



中华人民共和国国家标准

GB/T 16907—1997
eqv ISO 9905:1994

离心泵技术条件（I类）

Technical specifications for centrifugal pumps—Class I

1997-07-04 发布

1997-12-01 实施

国家技术监督局 发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
离 心 泵 技 术 条 件 (I 类)
GB/T 16907—1997

*

中国标准出版社出版
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

电 话:68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
版权专有 不得翻印

*

开本 880×1230 1/16 印张 4½ 字数 131 千字
1998 年 1 月第一版 1998 年 1 月第一次印刷
印数 1—1 500

*

书号: 155066 • 1-14428 定价 30.00 元

*

标 目 326—33

GB/T 16907—1997

前 言

本标准是等效采用国际标准 ISO 9905:1994《离心泵技术条件——I 类》。在此之前,我国已经等效采用了两个离心泵技术条件的国际标准,即 GB/T 5656—1994 (eqv ISO 5199:1986) 和 GB/T 5657—1995 (eqv ISO 9908:1993)。至此,有关离心泵技术条件的三个国际标准已被全部等效采用。

本标准的附录 A、附录 B、附录 C 和附录 D 都是标准的附录;

本标准的附录 E、附录 F、附录 G、附录 H、附录 J、附录 K 和附录 L 都是提示的附录。

本标准由中华人民共和国机械工业部提出。

本标准由全国泵标准化技术委员会归口。

本标准起草单位:沈阳水泵研究所。

本标准主要承办人:胡懋昌。



C9808871

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是各国家标准团体(ISO 成员团体)的世界性联盟。通常,国际标准的制定工作通过 ISO 技术委员会进行。对业已建立技术委员会的某一题目感兴趣的每一成员团体均有权参加该委员会。与 ISO 存在联系的政府间和非政府间的国际组织也参与其中工作。在电工技术标准化的所有各个方面 ISO 与国际电工委员会(IEC)进行着紧密的合作。

为技术委员会接受的国际标准草案被分发给各成员团体进行投票。一项国际标准的发布至少需要有参加投票的成员团体的 75%赞成票。

ISO 9905 国际标准由 ISO/TC 115 泵技术委员会,SC1 泵的尺寸和技术条件分技术委员会制定。

附录 A、附录 B、附录 C 和附录 D 都是本国际标准的整体组成部分。附录 E、附录 F、附录 G、附录 H、附录 J、附录 K 和附录 L 都是供参考的。



引 言

本标准是关于离心泵技术条件的第三个标准¹⁾。这一组标准共有三类技术条件,分别称为Ⅰ类、Ⅱ类和Ⅲ类。Ⅰ类(本标准)包含要求最严格,Ⅲ类(GB/T 5657)要求最低。Ⅱ类离心泵要求见GB/T 5656。

应当根据预定的应用泵的技术要求来选择使用的技术条件类别。**买方和制造厂/供方须在选择类别上取得一致意见。**

此外,选择时还要考虑应用领域的安全要求。

可是要统一某一应用领域的离心泵技术要求类别也是不可能的,因为每一应用领域均有各种不同的要求。例如对一个炼油厂、化工厂或电厂,根据不同的应用泵要求有可能使用所有类别(Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ)泵。因此,或许会出现这样的情形,在一个工厂里,按Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ类制造的泵可能会相互一起工作在近旁。

那些涉及特殊应用或工业要求的内容由另外单独标准加以规定。

对某一应用而言,需要哪一类泵,可以根据下列准则进行选择:

- 可靠性;
- 工作条件;
- 周围环境条件;
- 当地环境条件。

整个本标准,其中以黑体字印刷的条文表示它可能需要由买方做出决定或需要由买方和制造厂/供方共同商定。

采用说明:

1) 这是按我国的标准发布先后次序,按国际标准起草先后应是第二个。

目 次

前言	I
ISO 前言	II
引言	III
1 范围	1
2 引用标准	1
3 定义	2
4 设计	5
5 材料	22
6 工厂检查和试验	24
7 发货准备	26
8 责任	27
附录 A(标准的附录) 离心泵——数据表	28
附录 B(标准的附录) 泵短管上的外力和外力矩	34
附录 C(标准的附录) 询问单、建议书、购货订单	41
附录 D(标准的附录) 根据购货订单的文件提供	42
附录 E(提示的附录) 峰值位移	42
附录 F(提示的附录) 密封装置示例	43
附录 G(提示的附录) 密封管路系统配置	44
附录 H(提示的附录) 流体管接头标识代码	59
附录 J(提示的附录) 离心泵零件的材料和材料规范	60
附录 K(提示的附录) 核对单	61
附录 L(提示的附录) 参考文献	63

中华人民共和国国家标准

离心泵技术条件 (I类)

GB/T 16907—1997
eqv ISO 9905:1994

Technical specifications for centrifugal pumps—Class I

1 范围

1.1 本标准规定了各种工业用离心泵的 I 类(最严格)要求。它由包含一般要求的基本正文组成。技术要求只适用于泵机组。

本标准不包括蓄能泵的要求,它需要有单独的标准加以规定。

1.2 本标准包括与这些泵(含底座、联轴器和辅助管路)的安装、维护和安全有关的设计特性。

1.3 如已要求应用本标准规范,

a) 同时又要求一种特定的设计特性时,可以提供符合本标准意图的替代设计,只要对这种替代加以详细描述;

b) 可以提供不是完全执行本标准要求的泵供考虑,只要对所有不符合之点都作了说明。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 3098.6—86 紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉、螺柱和螺母(eqv ISO 3506:1979)

