸性能。

某些标准没有在沸腾的、半镇静的、全镇静的热轧和正火钢材料之间加以区别,也没有考虑这些材料是在细晶粒还是在粗晶粒操作规程下生产。卖方在打算用于 -30°C (-20°F) $\sim 40^{\circ}\text{C}$ (100°F) 间用途的材料的选择上,要特别谨慎。

2.2.1.15.5 所有碳钢和低合金钢承压部件,包括喷嘴、法兰和焊接件,均应按 ASME 规程第 VIII 篇,第 1 册,条款 UCS-65~68 或等效标准的要求作冲击试验。高合金钢应按照 ASME 规程第 VIII 篇,第 1 册,

条款 UHA-51 或等效标准作试验。对于 ASME 规程第Ⅷ篇, 第 1 册或等效标准没有包括的材料和厚度, 买方应规定要求。

注: 根据最低设计金属温度、热量、力学性能、周期载荷及控制厚度, 可不要求进行材料冲击试验。如 ASME 规程第Ⅷ篇, 第 1 册, 条款 UG-20F 的要求。确定进行冲击试验的厚度要求, 应是下列中的较大者。

- a) 对焊接接头的最大标称厚度。
- b) 用于承压的最大标称截面, 不包括:
 - 1) 结构支撑部件, 例如支脚或吊环。
 - 2) 为了使轴具有一定的刚度, 以减小轴的弯曲而要求增加轴颈的截面。
 - 3) 为了连接或持有一定机械特性而要求的结构部件。如顶丝或密封腔。
- c) 标称法兰厚度的四分之一, 包括水平剖分机壳的法兰厚度 (公认主要法兰应力不是薄膜应力)。

冲击试验的结果应该符合 ASME 规程的第Ⅷ篇, 第 1 册, 条款 UG-84 或等同标准的最小冲击能量要求。

- 2.2.1.16 当有规定时, 对于气流通道中的转动或固定部件, 应涂相互可兼容的涂层。当对转动部件施加涂层时, 涂层后应该作验收平衡。转动部件的平衡和涂层的程序顺序, 应该相互商定。

注: 为了最终验收平衡, 把平衡校正和对涂层区域的后续修理减少到最低限度, 最好作预先平衡。通过把要修理的区域减小到最低限度, 可能不需要修理后的最终平衡检查。

2.2.2 铸件

2.2.2.1 用于承压用途的铸件, 应该完好没有孔隙、热裂、缩孔、砂眼、裂纹、氧化皮、结疤和类似的有害缺陷。铸件的表面应通过喷砂、喷丸、化学清洁或其他标准方法来清理。模压剖分面的飞边和浇冒口的残余物应被切除、锉平和磨平。

2.2.2.2 铸件芯撑的使用要保持到最低限度。在必须使用芯撑的地方, 它们应是干净和无腐蚀的 (允许镀层) 其化学成分同该铸件相容。

2.2.2.3 禁止使用堵塞、焊接或组装等方法使其成为全封闭的型芯空腔。

2.2.2.4 球墨铸铁铸件应按照国际上公认的标准来生产, 例如 ASTM A395。

2.2.3 锻件

2.2.3.1 锻件材料应从附录 1E 中列出的那些材料中选择。

2.2.3.2 ASTM 技术规范没有涉及的所有修补, 应以买方的认可为条件。

2.2.4 焊接件

2.2.4.1 除非另有规定, 在诸如底板、非承压管道、挡板和控制盘上的焊接件的焊接应由按照公认的标准, 如 AWS D1.1 或 ASME 第Ⅸ篇取得资格条件的焊工来进行。

2.3 机壳

2.3.1 承压机壳

2.3.1.1 承压机壳应按照 2.3.1.1.1 或 2.3.1.1.2 设计及机壳连接焊接应按照 2.3.1.1.3 执行。

2.3.1.1.1 对于任何材料在承压机壳 (不包括螺栓连接) 的设计中所使用的允许抗拉应力, 应不超过在最高规定的操作温度下那种材料的最小极限抗拉强度的 0.25 倍。对于铸造材料, 允许抗拉应力应乘以表 1.2-2 中所示的适当铸造系数。

2.3.1.1.2 倘若该设计极限遵照 ASME 压力容器规程的第Ⅷ篇第 2 册, 应力强度按式 (1.2-1) 进行修正, 则承压部件可在有限元法分析的帮助下进行设计。

$$MASI = CSI \left(\frac{P_{\text{规程水压试验}}}{150} \right) \dots\dots\dots (1.2-1)$$

式中:

MASI ——最大允许应力强度, 单位为 kPa (psi);

CSI —— 规程应力强度, 单位为 kPa (psi);

$P_{\text{规程水压试验}}$ —— 规程水压试验压力, MAWP 的百分数。

制造厂应说明材料性能的来源, 例如 ASTM 以及报价书中所用的铸造系数。

2.3.1.1.3 对于机壳接合面连接螺栓使用的允许拉伸应力 (按 2.3.1.1.1 中所确定) 根据水压试验载荷和衬垫预载荷, 确定总的螺栓连接面积。预载荷应力应不超过螺栓材料最小屈服应力的 0.75 倍。

注 1: 总的偏差是机壳设计中决定性考虑因素。极限抗拉或屈服强度, 很少是限制因素。

注 2: 由于周期操作, 为防止螺栓连接处的卸载, 要求预载螺栓连接。

表 1.2-2 铸造系数

无损检测型式	铸造系数
目视、磁粉或渗透检测	0.8
局部 X 射线	0.9
超声波	0.9
全 X 射线	1.0

2.3.1.2 对于易燃或有毒气体, 压缩机壳体应是钢制或买方认可的合金制造。膨胀机壳体应以附录 1E 中的材料或认可的合金制造。

2.3.1.3 对于空气或不可燃气体, 机壳可以是钢、球墨铸铁或铸铁材料, 这取决于下面的额定值:

2.3.1.3.1 由球墨铸铁制造的机壳, 可以用到法兰额定等级 ANSI B16.42 300 磅级以下。

2.3.1.3.2 由铸铁制造的机壳, 可以用到法兰额定等级 ANSI B16.1 250 磅级以下。

2.3.1.4 为便于拆卸和重新装配, 应设置顶丝、导杆及圆柱形机壳定位销或其他的适当装置。导杆应该有足够的强度, 以防止在装卸期间因壳体损伤内件或壳体螺柱。为了起吊, 在水平剖分机壳的上半个机壳上提供有吊耳或吊环。当使用顶丝分开结合面时, 在被顶丝顶的面上应加工出凹坑或凹槽, 以防造成接合面处泄漏或配合面不良配合。

注: “其他的适当装置” 可以是用于垂直剖分设备的抽出用具或这些机组上的轱子。

2.3.1.5 承压部件中螺孔的使用应减少到最低限度。为防止机壳的承压部件泄漏, 除了腐蚀裕度外, 在要钻孔和加工螺纹孔的周围和下面, 应留有厚度上至少等于 12mm (1/2in) 的金属。螺纹孔的深度应至少是螺柱直径的 1.5 倍。

2.3.1.6 不允许为防止泄漏在螺柱孔间隙作密封。

2.3.1.7 应按 2.3.1.7.1~2.3.1.7.4 中所规定, 提供螺栓连接。

2.3.1.7.1 螺纹的细节应符合 ISO 261, ISO 262, ISO 724 和 ISO 965 (ASME B1.1) 中的规定。

2.3.1.7.2 在水平剖分的机壳的主要连接面和垂直剖分的机壳的螺栓连接的端盖上, 应提供双头螺柱。在所有其他外部连接上应使用双头螺柱替代螺栓, 对于装配用途必不可少的六角头螺栓, 由买方已认可的除外。

2.3.1.7.3 为允许套筒扳手使用, 在螺栓连接位置应留有足够的间隙 (仅限外部使用)。

2.3.1.7.4 压力连接的螺栓材料的最低质量, 对于铸铁机壳应是碳钢 (例如 ASTM A307, B 级) 和对于钢制机壳应是高温合金钢 (例如 ASTM A193, B7 级)。应使用碳钢螺母 (例如 ASTM A194, 2H 级)。在限制空间的地方, 应使用表面硬化的碳钢螺母 (例如 ASTM A563, A 级)。关于低温要求, 参见 2.2.1.15。

2.3.1.8 材料、铸造系数和焊接质量方面的要求应等同于 ASME 规程的第 VIII 篇, 第 1 册所要求的内容。按该规程规定, 不需要制造厂列入数据表。

注: 关于低温要求, 见 2.2.1.15。

2.3.1.9 管线焊接、承压部件的焊接、焊接修补及任何不相似金属焊接应按 ASME 规范第 VIII 篇, 第 1

册和第Ⅸ篇取得合格条件的操作人员按程序进行并检查（见 4.2.1.1）。

2.3.1.10 卖方应负责所有修理和修补焊接的再次检查，以确保它们被恰当地热处理和完善的无损检测，遵循了适用的程序（见 2.3.1.8）。修补应由用于检测原始裂纹的同一方法作无损检测，但是，修补后的检查的最低要求应该是对于磁性材料按照 4.2.2.4 用磁粉检测，对于非磁性材料按照 4.2.2.5 用渗透检测。

除非另有规定，重大修理程序应该在修理前经买方审查同意。

2.3.1.10.1 在对承压件作重大修理之前，应通知买方。对于通知买方的重大修理是等于或超过下面所规定的三个准则的任何缺陷。

- a) 为修补焊接准备的空穴的深度超过该部件壁厚的 50%。
- b) 为修补焊接准备的空穴的长度在任何方向都长于 150mm (6in)。
- c) 对于待修理的零件的所有修补的总面积超过该零件的表面积 10%。

2.3.1.10.2 实际修补按下面文件的要求去做：

- a) 在制作之前，板材的修理应按照采购该板材的 ASTM 标准进行。
- b) 铸件和锻件的修理，应在最终机加工之前，按照采购该铸件或锻件的 ASTM 标准进行。
- c) 在初加工或最终机加工期间未包括的焊接机壳及铸件或焊接机壳母材的任一缺陷焊缝的修理，应按照 ASME 压力容器规范第Ⅷ篇进行。

2.3.1.11 由锻造材质或锻造和锻造材料组合制作的承压机壳。应符合 2.3.1.11.1~2.3.1.11.5 中规定的条件。

2.3.1.11.1 板的边缘应按 ASME 规范第Ⅷ篇，第 1 册，UG-93 (d) (3) 所要求的，通过磁粉或渗透检测作检查。当买方认可时，可以应用替代标准。

● 2.3.1.11.2 焊接的易接近表面，在整形或切割之后，并在焊后热处理之后，应该再次作磁粉或渗透检测。当有规定时，在制造完成后不容易接近处的焊接质量控制，应在制造之前买卖双方商定。

2.3.1.11.3 除了任一制造之前由买方另有认可的以外，承压件焊接，包括壳体至水平或垂直连接法兰的焊接，应该是全渗透（全接合）焊接。

注：这不适用于在 2.3.2.3 中所述的辅助连接。

2.3.1.11.4 为了保证装配，尺寸和公差需精确加工的机壳和构件，不管厚度如何，均应进行热处理。

注：ASME 规程不要求所有构件都作焊后热处理。

2.3.1.11.5 所有承压焊接件应按 ASME 规程的第Ⅷ篇，第 1 册要求进行检验。附加检验要求应由买卖双方商定。

注：关于所要求的方法和验收准则，请见 2.3.1.12。

2.3.1.12 承压部件的材料检查：

2.3.1.12.1 无论本章中提出的一般化的限定如何，在规定更为严格要求的情况下，审查所有材料和焊接的设计限定，应是卖方的责任。为符合所提到的质量标准，在修补焊接之前，按适用的附加磁粉或渗透检测所确定，应该去除超过 2.3.1.12 中强调限制的缺陷。

2.3.1.12.2 当要求或有规定时，焊接或材料的射线、超声波、磁粉或渗透检测程序和验收准则，采用 2.3.1.12.2.1~2.3.1.12.2.4 中的方法，有说明的除外（见 4.2.2）。

2.3.1.12.2.1 射线检测应按照 ASME 规范的第Ⅷ篇，第 1 册，UW-51 (100%) 和 UW-52 (抽样) 或等效国际标准进行。抽样 X 射线检测应对每一机壳的每 7.6m (25ft) 长的焊缝，最少由一 150mm (6in) 抽样 X 射线检测组成。最少，对于承压焊缝的每一焊接工艺和焊工，要求抽样一个作 X 射线检测。

2.3.1.12.2.2 超声波检测应符合 ASME 规范第Ⅷ卷第一册，UW-53 和附录 12 的要求。

2.3.1.12.2.3 磁粉检测应符合 ASME 规范第Ⅷ卷第一册附录 6 和 ASTM E709 (或等效国际标准) 的要求。只有当长边尺寸超过 1.6mm (1/16in) 时，才被认为是有关的线状磁痕，间距小于 1.6mm (1/16in) 的单个磁痕应认为是连续的。

