ICS 23.080
J 71

中华人民共和国国家标准

GB/T 16907—2014
代替 GB/T 16907—1997

离心泵技术条件(Ⅰ类)

Technical specifications for centrifugal pumps(Class Ⅰ)

2014-05-06 发布　　2014-12-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会　发布

刮涂层 查真伪

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　设计 …… 6
5　材料 …… 25
6　工厂检查和试验 …… 27
7　发运准备 …… 29
8　责任 …… 30
附录A（资料性附录）　询价单、投标书、购货订单 …… 32
附录B（资料性附录）　订货之后的文件提供 …… 33
附录C（资料性附录）　离心泵——数据表 …… 34
附录D（资料性附录）　峰值位移 …… 40
附录E（资料性附录）　离心泵零件的材料和材料规范 …… 41
附录F（资料性附录）　流体管接头标识代码 …… 43
附录G（规范性附录）　作用在短管上的外力和外力矩 …… 44
附录H（资料性附录）　密封配置示例 …… 53
附录I（资料性附录）　密封管路系统配置 …… 55
附录J（资料性附录）　核对清单 …… 70
参考文献 …… 72

前　言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 16907—1997《离心泵技术条件(Ⅰ类)》，与 GB/T 16907—1997 相比，除编辑性修改外主要技术变化如下：

——删除了前言(见 1997 年版的 ISO 前言)；

——删除了引言(见 1997 年版的引言)；

——修改了本标准的适用范围(见第 1 章，1997 年版的第 1 章)；

——修改了标准的规范性引用文件(见第 2 章，1997 年版的第 2 章)；

——修改了对 NPSHR 试验使用的液体的要求(见 4.1.3，1997 年版的 4.1.2)；

——删除了参考文献 ISO 427:1983 及其在标准中的引用(见 1997 年版的附录 J 和附录 L)。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国泵标准化技术委员会(SAC/TC 211)归口。

本标准起草单位：上海凯士比泵有限公司、上海电力修造总厂有限公司、上海凯泉泵业(集团)有限公司、南京蓝深制泵集团股份有限公司、山东博泵科技股份有限公司、新界泵业集团股份有限公司、合肥新沪屏蔽泵股份有限公司、湖南湘电长沙水泵有限公司、山东双轮股份有限公司、山东颜山泵业有限公司、浙江华泵科技有限公司、沈阳水泵研究所。

本标准主要起草人：潘再兵、潘国民、卢熙宁、陈斌、翟鲁涛、许敏田、汪细权、李茜、王家斌、韩锋杰、陈潜、胡樊昌。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

——GB/T 16907—1997。

离心泵技术条件(Ⅰ类)

1 范围

本标准规定了离心泵(以下简称泵)的术语和定义、设计、材料、工厂检查和试验、发运准备、责任。

本标准适用于较高要求条件下的工业用泵。

本标准不适用于蓄能泵、石油、重化学和天然气工业用泵。

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 3216 回转动力泵 水力性能验收试验 1级和2级

GB/T 3767 声学 声压法测定噪声源声功率级 反射面上方近似自由场的工程法

GB/T 4662 滚动轴承 额定静载荷

GB/T 5661 轴向吸入离心泵 机械密封和软填料用空腔尺寸

GB/T 6062 产品几何技术规范(GPS)表面结构 轮廓法 接触(触针)式仪器的标称特性

GB/T 6391 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命

GB/T 7021 离心泵名词术语

GB/T 7306.1 55°密封管螺纹 第1部分:圆柱内螺纹与圆锥外螺纹

GB/T 7307 55°非密封管螺纹

GB/T 9113 整体钢制管法兰

GB/T 9115 对焊钢制管法兰

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

GB/T 15530(所有部分) 铜合金法兰

GB/T 17241(所有部分) 铸铁管法兰

JB/T 8097 泵的振动测量与评价方法

JB/T 8098 泵的噪声测量与评价方法

ISO 4863 弹性联轴器 用户和制造者提供的数据资料(Resilient shaft couplings—Information to be supplied by users and manufacturing)

3 术语和定义

GB/T 7021界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

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、黏度和转速。

3.3

工作条件 operating conditions

由给定的用途和输送液体决定的各种工作参数(如温度、压力)。

注：这些参数将影响泵的结构型式和结构材料。

3.4

允许工作范围 allowable operating range

制造商/供货商确定的在规定工作条件下所提供的泵的流量范围。它受到汽蚀、发热、振动、噪声、轴的挠度和其他类似条件的限制，范围的上限和下限分别用最大和最小连续流量表示。

3.5

泵壳最大允许工作压力 maximum allowable casing working pressure

在规定工作温度下泵壳适用的最高出口压力。

3.6

基本设计压力 basic design pressure

由承压零件所用材料在 20 ℃时的许用应力导出的压力。

3.7

最大出口工作压力 maximum outlet working pressure

最大入口压力加上额定条件下所用叶轮的最大差压的和。

3.8

额定出口压力 rated outlet pressure

在保证点额定流量、额定转速、额定入口压力和密度下的泵出口压力。

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

在保证点工作条件下的入口压力。

3.11

最高允许温度 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)的最高允许持续温度。

3.12

额定输入功率 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。

注：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

最小允许流量 minimum permitted flow

按稳定流动和热流体流动分别定义如下：

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：是指在泵能工作且输送液体温度仍保持低于装置汽蚀余量与必需汽蚀余量相

等时的温度的情况下的最小流量。

3.15

腐蚀余量 corrosion allowance

被所输送液体浸蚀的零件，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

最高允许连续转速 maximum allowable continuous speed

制造商允许泵连续运行的最高转速。

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：感应电动机运转时，其转速是其所承受的负载的函数。

3.18

自停转速 trip speed

独立的紧急超速装置关闭原动机动作时的转速。

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 kg/m³)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商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

在轴处于水平位置的情况下用手转动由轴承支承的轴时，由测量轴相对轴承箱位置的装置所指示的总径向偏移量。

3.23

端面跳动 face runout

用手转动处于水平位置由轴承支承的轴时，由附于轴上并随轴一起旋转的装置所指示的在填料函外径向端面处的总轴向偏移量。

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：轴的挠度不包括轴在轴承间隙范围内倾斜所引起的轴位移和由叶轮不平衡或轴的径向跳动所引起的轴弯曲。

3.25

循环(冲洗) circulation (flush)

输送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所产生的热

量或使密封腔保持正压，或者经处理以改善密封工作环境。

注：在某些情况下，从密封腔至低压区（例如入口）的循环方式或许是最理想的。

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输送液体中。

3.27

遏止 quenching

在主轴封处的大气侧连续地或间断地引入合适的（清洁的、相容的等）液体用以排除空气或湿气，清除沉淀物（包括结冰）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

隔离液（缓冲液） barrier liquid (buffer)

在两个密封（机械密封和/或软填料）之间引入的一种合适的（清洁的、相容的等）液体。

注：隔离液的压力取决于密封配置情况。隔离液可以用来阻止空气进入泵里。通常，隔离液较输送液体易于密封，并且一旦发生泄漏，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体。

3.33

筒形壳体 barrel casing

适用于双层壳体泵。

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，转子在循环的输送液体或其他液体中旋转。

3.36

水力回收水轮机 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：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

泵壳接合面垂直于泵轴中心线。

3.38

轴向剖分　axial split

泵壳接合面平行于泵轴中心线。

3.39

汽蚀余量　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：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。制造商/供货商应根据泵上准确的参考点标示此平面的位置。

3.40

有效汽蚀余量　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。

3.41

必需汽蚀余量　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。

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、允许最小壁厚以及泵的各种零件的机械特性所使用的值。

注：在采购商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商/供货商使用。

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

4.1.1 文件的适用性

4.1.1.1 当多个文件中含有相互抵触的技术要求时，应按下列次序决定它们的适用性：

a) 购货订单或询价单(如果没有订单)(参见附录A和附录B)；

b) 数据表(见附录C)；

c) 本标准；

d) 订单或询价单(如果没有订单)中作为参考的其他标准。

任何国家的和地方的规范、条例、法令、规则的可适用性应由采购商和制造商/供货商共同商定。

4.1.1.2 在已经要求应用本标准的情况下，又要求有特殊的设计特点，可以提出替代的设计，但同时应说明这些设计满足本标准的意图，并详细解释这些设计；可以提出并不完全符合本标准要求的泵供考虑，但应对所有不符合之点均予以说明。

4.1.2 特性曲线

4.1.2.1 所供叶轮的特性曲线应显示扬程、效率、NPSHR和轴功率与流量的关系，并标出泵的允许工作范围。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。

4.1.2.2 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，而当采购商有并联运行规定时，则应该具有稳定的扬程-流量曲线。如果应用场合合适并且明示了曲线形状偏差，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)。一些使用条件下从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。

4.1.2.3 所供叶轮的最佳效率点最好应位于额定工况点和正常工况点之间(见3.1)。

4.1.2.4 如果泵的设计只允许配一种定速驱动机，泵应能够通过换装一个或一组新的直径较大的叶轮使额定条件下的扬程增加约5%。

4.1.2.5 输送黏性较水大的牛顿液体的泵，其性能应按采购商和制造商/供货商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。

4.1.3 汽蚀余量(NPSH)

除非另有商定，NPSHR应按GB/T 3216以清洁冷水试验确定。

应提供水的NPSHR与流量关系曲线。

NPSHA应有比NPSHR大10%的裕量，且该裕量不得小于0.5 m。性能曲线使用的NPSH是对应泵的第一级扬程下降3%时的NPSH即NPSH3。

如果泵制造商/供货商认为由于结构材料和输送液体的原因需要更大的NPSH，宜在投标书中说明此点并提供合适的曲线。

制造商/供货商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)。

不应对烃类液体进行NPSH值的修正或降低该值。

关于NPSH试验，见6.3.5。

4.1.4 泵的设计

4.1.4.1 泵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，除非轴向推力平衡要求另有规定，否则泵的设计应使轴封处的压力降至最小。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的方法。对多级泵，要么采用背靠背叶轮布置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。

经采购商和制造商/供货商双方商定也可使用其他方法。

4.1.4.2 对大功率泵(级扬程超过 200 m 和级功率大于 225 kW)需要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，从而避免过分的振动和噪声(叶片扫过的频率和流量减少时的低频率)。

4.1.4.3 采用螺纹联轴器连接传动轴的立式泵，由于反转可能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经过检验的有效措施。

4.1.4.4 所有设备均应设计得可以快速经济地进行维修。如壳体部件和轴承箱这些主要零部件，设计上应考虑(设凸肩或定位销)保证重新装配时能精确对中。

4.1.4.5 采购商和制造商/供货商应共同努力控制所有供应设备的噪声级。除非另有规定，制造商/供货商供应的设备应符合当地法规的要求，并且不超过采购商规定的最大允许噪声级。

注：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。

4.1.5 室外安装

采购商应规定是室内安装(是否供暖)还是室外安装(有无遮蔽)以及设备工作地点的环境条件(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。作为采购商的指导，制造商/供货商应在投标书中列举任何要求采购商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：

a) 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其可能的性能范围；

b) 泵特性曲线上工作点的位置；

c) 轴封摩擦损失；

d) 机械密封的循环液体流量(特别是对小流量泵)；

e) 泵输送介质的性质(黏度、固体物含量、密度)；

f) 传动装置的功率损失和滑差；

g) 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的大，则应提出另外的配用建议交采购商核准。

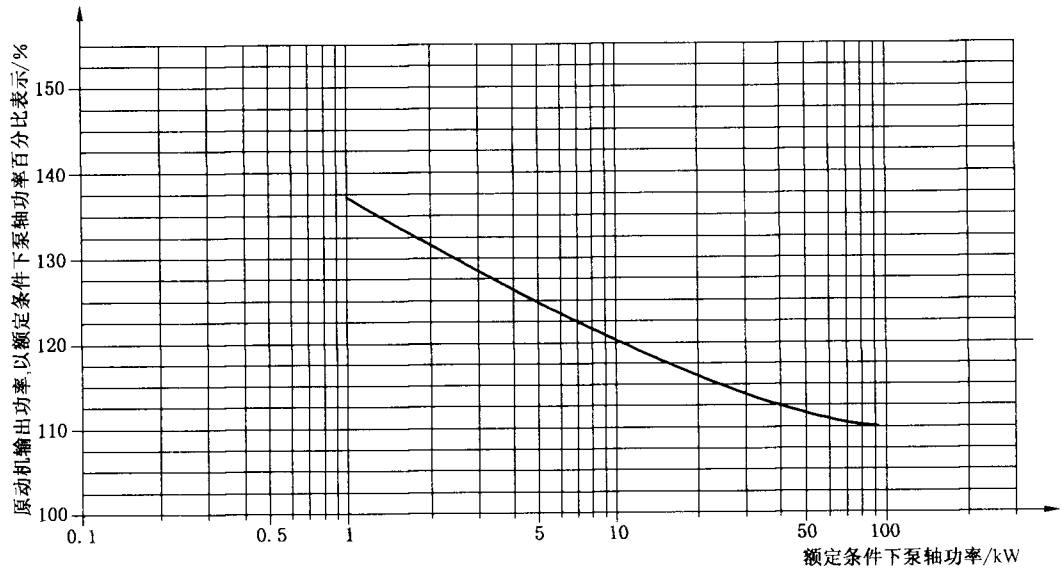


图 1　以额定泵轴功率(1 kW～100 kW)百分比表示的驱动机输出功率

4.2.1.2　轴向推力负荷

如果止推轴承不是泵的组成部分,并且无采购商认可的其他规定,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商/供货商供应,他应将这些要求通知采购商。

4.2.2　汽轮机驱动泵

4.2.2.1　汽轮机

选择的汽轮机应能传输给泵所需要的轴功率:基于保证的泵效率的额定条件下需要的轴功率或者泵在整个工作范围内需要的最大轴功率。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,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。

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

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方法是基于系统的自然频率和强迫振动现象的频率。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。本标准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振频率可以小于、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)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、排出短管或导叶体通过频率；

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，汽缸数、汽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，并且还要取得采购商的同意。

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采购商的同意，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 N_{c2} 应不小于 1.2 倍最高连续转速 N_{max}。

上述条件可用如图 2 所示的例图说明。

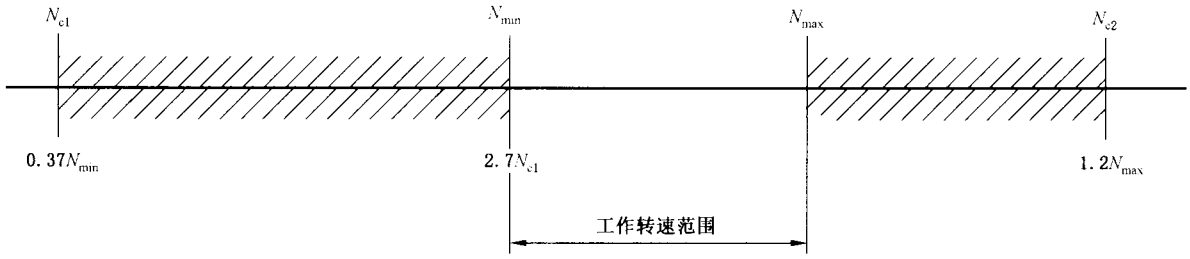


图 2 临界转速条件

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) 刚性轴转子系统，高出最高连续转速 20%；

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 如采购商有规定，临界转速应用试验台数据加以证实。如临界转速高于试验转速，用以证实的数据应为：

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 如采购商有规定，下述 a)和 b)详列的计算应由制造商/供货商提供。如果是采购商提供驱动设备，则采购商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。制造商/供货商应对系统的性能满意性负责。

在内燃机驱动情况下，应由内燃机制造商/供货商负责进行上述分析。

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。如采购商有规定，组装好的转子亦应作平衡。

4.3.2.1.2 如采购商有规定，制造商/供货商应证实泵可以在给定的最小连续稳定流量下工作而不会超过 4.3.2.2 所给出的振动限值。

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商/供货商与采购商共同负责。安装在永久性基础上的泵应如安装在制造商/供货商的试验台上一样运行良好。

4.3.2.2 卧式泵

在制造商/供货商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，振幅、频率和振动速度之间的关系参见附录 D。这些数值是在泵无汽蚀运行状态下对额定转速(±5%)和额定流量(±5%)单个工作点在轴承箱处沿径向测得的。

注：按 GB/T 9239.1—2006 的 G6.3 级作平衡即能达到表 1 要求(其他要求参见 GB/T 6557 和 GB/T 16908)。

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，这种情况下泵制造商/供货商应在投标文件中指出该类情况。

表 1 多叶片叶轮卧式泵的振动烈度极限[a]

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)	
	$h_1 \leqslant 225$ mm	$h_1 > 225$ mm
$n \leqslant 1\,800$	2.8	4.5
$1\,800 < n \leqslant 4\,500$	4.5	7.1
注：对底脚支撑卧式泵，h_1 是与泵脚(包括支架)相接触的底座表面和泵轴中心线间的距离。		
[a] 基于 JB/T 8097。		

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(±5%)和额定流量(±5%)点无汽蚀运行状态下滚动轴承泵和滑动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(另见 5.1)

4.4.1 压力-温度额定值

制造商/供货商必须明确地规定在最恶劣的工作条件下泵的最大允许工作压力。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)的最大允许工作压力不得超过泵法兰的最大允许工作压力。