GB 3216—89 离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法(eqv ISO 2548:1973 ISO 3555:1977)

GB 3767—83 噪声源声功率级的测定 工程法及准工程法(eqv ISO 3744:1981)

GB 4216—84 灰铸铁管法兰

GB/T 4662—93 滚动轴承 额定静负荷(eqv ISO 76:1987)

GB 5661—85 轴向吸入离心泵 机械密封和软填料用的空腔尺寸(idt ISO 3069:1974)

GB 5662—85 轴向吸入离心泵(16 bar)标记、性能和尺寸(idt ISO 2858:1975)

GB 6062—85 轮廓法触针式表面粗糙度测量仪 轮廓记录仪及中线制轮廓计
(eqv ISO 3274:1975)

GB 6075—85 制订机器振动标准的基础(eqv ISO 2372:1974)

GB/T 6391—1995 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(idt ISO 281:1990)

GB 7306—87 用螺纹密封的管螺纹(eqv ISO 7-1:1982)

GB 7307—87 非螺纹密封的管螺纹(eqv ISO 228-1:1982)

GB 9239—88 刚性转子平衡品质 许用不平衡的确定(eqv ISO 1940-1:1986)

GB 9439—88 灰铸铁件(eqv ISO 185:1988)

GB 10889—89 泵的振动测量与评价方法(eqv ISO 1940-1:1986)

GB 10890—89 泵的噪声测量与评价方法(eqv ISO 3746:1979)

GB 11227—89 用户和制造厂对弹性联轴器技术性能项目要求(eqv ISO 4863:1984)

GB 11352—89 一般工程用铸造碳钢件(neq ISO 3755:1976)

国家技术监督局 1997-07-04 批准

1997-12-01 实施

- GB 12380—90 凸面整体球墨铸铁管法兰(neq ISO 7005-2:1988)¹⁾
 GB 12381—90 凸面带颈螺纹球墨铸铁管法兰(neq ISO 7005-2:1988)
 GB 12382—90 管端翻边带颈松套球墨铸铁管法兰(neq ISO 7005-2:1988)
 GB 12383—90 凸面球墨铸铁管法兰盖(neq ISO 7005-2:1988)
 JB/T 79—94 整体铸钢管法兰
 JB/T 82—94 对焊钢制管法兰

3 定义

本标准采用下列定义。

- 3.1 正常条件 normal conditions
 预计的通常工作条件。
- 3.2 额定条件 rated conditions
 规定的保证点工作条件,包括流量、扬程、功率、效率、汽蚀余量、吸入压力、温度、密度、粘度和转速。
- 3.3 工作条件 operating conditions
 由给定的用途和泵输液体决定的所有各个工作参数(如温度、压力)。
 这些参数将影响泵的结构型式和结构材料。
- 3.4 容许工作范围 allowable operating range
 制造厂/供方确定的在规定工作条件下使用供应叶轮时泵的流量范围。它受到汽蚀、发热、振动、噪声、轴的弯曲和其他类似条件的限制,这个范围的上限和下限分别用最大和最小连续流量表示。
- 3.5 泵壳最大容许作用压力 maximum allowable casing working pressure
 适合于泵壳的、规定工作温度下的最高出口压力。
- 3.6 基本设计压力 basic design pressure
 由承压零件使用的材料在 20℃时的许用应力导出的压力。
- 3.7 最大出口作用压力 maximum outlet working pressure
 最大入口压力加上额定条件下使用供应叶轮时的最大差压的和。
- 3.8 额定出口压力 rated outlet pressure
 额定流量、额定转速、额定入口压力和密度下保证点的泵出口压力。
- 3.9 最大入口压力 maximum inlet pressure
 泵在工作时所受到的最大入口压力。
- 3.10 额定入口压力 rated inlet pressure
 作为保证点工作条件的入口压力。
- 3.11 最高容许温度 maximum allowable temperature
 在规定的工作压力下输送规定的工作流体时适合于设备(或术语所指的任何零件)的最高容许持续温度。
- 3.12 额定输入功率(轴功率) rated power input
 额定条件下泵需要的功率。
- 3.13 最大动密封压力 maximum dynamic sealing pressure
 在任一规定运行状况下以及在启动和停机过程中轴封处预计的最高压力。

采用说明:

ISO 9905:1994 第 2 章引用标准尚有以下几个标准因我国尚未采用,本标准未将它们列入引用标准,而是放在参考文献(见附录 L)中,它们是 ISO 427:1983,ISO 544:1989,ISO 7005-1:1992,ISO 7005-2:1988,ISO 7005-3:1988。另外,ISO 3755:1991 我国也尚未采用,GB 11352—89 系非等效采用 ISO 3755:1976。