2.3.1.12.2.4 渗透检测应符合 ASME 规范第Ⅷ卷第一册附录 8 的要求。

2.3.1.12.3 铸钢机壳应进行磁粉检测检验，允许的缺陷程度应根据缺陷与 ASTM E125 标准中相应的照片相比较而定。每种类型的缺陷，其严重程度不应超过表 1.2-3 的规定。

表 1.2-3 铸件缺陷的最大严重程度

类 型	缺 陷	等 级
I	线状缺陷	1
II	缩 松	2
III	夹 渣	2
IV	冷隔和型心撑	1
V	气 孔	1
VI	嵌入物	1

2.3.2 承压机壳接管

2.3.2.1 通则

2.3.2.1.1 除了 2.3.2.3 允许的螺纹接管外，所有接管应采用法兰连接或机加工平面后用双头螺柱连接。所有接至机壳的工艺气体接管都应适合于 1.5.17 中所规定的最大允许工作压力。

2.3.2.1.2 买方的所有接管应能很容易接近进行拆卸。而不需要将机器或机器的任何主要部件移开。

2.3.2.1.3 压力机壳上用于管线连接的所有开口或接管应按照 ISO 6708 (ANSI/ASME B1.20.1) 规定执行。规格 DN 32, DN 65, DN 90, DN 125, DN 175 和 DN 225 (1¼NP, 2½NP, 3½NP, 5NP, 7NP 和 9NP) 将不使用。

注：NP (公称管子) 按照 ANSI/ASME B1.20.1 来规定。

2.3.2.1.4 焊接到机壳上的连接件应符合壳体的要求，包括冲击值，而不是被连接的管线的要求。

2.3.2.1.5 所有接管的焊接应在水压试验前完成 (见 4.3.2)。

2.3.2.1.6 对于水平剖分的压力机壳，卖方应提供所有气体通路的完全排凝的接管。对于垂直剖分的压力机壳，排凝口应位于各进口部件的最低点，内和外机壳之间的部件的最低点及各排气部件的最低点，排凝接管的数目和规格应在数据表中示出。

●2.3.2.1.7 当有规定时，应提供每个级排凝口。包括平衡活塞腔的排凝口 (见 2.3.2.1.6)。

2.3.2.2 主工艺流程接管

●2.3.2.2.1 主流程接管应采用法兰连接或加工出平面后用螺柱连接，管口方位按数据表的规定。

注：主工艺流程接管包括所有流程进口和出口，包括侧向载荷和中间的冷却的流程进出口。

2.3.2.2.2 法兰应符合 ANSI/ASME B16.1, B16.5 或 ASME B16.47 系列 A 或系列 B 或其他认可标准的规定。在 2.3.2.2.3~2.3.2.2.4 中规定的除外。

注：ASME B16.47 包括以前的 MSS SP44 和 API 605 法兰。由于这些法兰不相一致，MSS 被称为系列 A 和 API 被称为系列 B。如果对系列没有规定，则 B16.47 系指系列 A。

2.3.2.2.3 铸铁法兰应该平面加工和符合 ISO 7005-2 (ANSI/ASME B16.1 或 B16.42) 的尺寸要求。125 级法兰，对于规格等于或小于 DN 200 (8NP) 的，应有等于 250 级的最小厚度。

注：NP 公称管子按照 ANSI/ASME B1.20.1 来标定。

2.3.2.2.3.1 在所有材料的机壳上均应采用凸面整体厚度的平面法兰。

2.3.2.2.4 可以采用比 ISO (ANSI/ASME) 更厚或外径更大的，所有材质的法兰。非标 (过大尺寸) 法兰应在布置图上完整地标明尺寸。

2.3.2.2.5 法兰应全表面加工和在背面局部加工，并且设计应考虑到贯通螺栓连接。

2.3.2.2.6 没有按照 ISO 7005-1 或 ISO 7005-2 (ANSI/ASME B16.1, B16.5, B16.42 或 ASME B16.47

系列 A 或系列 B) 标准的接管和法兰, 要得到买方的认可。

●2.3.2.2.7 如有规定, 卖方应为连接用的非标法兰提供配对法兰、螺栓和螺母。

2.3.2.2.8 所有机壳法兰的螺栓分布圆和孔的偏心度应该使机加工的衬垫座表面的面积足以接纳整个标准衬垫, 而衬垫不会伸出到流体中。

2.3.2.2.9 与法兰垫片接触的表面应没有机械损伤, 它插入槽底部的径向深度应大于垫片宽度的 30%。

2.3.2.2.10 机加工和螺柱连接面, 应符合 ISO 7005-1 或 ISO 7005-2 (ANSI/ASME B16.1, B16.5, B16.42 或 B16.47) 的平面加工和钻孔要求。螺柱和螺母应该安装好。双头螺柱两端应倒角, 其长度为 1.5 倍螺距。

注: 螺柱两端应倒角以便螺柱拧到底部不会损伤孔的端部螺纹。螺柱两端应倒角以使得螺柱的任一端都可以插入螺纹孔中。

2.3.2.2.11 为减少接管载荷并利于管线安装, 机器法兰应同布置图上所示出的平面平行误差在 0.5° 之内。螺柱或螺栓孔应落在中心线上, 同该设备的主轴线平行。

2.3.2.3 辅助接管

2.3.2.3.1 辅助接管应包括下列接管, 但不限于此: 通风、注液、排凝 (见 2.3.2.1.6), 冷却水、润滑和密封油、冲洗、密封和缓冲气及平衡盘腔体。

2.3.2.3.2 法兰应符合 ISO 7005-1 或 ISO 7005-2 (ANSI/ASME B16.1, B16.5 或 B16.42) 标准。

2.3.2.3.3 辅助接管应采用承插焊接的法兰连接或机加工平面的双头螺栓连接 (见 2.3.2.3.4.1)。

2.3.2.3.4 在承插焊接口应安装一个管子螺纹接头, 最好不多于 150mm (6in) 长, 最小管子号 80Sch 无缝钢管接头。在管端部和机壳内承插口的底部之内, 应留有焊前测量的一个 2mm (1/16in) 间隙。各管子螺纹接管应提供有一对焊、承插焊或环松套法兰, 下述的除外。

2.3.2.3.4.1 用于润滑油、密封油或于气体密封操作的辅助接管, 只应使用带颈法兰或承插焊法兰。

注: 由于可能集渣, 所以不允许使用承插焊接。

2.3.2.3.5 螺纹接管的要求:

2.3.2.3.5.1 螺孔和锥形管螺纹的凸台。应该符合 ISO 7-第 1 部分和第 2 部分 (ANSI/ASME B1.20.1) 的规定。

2.3.2.3.5.2 管螺纹应是符合 ANSI/ASME B1.20.1 的锥形螺纹。

2.3.2.3.5.3 螺纹接管不应作密封焊接。

2.3.2.3.5.4 对于连接至一个管子的螺纹连接, 在螺孔应安装一个最好不大于 150mm (6in) 长, 最小管号 160Sch 无缝的管子螺纹接头。每个管接头应配有对焊、承插焊或环松套法兰。螺纹接头和法兰材料应符合 2.3.2.1.4 的要求。

2.3.2.3.5.5 不要求连接至管线的螺孔, 应该用实心圆头钢制螺塞, 按照 ANSI/ASME B16.11 规定。至少这些钢制螺塞应符合压力机壳的材料要求。以后可能要取下的螺塞应该是耐腐蚀材料做成的。不允许使用塑料螺塞。在所有螺纹接头处应使用正常温度的工艺过程相容的螺纹润滑剂。不能使用密封胶带。

2.3.3 机壳支承结构

关于机壳支承结构的细节和定义, 请见适用的部分。

2.3.4 外力和外力矩

有关外力和外力矩的资料在适用的条款中可以找到。

2.4 导叶、定子和内部固定件

关于具体要求, 参见后面的部分。

2.5 转动元件

2.5.1 与联轴器相配合的轴端应符合 API 671 的要求。

2.5.2 径向振动探头检测的转子轴传感部位应与轴承轴颈同轴心。所有的轴传感部位 (径向振动和轴位移) 不得用铁笔和划线器刻划符号, 不得有其他不连续的表面。在探头各侧最少有一个探头端部直径位置。该部位不应喷镀或涂镀。除非卖方可以提供经验证的经验或试验数据, 可以喷涂金属以减少电气

径向跳动。

注1: 像 17-4PH 的轴材料频繁地显现有过大的电子径向圆跳动。一些卖方通过施加 1mm (0.04in) 半径厚度喷涂铝处理, 已经成功地减小了电子径向圆跳动到可接受的水平。

注2: 对于指标适宜的材料, 必须校准连接探头的振荡器/离散调幅器。

2.5.3 由径向振动探头探测的传感部位的最终表面粗糙度, 应是最好通过珩磨、滚压取得。粗糙度最大为 $1.0\mu\text{m}$ ($32\mu\text{in}$)。这些部位应正确地消磁到 API 670 规定的水平或以其他的方法处理, 以便组合的总的电气和机械的径向跳动, 对于由径向振动探头探测区域不超过 $5\mu\text{m}$ (0.25mil)。

注: 如果全部合理的努力还达不到 2.5.3 中所述的极限, 卖方和买方应共同商定替代验收标准。

2.5.4 受应力作用零件的设计应适当考虑由几何形状所产生的应力集中系数 (SCF)。设计受应力作用的转动件时应采用能减少应力集中系数 (SCF) 的圆角等结构。

注: 应注意的部位包括叶轮——叶片——轮盘的交叉处, 键槽及轴的变径处。

2.5.5 只有在为拆卸轴端密封需要时, 才应供给可更换的推力盘。当供给可更换的推力盘 (用于装配和维护用途) 时, 它们应确实锁定到轴上防止轻微磨损。当供给大于 125mm (5in) 直径的整体推力盘时, 它们应带有至少 3mm ($1/8\text{in}$) 的额外余量, 如果该盘损伤能够修磨。

注: 除非推力盘必须拆卸, 要求整体的推力盘。

2.5.6 推力盘两止推面的表面粗糙度 R_a 值应不大于 $0.4\mu\text{m}$ ($16\mu\text{in}$), 推力盘任一侧面总的轴向圆跳动应不超过 $13\mu\text{m}$ (0.0005in)。

2.5.7 固定迷宫密封应该有可更换的轴套或者被设计成主要转动部件不必更换。在转动元件上带齿的迷宫的型密封, 应有可磨材料的可更换非转动元件。

2.5.8 轴—轴套—叶轮的装配性设计应保证转子不会产生瞬时变形或永久性变形。叶轮的装配方法应保证在所有规定的运行条件下, 包括超速至跳闸转速时, 有足够的同轴度和平衡精度。

2.5.9 不要求平衡盘的压缩机设计可以接受。

2.5.10 叶轮:

2.5.10.1 叶轮可以是闭式的, 由轮毂、叶片和盖盘组成, 也可以是半开式的, 由轮毂和叶片组成。叶轮应是焊接的、钎焊的、铣制的、电腐蚀的或铸造结构。如果买方认可, 也允许其他的制造方法。每个叶轮应标有唯一的识别号。

2.5.10.2 叶轮可以由锻件或铸件组成。气流通道内的焊缝应平滑、没有焊渣。叶轮应在焊后作热处理和消除应力处理。叶片进、出口端部不应为刀刃形。

2.5.10.3 应通过目视和磁粉或渗透检测方法检查焊接叶轮上的所有可达到的焊缝表面及电腐蚀叶轮的精机加工表面。导致接口不能目视达到的叶轮制造, 例如钎焊接口, 应该用超声波检测以核实接口整体性。

关于材料检查方法见 4.2.2, 验收准则见 4.2.2.1.1。

2.5.10.4 铸造叶轮的轮毂和盖盘应在精加工前进行射线或超声波检测检查。检查的技术细节和验收标准由买、卖双方共同商议决定。

关于材料的检测方法, 请见 4.2.2, 验收准则见 4.2.2.1.1。

2.5.10.5 经买方同意, 允许对铸造叶轮进行焊补。

2.5.10.6 叶轮进行平衡校正时, 不允许采用焊接的方法焊接配重块。

2.5.10.7 按 4.3.3 进行超速试验后, 每个叶轮都应全面地进行磁粉或渗透检测检查。关于材料检查方法见 4.2.2, 验收准则见 4.2.2.1.1。

2.6 动力学

2.6.1 通则

注: 关于转子动力学的更多资料, 请参见 API 出版物 684。

2.6.1.1 在转子—轴承系统设计中, 对于周期强迫振动现象 (激振) 的所有潜在源应给予注意, 他们

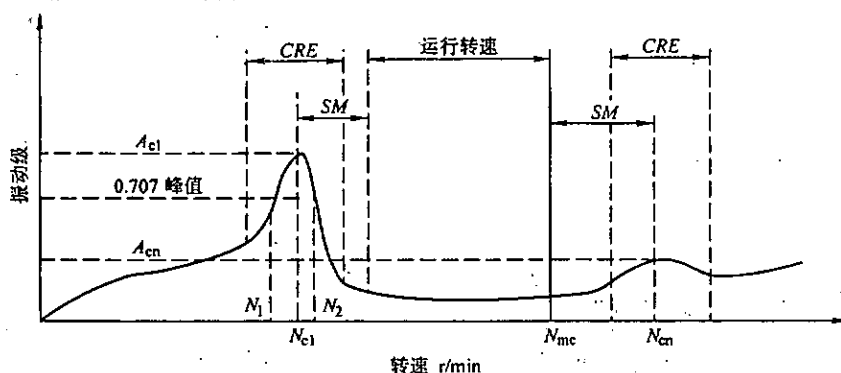
应包括但不只限于下面激振源：

- a) 转子系统的不平衡；
- b) 油膜的不稳定性（涡动）；
- c) 内摩擦；
- d) 叶片、导叶、喷嘴以及扩压器的自振频率；
- e) 齿轮啮合和侧频带；
- f) 联轴器不对中；
- g) 转子系统零件松动；
- h) 滞后和摩擦涡动；
- i) 边界层流动分离；
- j) 声学的和空气动力学的交叉耦合力；
- k) 非同步涡流；
- l) 滚动轴承的滚珠和滚动轴承频率种类；
- m) 电气线路频率。