4.4.2 泵壳

4.4.2.1 如果指定在以下工作条件之一下运行,则应该采用径向剖分壳体泵:

a) 输送液体温度 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) 输送有毒液体或在规定的输送介质温度下密度小于 0.7 kg/dm³的易燃液体;

c) 输送额定排出表压超过 7 MPa 的易燃液体。

注:经采购商明确同意,可以提供轴向剖分壳体泵用于上述规定条件(建议采购商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商/供货商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工作压力以及考虑输送液体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。

泵壳最大允许工作压力应等于或大于最大出口压力。

双层壳体泵、卧式多级泵(3 级或 3 级以上)以及轴向剖分壳体泵中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(采购商宜考虑在这种装置的吸入侧安装减压阀)。采购商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与一共同排出系统相连接时,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的材料标准中所给出的值。承压零件的计算方法和所选择材料的安全系数应符合国家相关规定。

承压零件应有 3 mm 的腐蚀余量,除非可以接受比这更小的余量(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,但双层壳体泵、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 双层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(两者中取较大值)。

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风险,应采取预防措施使风险减至最小,例如沿中心线支承、带冷却的轴承座和进行预对中等。

4.4.3 材料

承压零件使用的材料应根据输送液体、泵的结构和泵的使用条件确定(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拆卸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,它的吊耳或吊环螺栓只供起吊上半泵壳之用,起吊装配好的泵的方法应由制造商/供货商另行规定。

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,接触面之一应作处理(平底锪孔或凹陷),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

加热或冷却泵壳和/或轴封体的夹套是可选择的。在温度170 ℃，工作压力至少为0.6 MPa的场合下应设计夹套。

夹套冷却系统应设计得能确保输送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工作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 连接包括轴封体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。

如果由于空间限制需要使用直径小于12 mm的螺栓或螺柱，采购商和制造商/供货商应取得一致意见。如果是这样，制造商/供货商应规定螺栓连接扭矩。

4.4.4.5.2 选用的连接螺栓应适合最大允许工作压力和温度及通常的拧紧方法，螺栓的性能等级参见附录E。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的特殊等级。

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，除了腐蚀余量，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输送流体腐蚀的材料。

4.4.4.5.5 用螺柱连接的接头应装有拧入的螺柱。盲螺柱孔的攻丝深度只要达到1.5倍螺柱直径即可。

4.4.4.5.6 螺柱比有头螺钉优先选用。

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。制造商/供货商应供应必需的专用工具和安装用具。

4.5 短管(管口)和其他管接头

4.5.1 总则

对本标准而言，术语短管和管口是同义的。

本条是有关与泵连接的各种流体管接头的规定，不论它们是供运行使用还是供维护使用。

4.5.2 放气、压力表和放液接头

4.5.2.1 所有泵均应设置放气接头，除非泵通过短管的配置做成自动放气的。

4.5.2.2 不宜在泵的入口或出口流道上或其他高流速区域内攻螺孔。如果需要有放液、放气或压力表的接头，应由采购商在询价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)的材料应适合输送液体。还应注意材料组合的相宜性，以能耐腐蚀并使螺纹咬粘和卡死的风险减至最小。

与输送液体接触的承压件上的孔口，包括轴封处的孔口均应装上足以承受压力的可以拆卸的封

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(另见 4.14)。

4.5.4.2 对出口直径为 50 mm 和 50 mm 以下的泵,管接头的外径至少应为 15 mm。对出口直径为 80 mm和 80 mm 以上的泵,管接头的外径至少应为 20 mm;只有密封冲洗管路和填料环的管接头例外,外径可以是 15 mm,与泵的大小无关。如果由于空间限制必须使用更小管接头,应采取一切措施防止它们损坏并保证其使用可靠。

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加以标识。如有可能,应将这种标识应用在泵上,特别是对机械密封和轴承润滑、冷却系统的管接头(参见附录 F)。

4.6 作用在短管(入口和出口)上的外力和外力矩

对于使用弹性联轴器的泵应采用附录 G 给出的方法,除非采购商和制造商/供货商都同意采用另外的方法。

采购商应计算管路系统作用在泵上的力和力矩。

制造商/供货商应核实考虑中的泵是否可以承受这些负荷。如果此负荷高于附录 G 中给出的值,则采购商和制造商/供货商应商定解决问题的方法。

4.7 入口和出口法兰及其端面加工

4.7.1 除下述 a)~c)中的规定外,法兰应符合 GB/T 9113、GB/T 9115、GB/T 17241 和 GB/T 15530。

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) 允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。

4.7.2 应保证在铸造法兰背面的螺栓头和/或螺母安装良好,必要时应对背面进行加工。

螺栓孔应跨法兰中心线布置。

4.8 叶轮

4.8.1 叶轮设计

4.8.1.1 根据应用需要可以选择闭式、半开式或开式设计的叶轮。

4.8.1.2 除密封环外,叶轮应是整体式的(例如铸造或焊接制造)。

在特殊情况下,即叶轮出口宽度很小或叶轮材料特殊,允许用其他方法制造叶轮,但需要取得采购商的同意。

4.8.1.3 叶轮轮毂最好应是实心的。

4.8.1.4 如果泵轴是受输送流体浸湿的,致使如果流体被封闭在一个狭小的空间内会发生危险或可能使产品受污染时,则叶轮的设计及固定方法应是叶轮装配到轴上后,任何封闭空间均可以经横截面积不小于 10 mm^2 的通道自由排出液体。

4.8.2 叶轮的固定

4.8.2.1 叶轮应被可靠地固定,以防止按规定方向旋转时发生圆周方向和轴向移动。不能用销固紧叶轮。

4.8.2.2 应使用不会露出轴上螺纹的有头螺钉或有帽螺母将悬臂叶轮固定在轴上。不论哪一种固定装置，其螺纹旋向均应是在正常旋转下藉液体阻力使它们拧得更紧，并且还需要有可靠的机械锁紧方法（例如加装的耐腐蚀止动螺钉或舌形垫圈）。有头螺钉应有圆角和直径渐缩的螺钉体以减少应力集中。

4.8.3 轴向调整

如果需要在现场调整叶轮轴向间隙，应设外部调整装置。如果通过转子的轴向移动实现调整，必须注意对机械密封可能产生危险的影响（见 4.11.6）。

4.9 密封环

4.9.1 如果适合，宜装设密封环。装上的密封环应是可更换的并且被牢固地锁定以防止转动。

4.9.2 可硬化材料相配合的两个耐磨表面的布氏硬度值至少应相差 50，除非静止的和旋转的两个耐磨表面的布氏硬度值都不低于 400，或者使用规定的材料不可能获得这样的硬度差。

4.9.3 可更换的密封环应采用过盈配合加锁定销或螺钉（轴向或径向）或采用法兰和螺钉方法固定就位。其他方法，包括三点或三点以上点焊，需经采购商同意。

4.10 运转间隙

4.10.1 确定密封环之间以及其他相对运动零件之间的运转间隙时，应考虑输送流体的温度、吸入条件、输送流体的特性，材料的膨胀和咬合特性及水力效率。

间隙应足够大，以保证工作可靠性和避免在正常工作条件下卡死。

4.10.2 对铸铁、青铜、11%～13%淬硬铬钢及类似的具有低咬合倾向的材料应使用表 2 给出的最小间隙值。对 150 mm 以上的直径，最小直径间隙应为 0.43 mm 加间隙增量，间隙增量按直径每增加 25 mm直径间隙增加 0.025 mm 计算（包括其分数部分的间隙增量）。对咬合倾向较大的材料和/或工作温度高于 260 ℃时，上述直径间隙应再加 0.125 mm。

如果使用铸铁和/或青铜这类材料、输送例如温度在 50 ℃以下的水这样的清洁冷流体时，制造商/供货商可以采用比表 2 的值小的间隙。

表 2 最小运转间隙

单位为毫米

间隙处旋转部分直径	最小直径间隙	间隙处旋转部分直径	最小直径间隙
50	0.25	90～99.99	0.40
50～64.99	0.28	100～114.99	0.40
65～79.99	0.30	115～124.99	0.40
80～89.99	0.35	125～149.99	0.43

4.10.3 在投标书中规定了间隙值情况下，多级泵的级间衬套的间隙可按制造商/供货商的标准确定。

4.10.4 对立式泵，如果使用的是咬合倾向小的材料，4.10.2 规定的运转间隙不适用于固定轴承或级间衬套。投标书中应规定使用的间隙值。

4.11 轴和轴套

4.11.1 总则

4.11.1.1 轴应有足够的尺寸和刚性以便：

a) 传递原动机额定功率；

b) 保证填料或密封有满意的性能；
c) 使磨损和卡死的风险降到最低；
d) 充分考虑启动方法和有关的惯性负荷；
e) 充分考虑静态和动态径向力。

4.11.1.2 除非采购商另有批准(由于轴的总长或运输限制)，否则立式泵的泵轴应为整体结构。

4.11.2 表面粗糙度

除非对密封另有要求，否则填料函、机械密封和油封(如设有)处的轴和轴套表面的粗糙度应不大于0.8 μm。粗糙度的测量应按 GB/T 6062 执行(另见 4.11.7.1)。

4.11.3 轴的挠度

为使填料或密封有满意的性能，避免轴损坏和防止内部磨损或卡死，对应于最大叶轮直径、规定的转速和流体，在整个扬程-流量曲线范围内最恶劣的动力条件下，单级和两级卧式泵及立式管道泵轴在填料函端面处(或内装式密封泵的机械密封端面处)的最大总挠度应限制在 50 μm 以下并且小于所有密封环和衬套处的最小直径间隙的一半。对管道泵，计算中应包括整个轴系(包括联轴器和电机)的刚度。

可以通过对轴的直径、轴的跨距或悬臂大小以及泵壳设计(包括采用双涡壳或导叶)的综合考虑获得需要的轴刚度。确定轴的挠度时不应考虑普通填料的支承作用。

4.11.4 直径

轴端尺寸应参照 GB/T 1569、GB/T 1570 确定，轴端键的尺寸应参照 GB/T 1095 和 GB/T 1096 确定。

4.11.5 轴的径向跳动

4.11.5.1 轴应全部长度进行机械加工和适当的精加工。

4.11.5.2 轴和轴套(如安装)的制造和装配，宜保证通过填料函外端面的径向平面处的径向跳动(见 3.23)：在公称直径小于 50 mm 时不大于 50 μm；在公称直径为 50 mm～100 mm 时不大于 80 μm；在公称直径大于 100 mm 时不大于 100 μm。

4.11.6 轴向位移

轴承允许的转子轴向位移不应对机械密封的性能产生有害的影响。

4.11.7 轴套

4.11.7.1 如安装轴套，应将其在轴上锁紧或夹紧。轴套的材料应耐磨损，必要时还应耐腐蚀和冲蚀。轴套的外表面应适合实际应用场合(另见 4.11.2)。

4.11.7.2 如果垫片通过螺纹的轴，螺纹应至少比垫片内径小 1.5 mm，并且直径过渡处应有 15°～20°的倒角，以免损坏垫片。

4.11.7.3 对管道泵和小型卧式泵，只要投标书中作了规定并且轴是采用与轴套具有同等耐磨损和耐腐蚀性能的材料制造、经过同等的精加工，则经采购商批准，可以省去轴套。

如不提供轴套，轴或短轴应留有中心孔以便可以重新整修其表面。

4.11.7.4 对安装填料的泵，如果装有轴套，则轴套的端部应伸至填料压盖的外端面以外。对安装机械密封的泵，轴套应伸至密封端盖以外。对使用辅助密封或节流衬套的泵，轴套应伸至密封端盖以外。这样，轴和轴套间的泄漏就不会与经填料或机械密封端面的泄漏相混淆。

4.11.7.5 对卧式泵，应在所有级间位置上设置可拆卸的泵壳衬套和级间轴套或其等效零件。

4.11.7.6 对立式泵，应在所有级间和固定轴承位置上设置可更换的衬套。不过，输送液体的性质（例如不清洁或非润滑性）会影响对相应的轴套的要求。

4.12 轴承、轴承箱和润滑

4.12.1 轴承、轴承箱

4.12.1.1 除非采购商另有规定，径向轴承应选用标准轴承（球轴承、滚柱轴承、滑动轴承或可倾瓦轴承）。止推轴承根据需要应为滚动轴承或流体动力轴承。

4.12.1.2 滚动轴承应按 GB/T 4662 和 GB/T 6391 进行选择和计算额定值。在泵的额定条件下连续工作时轴承最低基本额定寿命 L10 应是 3 年（25 000 h），而在最大轴向和径向负荷及额定转速下，允许工作范围内连续工作时寿命应不低于 16 000 h。

4.12.1.3 应按照轴承制造商/供货商的使用说明书所述将滚动轴承装到轴上并装入到轴承箱中。直接与轴承相接触的卡环不得用来将轴向推力从轴传递到止推轴承的内表面。最好使用锁紧螺母和防松垫圈。

4.12.1.4 下列情况下应该使用流体动力径向和/或止推轴承：

a) DN 系数等于或大于 300 000[DN 系数是轴承尺寸（孔径，mm）与额定转速（r/min）的乘积]。

b) 泵的额定轴功率（kW）和额定转速（r/min）的乘积等于或大于 2×10^6。

c) 标准滚动轴承满足不了 4.12.1.2 给出的基本额定寿命 L10。

4.12.1.5 如泵的设计许可且证明工作条件是合适的，流体动力径向轴承宜为剖分结构以易于装配，并应是带有可更换的巴氏合金衬层、衬瓦或衬垫的、精密镗孔的套筒式或油垫式轴承。轴承应装设防转销并在轴向方向可靠地固定。轴承的设计应能消除流体动力不稳定性和提供充分的减振作用，使泵在规定的工作转速下带负荷或不带负荷运行时，包括在任一临界频率下运行时，它的振动能限制在规定最大振幅以内（见 4.3.2.2 和 4.3.2.3）。衬层、衬垫或衬瓦应衬在轴向剖分的箱体内并应可以更换。在更换这些零件时，应不需要移去轴向剖分泵的泵盖或径向剖分泵的泵头。轴承的设计还应无须拆下联轴器体即可更换轴承衬层、衬垫或衬瓦。

4.12.1.6 止推轴承应按在所有规定条件下（包括在诸如最大内部差压这样的条件下）连续工作的要求确定其规格尺寸。所有负荷均应按设计的内部间隙确定。作为一个指导准则，流体动力止推轴承宜按不大于轴承制造商/供货商的额定值的 50%进行选择，并应满足泵的设计和应用需要。

除了在最极端允许条件下转子和任何内部齿轮的轴向推力外，通过弹性联轴器传递的轴向力也应视为任何止推轴承负荷的组成部分。

如果泵的正常转向反了，止推轴承必须保持满负荷容量。此外还应考虑驱动机类型、联轴器以及可能的不对中性。

4.12.1.7 流体动力止推轴承应设计成在两个方向上有同等的止推能力并布置向两侧提供连续压力油润滑。如采购商有规定，止推环应可更换并应可靠地锁紧在轴上，以防止微振磨损。如所供为整体止推环，则应有最小 3 mm 的附加余量，以备止推环损坏时重新整修之用。止推环的两个端面的表面粗糙度 Ra 应不超过 0.4 μm，并且任一端面的轴向全跳动均不得超过 13 μm。

4.12.1.8 非压力给油的油润滑轴承的轴承箱应设置注油孔和放油孔，油孔应攻出直径至少为 15 mm 的螺纹并塞上螺塞。轴承箱还应装备与透明容器（不致发生因阳光或受热引起油变混或变质情况）连在一起的恒位可视给油杯。油杯应安装在轴承箱的一个合适位置上并应可靠地固紧在该工作位置上。如有规定，油杯应满足采购商要求。应当准确地定出适宜油位的永久性指示线并用永久性的金属标记、刻在铸件上的标记或用其他耐久方法清楚地标示在轴承箱的外壁上，同时应说明该油位是静态下的还是动态下的。

4.12.1.9 采用压力油润滑的流体动力轴承的轴承箱设计应使扰起泡沫的程度降至最低。放油系统应

能使油和泡沫位置保持在低于轴端密封的水平上。在规定的最不利工作条件下，入口油温为 40 ℃时，经过轴承和轴承箱后的油的温升不得超过 30 ℃。如入口油温高于 50 ℃，在轴承设计、油流量和允许温升方面须作特殊考虑。止推轴承的油出口应与甩油环或止推轴承套筒(如未使用甩油环)成切向位置。

4.12.1.10 为防止漏油或受污染，不应使用垫片或螺纹连接来隔离润滑油与冷却液或加热液。

4.12.1.11 轴承箱上的所有孔口，特别是轴承箱和轴之间的密封应设计成在正常工作条件下能防止污物侵入和润滑剂漏失。

4.12.1.12 在危险区域，任何用于密封轴承箱的装置均应设计得不会成为起火的火源。

4.12.1.13 油环润滑轴承的轴承箱宜提供可以在泵运行时目视检查油环情况的方法。

4.12.1.14 如采购商有规定，当环境温度或工作温度决定了需要有油加热器时，制造商/供货商应予供应。

4.12.1.15 轴承箱应妥当布置以保证无需拆卸泵的驱动装置或安装座即可更换轴承。

4.12.1.16 应提供充分的冷却，包括考虑有积垢存在的影响，在规定的工作条件和环境温度为 40 ℃的前提下，使油温保持在 70 ℃以下(在油被排放至压力油润滑系统情况下)或 80 ℃以下(在油环或溅油润滑系统情况下)。如采用冷却盘管冷却，盘管(包括配件)应采用有色材料制作，并且没有任何内部压力接头或连接配件。盘管壁厚最小应为 1 mm，管子外径最小应为 12 mm。