注 1: 确定此压力时应考虑最大入口压力、循环或注入(冲洗)液体的压力以及内部间隙改变产生的影响。

3.14 最小容许流量 minimum permitted flow

a) 对稳定流动:是指泵可以工作而不会发生超过本标准强制性规定限度的噪声和振动时的最小流量。

b) 对热流体流动:是指泵可以工作并保持泵输液体温度仍低于可用汽蚀余量与必需汽蚀余量相等时的温度的最小流量。

3.15 腐蚀留量 corrosion allowance

被泵输液体浸湿的零件其壁厚超过理论壁厚的量。理论壁厚是指为经受住 4.4.2.2 和 4.4.2.4 给出的极限压力所需要的壁厚。

3.16 最高容许连续转速 maximum allowable continuous speed

一种最高转速,制造厂容许泵在该转速下连续工作。

3.17 额定转速 rated speed

满足额定条件所需要的泵的单位时间转数。

注 2: 感应电动机运转时,其转速是加于其上的负载的函数。

3.18 自停转速 trip speed

促使独立的超速紧急机构动作而关闭原动机时的转速。

3.19 第一临界转速 first critical speed

旋转零部件的最低横向自然振动频率与旋转频率相一致的转速。

3.20 设计径向负荷 design radial load

在设计液体密度(通常 $1\,000\text{ kg/m}^3$)条件下泵使用最大叶轮(直径和宽度)在最高转速性能曲线的制造厂规定范围内工作时所受到的最大水力径向力。

3.21 最大径向负荷 maximum radial load

在最大液体密度条件下泵使用最大叶轮(直径和宽度)在最高转速性能曲线的任一点工作时所受到的最大水力径向力。

3.22 轴的径向跳动 shaft runout

用手转动由轴承支承的处于水平位置的轴时由测量轴相对轴承箱位置的器具所指示的总径向偏移量。

3.23 端面跳动 face runout

用手转动由轴承支承的处于水平位置的轴时由附着在轴上并随轴一起旋转的器具在填料函的外径向端面上指示的总轴向偏移量。

径向端面是指决定密封部件对中性的平面。

3.24 轴的挠度 shaft deflection

轴因响应作用在叶轮上的水力径向力而偏离其几何中心的位移。

注 3: 轴的挠度不包括由于轴在轴承间隙范围内的倾斜而引起的轴位移和由于叶轮不平衡或轴的径向跳动而引起的轴弯曲。

3.25 循环(冲洗) circulation (flush)

泵输液体经外部管路或内部通道从高压区至密封腔的回流。回流液体用来带走密封处产生的热量或使密封腔保持正压,或者经过处理以改善密封工作环境。

注 4: 在有些情况下,从密封腔至低压区(例如入口)的循环或许是理想的方式。

3.26 注入(冲洗) injection (flush)

从外部液源引来合适的(清洁的、相容的等)液体注入密封腔中然后进入泵输液体中。

3.27 急冷—熄灭(阻封) quenching

在主轴封的大气侧连续地或间断地引入合适的(清洁的、相容的等)流体用以排除空气或湿气,清除

沉积物(包括冰)或阻止其生成,润滑辅助密封,熄灭火花,稀释、加热或冷却泄漏液。

3.28 阻隔液体(缓冲液体) barrier liquid (buffer)

在两个密封(机械密封和/或软填料)之间介入一种合适的(清洁的、相容的等)液体。

注5:阻隔液体的压力取决于密封配置情况。阻隔液体可以用来阻止空气进入泵里。通常,阻隔液体较泵输液体易于密封,并且/或者一旦发生泄漏,产生的危害性也较小。

3.29 节流衬套(安全衬套) throttle bush (safety bush)

设在机械密封外端的围绕轴(或轴套)间隙很小的限流衬套,旨在降低密封失效时的泄漏。

3.30 喉部衬套 throat bush

设在密封(或填料)和叶轮之间的围绕轴(或轴套)间隙很小的限流衬套。

3.31 压力壳 pressure casing

机组的所有静止承压零件的总称,包括所有的短管和其他连接件。

3.32 双层壳体 double casing

一种结构型式,在这种结构中压力壳与装在它里面的泵水力元件是相互分开的两个不同的壳。

3.33 筒形壳体 barreil casing

一种特指的双层壳体泵。

3.34 立式屏蔽泵 vertical canned pump

插入在一个外壳(密封壳或沉箱)中的立式泵,从环形空间中吸入液体。

3.35 立式屏蔽电机-泵 vertical canned motor pump

一种无轴封泵机组,在这种机组中,采用屏蔽套将电动机定子与转子隔离,实现定子密封,转子在循环的泵输液体或其他液体中旋转。

3.36 水功率回收涡轮 hydraulic power recovery turbine

以反向液流驱动,在联轴器端输出机械能的泵。能量的获得来自流体压力降低所释放的能量的回收(以及有时来自流体蒸发气体或蒸汽所释放的附加能量)。

注6:对水功率回收涡轮短管,本标准提到的所有吸入口和排出口分别适用于它的出口和入口。

3.37 径向剖分 radial split

指泵壳接合面横截于泵轴中心线。

3.38 轴向剖分 axial split

指泵壳接合面平行于泵轴中心线。

3.39 汽蚀余量(NPSH) net positive suction head (NPSH)

相对 NPSH 基准面而言的入口绝对总水头超出汽化压力水头的量。

注7: NPSH 与基准面有关而入口总水头与参考面有关。NPSH 基准面是通过由叶轮叶片进口边最外点所描绘的圆中心的水平面。对立轴或斜轴双吸泵,该基准面是通过较高中心的水平面。制造厂/供方应根据泵上准确的参考点标示此平面的位置。