注 1：激振的潜在振源的频率，可以小于，等于或大于该转子的转动速度。

注 2：当作用到转子—轴承支承系统的周期性挠动力的频率（激振频率）相当于该系统的固有频率时，该系统就处于共振状态。处于共振状态中的转子—轴承支承系统，将使正常的振动位移增大。振幅增大值和相位角的变化率与系统的阻尼值和转子所处的振型有关。

2.6.1.2 对于本标准来说，所关注的共振条件，就是在放大系数（ AF ）等于或大于 2.5 时，轴的旋转速度叫做临界转速。例如横向和扭转临界转速（见图 1.2-1）。



N_{d1} ——转子第一阶临界转速，中心频率 r/min 。

N_{cn} ——转子第 n 阶临界转速。

N_{mc} ——最高连续转速。

N_1 ——0.707 倍振幅峰值（临界的）时对应的初始（较低的）转速。

N_2 ——0.707 倍振幅峰值（临界的）时对应的终止（较高的）转速。

$N_2 - N_1$ ——在“半功率”点峰值宽度。

AF ——放大系数， $AF = \frac{N_{d1}}{N_2 - N_1}$ 。

SM ——隔离裕度。

CRE ——临界响应区。

A_{d1} ——在 N_{d1} 处的振幅。

A_{cn} ——在 N_{cn} 处的振幅。

注：此曲线的形状仅用于图解说明，不表示任何实际转子响应曲线。

图 1.2-1 转子响应曲线

2.6.1.3 在卖方供货范围之内和影响转子振动幅度的结构支承系统的共振在所规定的运行转速范围内或规定的隔离裕度 (SM) 内不应出现 (见 2.6.2.10)。在转子—轴承支承系统的动力学分析中, 应考虑该结构支承的有效刚度 (见 2.6.2.4d))。

注: 结构支承系统的共振可能对转子振动幅度有不利的影响。

2.6.1.4 对整个驱动机组规定有承包责任的卖方, 应告知从零到跳闸转速范围内的不适宜转速。应将所有不适宜转速清单提交给买方审查并包括在说明书内 (见适用部分的附录 B)。

注: 不适宜转速的实例是由转子横向临界转速、系统扭转及叶片振型引起的那些不期望的转速。

2.6.2 横向振动分析

2.6.2.1 临界转速和它们相关联的放大系数 AF 应由转子阻尼不平衡响应分析来确定。

2.6.2.2 机械运转试验期间在试车台上能确认低于跳闸转速的所有临界转速值 (见 2.6.3.1)。应展示分析模型的精度 (见 2.6.3)。

2.6.2.3 在进行阻尼不平衡响应分析之前, 卖方应进行一次无阻尼分析以判别无阻尼临界转速和确定位于 0%~125%跳闸转速范围内的振型。除非另有规定, 卖方应提供无阻尼分析结果。该结果应包括:

- 振型曲线图 (转子上相对振幅与轴向位置的关系曲线)。
- 临界转速—支承刚度图 (频率与支承刚度关系曲线)。图上的重叠部分应是计算的系统支承刚度: 横向刚度 (k_{xx}) 和垂向刚度 (k_{yy}) (见图 1.2-2)。

注: 对于支承载荷或载荷方向变化很大的机器, 例如悬臂式的机器, 卖方应建议用振型曲线图来替代阻尼临界转速图, 并按所判别出的振型列出无阻尼临界转速。

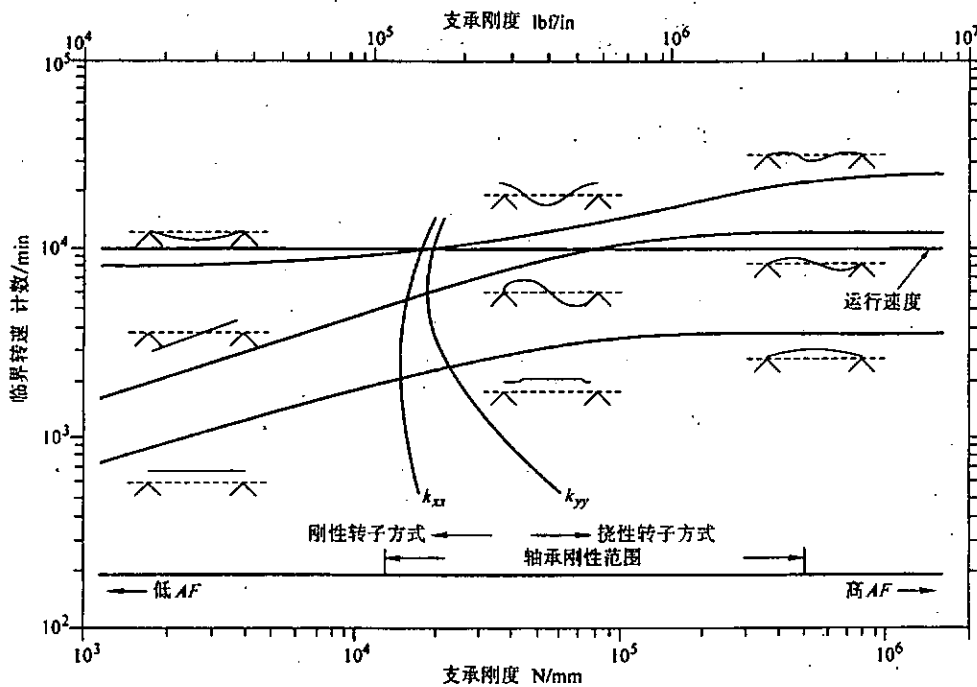


图 1.2-2 无阻尼刚度图

2.6.2.4 阻尼不平衡响应包括下列因素, 但不限于此:

注: 下面是该分析将要考虑的项目清单。它不涉及 2.6.2.7 和 2.6.2.8 所包括的分析细节和产品。

- 转子质量, 包括半联轴器的质量矩, 刚度和阻尼的影响 (例如累积装配误差、流体的刚度和阻尼)。
- 轴承润滑油膜刚度和阻尼值, 包括由于转速、载荷、预载、油温范围, 来自于累积装配误差的最大至最小间隙变化及可能由齿轮力、侧流、偏心、间隙等所引起的不对称附加载荷的影响。
- 对于可倾瓦轴承, 瓦块支点的刚度。

- d) 支承刚度、质量和阻尼特性, 包括频率相关变化的影响。术语“支承”包括基础或支承结构, 底座, 机器构架和轴承箱。对于轴承支承系统刚性值小于或等于该轴承油膜刚度值 3.5 倍的机器, 应该使用由模型试验推导出来的支承刚度值或所计算的频率相关的支承刚度与阻尼值(阻抗)。卖方应说明在这些分析中所使用的支承刚度值和这些值的依据(例如类似转子支承系统的模型试验或所计算的支承刚度值)。

注 1: 在大多数情况下, 支承刚度应不大于 $8.75 \times 106 \text{ N/min}$ ($5 \times 106 \text{ lb/in}$)。

注 2: 如考虑轴承支承刚度, 便应确定指导原则。在将优先采用实际轴承支承系统模型试验时, 允许采用分解式的分析方法(例如 FEA)。

- e) 转速, 包括各种起动转速、运行转速和负载范围(如试验条件不同上述规定时, 还应包括商议的试验条件)、跳闸转速和惯性滑行状况。

- f) 在运行范围内, 机壳轴端密封对流体动力刚度和阻尼的计算值的影响。

- g) 径向振动探头的位置和方向, 在分析中应同机器内相同。

2.6.2.5 对于装备滚动轴承的机器, 除了 2.6.2.4 的阻尼不平衡响应分析外, 卖方应说明用于分析所使用的轴承刚度和阻尼值的依据或计算这些值时所作的假设。

- 2.6.2.6 如有规定, 阻尼的不平衡响应分析应包括机组内其他设备的影响(即应进行轴系的横向振动分析)。

注: 特别对有刚性联轴器的机组, 应该考虑这一分析。

2.6.2.7 对于跳闸转速的 0%~125% 的速度范围内的各个临界转速, 应该进行单独的阻尼不平衡响应分析。不平衡应该用分解的方法放在由无阻尼分析已确定的最不利地影响具体振型的位置上。对于平移(对称)振型, 不平衡量将依据于轴颈静载荷和应用当地最大位移的载荷。对于锥形(不对称)振型, 不平衡量应加在最靠近各轴颈轴承的最大位移的地方。这些不平衡应该相位相差 180° 和具有依据相邻轴承上的静载荷。图 1.2-3a、图 1.2-3b 和图 1.2-3c 示出了典型振型的形状和指出了各种形状的 U 的位置和定义。不平衡量值按式 (1.2-2a) 或式 (1.2-2b) 所计算, 应是该 U 值的 4 倍。

在国际单位制中:

$$U = 6350 (W/N) \dots\dots\dots (1.2-2a)$$

或质量位移 $250 \mu\text{m}$, 取二者中的较大者。

在英制单位中:

$$U = 4 (W/N) \dots\dots\dots (1.2-2b)$$

或质量位移 $10 \mu\text{in}$, 取二者中的较大者。

式中:

U ——作转子动力学响应分析时输入的不平衡量, 单位为 $\text{g} \cdot \text{mm}$ ($\text{oz} \cdot \text{in}$)。

N ——最大连续运转速度。

W ——轴颈处静载荷, 或在轴颈处出现的最大偏差的弯曲振型, 悬臂质量(它是轴承外部转子的质量), 单位为 kg (lb)。(见图 1.2-3a、图 1.2-3b 和图 1.2-3c)。

注: 质量位移上的限制同常规平衡机的能力要一致, 并且必须要求是高速运转的小型转子。

2.6.2.7.1 对于叶轮悬臂超出轴颈轴承的转子, 不平衡应加在叶轮及其部件上, 例如锁定螺母、轴端密封和非整体齿轮增速转子情况的联轴器。小于跳闸转速的 125% 转速范围各无阻尼振型应作分析。振型应在最小和最大支承刚度下及在整体齿轮增速转子包括通过齿轮传递的最小至最大扭矩所产生的支承刚度变化的情况下计算。不平衡应位于在或靠近该部件重心和分阶段产生最大同步响应振幅。

2.6.2.7.2 对于叶轮设计在两轴承间的转子, 不平衡量应附加在叶轮和较大的转子部件上, 如平衡盘或联轴器。不平衡量应附加在该部件的重心位置或靠近该部件的重心位置, 并且按附加不平衡量的相位产生最大同步响应振幅。

2.6.2.8 不平衡响应分析至少可产生下列结果:

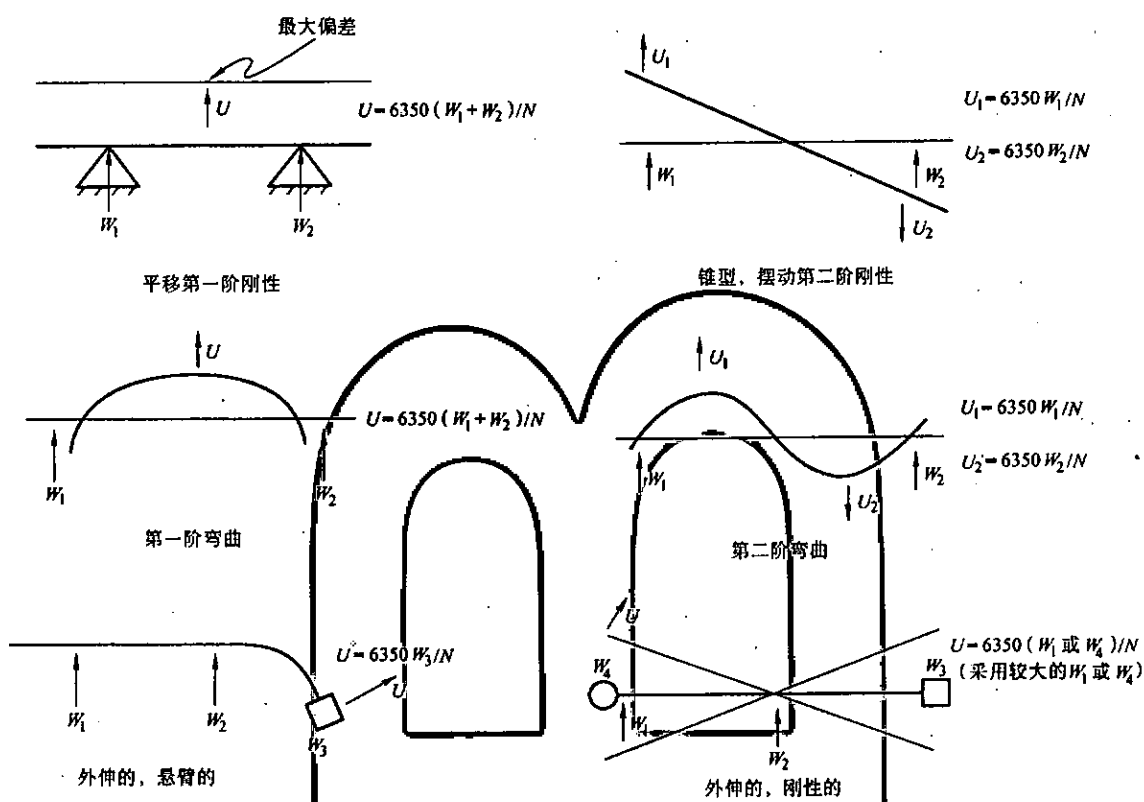


图 1.2-3a 典型振型—在轴承和悬臂装置之间 (国际单位制单位)