4.12.2 立式传动轴泵的导轴套和轴承

4.12.2.1 除了悬臂式泵外，轴的各个导轴套之间的最大间距应按图 3 确定。如果导轴套是用输送介质本身润滑，它们必须有与规定介质及其温度相宜的耐腐蚀和耐磨蚀性能。

4.12.2.2 与驱动机合在一起的止推轴承在 4.2.1.2 中已作了规定。对于与立式传动轴泵合在一起的止推轴承，应实施 4.12.1 各段有关止推轴承和轴承箱的规定。

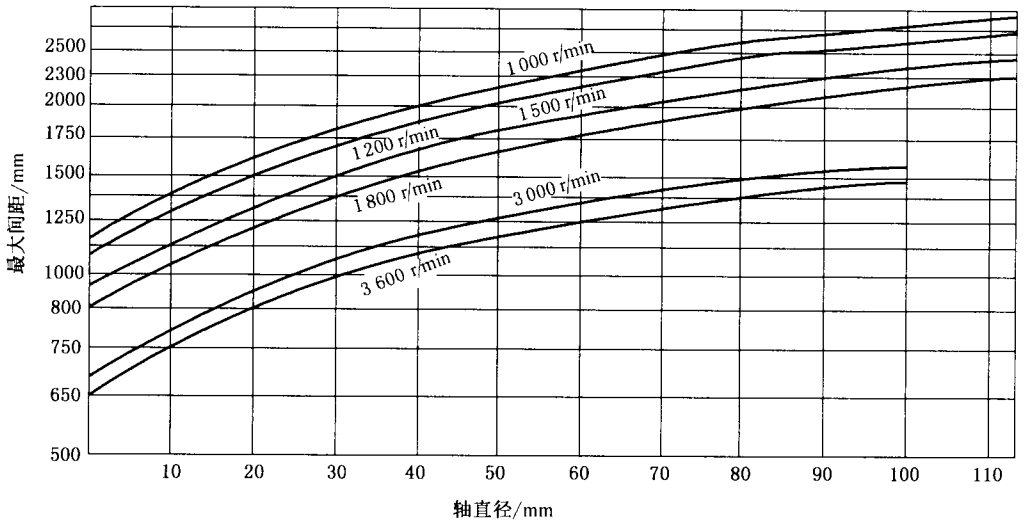


图 3 立式传动轴泵导轴套之间的最大间距

4.12.3 润滑

4.12.3.1 除非另有规定，轴承和轴承箱应采用烃类油或润滑脂润滑方式。

4.12.3.2 如采购商有规定，或由制造商/供货商建议并经采购商同意，应供应压力油润滑系统或油雾润滑系统。应通过内部系统布置保证油润滑是在恒定油位条件下进行。

4.12.3.3 如果需要使用外部压力油润滑系统，则系统最少应由以下几部分组成：配有吸入滤网和/或过

滤器的油泵、给油和回油系统、油冷却器(需要时)、油箱、全流量过滤器和泵机组启动前的润滑设备以及所有必需的控制装置和仪表,包括低油压报警和停机装置(参见 I.5)。

4.12.3.4 如采购商有规定,应提供在油箱外面加热的可移式蒸汽加热器或浸没式恒温可控电热器用于在寒冷气候条件下在启动之前对油箱内装载的油进行加热。加热设备的容量应足够大,以便在 4 h 内将油箱中的油从规定的现场最低环境温度加热至制造商/供货商所要求的启动温度,然后运行润滑油系统。

4.12.3.5 供应的油箱应具备下述 a)~f)规定的特性:

a) 能达到最少为 3 min 的润滑油保持时间以避免频繁充油,并能在系统排油时为系统回油留出足够的容积裕量;

b) 有除气和将外来杂质向油泵入口的漂浮减少至最低限度的装置;

c) 充油接头、油位指示器和通气孔适合于户外使用;

d) 有坡度的箱底及全排空用放油管接头;

e) 大小可行的清洁孔;

f) 除非另有规定,油箱内部按制造商/供货商的标准工艺方法作了除锈、防锈处理和涂上耐久表面涂层。

4.12.3.6 抛油环或油环应有部分浸没,油面应高过抛油环下缘或高过油环孔下缘。抛油环应有安装毂以保持同心并应可靠地固定在轴上。

4.12.3.7 制造商/供货商应在使用说明书中规定要求的润滑油量及油的规格,规定时要考虑环境和使用条件。

4.12.3.8 润滑油管路系统的要求参见 4.14.3。

4.12.3.9 如果使用可重新加润滑脂的轴承应有泄放润滑脂的装置。

4.13 轴封

4.13.1 总则

当泵轴必须加以密封时,泵的设计应允许使用下列一种或多种密封选择(参见附录 H):

——软填料(P);

——单端面机械密封(S);

——多端面机械密封(D)。

如有必要替换使用这种或另一种密封选择,应由采购商作出规定。使用其他方式密封装置(例如迷宫密封,流体动力密封,磁性联轴器)应由各方共同商定。遏止装置(Q)在某些情况下会是必需的,相关信息参见附录 H。应当设置限制、收集和排出从密封区域泄漏的全部液体的装置,特别是在机械密封控制住了泄漏的情况下。

下列信息应在数据表中给出(参见附录 C):

——轴封装置(参见附录 H);

——对机械密封:

型式:平衡型(B);

不平衡型(U);

波纹管型(Z);

尺寸:轴或轴套公称直径,mm,以通过静环的轴径为基准(见 GB/T 5661);

——对填料密封:

尺寸:按 GB/T 5661 规定的密封空腔直径。

4.13.2 密封选择的工作准则

选择机械密封和软填料的主要工作准则是：

——输送液体的化学和物理性质及种类；

——预计的最小和最大密封压力；

——密封处液体温度；

——特殊工作条件(包括启动、停机、热冲击和机械冲击等)；

——轴径和转速。

对机械密封还有一个补充准则：

——泵的旋转方向。

4.13.3 机械密封

4.13.3.1 型式和装置

机械密封应是平衡型的。不平衡型密封应仅在采购商有规定时或经采购商同意后才提供。

本标准不涉及机械密封元件的设计，但是这些元件应适于经受数据表(参见附录C)中规定的工作条件。

机械密封的设计应考虑在泵正常工作过程中轴的轴向调整和轴的位移。

各方应商定机械密封密封配置型式(例如单端面或多端面机械密封)(参见附录H)。

如果泵输送温度接近沸点的液体，机械密封室中的压力应足够高于入口压力，或者紧靠密封附近的温度应显著低于汽化温度，以防止密封面处液体发生汽化。

如果使用背对背配置的多端面机械密封，各个密封之间的阻隔液必须与流程液体相容且其压力要高于密封压力。

如果安装背对背配置的多端面机械密封，叶轮一侧的静环应固定使它不会由于阻隔液的压力降而发生移动。

对在温度低于0 ℃下工作的泵可以设置遏止装置防止结冰。

4.13.3.2 冷却或加热要求

如果工作需要，泵密封室应设置夹套。采购商、泵制造商/供货商和密封制造商/供货商应共同商定装有机械密封的泵的冷却(或加热)要求。作为指导准则，通常在下述a)～e)所规定的条件和使用场合下需要用夹套：

a) 流体温度高于150 ℃，除非使用金属波纹管型机械密封可以不用夹套；

b) 流体温度高于315 ℃；

c) 一端闭塞的密封装置；

d) 低燃点流体；

e) 高熔点流体(加热夹套)。

4.13.3.3 材料

应选择合适的密封元件材料，使其能经受住腐蚀、冲蚀、温度、热应力和机械应力等。对机械密封，受输送液体浸湿的金属零件材料在机械性能和耐腐蚀性方面至少应具有与泵壳材料(见第5章)同样的品质。

表E.2(参见附录E)中的机械密封元件材料代码可用于数据表(参见附录C)中的材料标识。

4.13.3.4 结构特性

4.13.3.4.1 应设法使密封端盖与密封室孔保持同心。采用内径或外径定位配合是达到此要求的一种可以接受的方法。

4.13.3.4.2 密封端盖应有足够的刚性避免发生变形。密封壳体和端盖，包括紧固螺栓(见 4.4.4.5)应按照工作温度下的允许工作压力和必需的最小预紧压力负荷进行设计。

4.13.3.4.3 密封壳体与静密封环(座环和/或弹顶环)或与密封端盖之间的垫片应是外部有侧向限制的或有与此等效的设计以防止垫片突然冒出。

4.13.3.4.4 所有静止密封元件，包括密封端盖，均应防止转动和与轴或轴套发生意外接触。假如某一静止密封元件(座环和/或弹顶环)要接触轴或轴套，则与密封相接触的表面应足够硬和耐腐蚀。同时应有导入端并除去锐缘，以免装配时损坏密封。

4.13.3.4.5 密封室和密封端盖的机械加工公差必须保证机械密封静密封环(座环和/或弹顶环)处的端面跳动不大于密封制造商/供货商给出的最大允许值。

4.13.3.4.6 如果端盖中设有节流衬套使密封完全失效时的泄漏减至最小或控制液体的进入量，节流衬套与轴之间的直径间隙，宜取可行的最小值，且不得大于式(1)的计算值。

$$\frac{D}{150}+0.65 \qquad \cdots\cdots(1)$$

式中：

D——轴直径，单位为毫米(mm)。

4.13.3.4.7 如采购商有规定或制造商/供货商建议，应设置喉部衬套。喉部衬套用来增加密封箱压力、隔离流体或降低流入或流出密封室的流量。

4.13.3.4.8 如果必须避免向外泄漏，则有必要加设一个辅助密封(例如多重密封)(参见附录 H)。

4.13.3.4.9 如果可行，密封室的设计应防止蒸汽积聚其中(见 4.5.2.1)。如做不到这点，密封室应可以由操作者放气。使用手册中应给出放气的方法。

4.13.3.4.10 液体进入密封室和必要时从密封室流出的通道应尽可能地靠近密封面，最好是设在旋转环(弹顶环和/或座环)一侧。

4.13.3.4.11 除非另有商定，接头孔应钻出并攻出螺纹(见 4.5.2 和 4.5.4)。

4.13.3.5 装配和试验

关于供发货的装配见 7.1。

机械密封不得承受超过密封压力极限的水压试验压力。在进行所有各种运转试验或性能试验(见 6.3.3.4 和 6.3.4.4)时可以使用机械密封。对需要在现场进行最终调整的泵，制造商/供货商应附上一个警告有这种要求的金属标签。

4.13.4 填料函

4.13.4.1 总则

4.13.4.1.1 如果功能需要或采购商有要求，软填料函中应设置填料环，用来直接向填料引入冷却流体。装填料环处应设有入口和出口管接头。

4.13.4.1.2 应有足够的空间使得无需移去或拆下除压盖部件和防护装置外的任何其他零件即可换装填料。即使在填料失去压紧力的情况下，压盖部件也应可靠地保持不动。

4.13.4.1.3 如采用剖分填料压盖，两半压盖应用螺栓连接成一体。使用环首螺栓作为压盖紧固件不可取，最好是采用拧入泵壳中的螺柱。

4.13.4.1.4 对立式泵，应设置放泄孔，防止液体积聚在驱动机的支承部件中。

4.13.4.1.5 对工作温度在 90 ℃ 以上，或输送液体在其温度下绝对汽化压力大于 0.1 MPa 的使用场合，填料压盖应为水闷剖分型。对高温使用场合，可以用蒸汽代替水。当冷却水管路是由制造商/供货商提供时，通至遏止压盖的软管或挠性导管的内径最小应为 6 mm。

4.13.4.1.6 当规定有下列工作条件中之一时，填料密封泵的填料函应设置冷却夹套：

a) 流体温度高于 150 ℃；

b) 输送温度下绝对汽化压力大于 0.07 MPa。

4.14 管路和附件

4.14.1 总则

如采购商有规定，制造商/供货商应供应包括诸如仪表和阀等全部附件在内的冷却水、润滑油和辅助产品管路系统。对卧式泵，这些管路系统应完全装配并安装到泵上；如果可行，对立式泵亦应如此。

4.14.1.1 管路系统设计

管路系统的设计应提供下述 a)～d)中规定的条件：

a) 可以在维修时移去管路，除非规定的是焊接管路；

b) 有适当的支承，可防止在泵运行时和采用广泛接受的做法进行维修时因振动而损坏管路；

c) 有适当的柔性和正常的可接近性以便操作、维护和彻底清洁；

d) 整套系统布置整齐有序，与泵机组的外形相称并且不妨碍接近孔口。

4.14.1.2 管路报价单

除了特定管路布置方案和数据表中指明的项目所需要的所有集成管路外(参见附录 I)，制造商/供货商的报价单中还应包括其认为是泵的成功运行所必需的所有集成管路。

4.14.1.3 结构特性

4.14.1.3.1 管螺纹应按 GB/T 7306.1 和 GB/T 7307 执行。法兰应按 GB/T 17241 和 GB/T 15530 执行。经采购商特别批准，允许采用活动法兰。

4.14.1.3.2 4.4.4.5 的螺栓连接要求适用于辅助管路。

4.14.1.3.3 输送不可燃或无毒流体时，包括润滑油的管路接头和连接件可以按制造商/供货商的标准或采购商在数据表中规定的标准。

4.14.2 冷却水管路

4.14.2.1 冷却水管路的管子公称通径最小应是 1/2 寸。如果空间不允许，可以使用公称通径 1/4 寸的管子。

4.14.2.2 冷却水管路的材料应在数据表中作出规定。如果未作规定，应采用配 1/2 寸黄铜管路附件的退火软紫铜管。如采购商同意，可以用 CrNi 或 CrNiMo 类不锈钢管代替。如采购商同意，也可以用配 PN20 镀锌可锻铸铁螺纹连接管附件的镀锌管代替。

4.14.2.3 如采购商有规定，每条出水管线均应按规定提供开式或闭式可视流量指示仪表。

4.14.2.4 应在所有低位点设置放液孔以便可以将管路和夹套完全放空。管路应设计成能避免在冷却夹套中形成气袋。

4.14.3 润滑油管路

4.14.3.1 润滑油管路的管子公称通径最小应是 1/2 寸，如果空间不允许，可以使用公称通径 1/4 寸的

管子。

4.14.3.2 回油管线的尺寸应根据回油不超过满管的一半而定，并应布置得能保证良好排放(识别起泡条件的可能性)。水平布置的管线应以每米 20mm 的连续坡度通向油箱。

4.14.3.3 每条回油管线均应提供可视流量指示仪表。

4.14.3.4 所有润滑油管路均应采用适合管路材料的方法彻底清洗后再装配到泵上。如管路是单独发运的，开口端应塞住。润滑油管路不得使用镀锌管。

4.14.4 其他辅助管路

4.14.4.1 其他辅助管路包括放气管和放水管、平衡管路和流程流体管路。软填料密封和机械密封用的辅助管路见 4.14.5。

4.14.4.2 辅助流程管路的管子公称通径最小应是 1/2 寸。如果空间不允许，可以使用公称通径 1/4 寸的管子。

4.14.4.3 承受流程流体作用的辅助管路管件应具有至少等于泵壳最大排出压力和温度的压力-温度额定值。

4.14.4.4 如泵壳材料是合金，所有承受流程流体作用的管件的材料在耐腐蚀和耐冲刷性能方面应等于或优于泵壳材料。

4.14.4.5 如装有节流孔板，其开口直径应不小于 3 mm。使用可调孔板时应保证有最小连续流量。

4.14.4.6 如装有加热和冷却管路，换热器的各个部件应适合于其所接触的输送液体和/或冷却液并应按各自的循环流量确定尺寸。

4.14.4.7 除非规定设置阀门，泵壳的放气和放液螺纹连接接头要用实心螺塞塞住。铸铁泵壳应配用碳钢螺塞。

4.14.5 填料函和机械密封的辅助管路

4.14.5.1 泵的设计应包括在规定条件下轴封可能需要的各类辅助管路。

4.14.5.2 下列使用场合可能需要辅助管路：

a) a 类，涉及流程液体或可以进入流程的液体：
   1) 循环(如不是经由内部通道循环)；
   2) 注入(冲洗)；
   3) 隔离(缓冲)；
   4) 增压密封。
b) b 类，涉及不进入流程的液体：
   1) 加热；
   2) 冷却；
   3) 遏止。