3.40 可用汽蚀余量(NPSHA) net positive suction head available (NPSHA)

对于规定的液体、温度和流量,由安装条件确定的 NPSH。

NPSHA 也称泵装置汽蚀余量,即适合泵装置使用的汽蚀余量¹⁾。

3.41 必需汽蚀余量(NPSHR) net positive suction head required (NPSHR)

在规定流量和转速下达到规定性能泵的最小 NPSH(此时发生可见汽蚀,汽蚀噪声增大,出现扬程或效率下降,扬程或效率下降至某一给定的量等)。

3.42 吸入比转速 suction specific speed

表示转速、流量和 NPSHR 三者关系的参数,按最佳效率点确定。

采用说明:

1) “NPSHA 也称……”这句话为 ISO 9905 所没有,是为了便于理解而增加。

3.43 流体动力轴承 hydrodynamic bearing

一种轴承,其表面相对另一表面而调位使相对运动形成的一个油楔来支承负荷避免金属对金属的接触。

3.44 流体动力径向轴承 hydrodynamic radial bearing

具有轴套—轴颈型或倾斜式轴瓦结构的轴承。

3.45 流体动力止推轴承 hydrodynamic thrust bearing

具有多片轴瓦或倾斜式轴瓦结构的轴承。

3.46 设计值 design values

设计泵时为了确定性能、容许最小壁厚以及泵的各种零件的机械特性所使用的值。

注8:在买方规范书中无论如何均应避免使用设计这个词(诸如设计压力、设计功率、设计温度或设计转速)。该术语应当只供设备设计者和制造厂/供方使用。

3.47 联轴器使用系数 coupling service factor

系数 K ,用该系数乘以驱动机的标称转矩 T_N 得到额定转矩 $T_K = KT_N$ 。它适当考虑了来自泵和/或其驱动机的周期性转矩波动,从而保证联轴器有满意的寿命。

4 设计

4.1 总则

每当多个文件中含有相抵触的技术要求时,应按下列次序决定它们的适用性:

- a) 购货订单(或询问单,如没有发出订单)[见附录 C(标准的附录)和附录 D(标准的附录)];
- b) 数据表[见附录 A(标准的附录)];
- c) 本标准;
- d) 订单(或询问单,如没有发出订单)中提到的其他标准。

任何国家的和地方的规范、条例、法令、规则的可适用性应由买方和制造厂/供方共同商定。

4.1.1 特性曲线

4.1.1.1 供应叶轮的特性曲线应有表示扬程、效率、NPSHR 和轴功率对流量的关系曲线,并要标出泵的容许工作范围。对单级泵,应绘出最大叶轮直径和最小叶轮直径的扬程-流量曲线(根据计算或试验);对多级泵,如有要求,也应绘出这样的曲线。

4.1.1.2 对于大多数应用场合,泵最好具有稳定的扬程-流量曲线,即曲线呈连续上升趋势直至阀关死点,而当买方有并联运行规定时,则必需稳定曲线。如果应用合适并且示有曲线形状偏差,也可以提供不稳定或陡降扬程-流量曲线(例如旋浆式泵曲线)泵。当使用条件使技术上不可能获得稳定曲线时,必须采用可保证要求流量的其他方法。如有并联运行的规定,额定流量点的扬程应有足够的上升斜率以避免流量失稳。

4.1.1.3 供应叶轮的最佳效率点最好应落在额定点和正常点之间(见 3.1)。

4.1.1.4 如果泵的设计只准配一种恒速驱动机,泵应有可能通过换装一个或一组新的直径大些叶轮使额定条件下的扬程大约增加 5%。

4.1.1.5 输送粘性较水大的牛顿液体的泵,其性能应按买方和制造厂/供方商定的性能换算系数加以修正。对非牛顿液体,须作专门考虑。

4.1.2 汽蚀余量(NPSH)

除非另有商定,NPSHR 应按 GB 3216 以冷水为基准确定。

应当提供水的 NPSHR 与流量关系曲线。

NPSHA 必须有比 NPSHR 大 10% 的裕量,但无论如何不得小于 0.5 m。供性能曲线用的 NPSH 是对应泵的第一级扬程下降 3% 时的 NPSH 即 NPSH₃。

如果泵制造厂/供方认为由于结构材料和泵输液体的原因需要更大的 NPSH,则应在建议书中说明

此点并提供合适的曲线。

制造厂/供方应在数据表中规定泵在额定转速和额定流量下输送水时的必需汽蚀余量(NPSHR)。不应将烃类液体进行 NPSH 值的修正或降低该值。

关于 NPSH 试验,见 6.3.5。

4.1.3 泵的设计

4.1.3.1 泵机组可以设计成单级或多级。额定入口表压为正值或者差压超过 0.35 MPa 时,泵的设计应设法使轴封处的压力降至最小,除非轴向推力平衡要求另有规定。在单级悬臂泵设计中,可以采用在叶轮背面设置密封环或副叶片方法。对多级泵,可以或是背靠背布置叶轮结合使用小间隙节流衬套或是叶轮顺列同时使用平衡鼓或平衡盘来减少轴向压力。