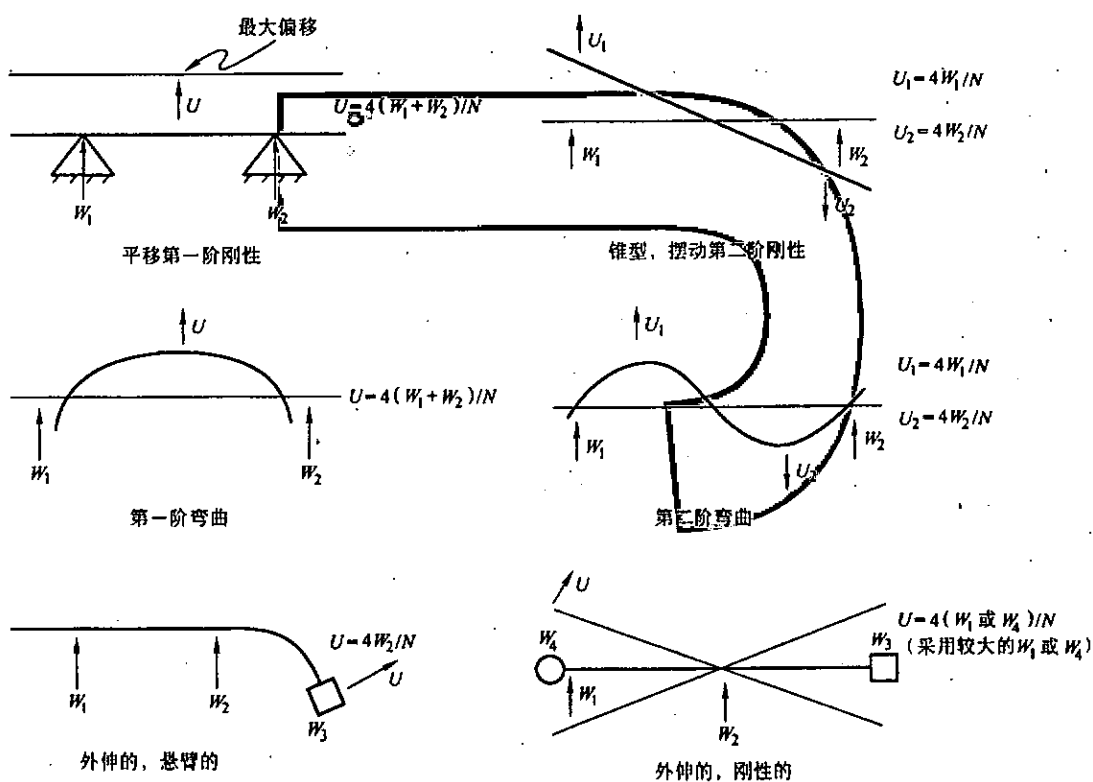


图 1.2-3b 典型振型—在轴承和悬臂装置之间 (英制单位)

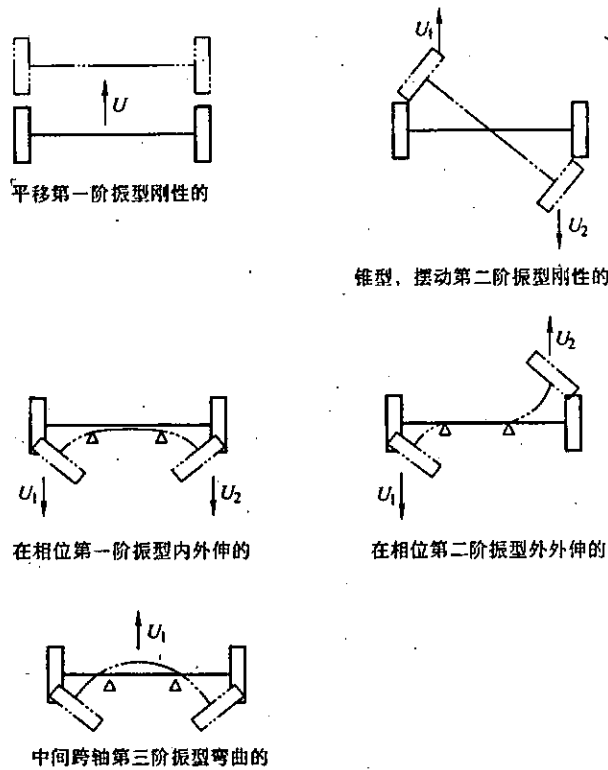


图 1.2-3c 典型振型—整体齿轮增速小齿轮式转子

注：下面列出了应分析的细节及交付情况。分析中要考虑的内容在 2.6.2.4 中规定。

- a) 在 0%至跳闸转速 125%的范围内各阶临界转速频率的判别。
- b) 2.6.2.7 中所规定的的不平衡量在各阶临界转速下振动探头所测得的频率、相位和响应振幅数据(波德图)。
- c) 2.6.2.7 中所规定的的不平衡量在各阶临界转速下偏离各类转子的区域图，示出在各弹性联轴器平面，各轴承中心线，各径向探头位置及整机的各密封上的主要轴线振幅。还应给出密封的最小设计径向跳动间隙。
- d) 用于支承刚度小于 3.5 倍油膜刚度的机器的绝对轴运动与相对于轴承箱的轴运动对比的附加波德图。

2.6.2.9 不平衡量的位置，由卖方确定。对 2.6.3 中所规定的验证试验，应作附加分析，其中应包括影响分析结果的所有试车台参数。

注：对于大多数机器，仅用一个平面配重不平衡量。例如单出轴驱动机上的连接法兰或整体齿轮压缩机或膨胀机—压缩机上的叶轮轮毂或轮盘。然而，有多个平面配重的可能性，例如轴流压缩机平衡平面或整体驱动压缩机。当这种情况出现或有可能性激振的其他临界转速出现时，可以要求进行多平面平衡。

2.6.2.10 进行阻尼不平衡响应分析的机器必须符合下面的 SM (隔离裕度)：

- a) 如果某一临界转速的放大系数 AF 小于 2.5，则认为该响应处于临界阻尼状态，且不要求隔离裕度 SM 。
- b) 如果某一临界转速的放大系数 AF 等于或大于 2.5，而该临界转速小于最低转速，其隔离裕度 SM (最低转速的百分数) 应不小于式 (1.2-3) 的计算值或 16，二者中取较小者。

$$SM = 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1.5} \right) \dots\dots\dots (1.2-3)$$

- c) 如果在一具体转速上的 AF 等于 2.5 或大于 2.5 及那个临界转速高于最高连续转速，该 SM (作

为最高连续转速的百分数)应不小于方程式(1.2-4)中计算出的值或值26,取较小值。

$$SM = 10 + 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1.5} \right) \dots\dots\dots (1.2-4)$$

2.6.2.11 应使用从式(1.2-5)中计算出来的修正系数去乘所计算的不平衡峰-峰振幅(见2.6.2.8b)。修正系数应有大于0.5的值。

$$CF = \frac{A_1}{A_{4X}} \dots\dots\dots (1.2-5)$$

式中:

CF——修正系数;

A_1 ——用式(1.2-6a)或式(1.2-6b)计算的振幅极限,以 μm (mil)峰-峰值表示;

A_{4X} ——按2.6.2.8的要求,探头位置的峰-峰值振幅,以 μm (mil)峰-峰值表示。

在国际单位制中:

$$A_1 = 25 \sqrt{\frac{12000}{N}} \dots\dots\dots (1.2-6a)$$

在英制单位中:

$$A_1 = \sqrt{\frac{12000}{N}} \dots\dots\dots (1.2-6b)$$

式中:

N ——最大连续运转速度,单位为r/min。

2.6.2.12 在零至跳闸转速之间的任一速度下,按照2.6.2.11对计算转子不平衡峰-峰振幅修正后的值,应不超过机器最小设计径向运转间隙的75%(浮环式密封位置处除外)。对于可磨密封的机器,运转间隙与振幅之间的关系可由买卖双方商定。

注:运转间隙可以不同于该机器停机时的组装间隙。

2.6.2.13 如果分析表明隔离裕度 SM 始终不能满足要求或有一非临界转速响应峰值落在运行转速范围之内,则由买卖双方以2.6.3.3的要求为条件商定可接受的振幅值。

●2.6.2.14 当有规定时,除了2.6.2的要求外,横向振动分析报告还应包括下列内容:

- 轴承的设计尺寸足够详细计算刚度和阻尼系数。
- 轴的几何形状足够进行轴的模型设计,包括轴承中心线的位置和安装部件的位置。
- 叶轮、平衡盘、轴端密封和联轴器的重量、极性和横向惯性矩及重心等要足够详细,以便对转子进行独立分析。
- 卖方分析所用的输入模型。
- 分析中所使用的支承刚度及其依据。

2.6.3 不平衡转子响应的试验验证

2.6.3.1 不平衡转子响应试验应作为机械运转试验的一部分进行(见应用部分中的4.3)和该结果应该被用来验证分析的模型。试车台上转子的实际响应对于不平衡和轴承载荷的相同布置如同在2.6.2.9中所规定的分析中使用的那样,应是确定阻尼不平衡响应分析有效性的准则。为达到这一点,应遵照2.6.3.1.1~2.6.3.1.6的要求。

2.6.3.1.1 在机械运转试验期间(见应用部分中的4.3),应该记录由零至跳闸转速的轴振动的幅度和相位角。所使用的任何模拟记录仪表的增益,应在试验之前预先设定,以便求得最高的响应峰值在试验装置惯性滑行(减速)过程在该记录仪的满标度的60%~100%。

注:在惯性惰转期间,例如在速度50r/min的通常增量下,通常便可以取得这组读数。由于在该点转子是平衡的,所测得的振幅和相位应当是残余不平衡和机械的及电气径向圆跳动的结果。

2.6.3.1.2 应该确立低于跳闸转速的临界转速的位置。

2.6.3.1.3 在 2.6.2.9 中分析所使用的不平衡量, 应附加在对转子进行分析的位置。其不平衡量不应超过式 (1.2-2a) 或式 (1.2-2b) 计算值的 8 倍。

2.6.3.1.4 然后机器再增速到跳闸转速过程中所显示的振幅和相位使用 2.6.3.1.1 的同样方法记录。

2.6.3.1.5 将这一试验结果与按照 2.6.3.1.1 所取得的振幅数据进行矢量叠加。

注: 2.6.3.1.1 所记录的残余不平衡振幅测量值是实测的, 而按本节要求的适当转速下的矢量减法是通过计算机完成的。这使得试验结果比 2.6.2.9 的计算机分析更为实际。为了使分析的不平衡振幅和矢量叠加的不平衡振幅都有效, 探头的方位必须相同。

2.6.3.1.6 包括不平衡响应试验验证的机械运行的结果, 应与 2.6.2.9 所规定的分析振型的结果相比较。

2.6.3.2 如果不能满足下列任一准则, 卖方应修正振型:

a) 试验所确定的实际临界转速与预测分析的临界转速的偏差不应大于 5%。在特定的振型中, 因分析预测的振型多于一个临界转速 (例如由于轴承特性在水平和垂直方向上或在机器的两端有相当大的不同), 所以试验值应不低于最低预测值的 5%, 也不应高于最高预测值的 5%。

注: 电动机的垂向刚度和横向刚度是不同的, 所以将分析预测两个不同的临界转速, 倘若运行转速落在这两个临界转速之间, 这两个临界转速要分开处理, 因为它们的振型的结果是不一样的。

b) 由试验所得的峰值响应轴振幅, 包括临界阻尼振幅, 不应超过分析预测振幅值。用根据四个径向探头测得的峰值响应轴振幅所建立的计算机模型来预测峰值响应振幅范围。

2.6.3.3 如果支承刚度小于轴承油膜刚度的两倍, 应测量轴承箱的绝对振动, 并在按 2.6.3.1.6 中所规定的步骤进行之前, 将其矢量叠加到平衡的 (见 2.6.3.1.1) 和不平衡的 (见 2.6.3.1.3) 两种情况时的相对轴振动上。在这种情况下, 应将测量的峰值响应与预测的绝对轴运动作比较。