在每个项目中供泵外部使用的管路接头的供货范围和细节须由采购商和制造商/供货商共同商定。辅助管路应参照附录 I 或商定的替代方案进行布置。

4.14.5.3 机械密封和填料函的 a 类管路应使用适合于流程液体的材料。管路附件可以按制造商/供货商的标准。

4.14.5.4 辅助管路应具有下列结构特性：

a) 使用流程液体(见 4.14.4.3 和 4.14.5.2)的辅助管路的温度和压力额定值不得小于泵壳的温度和压力额定值(见 6.3)。管路材料应耐输送液体和环境条件引起的腐蚀。
b) 应在所有低位点设置放液孔和泄漏液放出孔，以便可以将管路完全放空。管路应设计成能避免气袋形成。

c) 供蒸汽的管路应是"顶入,底出"。其他供液管路一般应是"底入或侧入,顶出"。

d) 如装有节流孔板,其开口直径应不小于 3 mm。

e) 使用可调孔板时,应保证有最小连续流量。

4.15 标志

4.15.1 旋转方向

旋转方向应用一个设在显著位置上的结构耐久的箭头指示。

4.15.2 铭牌

铭牌应用适合当地环境条件的耐腐蚀的材料制造并应牢固地附着在泵上。

铭牌上的信息至少应包括制造商/供货商名称(商标)和地址,泵的识别号(例如系列号或产品编号),型号和尺寸。

其余空处可用来给出其他附加信息:流量、泵扬程、泵转速、叶轮直径(最大叶轮直径和已装入的叶轮直径)、泵的允许工作压力和额定温度。

泵的系列号,除了在铭牌上出现外,还应将其清楚地打印在泵壳上(例如泵出口法兰外径处)。

4.16 联轴器

4.16.1 总则

4.16.1.1 泵通常用弹性联轴器与驱动装置连接。如果合适,也可使用其他型式的联轴器,如刚性、半弹性联轴器或万向联轴器。应当根据应用条件(驱动装置类型、水力冲击可能性、转速变化、水力轴向推力变化等)选择联轴器,使其能传递预定驱动机的最大转矩和轴向力,最大转矩和轴向力应按 ISO 4863 取适当的安全系数。联轴器的速度限值应与预定的泵驱动机的所有可能转速相符。

4.16.1.2 泵应装设加长联轴器使得无需移动驱动机即可拆下泵转子或更换包括轴套在内的密封组装件。联轴器的加长段长度视拆泵所需要的两轴端之间的距离而定。如有可能,轴端间距参见GB/T 5662。

4.16.1.3 对使用弹性组件的联轴器,其设计应保证即使弹性组件损坏,联轴器的加长段和/或弹性组件也不致逃逸。如果联轴器毂在轴上的轴向位移会使加长段或组件有逃逸的可能,则应绝对防止这样的移动。

4.16.1.4 如果驱动机没有任何止推轴承,对于卧式泵,就需要使用端部有限浮动联轴器(见表 3)。

表 3 联轴器最大端部浮动

单位为毫米

电动机转子最小端部浮动	联轴器最大端部浮动
6	2
12	5

4.16.1.5 两半联轴器应加以有效的紧固,防止发生相对轴的沿圆周方向和轴向的运动。

4.16.1.6 如采购商有规定或制造商/供货商建议,联轴器应按 GB/T 9239.1 做动平衡。平衡等级应由采购商和制造商/供货商共同商定。

4.16.1.7 如果联轴器的各个组成部分是一起做平衡的,应当用永久性的醒目标记指示正确的装配位置。

4.16.1.8 允许的径向、轴向和角不对中偏差不得超过联轴器制造商/供货商给出的限值。联轴器选择

时应考虑到诸如温度、扭矩变化、启动次数、管路负荷等工作条件以及泵和底座或驱动机支座的刚性。

4.16.1.9 对弹性组件联轴器应有至少为 1.5 的使用系数 K(另见 3.47)。

4.16.1.10 联轴器应有适合的防护罩。防护罩的设计应符合国家安全规程的有关规定。

4.16.1.11 如果泵不带驱动机交货,泵制造商/供货商和采购商宜对下列各项达成一致意见:

a) 驱动系统:型号、功率、尺寸、质量、安装方法;

b) 联轴器:型号、制造商/供货商、尺寸、加工要求(孔和键槽)、防护罩;

c) 转速范围和输入功率。

4.16.2 立式传动轴泵的联轴器

如果无整体止推轴承的立式传动轴泵使用实心轴驱动机,应采用钢制的刚性可调节型联轴器。在采用螺纹联轴节连接传动轴的情况下,要用适当方法锁紧联轴节。

4.17 底座

4.17.1 总则

在现场安装的底座以及泵的支座应设计成能够承受住 4.6 给出的泵短管上的外力而不会发生超过联轴器制造商/供货商规定的轴不对中性,并能将其他机械力(例如不均匀热膨胀和管路水力推力)引起的不对中性减至最小。底座可以用各种材料制造。

4.17.2 卧式泵的底座

4.17.2.1 如有必要,底座应能汇集和排放泄漏液。当规定采用四周带泄液边缘的底座时,应在泵附近的隆起唇缘上攻出泄液孔接头(螺纹直径最小 25 mm),并应设置得能使液体有效泄尽。底座槽面或底座的上表面应以每米 8.5 mm(最小)的坡度向泄液一端倾斜。

4.17.2.2 除非另有商定,底座应在泵和驱动机的下面伸出。

4.17.2.3 所有供固定泵和电动机使用的安装垫应完全加工平直和两面平行以利设备安放。与垫对应的表面经机械加工后应在同一平面内,偏差在每 1 m(垫尺寸)不大于 0.2 mm。

底座上的所有驱动机组垫均应进行机械加工以便可以在驱动机组垫下面装入最小厚度 1.5 mm 的填隙片(组)。如系泵制造商/供货商提供驱动机,应包括一套最小厚度 3 mm 的不锈钢填隙片束。如果不是泵制造商/供货商安装驱动机,仍须将驱动机的垫加工好,但不钻出孔,也不提供填隙片束。所有填隙片均应叉在拧紧的螺栓上。

4.17.2.4 焊接底座的底面在泵和驱动机支座下方处应焊上若干横梁补强,横梁形状应做成使梁能牢靠地卡住在灰浆之中以防止底座向上串动。

4.17.2.5 如有可能,单级悬臂、IEC 机座电动机驱动的泵最好应有标准化尺寸。对轴向吸入单级底脚安装的泵,底座尺寸参见 GB/T 5660。底座可以按灌浆设计也可以按不灌浆设计。

4.17.2.6 如底座须灌浆,在底座的每个灌浆分隔区内应至少设置一个有效面积不小于 0.01 m^2 且各向尺寸均应不小于 80 mm 的灌浆孔,这些灌浆孔应设在可使灰浆灌满底座下面的整个空腔而又不会形成气袋的位置上。每一分隔区还应设置最小直径为 13 mm 的放气孔。对中间凹下灰浆槽底座,灌浆孔口应在靠近槽的高位处。如果可行,孔口应是便于进行灌浆,即使是在安装了泵和电动机的情况下。在接液盘区域内的灌浆孔四周应有隆起的唇缘。此外,如灌浆孔是在液体可能撞击的区域内,还应加上金属灌浆孔盖。

4.17.2.7 不灌浆底座应有足够的刚性经受住 4.6 所述的负荷(指在独立式安装或不灌浆而用地脚螺栓紧固在基础上的安装条件下的负荷)。

4.17.2.8 如采购商或制造商/供货商有规定,输送热流体的沿中心线支承泵的支座应设计成带补充冷

却以保持对中心。

4.17.2.9 对功率在 150 kW 以上的驱动机组，每个驱动单元都应设置对中用定位螺钉以便于进行纵向和横向水平调整。安装这些定位螺钉的支耳应附在底座上，并使它们不妨碍驱动单元的安装或拆卸。

4.17.2.10 如采购商有规定，应在底座的外周边间隔排列地设置垂直调平螺钉使底座稳固。螺钉的数量应足够多，以支撑底座、泵和驱动机的重量而不会产生过度变形；并且在任何情况下，设置的螺钉数应不少于 6 个。

4.17.2.11 应尽量降低底座上面的泵轴中心线高度。

4.17.2.12 如采购商有规定，在驱动装置(驱动机和齿轮传动装置)每一端的中心线正下方应有最小是 50 mm 的垂直净空，供插入液压千斤顶用。

4.17.2.13 如采购商在数据表上指明要环氧灌浆，制造商/供货商应对安装板的所有灌浆表面先进行预涂处理：用催化环氧树脂底漆涂在除去油污的清洁金属面上。

4.17.2.14 工作温度比环境温度高出 170 ℃ 的所有双支承泵和多级泵，均应设计成沿中心线安装的结构，并应在泵脚和底座支架之间设置横向和纵向导槽，使在温度瞬变时能保持精确的水平对中。

4.17.3 立式泵的底座

4.17.3.1 双壳体立式泵应采用钢质安装座板直接连接在外壳或筒体上。基础螺栓不应被用来紧固承压的法兰接头。最好但不强制采用单独的基础安装法兰。

4.17.3.2 单壳体立式泵应有制造商的标准安装布置。

4.17.3.3 如采购商有规定，每一驱动装置单元(驱动机和齿轮传动装置)至少应设置 4 个对中定位螺钉以便进行水平位置调整。

4.18 专用工具

任何由泵制造商/供货商专门设计的并且只供装配和拆卸泵用的工具必须由泵制造商/供货商提供。

5 材料

5.1 材料的选择

5.1.1 材料通常规定在数据表中。如果材料是由采购商选择的，但泵制造商/供货商认为别的材料更为合适，则应由制造商/供货商根据数据表上所规定的工作条件将这些材料作为替代材料提出。

采购商和制造商/供货商应商定用于危险性液体的材料。输送可燃性液体泵的承压零件不应使用无塑性材料。

对高温或低温应用场合(亦即高于 175 ℃ 或低于 −10 ℃)，泵制造商/供货商还应适当考虑泵的机械设计。有关密封用材料见 4.13.3.3。

5.1.2 投标书中应对材料标出适用的材料标准代号(参见表 E.1)。如无这样的标准代号可用，应将制造商/供货商的材料规范列在投标书中，并给出材料的物理性能、化学成分和试验要求。

5.1.3 制造商/供货商应规定为保证材料满足使用要求所必需的选定试验和检验项目。投标书中应列出这样的试验和检验项目。采购商也应考虑规定附加的试验和检验项目，特别是对关键的使用场合。

5.1.4 泵的材料应按下列 a)～c)加以分类：

a) 双壳体泵的外层压力壳零件材料应是碳钢或合金钢；

b) 输送可燃或有毒液体泵的压力壳零件材料应为碳钢或合金钢；

c) 其他使用场合可用铸铁或其他材料结构。

5.1.5 如奥氏体不锈钢制成的零件要进行焊接组合、表面硬化、堆焊或焊补和承受原动流体或流程流

体的作用，或处于会引起晶间腐蚀的环境条件下时，应采用低碳或稳定化的奥氏体不锈钢品种。

5.1.6 材料、铸件检验标准以及每一种焊接质量应符合有关的国家标准。

5.1.7 如采购商有规定，制造商/供货商应提供由供应材料的熔料（热态）取得的压力壳零件的化学和机械性能数据。

5.1.8 采购商应详细说明流程流体中以及环境中存在腐蚀的情况，包括含有可以引起应力腐蚀裂纹的成分。

5.1.9 没有标出材料标号的次要零件（螺母、弹簧、密封垫片、垫圈、键等）应具有与同样环境条件下已有规定的零件相当的耐腐蚀性。填料或机械密封区里的轴和轴套间的垫片或密封材料应由制造商/供货商进行检验证明满足使用条件。

5.1.10 如果使用由 18-8 不锈钢或具有类似咬合倾向的材料制成的配对零件（例如，螺柱和螺母），应先用一种适宜的防卡塞润滑剂将它们润滑后再进行装配。

5.1.11 暴露在湿 H_2S 气体（包括微量的）中使用的结构件如压力壳、驱动轴、平衡活塞、叶轮和连接螺栓应采用屈服强度超过 620 N/mm^2 或洛氏硬度超过 C22 的材料。对焊接组合件如有必要应进行消除内应力处理使焊缝和热灼伤区均能满足屈服强度和硬度要求。采购商应有责任详细说明介质中存在这类腐蚀剂的情况。

5.2 铸件

5.2.1 制造商/供货商应在数据表中规定铸件的材料牌号。

5.2.2 铸件应是优质的，无缩孔、砂眼、裂缝、铁鳞、气孔及类似有害缺陷。铸件表面应经喷砂、喷丸、酸洗或任何其他标准方法进行清洁处理。所有的铸模分箱飞边、浇冒口残留均应切除、锉平或磨平。

5.2.3 铸件中的铸造撑子应尽量少用。撑子应清洁无锈蚀（允许电镀），其成分应与铸件相容。

5.2.4 铁类和有色金属类压力壳铸件不得使用锤击、塞堵、熔融或浸注方法进行修补。如果材料规范准许对铸件进行焊补，则应按照该规范的规定进行补焊。除非另有规定，应当按照检查铸件所使用的相同质量标准检查焊补件的质量。

5.3 焊接

5.3.1 压力壳上的管路接头应按以下 a)～c)的规定进行安装：

a) 吸入和排出短管应采用全焊透焊缝焊接上。不允许进行不同金属的焊装。采购商应规定是否需要对短管焊缝进行磁粉探伤或着色渗透检查。

b) 焊接在合金钢壳体上的辅助管路应采用具有与壳体相同标称性能的材料或低碳奥氏体不锈钢。经采购商核准也可以采用与壳体材料和预定使用要求相容的其他材料。所有焊接件均应按照有关材料标准进行热处理。如果做不到这点，则应按照有关材料规范在焊接时采取相宜的预防措施。焊接在壳体上的辅助管路末端应是法兰的，除非采购商规定要在现场对它进行焊接。

c) 如采购商有规定，在焊接之前，应将拟用的接头设计提交采购商核准。图纸上应表示出焊缝设计、尺寸、材料以及焊前和焊后热处理要求。

5.3.2 所有管路和压力壳零件的焊接均应由考核合格的操作人员按合格的工艺程序来完成。焊接资格要求应由各方商定。有关补焊的规定见 5.2.4。

5.4 材料检验

5.4.1 如有必要或如采购商有规定，应按照商定的国家标准进行各项材料试验（焊缝或材料的 X 射线照相、超声波、磁粉探伤或着色渗透检查）。

5.4.2 如采购商有规定，所有热处理和 X 射线照相（全部做出识别标记的）无论是在正常制造过程中所

作的还是作为修补程序一部分而作的，其记录均应保存5年以备采购商审核。

5.4.3 如需要用5.4.1所规定的方法进行检验，采购商和制造商/供货商应商定缺陷的可接受程度。如果缺陷超过商定的限度，应按补焊之前通过附加检验所确定的将缺陷降低以符合商定的质量标准。

5.4.4 对工作温度－30 ℃以下的应用或如采购商规定了需在低环境温度下使用，各种钢在最低规定温度下的冲击强度应足以适合有关的最小韧性标准要求，对有关标准未涉及的材料和厚度，采购商应在数据表上规定要求。

6 工厂检查和试验

6.1 总则

6.1.1 采购商可以要求进行下述任一项或全部项目的检查和试验并且如有这样的要求，应将检查和试验项目规定在数据表中(参见附录C)。这些检查和试验可以是见证的或书面证实的。见证检查和试验的读数记录表应由检查人员和制造商/供货商代表签字。检查证明书应由制造商/供货商的代表发给。

6.1.2 如规定要进行检查，应准许采购商的检查人员进入制造商/供货商的工厂并给予必要的方便和资料，使其能圆满地完成检查。

制造商/供货商应保存一份完整而详细的，各种最终试验的清单并应备齐必需份数的复制件，清单中应包括被确认是正确无误的试验曲线和数据。制造商/供货商应在采购商检查之前完成所有各项运转试验和机械检查。

6.1.3 对工厂试验的验收，并不代表可以解除保证泵在规定工作条件下的性能方面对制造商/供货商的要求。而检查本身也不会减轻制造商/供货商所负有的任何责任。

6.2 检查

6.2.1 为尽量减轻采购商的检查工作，可规定制造商/供货商有责任向检查人员提供所有规定的材料合格证，以及证实技术条件的要求和合同得到满足的工厂试验数据。

6.2.2 如采购商规定了要进行工厂检查，除非另有商定，所有的承压零件表面均应待检查完成后再进行涂漆。

6.2.3 如采购商规定了要进行工厂检查，可以要求举行采购商和制造商/供货商会议，以协调制造见证点和检查人员的来访。

6.2.4 可以要求进行下列几种检查：

a) 装配前零部件检查；
b) 试验运转后内部检查；
c) 安装尺寸；
d) 辅助管路和其他附件；
e) 铭牌信息核实(见4.15.2)。

6.3 试验

6.3.1 总则

6.3.1.1 采购商应规定他要求参与试验的程度：

a) “见证试验”即是须在生产计划表中排定一个见证点，并在有采购商参加的情况下进行试验。通常这意味需要作双重试验。

b) “观察试验”即是需要向采购商预先通知试验时间安排的一种试验。然而试验是按计划排定的时间进行的，而且如果采购商未如期到场，制造商/供货商可以继续进行下步作业。因为只安排一次试验，采购商应预计会在工厂停留比见证试验长的时间。

6.3.1.2 通常立式泵应以完整的组装件进行试验。对只装上叶轮和导流壳的泵进行的试验不能予以验收。如果由于泵的长度缘故实现不了整个组装件试验，泵制造商/供货商应随投标书提交变通试验方法。