经买方和制造厂/供方双方协议也可使用其他方法。

4.1.3.2 对大功率泵(级扬程超过 200 m 和级功率大于 225 kW)需作特殊考虑以保证涡壳(包括双涡壳泵体)隔舌或导叶叶片与叶轮外周之间的径向距离确定得合适,可以避免过分的振动和噪声(叶片扫过频率和流量减少时的低频率)。

4.1.3.3 采用螺纹联轴节连接传动轴的立式泵,由于反转或许会使联轴节螺纹松脱而遭损坏,应装设防止反转的棘轮或采取其他获得认可的有效措施。

4.1.3.4 所有设备均应设计得可以快速经济地进行维修。如壳体结构件和轴承箱这些主要零部件,设计上应考虑(设肩形突起或定位销)保证重新装配时它们能精确对中心。

4.1.3.5 买方和制造厂/供方应共同努力控制所有各种供应设备的噪声级。除非另有规定,制造厂/供方供应的设备应符合当地法规的要求,并且不超过买方规定的最大容许噪声级。

注 9:虽然驱动机不在本标准的适用范围内,但它对噪声级的影响仍应予以考虑。

4.1.4 室外安装

买方应规定是室内安装(受热的或不受热的)还是室外安装(有无遮蔽)以及设备工作所在地的环境条件(包括最高和最低温度、异常湿度、空气腐蚀性或尘粒问题)。机组及其附属设备均应适合在这些规定的条件下工作。作为买方的指导,制造厂/供方应在建议书中列举任何要求买方提供的特别防护措施。

4.2 驱动机

4.2.1 总则

4.2.1.1 确定额定驱动性能的要求

确定额定驱动性能时应考虑下列因素:

- 泵的应用和工作方式。例如对并联工作的泵,应当结合系统特性曲线来考虑只有一台泵工作时它的可能性能范围;
- 泵特性曲线上工作点的位置;
- 轴封摩擦损失;
- 机械密封的循环液体流量(特别是对小流量泵);
- 泵输送介质的性质(粘度、固体物含量、密度);
- 传动装置的功率损失和滑差;
- 泵现场的大气条件。

任何本标准适用范围内的泵用驱动机的额定输出功率与泵的轴功率之比至少应等于图 1 所给的百分比,但不得小于 1 kW。如果这会使驱动机功率裕度显得不必要地大,则应提出另外的配用建议交买方核准。

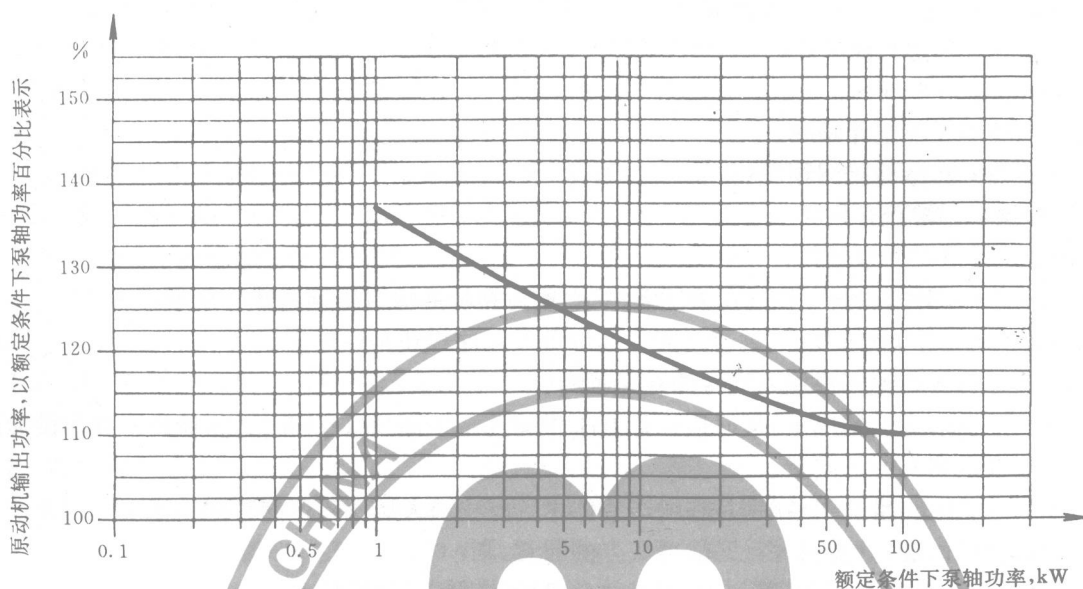


图1 以额定泵轴功率(1 kW~100 kW)百分比表示的驱动机输出功率

4.2.1.2 轴向推力负荷

如果止推轴承不是泵的组成部分,并且也无买方认可的其他规定,立式泵(包括立式管道泵)的电动机、汽轮机或齿轮传动装置应设计成可以承受泵在启动、停机或任一流量点工作时可能产生的最大轴向推力。最大轴向推力负荷应在二倍原始内部间隙条件下确定。如果驱动机不是由制造厂/供方供应,他应将这些要求通知买方。