2.6.3.4 除非另有规定, 如购买了多个相同的转子, 应只在第一个试验的转子上进行不平衡试验验证。

2.6.3.5 如果有要求, 在振型修正后, 每对 $x-y$ 振动探头所测得的振幅和相位应与各振动响应峰值进行矢量叠加, 以确定振动的最大幅度。各轴振动响应峰值应不超过 2.6.2.12 规定的极限值。

2.6.4 附加试验

2.6.4.1 如果验证试验数据 (见 2.6.3)、阻尼和校正的不平衡响应分析 (见 2.6.3.3) 存在下列任一情况时, 应作附加试验 (见 2.6.4.2):

a) 任一临界响应不能满足隔离裕度 SM 要求 (见 2.6.2.10) 或落于运行转速范围内。

b) 不符合 2.6.2.12 的间隙要求。

注: 当振动分析或试验数据没有满足本标准的要求时, 要求进行一次更严格的附加试验。这一附加试验的目的在于确定在机器试车台上是否能成功地运行。

2.6.4.2 不平衡重量应按 2.6.2.7 的要求配置, 这可能要求将机器拆卸。不平衡量值应通过调节存在于转子本身的不平衡来取得, 在调节过程中, 从初始运行转速开始, 逐步升高转子在探头位置的位移量, 直到按式 (1.2-6a) 或式 (1.2-6b) (见 2.6.2.11) 确定振动限值的最高连续转速。然而, 所使用的不平衡量应不小于按 2.6.2.7 式 (1.2-2a) 或式 (1.2-2b) 计算所得不平衡极限值的两倍或不大于不平衡极限规定值的 8 倍。按照 2.6.3.1.1 和 2.6.3.1.2 所取得的试验的测量值应符合下列准则:

a) 在运行转速范围之外的任一转速下, 包括隔离裕度 SM , 轴的挠度应不超过最小设计运行间隙的 90%。

b) 在运行转速范围之内的任一速度下, 包括隔离裕度 SM , 轴的挠度应不超过最小设计运行间隙的 55% 或探头处允许振动限值的 150% (见 2.6.2.11)。

2.6.4.3 如有要求, 依据已校正的振型, 2.6.4.2a) 和 b) 中所规定的挠度极限值, 将被用来作为计算探头处与 2.6.2.12 中指定区域之间的位移比。这些试验的实际内部位移量应用比值乘以探头处的峰值读数来计算。应依据这些计算的位移值进行验收或打开机器时检查密封。然而, 作为试验结果, 机器任何部位出现损伤, 都被认为是试验失败。对于间隙变化未超出卖方新零件公差而引起的内部密封的较小损伤,

不算损坏。

2.6.5 级别 I 稳定性分析

2.6.5.1 所有离心压缩机或轴流压缩机以及径流转子均应作稳定性分析，除非该转子的最高连续转速低于一阶临界转速，从而成为 2.6.2.3 中所述的刚性转子。进行此类分析时，进口和出口条件应该是额定工况或其他操作点的条件，除非卖、买双方应商定使用其他的操作点。

注：级别 I 稳定性分析用于两个目的：首先，它用来先期识别哪些转子毋需深入研究，该方法保守且无意于识别非稳转子；其次，级别 I 稳定性分析为近于 2.6.2 中所述的制造商定义了一个标准步骤（详细解释见 API 出版物 684, 1.6）。

2.6.5.2 用于级别 I 稳定性分析的模型应包括 2.6.2.4 中所列项目以及挤压油膜阻尼器的影响（如果用到）。

2.6.5.3 所有组件应使用平均进口油温和产生最小对数衰减率的极端间隙操作条件进行分析。

2.6.5.4 在使用可倾瓦润滑轴承时，应采用同步（指与转速同步见后面定义）可倾瓦系数进行分析。

2.6.5.5 对于有可计量径向外部载荷的转子（如整体齿轮式压缩机），稳定性分析应同时包括与 2.6.5.1 中所定义的操作工况对应的外部载荷。对于某些转子，空载（或最小载荷工况）可能是稳定性最差的情况因此应该考虑。

2.6.5.6 转子中存在的预期交叉耦合项， Q_A 由下面方法规定：

a) 对于离心压缩机：

$$Q_A = \frac{HP \cdot B_c \cdot C}{D_c \cdot H_c \cdot N} \cdot \frac{\rho_d}{\rho_s} \dots\dots\dots (1.2-7)$$

式 (1.2-7) 中参数应由 2.6.5.1 中规定的操作条件确定，用于计算转子的每一叶轮。 Q_A 是所有叶轮 q_A 之和。

b) 对于轴流转子：

$$q_A = \frac{HP \cdot B_t \cdot C}{D_t \cdot H_t \cdot N} \dots\dots\dots (1.2-8)$$

式 (1.2-8) 用于计算转子的每一级。 Q_A 是所有级 q_A 之和。

2.6.5.7 在双支承转子之间的转子跨距的中点上或在该级的重心上或单悬臂的转子叶轮上引入交叉耦合的变量进行分析。对于双悬臂的转子，交叉耦合应同时位于在各级或叶轮上并应当反映于每个叶轮或级计算的预期交叉耦合 q_A 的比。

2.6.5.8 所用的交叉耦合应从零到下列值中的最小值：

a) 10 倍于预期交叉耦合 Q_A 。

b) 产生零对数衰减的交叉耦合量 Q_0 。此值可通过对曲线上相邻两点进行外插或线性内插得到。

2.6.5.9 对于一阶正进动模态，应分别对元件（是指影响稳定性的轴承、密封等间隙元件）的最小和最大元件间隙绘制对数衰减率 δ 图。每条曲线至少含五个计算稳态点。纵坐标 y 轴为对数衰减率，横坐标 x 轴为采用的交叉耦合项，其范围如 2.6.5.8 中所定义。对于双悬臂转子，交叉耦合项应为各叶轮或级之和。

图 1.2-4 给出了典型例子，其中 Q_0 和 δ_A 对应的是两条元件间隙曲线中的最小值情形。

2.6.5.10 级别 I 适用标准：

a) 对于离心压缩机：

下一任何标准满足时，应进行级别 II 稳定性分析：

1) $Q_0/Q_A < 2.0$ 。

2) $\delta_A < 0.1$ 。

3) $2.0 < Q_0/Q_A < 10$ 且 CSR 值包含图 1.2-5 中区域 B 内。

若上述三条标准均未达到，则认为稳定性可以接受而不需要进一步分析。

b) 轴流转子:

如果 $\delta_A < 0.1$, 将进行级别II稳定性分析。否则, 认为稳定性可以接受而不需要进一步的分析。

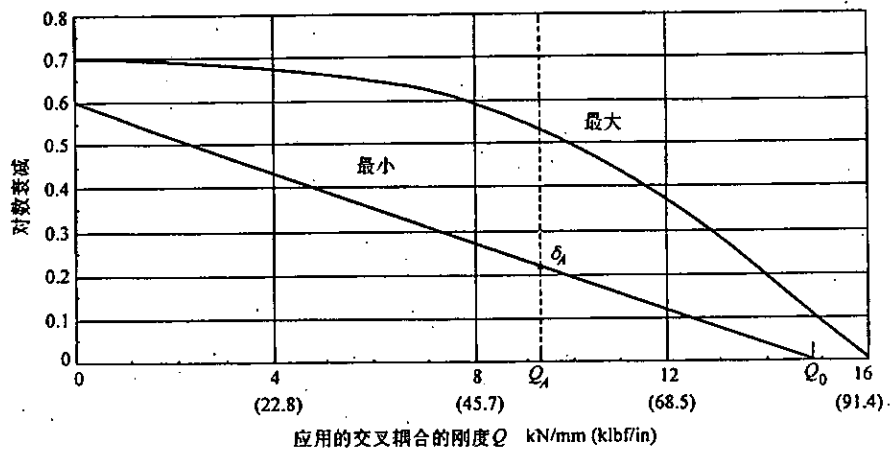


图 1.2-4 应用的交叉耦合刚度与对数衰减量关系的典型曲线图

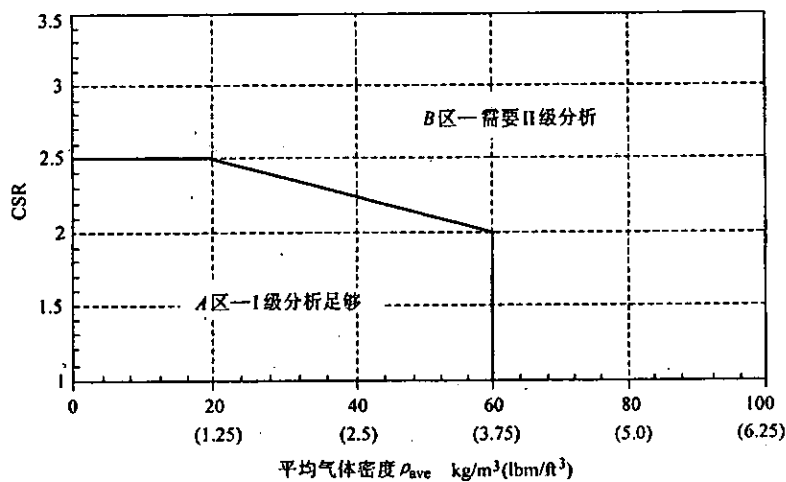


图 1.2-5 I 级筛选准则

2.6.6 级别II稳定性分析

2.6.6.1 级别II分析反映了转子真实的运转行为, 应在满足 2.6.5.10 时予以进行。

2.6.6.2 级别II分析应恰当地包含对转子装配体稳定性有影响的所有动态因素。这些动态因素应代替预期交叉耦合、这些因素会包含但不限于下列各项:

- a) 迷宫密封;
- b) 平衡盘;
- c) 叶道流动;
- d) 热装配;
- e) 转轴材料磁滞现象。

众所周知, 对上述全部因素的非稳影响进行精确建模的方法目前可能尚不存在。卖方应说明分析时对上述因素的处理方式。

2.6.6.3 级别II分析计算应针对 2.6.5.1 中定义的操作工况外插至最高连续转速进行, 并应遵循 2.6.5.2、

2.6.5.4 及 2.6.5.5 中的建模要求。元件动态特性应在允许操作间隙的极端情况以及产生最小对数衰减的入口油温下进行计算。

2.6.6.4 一阶正进动阻尼模态的频率和对数衰减率应在以下条件下计算（对双悬臂转子，必须考虑前二阶正进动模态）：

- a) 仅转子和支承系统（基本对数衰减率， δ_b ）；
- b) 分析涉及各组失稳影响的组合迭加；
- c) 包括所有失稳力的完全模型（最终对数衰减率， δ_f ）。

2.6.6.5 验收准则：

对于 2.6.6.1~2.6.6.3 所述计算，级别 II 稳定性分析的结果应得到最终对数衰减率 δ_f 大于 0.1。

2.6.6.6 如果尽所有设计的努力都无法满足 2.6.6.5 之要求，则应由购买商同卖方就可接受的最终对数衰减率 δ_f 达成一致。

注：本节稳定性分析给出了用于离心压缩机、蒸汽透平以及轴向或径向流转子的第一个统一操作方法。本分析方法以及合格标准的独创性在于，迄今为止还没有制造商使用这些精确方法对其设备因亚谐失稳导致的易损性得出评价。当这些计算需求包含在规范之中时，所有的制造商当然期望采取与规范相一致的分析。然而，应该意识到自 20 世纪 70 年代中期以来其他的转子动力学稳定性分析方法和日益更新的合格标准已经成功应用于评价转子动力稳定性。机器制造商历史积累的成功运转机器数据可能与本规范的合格标准相悖。如果存在这样的矛盾但制造商能够证明其采用的稳定性分析方法确保了转子运行的稳定性，则此制造商的标准应该成为判定合格性的指导原则。