6.3.1.3 采购商应规定是否需要对泵进行以下 a)～f)规定的任一项试验：

a) 如 6.3.3 所述的水压试验；

b) 如 6.3.4 所述的性能试验；

c) 如 6.3.5 所述的 NPSH 试验；

d) 如 6.2 所述的工厂检查；

e) 如不必满足 6.3.4.7 的要求，在运转试验后拆开、检查和重新装配输液端；

f) 这里未列举或未规定的其他试验，以及在询价单和订单中加以完整叙述的其他类型检查。

此外，采购商还应规定这些试验是见证试验还是观察试验。

6.3.2 材料试验

如采购商要求，可以得到下列几种检验证明书：

a) 化学成分：根据制造商/供货商的标准技术规范或每次熔料的取样化验；

b) 机械性能：根据制造商/供货商的标准技术规范或每次熔料和每次热处理的取样试验；

c) 如适用，晶间腐蚀的敏感性；

d) 无损检验，例如渗漏、超声波、着色渗透、磁粉探伤、X 射线照相、光谱检验。

6.3.3 水压试验

6.3.3.1 每一压力壳(如 3.31 所定义的)均应按照以下 a)～c)规定的标准以环境温度下(对碳钢最低为 15 ℃)的清水进行水压试验：

a) 径向和轴向剖分壳体(所有材料)应以至少是最大允许工作压力 1.5 倍的压力进行试验；

b) 双壳体泵、卧式多级泵，以及经采购商核准的其他特殊设计的泵，可以以适当的吸入压力分段进行试验；

c) 辅助设备，包括受到泵输流体作用的管路应以至少是最大允许工作压力 1.5 倍的压力进行试验；

除非是在高温下进行水压试验，否则即使经受试验的零件，是在对应材料强度较室温下的该材料强度低的温度下工作的，水压试验的压力仍应是室温下的最大允许壳体压力的 1.5 倍。数据表应列出实际水压试验的压力。

6.3.3.2 轴承、填料函、支座、油冷却器等的冷却通道和夹套应以它们最大允许工作压力 1.5 倍，但最小为 0.3 MPa 的试验压力进行试验。

6.3.3.3 试验应持续一段足够长的时间以便可以全面地检查受压状态下的零件。如果在最少为30 min 的时间内，没有观察到壳体或壳体连接处有任何渗出或泄漏，即可认为水压试验结果满意。对大而重的壳体可以要求更长些试验时间，应由制造商/供货商和采购商共同商定。允许存在经过内部隔板(它是试验分段的壳体及开动试压泵以保持压力所需要的)的泄漏。

6.3.3.4 如果规定了要对装配好的整台泵进行任何水压试验，应避免如填料密封、机械密封等这类辅助附配件发生过度应变。

6.3.4 性能试验

6.3.4.1 除非另有规定，制造商/供货商应在工厂里对泵进行足够长时间的试验运转，以得出包括扬程、

流量和功率在内的至少有5个性能点的完整试验数据。这5个数据点须经采购商和制造商/供货商商议确定，但通常是取零流量、最小连续稳定流量、介于最小流量和额定流量之间的流量、额定流量和110%额定流量这5点。

6.3.4.2 采购商和制造商/供货商应商定非清洁冷水试验液体和特殊工作条件(例如高入口压力)下的性能换算方法。

6.3.4.3 如果存在任何严重超载可能性，则不可以使用采购商的驱动机进行泵的工厂试验。

6.3.4.4 如泵的密封及密封元件与水相容，泵应装上全部密封进行试验。使用双重密封或串联密封的石油用泵，应在它的两个密封之间供入清洁的烃油密封流体或清水。

6.3.4.5 工厂试验时泵的运转应无任何轴承过度发热或其他显示不良运转状态的迹象，例如汽蚀引起的噪声。

6.3.4.6 如果工厂试验后需要拆开泵只是为了车削叶轮以符合扬程容差，则对型式数$k \leqslant 1.5$(型式数k的定义见GB/T 3216)泵不需要重新试验，除非扬程降低值超过8%。工厂试验时的叶轮直径连同最终叶轮直径应一起记录在经确认的工厂试验性能曲线图上，该曲线图上画有试验的工作特性曲线和车小叶轮直径后计算的特性曲线。

6.3.4.7 如果是因为要作某些其他修正，例如改善效率、NPSH或机械运转状况而必须将泵拆开，则最初的试验结果即不能适用，而应在完成这些修正之后再进行最终工厂试验。

6.3.4.8 水力性能试验应按照GB/T 3216进行。

6.3.4.9 如果购货订单上有规定，在进行性能试验时还应附加检查振动(见4.3.2)、轴承温度和密封泄漏的情况。

6.3.4.10 如果要求作噪声试验，应按照GB/T 3767和JB/T 8098或根据采购商和制造商/供货商间的协议执行。

6.3.5 NPSH试验

6.3.5.1 一般应取下述4个流量点的NPSHR数据：最小连续稳定流量、介于最小流量和额定流量之间的流量、额定流量和110%额定流量。

6.3.5.2 最好是用闭式回路试验NPSH，如双方同意也可以用吸入阀节流或改变入口液位的方法。

6.3.5.3 NPSH试验应按GB/T 3216进行。

6.4 最终检查

必须进行一次最终检查，按照购货订单查对供货范围是否正确齐全，包括查对零部件标识、涂漆和防锈处理以及文件交付情况。

7 发运准备

7.1 总则

7.1.1 在完成设备的全部试验和检查并通过采购商验收之后即可准备发运。

7.1.2 3级或3级以上的多级泵在工厂运转试验之后应拆开进行检查，所有内部零件如果不是由耐腐蚀材料制成的应涂上合适的防锈剂再进行装配，单级和两级泵在工厂运转试验之后不必再拆开，只要所有内部零件都是涂上合适的防锈剂的并将泵(包括填料函)完全放空和干燥即行。除非尺寸和外形不适合，否则所有的泵均应是完全装配好的进行发运。在这样的情况下，制造商/供货商必须提供足够的装配用资料。

7.1.3 设备应根据规定的运输方式作好相应的准备。发运准备工作应使设备能适合从装运之日起为期6个月的室外贮存要求，即在此期限内，设备除了检查轴承和密封外，不需再作任何拆卸即可投入使

用。如果采购商打算贮存更长些时间，一定要同制造商/供货商商量有关应遵循的推荐保管方法。

7.2 轴封

如果没有另外的商定，则：

a) 软填料应单独装运，供在现场安装。这种情况下，"填料函未装填料"的警告标签应牢固地附着在泵上。

b) 机械密封和密封端盖应安装在泵里发运，并且应是清洁、有润滑的(如有必要)和作好首次使用准备的。

7.3 运输和贮存的准备

7.3.1 装运之前应将所有用不耐环境腐蚀的材料制成的内部零件中的积液放空，并用去水防锈剂进行防锈处理。

7.3.2 所有受大气腐蚀的外露表面，除了机械加工表面以外，均应涂上一层制造商/供货商的标准油漆或按照规定加面层。对立式泵的看不见的表面，不论是否沉没在液下，其保护方法须由制造商/供货商和采购商共同商定。

7.3.3 所有外露的机械加工表面均应涂以合适的防锈涂料。

7.3.4 轴承和轴承箱应使用与润滑剂相容的防锈油加以保护。"启动之前须向油润滑轴承箱内注油至合适的油位"的警告标签应牢固地附着在泵上。

7.3.5 有关防锈剂及其去除方法的说明应牢固地附着在泵上。

7.3.6 为使设备在到达工作现场后至启动前这段期间内保持贮存准备措施的完好，制造商/供货商应向采购商提供必要的说明。

7.4 运输过程中旋转件的固定

为避免轴承在运输过程中因振动而遭损坏，应根据运输的方式和距离，以及转子的质量和轴承设计，按不同要求对旋转零部件进行固定。此种情况下，应牢固地附上警告标签。

7.5 孔口

所有通向压力室的孔口应装上耐风雨侵蚀的封堵件，封堵件应坚实，足以经受住意外损坏(另见4.5.3)。夹套封堵件不能起承压作用。

7.6 管路和管路附件

必须采取各种防护措施，保证小管路及管路附件不会在运输和贮存过程中遭受损坏。

7.7 标识

泵和所有随泵供应的散装零部件，应标上规定的识别号，标识应清晰易辨认和耐久。

7.8 安装说明书

应封装一份制造商/供货商的标准安装说明书复制件随泵发运。

8 责任

8.1 设备零部件的制造商/供货商对设计、制造质量和提供无缺陷的材料负责。

8.2 设备制造商/供货商对设备在数据表中所规定的所有各种工作条件下具有满意性能负责。

8.3 采购商对正确规定数据表中的工作条件负责。

8.4 采购商对设备的贮存、安装、运行和维护负责。

注：由采购商决定或需由采购商和制造商/供货商共同商定的内容，参见附录J。

附 录 A
（资料性附录）
询价单、投标书、购货订单

A.1 询价单

询价单应包括填完标◤技术信息的数据表。

A.2 投标书

投标书应包括下列技术信息：
——填完标“×”信息的数据表；
——初步设计外形图；
——典型装配图；
——特性曲线。

A.3 购货订单

购货订单应包括下列技术信息：
——填完的数据表；
——必需的文件。

附 录 B
（资料性附录）
订货之后的文件提供

B.1 应在商定的时间按商定的份数向采购商提供下列经审查合格的文件复制件。任何特殊形式或类型文件的提供应是协议的内容。

B.2 通常提供的文件应包括：

——数据表；

——标有尺寸的外形图；

——使用说明书，包括有关安装、试运转（为首次启动准备）、运行、停机、维护（检查、保养和维修）方面的说明，包括附有零件明细表、运转间隙等的装配图，以及必要时还有针对特定工作条件的专门说明；

——性能曲线；

——备件明细表。

B.3 提供的文件须清楚地标出以下识别号：

——项目号；

——购货订单号；

——制造商/供货商订货号。

附 录 C
（资料性附录）
离心泵——数据表

如有要求或需要使用数据表，下述离心泵数据表适用于：

——采购商询价、订货和合同处理；

——制造商/供货商投标和制造。

部件的技术要求按照本标准的规定。

设备的各个组成部分的技术规范应依照本标准。

为使书写或打字有较大的空间，数据表可以扩大和分成两页，但在所有情况下行号必须与标准数据表一致。

填写数据表说明：

——需要的信息须在适合的栏内用十字叉（×）标明；

——标有◤记号的行应由采购商询价时填写；

——空白栏可用来简述需求的信息，也可用于填写修改标志表示已插入了信息或已对信息作了修改；

——为便于传递指定的行和栏位中的信息，可利用下列表解。

三栏行

		第1栏		第2栏		第3栏	
29	×		×		×		29
		示例：第29/2行 栏号 行号					

二栏行

		第1栏		第2栏	
55	×		×		55
		示例：第55/1行 行号 栏号			

一栏行

7	×		7
		示例：第7行 行号	

下面对那些被认为不是普遍能理解的专用术语给出较为详细的解释(见表C.1)。

表C.1 个别术语的说明

行	术 语	说 明
1/1 2/1	装置	装置类型、安装、运行、建筑或其他方面特点
1/2	使用	工作任务,例如:锅炉给水泵、废水泵、消防水泵、循环水泵、回流泵等
2/2	技术条件类别	例如:GB/T 16907
3/2 4/2	驱动机	如果不是直接驱动,须用"附注"给出有关信息
5/1 6/1	采购商	公司名称
5/2 6/2	制造商 供货商	公司名称
7	现场条件	例如户外或室内安装,其他环境条件
8/1	液体	流体的一种相当准确的名称。当流体是混合物时,应用"附注"给出成分分析
8/3	额定 正常流量时有效NPSH	规定有效NPSH时,可能需要考虑非正常工作条件
9/1	固体物含量	流体中固体物成分连同其颗粒大小、颗粒数量(以液体的质量分数表示)、颗粒形状(球形、立方形、椭圆体形)和固体物密度(kg dm^3)以及其他特殊性质(如磁性固体物的成团趋向)一起用"附注"加以说明
10/1	腐蚀剂	液体的腐蚀性物质成分
12/2	入口表压	工作时的最高入口压力,例如,由于液位改变、系统压力改变等引起的
13/3	最大泵轴功率	额定叶轮直径、规定的密度、黏度和转速时的泵的最大功率需求
14/3	最大泵轴功率	最大叶轮直径、规定的密度、黏度和转速时的泵的最大轴功率需求
15/3	驱动机额定输出功率	确定此值时须考虑: a) 泵的功能和工作方式; b) 性能曲线上工作点的位置; c) 轴封处摩擦损失; d) 机械密封循环流量; e) 介质性质(固体物含量、密度、黏度)
16/1	危险性	例如:易燃性、有毒、有气味、腐蚀性、放射性
16/2	额定扬程曲线最大值	安装的叶轮直径下最大扬程
20/2	减少推力方法	例如:轴向止推轴承、平衡盘/平衡鼓、平衡孔、对置叶轮
21/2	径向轴承	包括内部间隙大小
22/2	止推轴承	包括内部间隙大小
23/2	润滑/供油方式	润滑剂种类,例如油、压力油、润滑脂等 例如油泵、润滑脂泵、油位调节器、润滑脂杯、带观察孔的量油杆等
24/1	叶轮	叶轮形式,例如闭式、开式、单流道式
24/2	轴封	使用附录H的合适标识

表 C.1(续)

行	术 语	说 明
26/2	轴封	对机械密封： ——型式：平衡型(B)；不平衡型(U)；波纹管型(Z)； —— 尺寸：以穿过静环的轴直径为基准的轴或轴套公称直径，以 mm 计(例如 GB/T 5661) 对填料函： ——尺寸：按 GB/T 5661 的密封腔直径
26/3	设计压力	是指辅助管路系统(管路、冷却器等)的设计压力
27/3	试验压力	指辅助管路系统(管路、冷却器等)
33/1	泵体支承	例如：轴中心线支承、底脚支承、轴承托架支承
34/1	泵体剖分	相对于轴而言的轴向、径向剖分
35/3～36/3	驱动机	对于更多的信息，可用单独的数据表或在“附注”的空白处说明
44/2～49/2	机械密封	使用附录 E 的机械密封元件材料代码
46/2～47/2	机械密封	例如：O 形圈
50～52	试验	准备进行各种试验的公司或委托机构，例如采购商及依照什么标准(51)和委托目睹证实试验的机构名称(52)

表 C.2　离心泵——数据表

1	◤ 装置							◤ 使用									1
2								◤ 技术条件类别									2
		需要数量	泵型号规格		制造商家编号			驱动机		项目号							
			卧式[a]	立式[a]				类别	型号规格								
3	工作	◤						◤		◤							3
4	备用	◤						◤		◤							4
5	采购商	询价单号	日期					制造商/供货商	投标书编号		日期						5
6		订单号	日期						合同号		日期						6
7	现场条件	◤															7
	工作条件																
8	◤	液体		◤	流量	额定		m³/h	◤	额定/正常流量时NPSH	可用	/	m				8
9	◤	固体物含量(质量分数)	%	◤		正常/最大	/	m³/h			必需	/	m				9
10	◤	腐蚀剂		◤		最小必需/许可	/	m³/h		泵额定转速			r/min				10
11	◤	磨蚀剂		◤	入口表压	额定		MPa		泵轴功率	额定叶轮直径下		kW				11
12	◤	工作温度(O.T)	℃	◤		最高		MPa			最大叶轮直径下		kW				12
13	◤	工作温度下的密度	kg/dm³	◤	出口表压	额定		MPa		最大泵轴功率			kW				13
14	◤	工作温度下的运动黏度	mm²/s	◤		最高		MPa					kW				14
15	◤	工作温度下的汽化压力(绝压)	MPa	◤	差压,额定			MPa		驱动机额定输出功率			kW				15
16	◤	危险性		◤	额定扬程曲线最大值			m	◤	自吸			是,否				16
	结构特征																
17	◤	基本设计压力	MPa		总间隙	密封环/耐磨板		mm		冷却(C),串联(S) 加热(H),并联(P)		C	H	S	P		17
18		额定压力 泵	MPa 在 ℃			轴瓦		mm									18
19		额定压力 辅助管件	MPa 在 ℃			平衡鼓		mm		泵体							19

表 C.2(续)

20		试验压力			MPa		减少推力方法				轴承						20
21		级数					径向轴承	型号规格			油冷却器						21
22		叶轮	额定直径/安装直径		/ mm		推力轴承				密封室						22
23			最大直径/最小直径		/ mm		润滑/供油方式		/		密封循环冷却器						23
24			型式				轴封	装置型式			密封座						24
25		转向(从泵驱动端看)		泵[b]	顺时针/逆时针			制造厂家		◤	支座						25
26				驱动机[c]	顺时针/逆时针			型号规格			设计压力 MPa						26
27		入口法兰	尺寸	位置				极限压力	MPa		试验压力 MPa						27
28	◤		压力等级和法兰表面加工					静压力	MPa		外部供给	作用流体	L/h	℃	入口/出口 MPa		28
29	◤	出口法兰						动压力	MPa								29
30			尺寸	位置				温度	℃								30
31		放气孔,加工出螺纹					密封管路系统	配置供货者									31
32		放液孔,加工出螺纹										冷却					32
33		泵体支撑				◤	含驱动机的总重量(大约)		kg			加热					33
34		泵体剖分			径向/轴向		涡壳式/导叶式		单流/双流/多流	◤		电气 V	相		Hz		34
附 件																	
35		联轴器	制造厂家			◤	联轴器防护罩供货者			◤	驱动机	供货者					35
36			型号/规格				底座	供	泵/驱动装置/驱动机	◤		安装者					36
37			加长段长度		mm			类型	独立式/灌浆/不灌浆	◤	辅助管路供货者						37
38			供货者			◤		供货者		◤	地脚螺栓供货者						38

表 C.2(续)