4.2.2 汽轮机驱动泵

4.2.2.1 蒸汽轮机

选择的蒸汽轮机应是能够传输给泵需要的轴功率:基于保证的泵效率的额定条件下需要的轴功率或者泵整个工作范围内需要的最大轴功率。蒸汽轮机的额定功率应根据规定的最小进汽条件和最大排汽条件得出。

4.2.2.2 汽轮机驱动泵的转速

汽轮机驱动泵应设计成可以在105%额定转速下连续运行,并且在紧急情况下还可以在高达110%额定转速下(此时汽轮机超速自停机构开始动作)作短暂运行。

对蒸汽轮机和往复式发动机,自停转速至少应是110%最高容许连续转速;对燃气轮机,自停转速至少应是105%最高容许连续转速。

4.3 临界转速,平衡和振动

4.3.1 临界转速

4.3.1.1 临界转速对应于转子—轴承支承系统的共振频率。临界转速的基本识别由系统的自然频率和强迫振动现象的频率构成。如果一个周期性强迫振动现象的任一谐波分量的频率等于或接近于任一转子振动模的频率,就可能存在共振条件。倘若共振存在于某一限定转速下,此转速即叫临界转速。本技术条件涉及的是实际临界转速而不是各种计算值,不仅对横向振动,而且对扭转振动均是如此。

4.3.1.2 强迫振动现象频率或激发频率可以小于、等于或大于转子的同步频率。这样的强迫振动频率可能包含(但不限于这些)下列现象:

- a) 转子系统内的不平衡;
- b) 油膜效应;
- c) 内摩擦频率;

- d) 叶轮叶片、导叶片、排出短管或导叶扩散器通过频率；
- e) 齿轮啮合和边带频率；
- f) 联轴器不对中频率；
- g) 活动转子系统组件频率；
- h) 滞后现象和摩擦涡流频率；
- i) 边界层(旋涡流出)；
- j) 声学或空气动力学效应；
- k) 启动条件，例如，转速阻滞(在惯性阻抗下)或对扭转共振有影响的扭转变形；
- l) 内燃机场合下，气缸数、气缸排之间角度以及是双冲程还是四冲程。

4.3.1.3 实际临界转速不得侵入规定的转速范围。

第一临界转速(弯曲情况下)最好应比最高工作转速至少高出 20% 以上，除非是不可能设计成刚性轴泵，并且还要取得买方的同意。

对立轴泵，这一点也适用，特别是在输送液体中含有相当大比例固体颗粒的情况下。

如不可能设计成刚性轴泵并且又取得买方的同意，则：

——第一临界转速 N_{c1} 应不超过 $0.37 (=1/2.7)$ 倍最低工作转速 N_{min} 。

——第二临界转速应不小于 1.2 倍最高连续转速 N_{max} 。

此两条件可用如图 2 所示的例图说明。

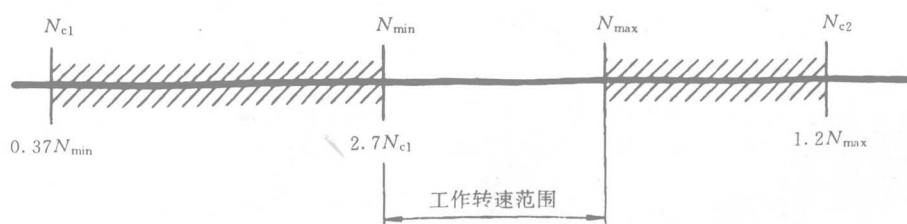


图 2 临界转速条件(见 4.3.1.3)

4.3.1.4 对所有各种横向振动模式(包括刚性的和弯曲的)，临界转速避免侵入的间隔裕度至少应是：

- a) 刚性转子系统，高出最高连续转速 20%，或
 - b) 柔性轴转子系统，比任何工作转速低 15%，同时高出最高连续转速 20%。
- 对整机扭转振动模式，应至少比任何工作转速低 10%，或至少高出自停转速 10%。