符号：

- B_C ——3；
- B_t ——1.5；
- C ——9.55 (63)；
- D_c ——叶轮直径，单位为 mm (in)；
- D_t ——叶片节径，单位为 mm (in)；
- H_C ——扩压器或每级叶轮出口宽度的最小值，单位为 mm (in)；
- H_t ——叶片有效高度，单位为 mm (in)；
- HP——每级或各叶轮的额定功率，单位为 N·m/s (HP)；
- CSR——临界转速比，定义为：

$$CSR = \frac{\text{最大连续转速}}{\text{刚性支承上第一阶不阻尼临界转速 (FCSR)}};$$

N ——运行转速，单位为 r/min；

Q_A ——转子的预期交叉耦合力，单位为 kN/mm (klbf/in)，定义为：

$$Q_A = \sum_{i=1}^S q_{Ai}$$

Q_0 ——最小或最大部件间隙时达到零对数衰减所需的最小交叉耦合项；

q_A ——式 (1.2-7) 或式 (1.2-8) 定义的每级或各叶轮的交叉耦合项，单位为 kN/mm (klbf/in)；

S ——级数或叶轮数；

δ_A ——最小或最大元件间隙时在预期交叉耦合力下的最小对数衰减率；

δ_b ——仅转子和支承系统时的基本对数衰减率；

δ_f ——级别 II 分析的完全转子支承系统之对数衰减率；

ρ_d ——每一级或叶轮的排气密度；

ρ_s ——每一级或叶轮的吸气密度；

ρ_{ave} ——转子内的气体平均密度, 单位为 kg/m^3 (lbm/ft^3)。

定义

稳定性分析 stability analysis

用复特征值分析确定阻尼转子/支承系统的固有频率及相应的对数衰减率。

同步可倾瓦系数 synchronotins tilt pad coefficients

由复频率相关系数得到, 该频率等于主轴旋转速度。

级 stage

指单独的透平或轴流压缩机的叶栅。

磁滞或内部摩擦阻尼 hysteresis or internal friction damping

引起周期载荷作用下材料应力和应变相位差。这一相位差导致应力—应变图上特有的周期变化, 从而代表了一个非稳阻尼力。

可倾瓦轴承的最小间隙发生在最大预负荷条件, 可计算如下:

$$\text{载荷}_{\text{max}} = 1 - \frac{\text{轴承半径}_{\text{min}} - \text{轴半径}_{\text{max}}}{\text{瓦孔}_{\text{max}} - \text{轴半径}_{\text{max}}};$$

$$\text{轴承间隙}_{\text{min}} = \text{轴承半径}_{\text{min}} - \text{轴半径}_{\text{max}};$$

最小预载时的最大间隙:

$$\text{载荷}_{\text{min}} = 1 - \frac{\text{轴承半径}_{\text{max}} - \text{轴半径}_{\text{min}}}{\text{瓦孔}_{\text{min}} - \text{轴半径}_{\text{min}}};$$

$$\text{轴承间隙}_{\text{max}} = \text{轴承半径}_{\text{max}} - \text{轴半径}_{\text{min}};$$

2.6.7 扭转分析

- 2.6.7.1 对于电动机驱动的装置、含有齿轮的装置、三机组（或以上，不包括齿轮）的装置或当卖方被指定作为成套商应保证进行整套机组的扭振分析并负责指导进行必要的修正来满足 2.6.7.2~2.6.7.6 中要求时，应进行此分析。

2.6.7.2 分析中应该考虑的扭振固有频率的激励可能来自是或不是转速函数的许多因素。这些因素包括但不限于以下各条：

- 齿轮特性，如不平衡、节圆线脱离以及节圆累积误差等；
- 周期性流程脉冲；
- 扭力瞬时突变，如同步电动机的起动，发电机的相与相、相与地故障；
- 来自电动机、往复式发动机以及旋转型正偏移机器的扭振激励；
- 液压、电调节器的控制回路的不同频率驱动的谐振；
- 单或二倍线频率；
- 运行转速；
- 不同频率驱动下的谐振。

2.6.7.3 整套机组的固有扭振频率在指定的运行转速范围内（从最低转速到最高连续转速）至少应比任一激励频率高 10% 或低 10%。

2.6.7.4 应尽可能避免扭振固有频率是运行转速的二或以上的倍数，否则应该说明在系统中相应的激励频率发生时不会有不利的影响。

2.6.7.5 当计算结果显示扭谐振发生在 2.6.7.3 所定义的范围内（并且当买方和卖方一致认为已经尽所有努力避开该频率范围）时，应该进行应力分析来说明该谐振对整套机组运行无不利影响。分析中对激励幅值和阻尼程度所作假设应给予说明。

2.6.7.6 对于同步电动机驱动的机组，除应按 2.6.7.2~2.6.7.5 的要求进行扭转分析外，卖方还应进行时间—瞬态分析和按 2.6.7.6.1~2.6.7.6.4 的要求进行瞬时扭转振动分析。

2.6.7.6.1 除 2.6.7.1 中所规定的用于扭转振动分析的参数外，还应包括下列内容：

- a) 电动机平均扭矩以及脉动扭矩（纵轴和正交轴）与转速特性曲线；
- b) 载荷扭矩与转速特性曲线。

影响电动机端子电压的电气系统特性或者有关端子电压所作出的假设，包括起动方法，例如跨接线起动方法或降压起动方法。

2.6.7.6.2 分析应对压缩机组的每个轴生成最大扭矩以及扭矩与时间的函数关系。

注：应用最大扭矩来评价连接件、齿轮传动装置部件如联轴器轮毂过盈配合的峰值扭矩能力。应用扭矩-时间关系曲线图进行轴、键和联轴器部件的疲劳强度分析。

2.6.7.6.3 应选用合适的疲劳性能和应力集中。

2.6.7.6.4 应选用合适的疲劳极限算法计算安全起动次数。

安全起动次数应由买卖双方共同商定。

注：所使用的值取决于所使用的分解模型和卖方的经验。1000~1500 次起动的值是常见的。API 541 要求 5000 次起动。对于电动机来说这是一个合理的假设，因为它对于设计不增加很大的成本。然而，为满足这一要求被驱动设备就要以过大精力作设计。例 20 年工作寿命，1 次起动/周=040 次起动。这一型号的设备正常将每几年起动一次而不是一周一一次，因此，要规定合理的安全起动次数。

2.6.8 振动与平衡

2.6.8.1 转动元件中的主要零件如轴、平衡盘和叶轮都应按照 ISO 1940 等级 G1 或更高等级要求，在装配之前逐个进行动平衡。带有单键槽的光轴进行动平衡时，应按 ISO 8821 规定采用一个半键将键槽填满。若键槽虽相隔 180°，但却不在同一个横向平面内，其键槽也应填满。光轴的初始平衡校正值应作记录。要用键安装在轴上的部件（叶轮、平衡盘等），也应按照 ISO 8821 规定的“半键惯例”来平衡。

2.6.8.2 除非另有规定，装配期间的转动元件应按程序进行多面动平衡。每次动平衡最多只能装上两个主要部件，切平衡校正只可在刚装上的那些元件上进行。装配好的整体转动元件在作最终动平衡校正时，很有可能需要对其他零件作较小的校正。在依次平衡过程中，用于光轴动平衡的所有半键（见 2.6.8.1），在它们被最终的键和装配件替换前应一直装在轴上，其半键重量应记录在残余不平衡量计算图表上（见附录 1B）。各平面（轴颈）上的最大允许残余不平衡量应按式（1.2-9a）和式（1.2-9b）计算：

在国际单位制中：

$$U_{max}=6350W/N \dots\dots\dots (1.2-9a)$$

或 250μm 质量偏心距，取两者中的较大者。

在英制单位中：

$$U_{max}=4W/N \dots\dots\dots (1.2-9b)$$

或 10μin 质量偏心距，取二者中的较大者。

式中：

- U_{max} ——残余不平衡量，单位为 g·mm (oz·in)；
- W ——轴颈处的静态重量载荷，单位为 kg (lb)；
- N ——最高连续转速，单位为 r/min。

质量偏心距——不平衡量/重量[U/1000W (U/16W)]。

2.6.8.2.1 当卖方的标准组装程序要求该转动元件在最终平衡后拆开以允许组装压缩机的其他组件（即压缩机/膨胀机的转子串好后应带有整体隔板），卖方至少应进行下列工作：

- a) 为确保转子同心组装，卖方应在各元件（叶轮或盘）的外缘处测量径向跳动，其径向跳动值应不超过买卖双方的商定值。
- b) 卖方应按 2.6.8.2 中式（1.2-9a）或式（1.2-9b）的限制对转子进行平衡校正。
- c) 卖方应提供由于拆卸和重装所造成的平衡变化时的不平衡量。该不平衡量应不超过平衡机的灵敏度的 4 倍。为此，平衡机的灵敏度最大为 10μin。

d) 卖方应用 b) 中的不平衡量按 2.6.2 的规定进行分析, 再加上按 c) 所确定的由于拆卸和重装造成的平衡变化的 2 倍平均不平衡量, 预测机组试验时的振动水平。分析结果应表明在设计转速下, 在试验台上机组的预测振动不大于 2.6.8.8 要求的 2 倍。

e) 在转子重组装在该压缩机机壳内之后, 试验期间的振动, 应该符合 2.6.8.8 中所示出的极限。

注: 为达到这一振动水平, 可以作压缩机机壳内的调整平衡。

●2.6.8.2.1.1 当有规定时, 卖方应在合同转子初始平衡之后记录平衡读数。该转子然后应拆开和重装。在重装后该转子应作校验平衡, 以确定由于拆卸和重装所造成的平衡的变化。平衡中的这种变化不变超过 2.6.8.2.1c) 中规定的值。

●2.6.8.3 当有规定时, 整个组装的转动元件应该和运转速度 (在该转速下) 平衡, 替代按程序进行的低速平衡 (见 2.6.8.2)。当卖方的标准平衡方法是通过以运行转速替代按程序进行的低速平衡, 且运行转速没有规定时, 在买方的认可下, 可以使用它。运行转速平衡应按照 2.6.8.4 进行。

2.6.8.4 当整个转动元件将要作运行转速平衡时 (见 2.6.8.3), 转子应支承在有相同型式和有类似动力学特性的轴承内, 正如它将在使用中支承在轴承一样。最终校验平衡应在最高连续转速下进行。在作任何校正之前 (除非必须改进该初始平衡以便能在高速下运转该转子), 该转子应在平衡机上以跳闸转速运行至少 5min, 以便任一热装的部件固定。

2.6.8.5 除非另有规定, 用于运行转速平衡, 在轴承盖上测量的所有转速的最大轴承座刚度时的振动验收标准如下:

a) 当转速大于 3000r/min 时: 其振动值应不超过 7400/N mm/s (291/N in/s) 或 1mm/s (0.039in/s) 二者中的较大者, 这里 N 是转速, 单位 r/min。

b) 当转速低于 3000r/min 时: 其振动值应不超过 2.5mm/s (0.098in/s)。

注: 这一残余不平衡是在所有转速下测量的 (包括各阶临界转速), 而来自于残余不平衡量的力取决于轴承座刚度和测量速度。

●2.6.8.6 当有规定时, 将要作运行速度平衡的转子, 应该首先按程序进行低速平衡, 如同 2.6.8.2 中所规定那样。

●2.6.8.7 对于已作过按程序进行低速平衡的转子 (见 2.6.8.2) 以及当有规定时, 对高速平衡的转子 (见 2.6.8.3), 应在低速平衡机上进行低速剩余不平衡校验, 并按照剩余不平衡工作图表作记录 (见附录 1B)。

注: 这提供了今后使用的在低速平衡机上的剩余的平衡量和相位的参考。

2.6.8.8 用经平衡校正的转子所装配的机器在最高连续转速下或规定的运行转速范围内的任一转速下作机械运转试验时, 在靠近和相对每个径向轴承的轴的任意平面上所测得的未滤波的峰-峰振幅不应超过下列值或 25μm (1mil), 取两者中的较小值。

在国际单位制中:

$$A = 25.4 \sqrt{\frac{12000}{N_{mc}}} \dots\dots\dots (1.2-10a)$$

在英制单位中:

$$A = \sqrt{\frac{12000}{N_{mc}}} \dots\dots\dots (1.2-10b)$$

式中:

A —— 未滤波的振动振幅, 单位为 μm (mil), 真实的峰-峰值;

N_{mc} —— 最高连续转速, 单位为 r/min。

在大于最高连续转速的任何转速下, 直至驱动机的跳闸转速, 振幅的增加量应不超过最高连续转速

下所记录的最大值之上 $12.7\mu\text{m}$ (0.5mil)。

注：这些限制不要同 2.6.3 中对工厂不平衡响应验证所要求的限制相混淆。

2.6.8.9 电的和机械的径向跳动应通过转动支承在 V 形块上的转子旋转 360° ，同时用非接触式振动探头连续地记录轴颈中心线的组合径向跳动值，并用千分表在各探头位置处的中心线上及探头尖端直径外侧测量机械的径向跳动。

注：当转子安装在一台机器的流体动压轴承中时，上面所测量的转子径向跳动一般可能不会再现。这是由于可倾瓦轴承的瓦块方位和所有轴颈轴承中润滑的影响。转子根据慢的滚动速度和转子重量将在轴承内假设一特定的位置。

2.6.8.10 各探头在整个 360° 范围所作的电的和机械的径向跳动的精确记录，应该包括在机械试验报告内（见 2.6.3.1.1）。

2.6.8.11 如卖方能证明存在着电的或机械的径向跳动，则在工厂试验时，所测得的振幅信号可以矢量地减去由式 (1.2-8) 中计算所得的最大试验值的 25% 或 $6.5\mu\text{m}$ (0.25mil)，取两者中的较大值。在为了减小电的径向跳动已采用轴处理，例如喷涂铝带的部位，表面振动（干扰）可能引起高频干扰分量；它没有可应用的矢量。干扰的性质始终是外加的。在这种情况下，该干扰应该用数学方法减去。