材料													
39		泵体			轴套			填料函	填料压盖		39
40		外部联接螺栓			喉部衬套				填料		40
41		泵体垫			机械密封	密封端盖			填料环		41
42		叶轮				节流衬套		联轴器	联轴器体/加长段		42
43		密封环	叶轮				泵侧 大气侧		弹性元件		43
44			泵体			旋转环			防护罩		44
45		耐磨板/衬层				静环		底座			45
46		轴				辅助密封	旋转环	油漆			46
47		壳体衬里					静环				47
48		轴承箱接体				弹簧					48
49		轴承箱				其他金属零件					49

试验										
50	◤	试验	材料	水压	水力性能	NPSH		检查	最终检查	50
51	◤	引用标准								51
52		执行见证试验单位								52

文件提供								
53	性能曲线号	投标书			图纸	安装尺寸		53
54		试验				管路系统	密封	54
55	使用说明书						辅助系统	55
56	备件明细表号					装配	泵	56
57							轴封	57

注 1：标有"◤"符号的行由采购商询价时填写；

注 2：除汽化压力、差压力，其余所有压力均系表压。

[a] 如不适用，划掉；

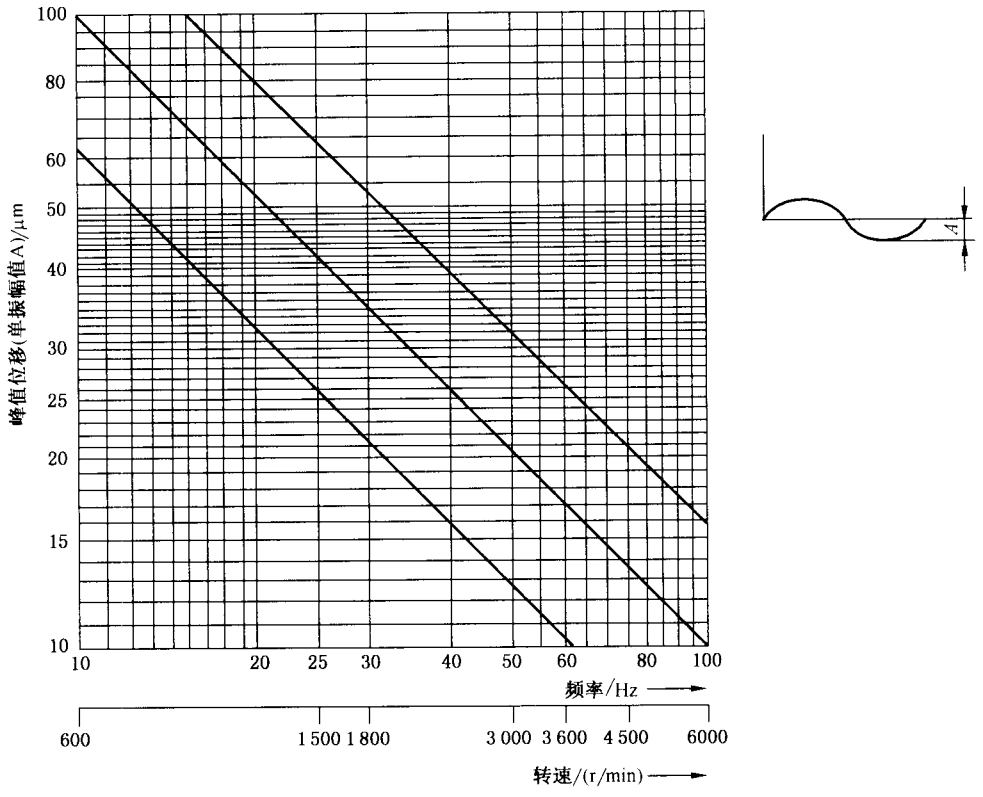
[b] 从驱动机看泵；

[c] 从泵看驱动机。

第 张 共 张 审阅日期 图号

附 录 D
（资料性附录）
峰值位移

图 D.1 所示为振幅、频率和振动速度之间的关系。



注 1：此图是指导性的，它表面在任一不连续频率下（而振动烈度的测量则覆盖一个频带）振幅与转速的关系。

注 2：均方根 rms 的定义见 GB/T 6075.1。

图 D.1 不同均方根速度下单振幅值 A 与转速的函数关系

附 录 E
（资料性附录）
离心泵零件的材料和材料规范

表 E.1 和表 E.2 分别给出了离心泵零件的材料和材料规范及机械密封元件材料代码。除非采购商有规定，表面硬化材料（钨铬钴合金、铬化硼系化合物、碳化钨等）应由制造商/供货商选用。

表 E.1 离心泵零件材料规范

材料	承压零件	锻件	棒材	螺栓和螺柱
铸铁	GB T 9439		—	—
碳钢	GB T 11352	ISO 683-1	ISO 683-1	
铬钼钢	—		—	
5%铬钢	ISO 683-13:1986	ISO 683-13:1986	[a]	[a]
12%铬钢	ISO 683-13:1986，钢种 4	ISO 683-13:1986，钢种 4	[a]	[a]
18-8 不锈钢	[a]	ISO 683-13:1986，钢种 11	[a]	GB/T 3098.6，A2
18-10-2.5 不锈钢	[a]	ISO 683-13:1986，钢种 20	[a]	GB/T 3098.6，A4
青铜	—	—	[b]	GB/T 25775

[a] 相应的国际标准目前尚未发布。
[b] 按 ISO 9905:1994 Amd.1:2011 的规定删除。

采购商也可根据国家标准规定材料。

表 E.2 机械密封元件材料代码

弹顶环端面和座环端面的配合面材料	辅助密封材料[a]	其他元件材料[b]（例如弹簧或波纹管，但密封端盖或轴套不在内）
烧结石墨	**弹性体**	
A=石墨，金属浸渍	P=丁腈橡胶	
B=石墨，树脂浸渍	N=氯丁橡胶	
C=其他石墨	B=丁基橡胶	
	E=乙丙橡胶（E/P 橡胶）	
金属	S=硅橡胶	
D=碳钢	V=氟橡胶	D=碳钢
E=铬钢	K=高氟弹性体	E=铬钢
F=铬镍钢	X=其他弹性体	F=铬镍钢
G=铬镍钼钢		G=铬镍钼钢
K=硬涂层金属	**非弹性体**	
M=镍基合金	T=聚四氟乙烯（PTFE）	M=镍基合金
N=青铜	M=聚四氟乙烯/氟化乙丙烯包覆（PTFE/FEP 包覆）	N=青铜
P=铸铁	A=压制浸渍石棉	T=其他金属
R=合金铸铁		

表 E.2（续）

弹顶环端面和座环端面的配合面材料	辅助密封材料[a]	其他元件材料[b]（例如弹簧或波纹管，但密封端盖或轴套不在内）
S＝铬铸钢 T＝其他金属 **碳化物** U＝碳化钨 U_1＝碳化钨与钴粘结剂 U_2＝碳化钨与镍粘结剂 U_3＝碳化钨与镍铬钼粘结剂 Q＝碳化硅 Q_1＝无游离硅的碳化硅 Q_2＝有游离硅的碳化硅 Q_3＝有游离硅的碳化硅石墨复合物 Q_4＝渗硅碳 J＝其他碳化物 **金属氧化物** V＝氧化铝 W＝氧化铬 X＝其他金属氧化物 **合成材料** Y＝增强聚四氟乙烯 Y1＝玻璃纤维增强聚四氟乙烯 Y2＝石墨增强聚四氟乙烯 Z＝其他合成材料	G＝石墨薄片 Y＝其他非弹性体 **特殊情况** U＝异类辅助密封材料	

[a] 辅助密封是指密封轴对轴套的旋转元件或密封壳体对端盖的静止圈，它们也可以是波纹管。

[b] 详细情况可向机械密封制造商/供货商了解。

附 录 F
（资料性附录）
流体管接头标识代码

下列符号可以用于对泵文件（例如，图纸、说明书和类似的小册子）中或泵本身及其附件上的各种流体、管接头的标识。

标识代码由表 F.1 和表 F.2 中给出的两个字并排联合组成（例如：II＝注入流体入口）。如在一个文件中出现具有相同符号的几个管接头时，则需在符号后添加一个数字加以区别（例如：PM1＝压力测量 1，PM2＝压力测量 2）。

表 F.1 测量装置管接头标识

代 码	种 类	代 码	种 类
F	流量	L	液位
P	压力	V	振动
T	温度	M	测量

表 F.2 辅助装置管接头标识

代 码	种 类	代 码	种 类
F	流体	G	润滑
L	泄漏	E	平衡
B	阻隔（缓冲）	I	入口
I	注入	O	出口
C	循环	F	充注
Q	遏止	D	放液
K	冷却	V	放气
H	加热		

附 录 G
（规范性附录）
作用在短管上的外力和外力矩

G.1 总则

由管路负荷引起的作用在泵法兰上的力和力矩，可以导致泵和驱动机轴的不对中、泵壳的变形和过应力或泵和底座之间的紧固螺栓过应力。

本附录意在给制造商/供货商、安装承包者和泵的用户一种简单的方法，用来校核由泵的管路传递给泵的负荷仍是在允许的极限范围内。管路设计者计算的负荷（力和力矩），与（如本附录对各个泵族给出的）法兰上的最大允许值（是法兰尺寸和安装条件的函数）相比较。

注：此方法是在欧洲泵制造商委员会内进行的并得到管路专家支持的研究和试验结果的一部分。ISO 正在制定关于这一题目的更为详细的国际标准 。

G.2 泵族的确定

根据泵的构造型式和最常用的工作条件已确定了一定数量的泵族。

各个泵族的特性见表 G.1（卧式泵）和表 G.2（立式泵）。

如果某些泵不具有表中提到的特性，制造商/供货商将能够把它们看作是类似于他选择的某一泵族，否则采购商和制造商/供货商须对每一特殊情况签订专门协议。

G.3 允许力和力矩值

G.3.1 每一泵族的最大允许力和力矩值是由基本值乘以被认为是最适合于该泵族的适当系数而确定的。

G.3.2 表 G.3 给出的基本值适用于每一种泵法兰，使用时应考虑随所研究的法兰而变的三条轴线的标识。

G.3.3 在最不利的构造型式情况下每一泵族的轴端位移量最大为 0.15mm。

G.3.4 表 G.3 内的基本值用于各有关泵族时应乘以表 G.4 或表 G.5 给出的相应系数。

G.3.5 表 G.3、表 G.4 和表 G.5 所列的值适用于表 G.1 和表 G.2 规定的材料。对其他材料，这些数值须加以修正，即按材料在适宜温度下的弹性模量比成比例地变化（参见 G.4.3）。

G.3.6 表中示值可以以各个方向上同时或分别为正值或负值应用于每个法兰（吸入和排出法兰）。

表 G.1 卧式泵族特性

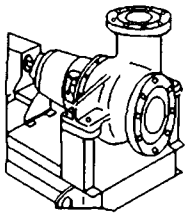
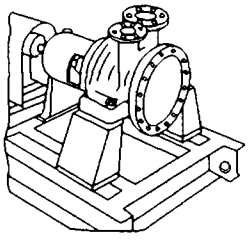
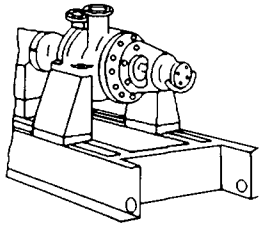
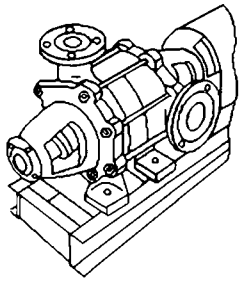
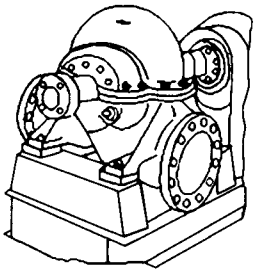
泵族编号和泵级数	简 图	泵使用技术限制			材 料
		允许最高压力 MPa	允许最高温度 ℃	法兰公称通径 DN_{max}	
1 1 级和 2 级		55	430	350	铸钢
2 1 级和 2 级		55	430	350	铸钢
3 1 级和 2 级		55	430	400	铸钢
4A 多级		25	110	150	铸铁
4B 多级		40	175	150	铸钢
5A 1 级和 2 级		20	110	600	铸铁
5B 1 级和 2 级		120	175	450	铸钢

表 G.1（续）

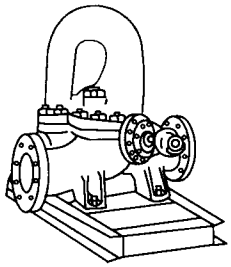
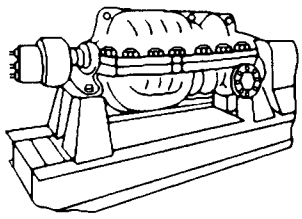
泵族编号和泵级数	简　图	泵使用技术限制			材　料
		允许最高压力 MPa	允许最高温度 ℃	法兰公称通径 DN_{max}	
6 2 级		120	175	450	铸钢
7A 3 级～5 级		150	175	350	铸钢
7B 6 级～10 级					
7C 11 级～15 级					

表 G.2　立式泵族特性

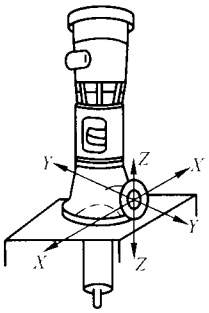
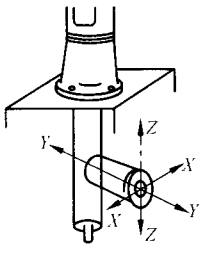
泵族编号	简　图		泵使用技术限制			材　料
			允许最高压力 MPa	允许最高温度 ℃	法兰公称通径 DN	
10A[a,b]		吸入口沉没在液下	20	60	50～600	铸铁
10B[a,b]						铸钢
11A[a]			20	60	50～600	铸铁
11B[a]						铸钢

表 G.2（续）

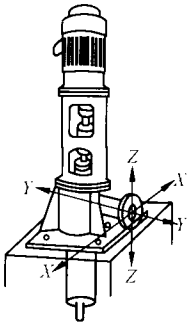
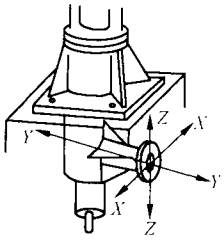
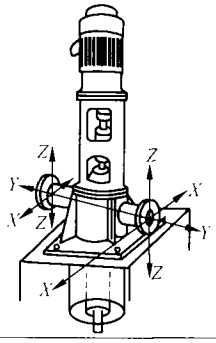
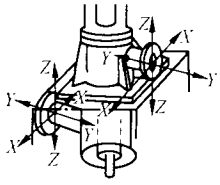
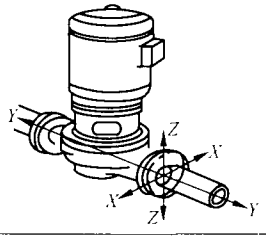
泵族编号	简　图		泵使用技术限制			材　料
			允许最高压力 MPa	允许最高温度 ℃	法兰公称通径 DN	
12A[a]		吸入口沉没在液下	30	0～100	40～350	铸铁
12B[a]			55	−45～250		铸钢
13A[a]			30	0～100	40～350	铸铁
13B[a]			55	−45～250		铸钢
14A[a]			30	0～110	40～350	铸铁
14B[a]			55	−45～250		铸钢
15A[a]			30	0～110	40～350	铸铁
15B[a]			55	−45～250		铸钢
16A			30	110	40～150	铸铁
16B				250	40～200	铸钢

表 G.2（续）

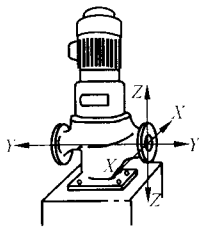
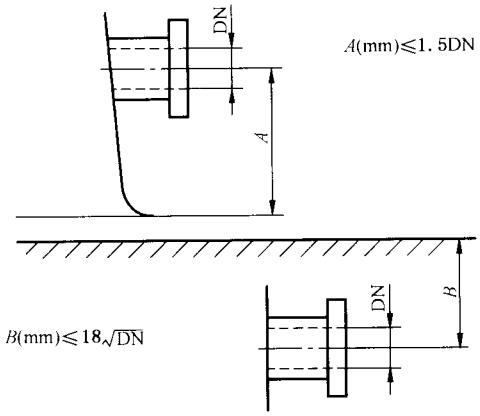
泵族编号	简　图	泵使用技术限制			材　料
		允许最高压力 MPa	允许最高温度 ℃	法兰公称通径 DN	
17A		30	110	40～150	铸钢
17B			250	40～200	铸钢
注：对于允许负荷，焊接钢结构件可视同于铸钢件，只要它们具有相同壁厚、刚性结构。					
[a] 表 G.3 和表 G.5 中 10～15 各泵族的允许力和力矩值仅适用于这样的场合，即受负荷作用的法兰的中心线之间的距离是在下面所述的范围内：  [b] 对 10A 和 10B 族，给出的力和力矩值是基于假定排出弯管与驱动机座架（它本身又是整个泵机组的支承座）成一体的结构。如此配件是分开结构（分为两部分或更多部分）时，表 G.5 中所列的值须除以 2。					