规定的间隔裕度用来防止临界响应包络与工作转速范围发生重叠。

4.3.1.5 旋转设备在其低速运行、启动、停机过程中不应由于通过临界转速而引起损坏。

4.3.1.6 在规定的工作转速范围内或规定的间隔裕度内，驱动机和被驱动设备的支承座和轴承箱不得发生共振。

4.3.1.7 如买方有规定，临界转速应用试验台数据加以证实。或者，如临界转速高于试验转速，它们应是：

- a) 计算的衰减值，或者
- b) 由外加的转子激振所确定的值。

4.3.1.8 如买方有规定，下面 a) 项和 b) 项详列的计算应由制造厂/供方提供。如果是买方提供驱动设备，则买方应负责提供这些计算数据：

a) 横向临界转速分析以确定驱动机的临界转速与泵的临界转速是相容的，并且两者组合也是适合于规定的工作转速范围；

b) 泵—驱动机系统扭转振动分析和同步电动机—被驱动系统的瞬态扭转振动分析。制造厂/供方

应对系统的性能满意性负责。

在内燃机驱动情况下,应由内燃机制造厂/供方负责进行上述分析。

4.3.2 平衡和振动

4.3.2.1 总则

4.3.2.1.1 所有的主要旋转构件均应作平衡。如买方有规定,组装好的转子亦应作平衡。

4.3.2.1.2 如买方有规定,制造厂/供方应证实泵可以在标出的最小连续稳定流量下工作而不会发生超过 4.3.2.2 所给出的振动极限的振动。

4.3.2.1.3 泵应在其整个转速范围内平稳地运行直至达到额定转速,对汽轮机驱动机组,还包括至超速极限。

4.3.2.1.4 泵(及其驱动机)安装后的平稳运行应由制造厂/供方与买方共同负责。安装在永久性基础上的泵应如安装在制造厂/供方的试验台上一样运行良好。

4.3.2.2 卧式泵

在制造厂/供方的试验装置上测得的未过滤振动值不得超过表 1 所给的振动烈度极限。这些数值是在泵无汽蚀运行状态下对额定转速($\pm 5\%$)和额定流量($\pm 5\%$)单个工作点在轴承箱处沿径向测得的。通常按 GB 9239—88 的 G6.3 级作平衡即能达到表列值的要求(进一步情况见 ISO 5343 和 ISO 8821)。

采用特殊叶轮,例如单流道叶轮的泵,其振动值可能会超过表 1 给出的极限,这种情况下泵制造厂/供方应在他的供货中指明这点。

表 1 多叶片叶轮卧式泵的振动烈度极限
(根据 GB 10889)

转 速 n r/min	轴中心高为 h_1 时最大均方根振动速度值,mm/s	
	$h_1 \leq 225 \text{ mm}$	$h_1 > 225 \text{ mm}$
$n \leq 1\,800$	2.8	4.5
$1\,800 < n \leq 4\,500$	4.5	7.1

注:对卧式脚座安装泵, h_1 是与泵脚相接触的底座表面和泵轴中心线间的距离。

4.3.2.3 立式泵

4.3.2.3.1 对刚性联轴器连接的立式泵,应在驱动机座的上法兰处取振动读数,而对弹性联轴器连接的立式泵应在靠近泵上轴承处进行测量。

4.3.2.3.2 工厂试验时在额定转速($\pm 5\%$)和额定流量($\pm 5\%$)点无汽蚀运行状态下滚动轴承泵和轴套轴承泵的振动速度极限均不得超过 7.1 mm/s。

4.4 承压零件(同见 5.1)

4.4.1 压力—温度额定值

制造厂/供方必须明确地规定在最恶劣的工作条件下泵的最大容许作用压力。任何情况下泵(泵体和泵盖,包括轴封箱和填料压盖/端盖在内)的最大容许作用压力不得超过泵法兰的最大容许作用压力。

4.4.2 泵壳

4.4.2.1 如果规定工作条件中有下列条件之一时即需要采用径向剖分壳体泵:

- a) 泵输温度 200℃或更高(如有可能发生温度急增,应考虑将温度限制降低一些);
- b) 泵输有毒液体或规定泵输温度下密度小于 0.7 kg/dm³ 的易燃液体;
- c) 额定排出表压力超过 7 MPa,泵输易燃液体。

注 10: 经买方专门同意,可以提供轴向剖分壳体泵用于上述规定条件(建议买方在同意轴向剖分壳体泵用于这些条件之前应先考虑设计详细情况和以前的制造厂/供方在这方面的使用经验。此外最大水压试验压力、水平接合面密封技术、泵的场所以及现场维护人员的技术水平也是决定时应考虑的因素)。

4.4.2.2 压力壳的厚度应适合最大出口作用压力加上考虑泵输温度下扬程和转速增加的压力修正量,

同时还应适合室温下的水压试验压力。

壳体的最大容许作用压力应等于或大于最大出口压力。

双壳体泵、卧式多级泵(3级或3级以上)以及轴向剖分壳体泵通常只承受入口压力的那些部分可不必按排出压力来设计(买方应考虑在这样装置的吸入侧安装减压阀)。买方应规定立式屏蔽泵入口密封壳是否要适合于最大排出压力(当二台或二台以上泵连接在一个共同排出系统时,这样做是可取的)。设计中使用的、任何给定材料的应力值不得超过规定材料标准中所给出的值。承压零件的计算方法和选择的材料的安全系数应符合国家有关法规或条例。

承压零件应有3 mm的腐蚀留量,除非可以接受比这更小的留量(例如对钛材料)。

4.4.2.3 最大排出压力应适用于压力壳定义(见3.31)中提到所有零件,但双壳体泵、卧式多级泵(3级或3级以上)和轴向剖分壳体泵除外。

4.4.2.4 双壳体泵的内层壳应设计成能经受住最大内部差压或0.35 MPa,以大者为准。

4.4.2.5 如果存在因温度差或任何其他原因引起泵和驱动机不对中的危险,应采取措施使危险减至最小,例如沿中心线支承、带冷却的支座和进行预对中等。

4.4.3 材料

承压零件使用的材料应根据泵输液体、泵的结构和泵的应用而定(见第5章)。

4.4.4 机械特性

4.4.4.1 拆卸

除立式传动轴泵和分段式多级泵外,其他的泵均应设计成无需扰动入口和出口法兰连接即可移出叶轮、轴、轴封和轴承部件。对轴向剖分泵,它的吊耳或环首螺钉只供起吊上半泵壳之用,起吊装配好的泵的方法应由制造厂/供方另行规定。