2.7 轴承和轴承箱

2.7.1 通则

径向和止推轴承应符合本标准后续条款的有关规定。

2.7.2 滑动径向轴承

滑动径向轴承应符合本标准有关条款的要求。

2.7.3 滑动止推轴承

2.7.3.1 对于齿式联轴器，外部推力应由式 (1.2-11a) 或式 (1.2-11b) 计算。

在国际单位制中：

$$F = \frac{0.25 \times 9550 P_r}{N_r D} \dots\dots\dots (1.2-11a)$$

在英制单位中：

$$F = \frac{0.25 \times 63300 P_r}{N_r D} \dots\dots\dots (1.2-11b)$$

式中：

F ——外部推力，单位为 kN (lb)；

P_r ——额定功率，单位为 kW (HP)；

N_r ——额定转速，单位为 r/min；

D ——安装联轴器处的轴径，单位为 mm (in)。

2.7.3.2 膜片联轴器的外部推力应根据联轴器制造商的最大允许挠度来计算。

2.7.3.3 如果一个止推轴承受来自两个或两个以上转子的推力（如在变速器中），若各推力在方向上可以进行数值相加，则止推轴承的推力为它们的合力，否则应取这些推力中的最大值。

2.7.3.4 应提供确定止推轴承尺寸的依据。

2.7.4 轴承箱

2.7.4.1 在轴穿过轴承箱的地方应设有可更换的迷宫式轴端密封和挡油环。当使用凸缘式密封时，密封和挡油环应用不起火花材料制作。密封和挡油环的设计应能有效地将油挡在轴承箱内，并防止外部杂质进入轴承箱内。

2.7.4.2 轴承箱应设计得成使油产生的泡沫最少，排油系统应使油位和泡沫面维持低于轴端密封。

2.7.4.3 轴承箱上的油接管应符合 2.3.2.3 的规定。

2.7.4.4 应提供各部分按照 3.4.7 的仪表安装规定。

2.7.4.5 为了实用,油和仪表接管应放置在轴承箱的下半部分,以便检查轴承时没有必要将其取下。

- 2.7.4.6 当有规定时,应提供在轴承箱内就地断开轴承温度传感器配线的规定。

2.8 轴端密封

2.8.1 总则

- 2.8.1.1 在所有规定的运行工况范围内,包括起动和停车,轴封应能阻止或防止工艺气体向大气泄漏或密封液体向工艺气体泄漏。密封应适宜于在起动,停车和买方规定的其他各种特殊运行工况下密封工作条件的变化。最高密封压力至少应等于机壳中的滞留压力。轴封和密封系统应设计成使压缩机的安全增压,并能使密封系统在工艺流程投产之前投入运行。

注:买方确定一个机壳中滞留压力的实际值,这可以是进气阀卸压阀的设定值,该值应在数据表中注明。

2.8.1.2 各种典型的轴端密封横截面在附录 1C 中给出。

- 2.8.1.3 按买方数据表规定,轴封可采用 2.8.2~2.8.4 所述任一类型或其组合。各零部件的材料应适于使用条件。

2.8.1.4 密封压力平衡管及其相连接的气体通道(包括用作旁通气和轴向推力平衡通道)的尺寸,应在间隙为原设计值的两倍时还可保持设计的轴端密封性能。同时这些管线和通道的尺寸还应在所有条件包括增压时保持轴端密封两端压力大致相等。

- 2.8.1.5 买方应规定是否使用缓冲气,如果使用,应说明所用气体的化学成分。另外,卖方还应说明在任何规定的运行条件下是否都需要注入缓冲气,如果需要,买方应规定控制方法。

- 2.8.1.6 当买方规定或卖方要求注入缓冲气时,卖方应说明对气体的要求,包括压力、流量及其是否过滤。

- 2.8.1.7 在有规定时,卖方应提供完整的缓冲气体控制系统,包括流程图和明细单。

2.8.1.8 设备的卖方应对密封系统的满意工作负责,并且密封的卖方应与买方共同工作。

2.8.2 间隙密封

2.8.2.1 如果买方同意,除迷宫密封(见图 1.C-1)外,应包括附在迷宫上的碳环。迷宫密封可为静止的或转动的。

2.8.2.2 固定环密封(节流环密封)(图 1.C-3 示出的典型密封)应包括安装在支座圈或隔套上的碳环或其他合适材料的环。这种密封既可以进行干密封,也可以带有密封液或缓冲气。

- 2.8.2.3 在有规定时,喷射装置或注入系统应该成套供有管线、调节阀和控制阀、压力表和粗滤器。各部件应与管子和阀门连接,以便在压缩机运行期间允许将其拆下。在使用压缩机的排放气体作为喷射装置的推动力时,对起动和停车期间的密封必须采取预防漏气的措施。

- 2.8.2.4 如有规定,压缩机轴端密封处的压力为负压,则应用高于大气压的气体来提高密封压力。

2.8.3 油封

2.8.3.1 轴端油封应提供的是内气压高于大气压力的油封。

2.8.3.2 对于使用任何密封液的轴端油封,各密封的内泄漏应流入各自独立的排放口。在单台机器中,单个轴端油封的泄漏量不得大于所有轴封预计总泄漏量的 70%。

2.8.3.3 被工艺过程气体污染的密封油会损伤诸如轴承、密封环、O 形环和联轴器等部件,应该用管子将其导出以便处理或回收。

- 2.8.3.4 机械(接触型)密封(图 1.C-2 中所示的典型密封)应附带提供迷宫密封和甩油环。送到旋转密封面的压力油或其他合适的液体可由润滑油系统或单独的密封系统提供。在压缩机增压、停车和密封油发生失控时,机械密封的设计应能将气体泄漏减少到最低限度。为确保压缩机在静止时升压和密封油系统停机时的密封,可设置各种辅助装置,买方应说明是否应设置这些辅助装置。最终设计应由买方和卖方共同确认。

2.8.3.5 液膜密封(图 1.C-4 和图 1.C-5 所示的典型密封)应该带有密封环或衬套和迷宫密封。应供给密封液。液膜密封可以是如图 1.C-4 中所示的圆柱衬套式密封或如图 1.C-5 中所示泵吸式密封。除非另

有规定,应提供一个静压头能克服系统压力损失(例如内部通路和密封油管线中的摩擦损失)及维持有效密封压力的高位油箱。卖方应说明高位油箱在压缩机中心线上方的高度。经买方认可,可以使用维持定压差和有效密封的其他手段。

2.8.3.6 密封油系统应符合 API 614, 第 1 章和第 2 章(特殊用途油系统)的规定。

2.8.4 自调式干气体密封

2.8.4.1 自调式干气体密封可以是单个的,串联式的,三重式或双配置,其变化形式取决于应用。自调式气体密封(干气密封)可能需要外界的密封气体,但不需任何液体来润滑和冷却,其典型结构如图 1.C-6、图 1.C-7、图 1.C-8 和图 1.C-9 所示。用于有毒或可燃性气体时需采用一个隔离密封,以防止气体向大气或轴承箱泄漏。在运行时如主密封失效,隔离密封应能优先作为备用密封。密封气应过滤并防止任何滤渣引起污染。密封气可以从压缩机出口或级间引出,但应设置备用密封气源,以便在起动和停车时使用。气体密封供气系统的设计在 API 614 中详细叙述。

注 1: 如果用空气作为吹扫气体或缓冲气体,当空气与从密封处向外泄漏的工艺过程气体相混合时,为确保不生成爆炸性混合气体,要小心操作。

注 2: 在实际应用中,通常采用其他变形的密封形式。密封会泄漏少量的密封气体,并在操作中可能是单向旋转的。关于这种型式的密封,在密封制造厂所作的试验考虑请见附录 1D。

注 3: 如果可能形成液体并出现在密封气体里,则在密封供气系统中可能要求除湿过滤器和排凝阀(见 API 614, 第 4 章, 2.3.5 和 2.5)。

2.8.4.2 自调式干气密封应带有连接管,以允许用户注入过滤气体和防止在低气压运行期间差压颠倒。

注: 某些自调式干气密封由于压差颠倒而造成毁坏。

由于这些密封的密封间隙很小,所以要求气体是过滤后的干净气体。对于双密封内侧,为防止在整个密封面上发生颗粒移动,也应有要求的这样。

2.8.4.3 用于自调式干气密封的密封支持系统,应该符合 API 614, 第 1 章和第 4 章的要求。

2.8.4.4 不管干气密封如何配置,其结构应是筒式安装,并能有效地就位和连接到压缩机轴上。对于单向密封,滤筒应设计成不正确安装是不可能的。

2.9 齿轮

关于整体齿轮,请见本标准第 3 部分。关于分离式齿轮装置,请见 3.1.8。

2.10 润滑与密封系统

2.10.1 如有要求,应设置压力油系统,以便向下列需要油的部位提供合适压力的油:

- 驱动机和被驱动设备的轴承(包括变速器);
- 连续润滑的联轴器;
- 调节和控制油系统;
- 轴密封油系统;
- 买方的控制系统(如果是液压的)。

2.10.2 为把运转期间或空转期间由水分、粉尘和其他杂物对高度抛光的零件,仪表和控制元件造成的污染减小至最低限度,应设计成封闭的运动润滑件(例如轴承和轴端密封)的壳体。

2.10.3 除非另有规定,压力油系统应遵照 API 614 第 1 章和第 2 章的要求。

注: 膨胀机-压缩机所用的承压轴承箱和油箱,详见本标准第 4 部分的 2.10。

2.11 铭牌和转向箭头

有关铭牌和转向箭头的资料可以在后面所涉及设备的条款中找到。

2.11.1 在设备和主要辅助设备的明显位置应牢固地钉上设备铭牌。

2.11.2 铭牌和转向箭头(如果附上的话)应该是奥氏体不锈钢或镍铜(UNS N04400)合金,连接铆钉应是相同材料。不允许焊接。

2.12 质量

关于改善设备质量的指导原则, 请参见 API RP683。

3 辅助设备

3.1 驱动机

3.1.1 驱动机应为所规定的型号, 在规格上满足最大规定的操作条件, 包括外加齿轮或联轴器损失, 并应遵照所适用的技术规范。驱动机应适合询价书中所规定的实用和现场条件下工作。

3.1.2 驱动机应能接受任何可能影响其尺寸规格的规定的工艺条件变化, 如所输送介质压力、温度或性能的变化以及现场的起动条件等。

3.1.3 驱动机应能在所规定的工艺条件和公用工程条件下起动。起动方法和最坏情况下要求的起动扭矩应由买卖双方商定。驱动机的起动扭矩能力应超过被驱动机组的转速—扭矩要求。

3.1.4 汽轮机应符合 ISO 10437 (API 612)。汽轮机的输出功率规格按能连续输出规定运行条件下所要求的最大功率的 110% 来确定, 最大功率系在规定的正常蒸汽条件下以相应转速运行时的功率。

注: 110% 只适用于工程项目的设计阶段。试验后, 由于被驱动设备的性能公差变化的要求, 可能变得不适用。

3.1.5 电动机按适用情况应符合国际上认可的标准例如 API 541 或 API 546 (低于 API 541 或 API 546 的功率范围的电动机应按 IEEE 841 执行)。电动机的额定功率应有 1.0 的使用系数。电动机的额定功率至少应是任何规定的运行条件下所要求的最大功率 (包括齿轮和联轴器的功率损失) 的 110%。应该考虑驱动机和被驱动设备的起动条件, 而起动条件可能与正常运行条件不同。

注: 110% 只适用于工程项目的设计阶段。试验后, 由于被驱动设备的性能公差变化的要求, 可能变得不适用。

3.1.6 电动机的起动力矩要求应符合买方规定的额定电压降, 并在买、卖双方商定的起动时间期限内加速到全速。除非另有规定, 起动电压应是正常电压的 80%。

注: 对于大多数使用场合, 在 80% 的正常电压的起动电压下所要求的加速到全速的起动时间, 一般不超过 30s。在这个时间内, 电气系统的电压将恢复到正常电压水平。

3.1.7 燃气轮机应符合 API 616 规定, 其规格由买、卖双方共同商定。商定规格时要考虑到现场条件, 特别是环境空气温度的变化。

3.1.8 分离式齿轮装置应符合 API 613 规定。经买方认可, 可采用行星齿轮。

3.2 联轴器及护罩

3.2.1 除非另有规定, 驱动机和被驱动设备之间的挠性联轴器和护罩应由被驱动设备的制造商供货。

3.2.2 联轴器、联轴器与轴的连接件及联轴器护罩应符合 API 671。联轴器的牌号、型式及安装方式应由买方与负有驱动机和被驱动设备机组责任的卖方双方商定。

3.2.3 机器卖方应对所有联轴器轮毂进行安装。

3.2.4 根据机械运转试验的要求, 联轴器的买方应提供或联轴器本身应包括一个空载当量接头。

● 3.2.5 在有规定时, 机器卖方应按照 API 671 附录 D 提供塞规和环规。

3.2.6 当供应的联轴器为液压装配时, 卖方应提供液压拆卸、安装联轴器的安装工具。安装工具应包括推进器、扩张器、液压泵和必要的软管及配件。对于机组内的所有联轴器, 最好用同一种安装工具。