表 G.3 卧式泵和立式泵的力和力矩基本值

	公称通径[a] DN	力 daN				力矩 daN·m			
		F_Y	F_Z	F_X	ΣF	M_Y	M_Z	M_X	ΣM
卧式泵 顶短管 Z-轴	40	100	125	110	195	90	105	130	190
	50	135	165	150	260	100	115	140	205
	80	205	250	225	395	115	130	160	235
	100	270	335	300	525	125	145	175	260
	150	405	500	450	785	175	205	250	365
	200	540	670	600	1 045	230	265	325	480
	250	675	835	745	1 305	315	365	445	655
	300	805	1 000	895	1 565	430	495	605	890
	350	940	1 165	1 045	1 825	550	635	775	1 140
	400	1 075	1 330	1 195	2 085	690	795	970	1 430
	450	1 210	1 495	1 345	2 345	850	980	1 195	1 760
	500	1 345	1 660	1 495	2 605	1 025	1 180	1 445	2 130
	550	1 480	1 825	1 645	2 865	1 220	1 405	1 710	2 530
	600	1 615	1 990	1 795	3 125	1 440	1 660	2 020	2 990
卧式泵 侧短管 Y-轴	40	125	100	110	195	90	105	130	190
	50	165	135	150	260	100	115	140	205
	80	250	205	225	395	115	130	160	235
	100	335	270	300	525	125	145	175	260
	150	500	405	450	785	175	205	250	365
	200	670	540	600	1 045	230	265	325	480
	250	835	675	745	1 305	315	365	445	655
立式泵 与轴成 90°的侧短管 Y-轴	300	1 000	805	895	1 565	430	495	605	890
	350	1 165	940	1 045	1 825	550	635	775	1 140
	400	1 330	1 075	1 195	2 085	690	795	970	1 430
	450	1 495	1 210	1 345	2 345	850	980	1 195	1 760
	500	1 660	1 345	1 495	2 605	1 025	1 180	1 445	2 130
	550	1 825	1 480	1 645	2 865	1 220	1 405	1 710	2 530
	600	1 990	1 615	1 795	3 125	1 440	1 660	2 020	2 990
卧式泵 轴向短管 X-轴	40	110	100	125	195	90	105	130	190
	50	150	135	165	260	100	115	140	205
	80	225	205	250	395	115	130	160	235
	100	300	270	335	525	125	145	175	260
	150	450	405	500	785	175	205	250	365
	200	600	540	670	1 045	230	265	325	480
	250	745	675	835	1 305	315	365	445	655
	300	895	805	1 000	1 565	430	495	605	890
	350	1 045	940	1 165	1 825	550	635	775	1 140
	400	1 195	1 075	1 330	2 085	690	795	970	1 430
	450	1 345	1 210	1 495	2 345	850	980	1 195	1 760
	500	1 495	1 345	1 660	2 605	1 025	1 180	1 445	2 130
	550	1 645	1 480	1 825	2 865	1 220	1 405	1 710	2 530
	600	1 795	1 615	1 990	3 125	1 440	1 660	2 020	2 990

[a] 对公称通径 DN 大于 600 的法兰，其力和力矩值须由采购商和制造商/供货商协议确定。

表 G.4 确定卧式泵力和力矩实际值使用的系数

泵族编号	系数	
	力	力矩
1	0.85	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×1
2	0.85	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×1
3	1	1
4A	0.30	$\sum M$(−500 N·m)×0.35
4B	0.72	$\sum M$(−500 N·m)×0.84
5A	0.40	0.30
5B	1	1
6	1	1
7A	1	1
7B	1	0.75
7C	1	0.50

表 G.5 确定立式泵力和力矩实际值使用的系数

泵族编号	系数	
	力	力矩
10A[a]	0.3	0.3
10A[a]	0.6	0.6
11A	0.1	0.1
11B	0.2	0.2
12A	0.375	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.5
12B	0.75	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×1
13A	0.262	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.35
13B	0.525	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.7
14A	0.375	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.5
14B	0.75	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×1
15A	0.262	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.35
15B	0.525	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.7
16A	0.5	0.5
16B	1	1
17A	0.375	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×0.5
17B	0.75	M_Y, M_Z, M_X(−500 N·m)×1

[a] 表中系数是按最高工作压力 2 MPa 给出的，对比这低得多的压力(因而可以采用薄钢板焊接结构)，系数须与压力成比例降低，直至最低 0.2。这是指极高比转速泵(例如轴流泵)的情况。

G.4 附加可能因素

G.4.1 总则

基本值是针对标准座架泵和正常使用条件给出的。但如果管路设计原理需要，也有可能为用户提供一个基本值增量以简化管路系统的设计和施工。

G.4.1.1 卧式泵

对卧式泵有两类可能因素需要加以考虑：

a) 补强底座，这是制造商/供货商的责任；

b) 安装调整，这是用户的责任：

1) 停用的泵作了或未作重新对中；

2) 预加负荷。

G.4.1.2 立式泵

立式泵中只有 12 B、14 B、15 B、16 B 和 17 B 这几个泵族的泵可以利用这些附加可能因素。但下列可能因素不能利用：

a) 停用的泵作了或未作重新对中；

b) 补强或灌浆底座。

因此适用的附加可能因素为下列几种：

a) 管路预加负荷；

b) 使用加权公式或补偿公式；

c) 上述两种可能因素联合使用。

如果需要利用这些附加可能因素，采购商和制造商/供货商应预先达成协议。

G.4.2 加权公式或补偿公式

如果作用在法兰上的各个(应用)负荷不是全都达到最大允许值，则这些负荷之一可以超过正常限值，只要下列补充条件得到满足：

a) 力或力矩的任一分量须限制在 1.4 倍最大允许值以下；

b) 作用在每一法兰上的实际力和力矩由下式加以控制：

$$\left(\frac{\sum|F|_{计算}}{\sum|F|_{最大允许}}\right)^2+\left(\frac{\sum|M|_{计算}}{\sum|M|_{最大允许}}\right)^2\leqslant 2 \qquad \cdots\cdots(G.1)$$

式中总负荷 $\sum|F|$ 和 $\sum|M|$ 是泵的每个法兰(入口和出口)上负荷值的算术和(入口法兰＋出口法兰)，不考虑它们的代数符号，对计算值和最大允许值均如此。

G.4.3 材料和温度的影响

在没有任何相反说明的情况下，所有的力和力矩值均是针对如表 G.1 和表 G.2 所示的泵族基本材料以及最高温度为 100 ℃给出的。

如温度高于此值以及使用其他材料，这些值应根据它们的弹性模量比作如下修正：

$$\frac{E_{t,m}}{E_{20,b}} \qquad \cdots\cdots(G.2)$$

式中：

$E_{20,b}$——基本材料在 20 ℃温度下的弹性模量；

$E_{t,m}$——选用材料在泵输温度下的弹性模量。

G.5 制造商/供货商和采购商的责任

制造商/供货商应向采购商指明所建议的设备属于哪一泵族。

双方应商定所要使用的底座类型(标准的、补强的、混凝土灌注在基础上的)。

采购商(或安装承包方、工程咨询方等)应计算在所有各种条件下(热态、冷态、停用状态、压力下)在视为被紧固的泵法兰位上施加于泵的负荷。

采购商应查明这些负荷值不超过与选择的泵相适合的表中给出的限值。如超过限值,则必须或是修改管路使负荷降低,或是选择能经受住更大负荷的另一种泵型。

G.6 若干实际考虑问题

G.6.1 泵不是管路系统中一个静止组成部分而是一种精密机械,它的内部有以最小间隙高速旋转的运动部件以及如机械密封这种高精度密封元件。因此,只要可能,使负荷保持在本附录认可的最大限值以内是十分重要的。

G.6.2 本附录是由制造商/供货商和用户为了他们的共同最佳利益基于协商一致联合制定的,因此有必要指出下列建议:

a) 必须精心地进行泵——驱动机联轴器的最初对中(千分表指示的不同轴度在 5/100～7/100 范围内),并应按泵或联轴器制造商的使用说明书指示定期进行检查。

b) 使用有两个活节连接点加长段的加长联轴器始终是更为可取,特别是对大的泵机组和/或系统涉及温度超过 250 ℃的流体时。

c) 管路接头在最初安装时必须严格按照现行安装规程和遵照泵制造商/供货商或管路系统设计方提供的说明书指示来进行。建议每当有可能部分或整个拆卸泵机组时即进行一次检查。

d) 根据涉及的泵的型式以及使用时的温度,在某些情况下,联轴器的最初对中必须在比环境温度高的温度下进行。

如果采取这种解决方法,制造商/供货商和用户就必须十分严格地规定装配条件和联轴器对中性。

G.6.3 立式泵,除了整体的"管道"型外,其特点是有长的或相当长的传动轴,在由每隔一定间距设置的多个套筒轴承支承下旋转,轴承常常采用泵输液体润滑。因此整个旋转组装件的运转平稳性将取决于良好的对中性。这只有当施加于泵法兰上的外部负荷不会引起超过制造商/供货商允许的变形时才有可能得到保证。

这就是为什么在考虑了立式泵设计的固有特性和它们对不对中的敏感性之后本标准将立式泵法兰上的力和力矩值限制在小于卧式泵允许值的水平上的原因。

此外,对于立式泵,目视估定联轴器部位的变形也不像卧式泵那么容易,因为立式泵的电机及其机座常常是紧靠泵的上部相连接。事实上这样的变形只有相对空间某一固定点才能加以证实。由于难以进行核查,因此用户最好是严格遵照制造商/供货商提出的建议执行。

法兰上的负荷过大除了影响泵的良好工作和/或可靠性外,通常还引起:

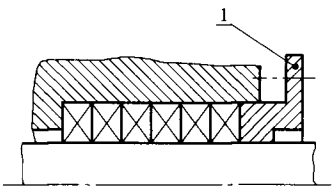
a) 振动幅度大于正常水平;

b) 难以用手盘动停着的泵(工作温度下)的转子,而根据转子的质量本是可以用手盘动的。

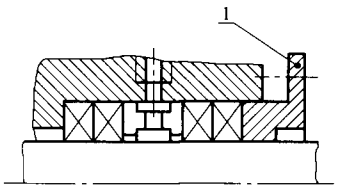
附 录 H
（资料性附录）
密封配置示例

下列图中所示是各种密封配置的原理而非它们的结构详图。

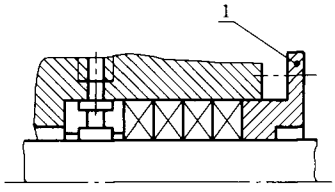
H.1 软填料[1)]（P）



a） P1 软填料



b） P2 有填料环（用于密封、阻隔、冷却液体的注入或循环等）的软填料



c） P3 有填料环的软填料（通常还带有喉部衬套用于冷却液体以及清除沉积物的液体注入和循环等）

说明：

1——填料压盖。

图 H.1 软填料密封配置

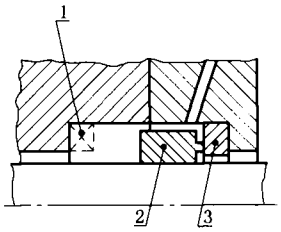
H.2 单端面机械密封[1)]（S）

这些密封可以是：

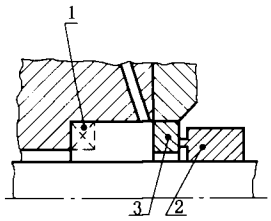
a） 一般为不平衡型（U）（如图所示）或平衡型（B）或波纹管型（Z）；

b） 密封端面有液体注入或循环，或无液体；

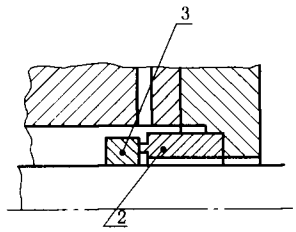
c） 有喉部衬套或没有。



a） S1 内装式



b） S2 外装式



c） S3 旋转座环（配合环）内装式

说明：

1——喉部衬套；

2——弹顶环；

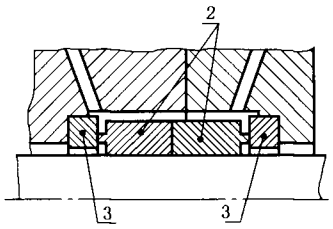
3——座环。

图 H.2 单端面机械密封配置

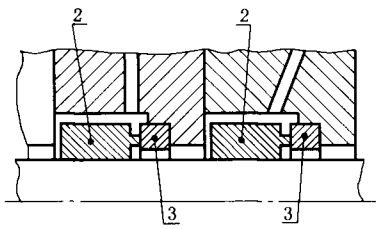
1） 图的左侧表示泵侧，右侧表示大气侧。

H.3 双端面机械密封[1](D)

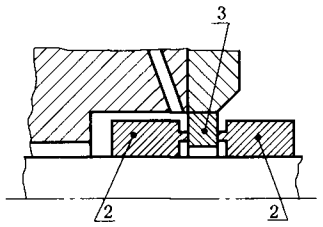
这些密封可以是其中任一个或两个都是不平衡型(如图中所示)或平衡型的。



a) D1 背对背配置



b) D2 串联配置



c) D3 面对面配置[对一个旋转座环(配合环)也可采用同样配置]

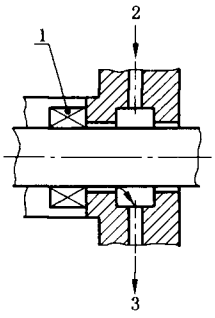
说明:

2——弹顶环;

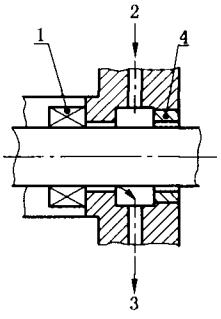
3——座环。

图 H.3 双端面机械密封配置

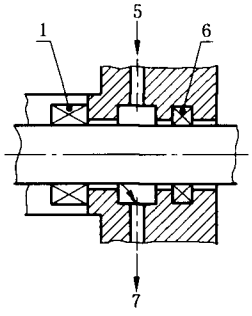
H.4 软填料、单端面和多端面机械密封的遏止装置(Q)



a) Q1 主密封不带节流衬套或辅助密封



b) Q2 主密封带节流衬套



c) Q3 主密封带辅助密封或填料

说明:

1——主密封;

2——非强制性急冷-熄灭流体;

3——泄漏液;

4——节流衬套;

5——强制性急冷-熄灭流体;

6——辅助密封;

7——泄漏液和急冷-熄灭流体。

图 H.4 机械密封的遏止装置

1) 图的左侧表示泵侧,右侧表示大气侧。

附 录 I
（资料性附录）
密封管路系统配置

下列各图中所示是管路系统配置原理图而非它们的结构详图。

I.1 基本管路系统配置形式及适用的密封型式

表 I.1 管路系统配置及密封型式

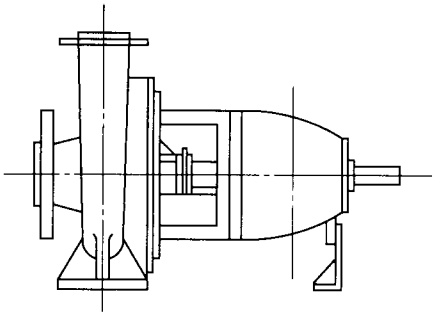
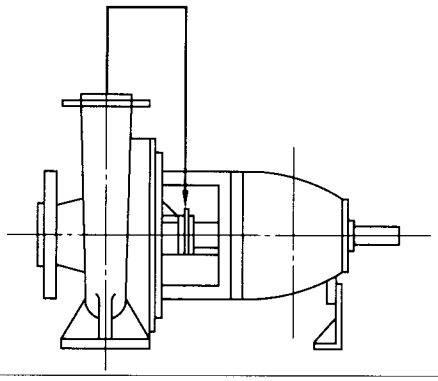
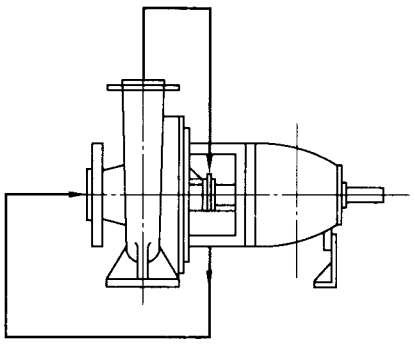
基本配置			适用于			
标识代码	示图	说明	软填料 P	单端面机械密封 S	多端面机械密封 D	遏止装置 Q
00		无管路系统，无循环	×	×		
01		无管路系统，内部循环	×	×		
02		循环流体从泵出口至密封腔（内部返回）	×	×		
03		循环流体从泵出口至密封腔再返回泵入口	×	×		

表 I.1（续）

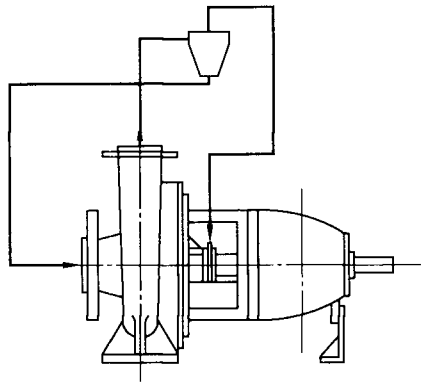
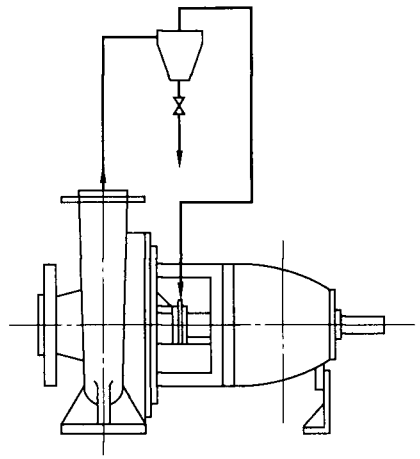
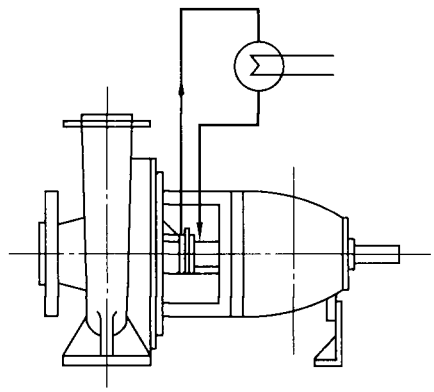
基本配置			适用于			
标识代码	示图	说明	软填料 P	单端面机械密封 S	多端面机械密封 D	遏止装置 Q
04		循环流体经旋液分离器分离（由内部返回），污液管路通至泵入口	×	×		
05		循环流体经旋液分离器分离；污液管路通至下水道	×	×		
06		循环流体藉泵吸装置由密封腔经换热器再返回至密封腔		×		