4.4.4.2 起顶螺钉和壳体对中定位销

为便于拆卸和再装配,泵应设置起顶螺钉和壳体对中定位销。如使用起顶螺钉来分开两个接触面,接触面之一应是可接纳螺钉的(平底镗孔或凹入的),以避免因划伤而引起接合面泄漏或配合不良。

4.4.4.3 夹套

加热或冷却泵壳或轴封箱或两者用的夹套是可选择的设计。在温度170℃,工作压力至少为0.6 MPa场合下应设计夹套。

夹套冷却系统应设计得能确保泵输液体不会泄漏至冷却水中。冷却水通道不得通向泵壳的密封接合面处。

4.4.4.4 泵壳垫片

泵壳垫片的设计应适合于使用条件和室温下的水压试验条件。

对径向剖分壳体,体盖垫片在大气侧应有侧向限制以防止垫片突然冒出。

径向剖分各段壳体(包括机械密封端盖垫片)应采用有受侧向限制的可调整压缩垫片的金属对金属配合。

4.4.4.5 外部螺栓连接

4.4.4.5.1 连接包括轴封箱在内的压力壳各个部分的螺栓或螺柱的直径至少应为12 mm(米制系列)。

如果由于空间限制需要使用直径小于12 mm的螺栓或螺柱,买方和制造厂/供方应取得一致意见。如果是这样,制造厂/供方应规定螺栓连接扭矩。

4.4.4.5.2 选用的连接螺栓(性能等级按附录L的有关资料)应适合最大容许作用压力和温度及通常的拧紧方法。如果在某些部位必须使用一种特殊等级的紧固件,其他连接部位用的可互换紧固件也应是同样特殊等级的。

4.4.4.5.3 压力零件中的螺孔应尽量少设。泵壳压力区内的钻孔和螺孔的底部以下和周围应有足够的金属厚度,除了腐蚀留量,还要考虑防止泄漏。

4.4.4.5.4 为便于拆卸,立式泵内部连接螺栓应采用足以耐泵输流体腐蚀的材料。

4.4.4.5.5 用螺柱连接的接头应装有拧入的螺柱。不通的螺柱孔的钻孔深度只要达到可以容纳推荐的等于 1.5 倍螺柱主径的旋入深度即可。

4.4.4.5.6 螺柱较有头螺钉优先选用。

4.4.4.5.7 在螺栓连接位置上应留出一定的间距以便可以使用套筒扳手。制造厂/供方应供应必需的专用工具和安装用具。

4.5 短管(管嘴)和其他接头

4.5.1 总则

对本标准而言,术语短管(branch)和管嘴(nozzle)同义。

本条是有关连接在泵上的所有各种流体管接头的规定,不论它们是工作用的还是维护保养用的。

4.5.2 放气、放液和压力表的接头

4.5.2.1 所有泵均应设置放气接头,除非泵通过短管布置做成自动放气的。

4.5.2.2 最好不要在泵的吸入或排出通道上或其他高流速区域内攻螺孔,除非它们对泵的工作必不可少。如果有放液、放气或压力表的接头,应由买方在询问单和订单中对它们作出规定。

4.5.3 封堵件

封堵件(螺塞、盲法兰等)的材料应适合泵输液体。为了耐腐蚀和使螺纹卡住的危险减至最小还应注意材料组合的相宜性。

所有承受泵输液体压力作用的孔口包括所有轴封的孔口均应装上足以承受住压力的可以拆下的封堵件。

4.5.4 辅助管路接头

4.5.4.1 所有辅助管路接头均应有能满足预定功能要求的材料、大小和厚度(同见 4.14)。

4.5.4.2 管接头的直径(外径)对排出口径为 50 mm 和 50 mm 以下的泵至少应为 15 mm,对排出口径为 80 mm 和 80 mm 以上的泵至少应为 20 mm。只有密封冲洗管路和填料环的管接头例外,可以是 15 mm(外直径)与泵的大小无关。如果由于空间限制必须使用更小管接头,应采取一切措施保证它们使用可靠和防止损坏。

4.5.5 管接头标识

所有管接头均应按照它们的作用和功能在安装图上作出标识。如有可能建议也将这种标识应用于泵上,特别是对机械密封和对轴承润滑和冷却系统的管接头〔见附录 H(提示的附录)〕。

4.6 作用在短管(入口和出口)上的外力和外力矩

对用弹性联轴器连接的泵应采用附录 B(标准的附录)给出的方法,除非买方和制造厂/供方一致同意使用另外方法。

买方应计算管路系统作用在泵上的力和力矩。

制造厂/供方应核实这些负荷是否可以作为考虑中的泵所接受。如果此负荷高于附录 B 中给出的值,则买方和制造厂/供方应商定解决问题的办法。

4.7 入口和出口法兰及其端面加工

4.7.1 除了下面 a)项至 c)项中规定的情况外,法兰应符合 GB 4216,GB 12380,GB 12381,GB 12382,GB 12383 和 JB/T 79,JB/T 82¹⁾。

a) 铸铁法兰应是平面法兰;

b) 非铸铁材料泵壳的平面法兰只有具有全凸面法兰厚度的才可采用;

c) 容许采用比规定标准要求厚的或外径更大的法兰,但表面加工和钻孔须按标准规定。

采用说明:

1) ISO 9905 中为法兰应符合 ISO 7005。