3.2.7 联轴器护罩应按 API 671 附录 E 供应。

3.3 安装底板

3.3.1 通则

● 3.3.1.1 设备应按规定提供底板或底座。

3.3.1.2 安装底座 (底座和底板) 应遵照 3.3.1.2.1~3.3.1.2.17 的要求。

3.3.1.2.1 安装底板应该提供水平 (轴向和横向) 调整螺钉。固定这些调整螺钉的耳板应该以它们不妨碍该设备、调整螺钉或垫片安装的方式连接到安装底板上。应提供垫片取出或插入顶升移动该设备的工具。应采取预防措施防止在该设备支脚内的垂向顶丝 (如果提供的话) 损伤垫片表面。为垫片的取出和

插入,或者为了横向移动设备,可以建议吊起设备的另一种方法,例如使用液压千斤顶的考虑。这种布置应当建议用于起吊太重或使用调整螺钉作水平移动的设备。找正顶丝应涂层防锈。

3.3.1.2.2 找正垫片应该按照 API RP686 第 7 章的规定穿在压紧螺栓和垂直调整螺钉上,并比设备上固定调整螺钉的凸台各边至少大 5mm (1/4in)。

3.3.1.2.3 安装底板上的所有机械安装表面,应该机加工得平整,并应该在三个方向上向设备支脚的外面延伸至少 25mm (1in)。

安装表面应符合下列要求:

- a) 各安装表面应被加工到表面粗糙度 (R_a) 的算术平均值达到 $6\mu\text{m}$ ($250\mu\text{in}$) 或更好。
- b) 为防止软支脚,当在底座上安装机器时,同一安装表面的平面度应在 $25\mu\text{m}$ (0.001in) 之内。
- c) 各安装表面的平整度应加工到 $13\mu\text{m}/\text{每 } 330 \text{ 线性 mm}$ ($0.0005\text{in}/\text{每线性 ft}$) 之内。
- d) 各安装平面之间的相互平行度应在 $50\mu\text{m}$ (0.002in) 之内。
- e) 压紧螺栓孔的钻空应该同安装表面相垂直,并机加工或铰孔到适合于靠近该孔的完全偏心的垫圈的直径,以便于设备找正。该孔直径比压紧螺栓大 15mm (1/2in)。

3.3.1.2.4 设备安装底板和支承应设计得有足够的强度和刚度,以限制在所承受力和力矩的作用下所引起的联轴器的振动在 $50\mu\text{m}$ (0.002in) 之内。

3.3.1.2.5 当提供对中支承时,它们应被设计和制造得允许该机器使用顶丝横向移动。

3.3.1.2.6 除非另有规定,地脚螺栓应由买方提供。

3.3.1.2.7 不应使用地脚螺栓将机器固定在安装底板上。

3.3.1.2.8 下面需要灌浆的安装底板应留有足够空间,以便使灰浆上的静载荷承载能力不大于 100psi。

3.3.1.2.9 在安装底板上,地脚螺栓孔之间在直径方向的间隙应不少于 6mm (1/4in),此要求允许在现场对底座或底板进行水平调整。

3.3.1.2.10 除非另有规定,安装底板上应有用于现场找平的垂直调整螺钉。调整螺钉应设置在各地脚螺栓附近。如果设备和安装底板太重而用调整螺钉不能升起时,应由设备卖方提供替代方法。其替代方法的设计应包括在投标书中。

3.3.1.2.11 下面要灌浆的安装底板表面应有 50mm (2in) 的最小圆角半径 (在平面图中),见图 1.3-1~图 1.3-4。

3.3.1.2.12 用于将设备连接到安装底板上的紧固螺栓和其他紧固件,应该由设备卖方提供。

3.3.1.2.13 机器在安装现场正确对中时,各紧固螺栓应与螺栓孔之间有最小 1.5mm (1/16in) 的间隙。

注:紧固螺栓在螺栓孔内要有适当的间隙,以便在最终现场对中时可以横向移动机器而不对螺栓形成限制。

3.3.1.2.14 在螺栓连接的地方应留有足够的操作空间,以允许使用套筒扳手和允许使用水平和垂直顶丝移动设备。

3.3.1.2.15 除非另有规定,设备的卖方应按照 ISO 8501 标准 Sa2 级 (SSPC SP6) 工业喷砂清理安装底板全部需要灌浆的表面,并用催化环氧树脂灰浆制备的无机硅酸锌预涂这些表面。

注:无机硅酸锌与环氧树脂灰浆相容,如大多数环氧树脂底漆一样,涂刷后有一个有限的使用寿命,并且在环保上可以接受。

3.3.1.2.16 不灌浆的所有安装面,应在机械加工后立即涂一层防锈剂。

3.3.1.2.17 除非另有规定,安装底板不应钻孔用于其他设备安装。

3.3.2 底座板

- 3.3.2.1 当规定用底座板时,买方应指明要安装在其上的主要设备。底座板应是一个整体钢制构件,如经买卖双方商定,底座板也可制成多块式的。多块式底座板的配合面应进行机械加工,并以销钉定位配合,由螺栓连接在一起,以保证施工现场能准确地重新组装。

注:受运输条件限制,名义长度超过 12m (40ft) 或名义宽度超过 4m (12ft) 的底座板可以制成几块。

3.3.2.2 除非另有规定,底座下面的安装表面应该是一个平面,以允许使用单一的水平基础。

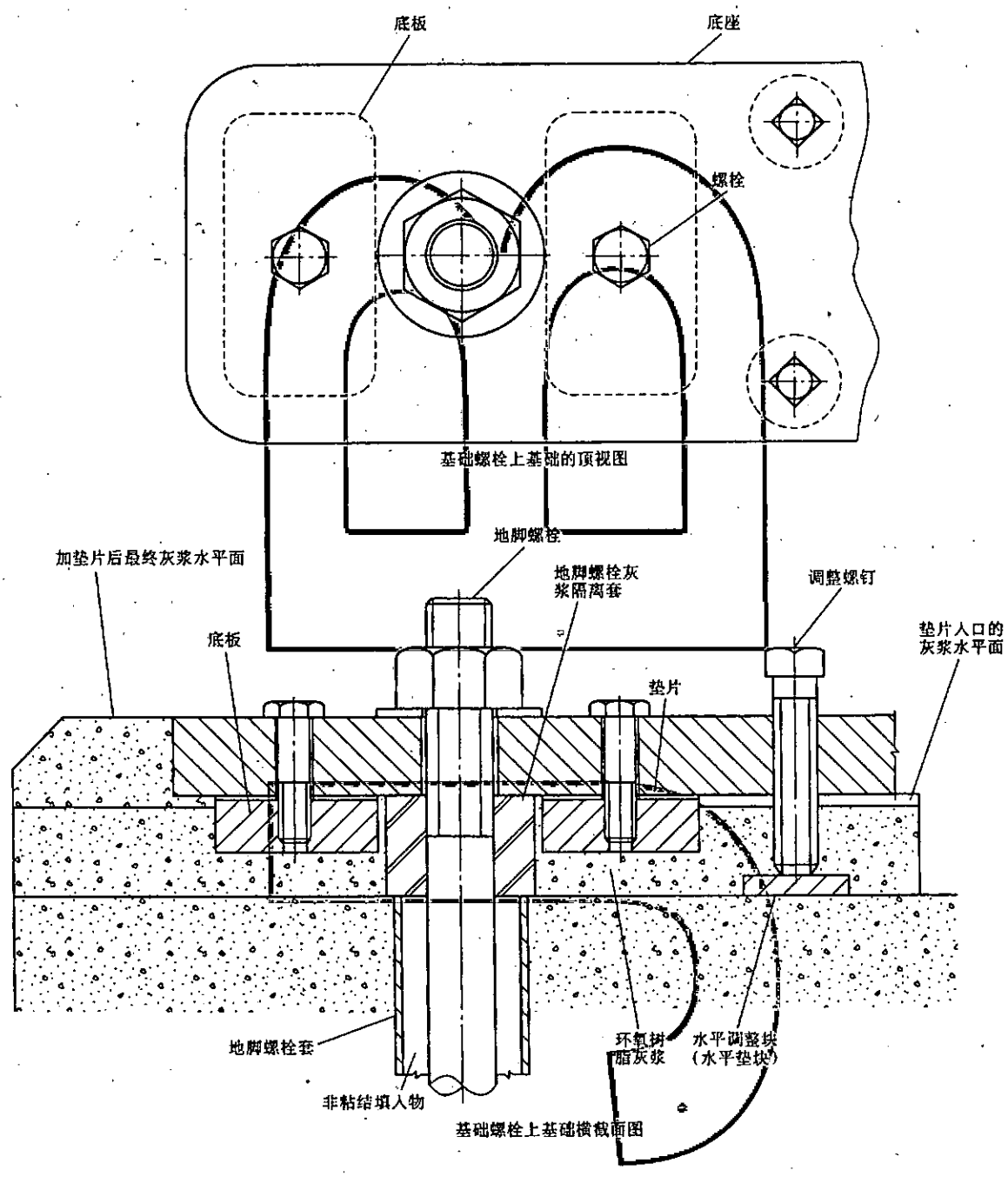


图 1.3-1 安装板典型布置图

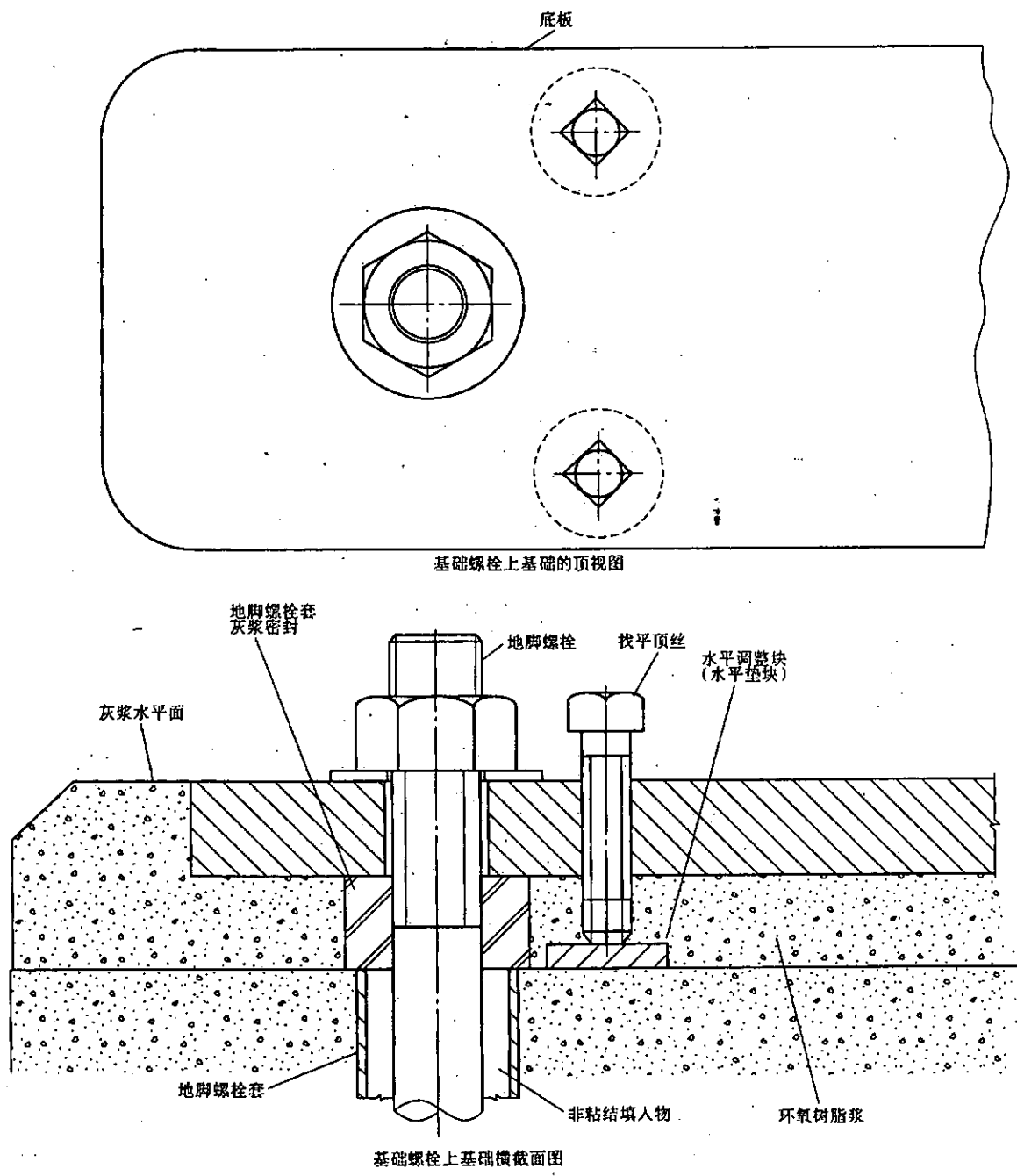


图 1.3-3 安装板典型布置图