表 I.1（续）

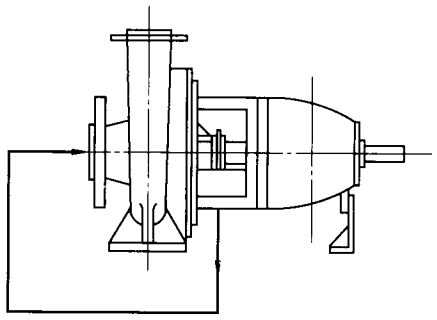
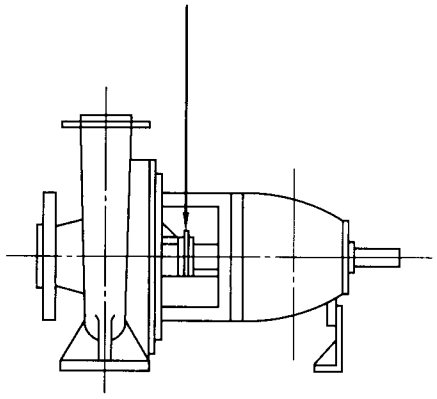
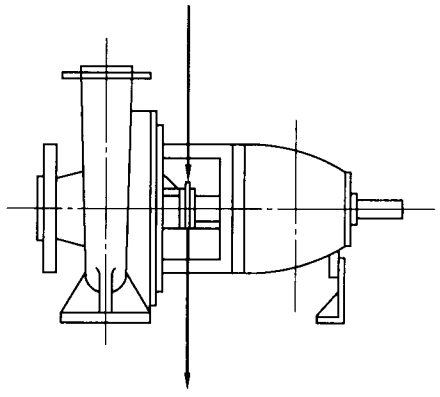
基本配置			适用于			
标识代码	示图	说明	软填料 P	单端面机械密封 S	多端面机械密封 D	遏止装置 Q
07		内部循环流体通至密封处后返回至泵入口	×	×		
08		从外部流体源来的流体 a）通至密封腔并流入泵内； b）通至遏止装置	×	×	×	×
09		外部流体（如注入流体阻隔液）通至密封腔或遏止装置，流出至外部系统	×	×	×	×

表 I.1（续）

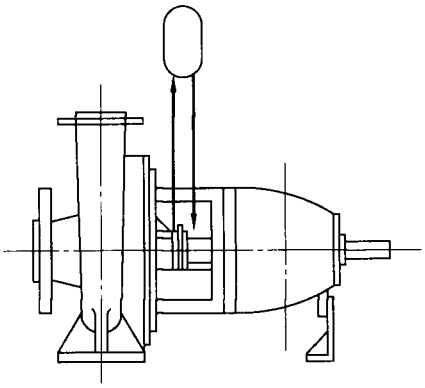
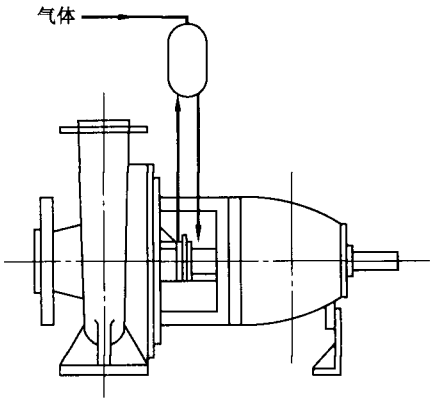
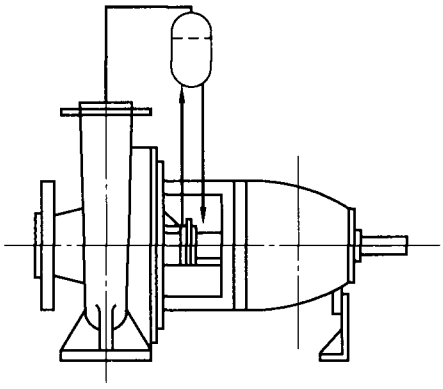
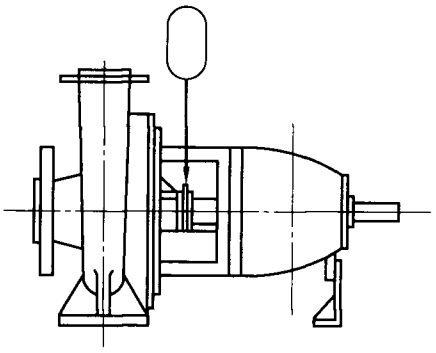
基本配置			适用于			
标识代码	示图	说明	软填料 P	单端面机械密封 S	多端面机械密封 D	遏止装置 Q
10		由高位贮罐供给阻隔流体或遏止流体藉热虹吸管或泵吸装置实现循环			×	×
11		由压力罐供给阻隔流体或遏止流体藉热虹吸管或泵吸装置实现循环			／	×
12		由压力罐供给阻隔液藉热虹吸管或泵吸装置实现循环；压力罐的增压是利用泵排出液体通过增压装置（例如带隔膜罐）实现			×	

表 I.1（续）

基本配置			适用于			
标识代码	示图	说明	软填料 P	单端面机械密封 S	多端面机械密封 D	遏止装置 Q
13		由高位贮罐供给阻隔流体或遏止流体	×			×

I.2 密封管路系统配置的标识

密封管路配置的标识由两部分组成，即表示密封配置型式的一个大写字母(P,S,D,Q)和一个数字(1,2,3,参见附录 H)以及表示基本管路配置的标识代码(01,02,03 等，参见 I.1)(它不代表密封腔的位置)，中间用句号连接。

如管路系统连接有附件，用它们的数字代码(参见 I.3)表示。代码排列顺序与附件在系统中沿液流方向配置的顺序相一致。

当液流的起点和终点均在密封腔时(闭循环)，代码仍按同样顺序排列。

对始于密封腔之前又续于密封腔之后的管路系统配置，密封腔在其中的位置用一破折号代表。

允许将不同的管路配置与不同的密封配置相结合。此时管路配置的标识顺序应与密封配置的标识顺序一致，从泵侧开始(参见标识示例 5 和示例 8)。

当某一种附件是泵或另一种附件的一个组成部分或装在它们的内部时，其代码应用括号括起。

I.3 关于密封管路附件的说明

注：ISO/TC 10 技术制图技术委员会和 ISO/TC 145 图形符号技术委员会对附件符号标准已在考虑之中，有关的参考标准列在"附注"栏中。

表 I.2 密封管路附件图形符号

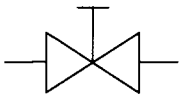
标识代码	符号	名称	附注
10		阀	
11		截止阀	GB/T 20063.6
12		控制压力或流量的手动调节阀	

表 I.2（续）

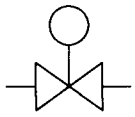
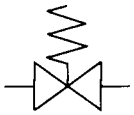
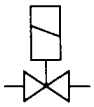
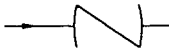
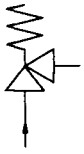
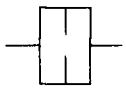
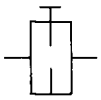
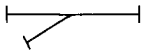
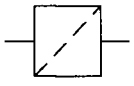
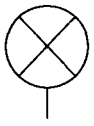
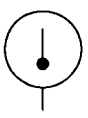
标识代码	符　号	名　称	附　注
13		自动调节阀	GB/T 20063.6
14		压力自动调节阀	
15		电磁阀	GB/T 20063.6
16		止回阀	
17		安全阀	
20		孔板	
21		不可调节孔板	
22		控制流量和压力的可调节孔板	
30		精粗过滤器	
31		粗过滤器	
32		过滤器	GB/T 20063.5
40		指示仪表	
41		压力计	
42		温度计	GB/T 786.1

表 I.2（续）

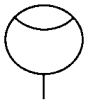
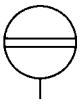
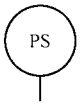
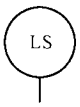
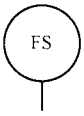
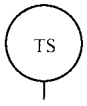
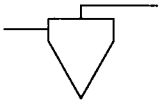
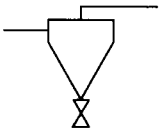
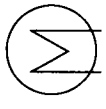
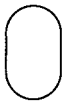
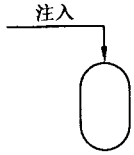
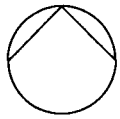
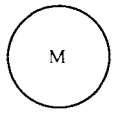
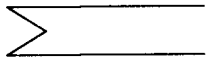
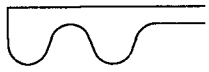
标识代码	符　号	名　称	附　注
43		流量计	GB/T 20063.6
44		液位计	GB/T 20063.6
50		开关	
51		压力开关	
52		液位开关	
53		流量开关	
54		温度开关	
60		器件	
61		旋液分离器	
62		污液管线装有手动调节阀的旋液分离器	
63		换热器	GB/T 16273.2
64		贮液罐	GB/T 20063.6

表 I.2（续）

标识代码	符　号	名　称	附　注
65		带隔膜贮液罐	
66		带增压器贮液罐	
67		带液体注入补给装置的贮液罐	
68		循环泵	GB/T 16273.2
69		电动机	
70		冷却盘管	
71		槽式电热器	

I.4　标识示例

表 I.3　密封管路配置标识

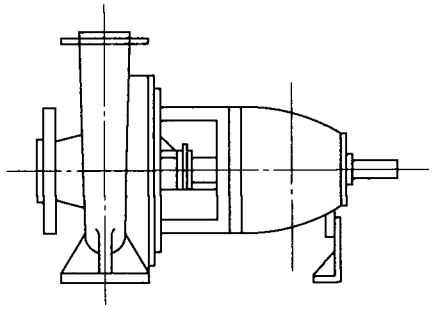
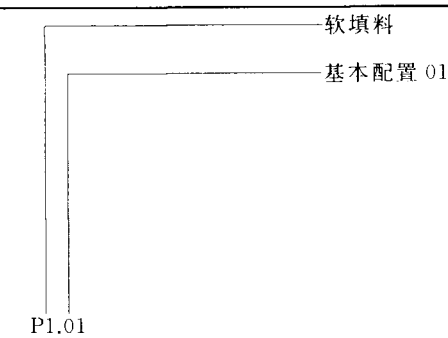
序 号	示　图	标识　　说明
1		

表 I.3（续）

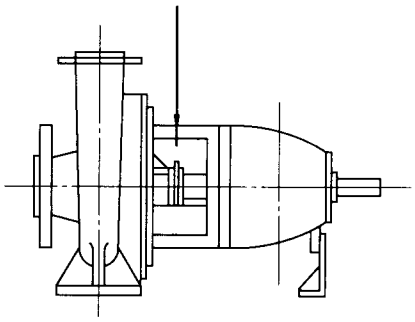
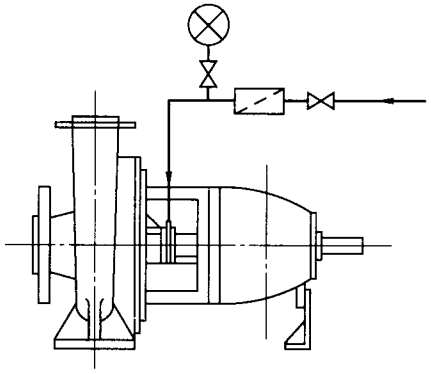
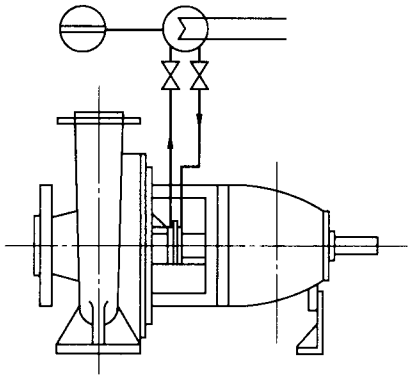
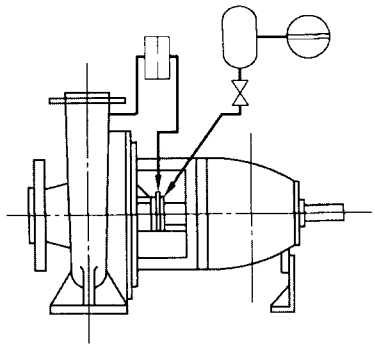
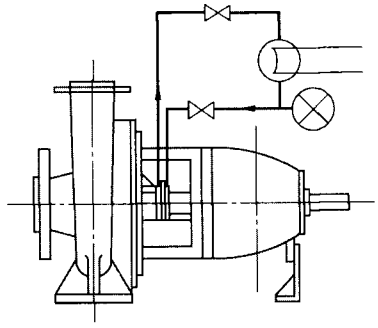
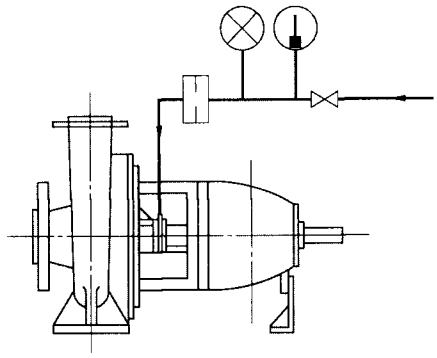
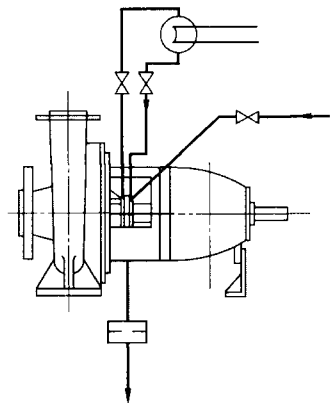
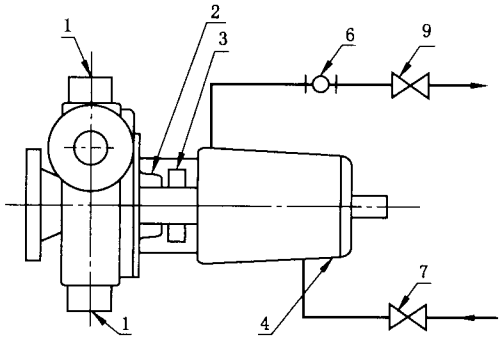
序号	示　图	标识　　说明
2		单端面机械密封 基本配置 08 S1.08
3		单端面机械密封 基本配置 08 手动调节阀 过滤器 截止阀 压力计 S1.08-12.32.11.41
4		双端面机械密封 基本配置 10 隔离阀（自由选用） 贮液罐 换热器（内装） 液位计（内装） 截止阀（自由选用） D1.10-11.64(63.44)11

表 I.3（续）

序号	示 图	标识 说明
5		单端面机械密封 基本配置 02 孔板 遏止装置 基本配置 13 贮液罐 液位计(内装) 截止阀 S1.02-21Q3.13-64(44)11
6		单端面机械密封 基本配置 06 截止阀(自由选用) 换热器 压力计 截止阀(自由选用) S1.06-11.63.41.11
7		单端面机械密封 基本配置 08 截止阀 温度计 压力计 孔板 S1.08-11.42.41.21
8		单端面机械密封 基本配置 06 截止阀(自由选用) 冷却器 截止阀 遏止装置 基本配置 09 截止阀(自由选用) 孔板 S1.06-11.63.11Q3.09-11-21

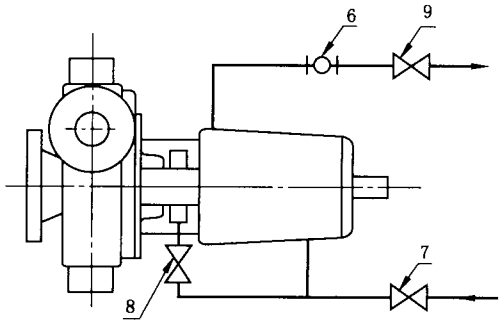
I.5 冷却水管路系统和压力油润滑系统配置

I.5.1 悬臂叶轮泵的冷却水管路系统配置参见图 I.1。



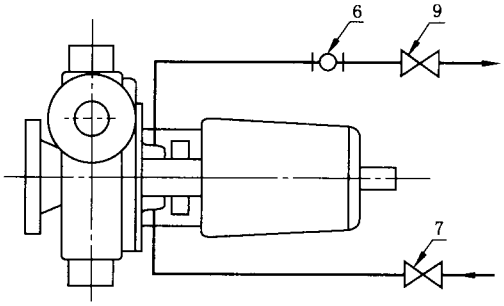
a） 方案 A

冷却水管路通向轴承箱



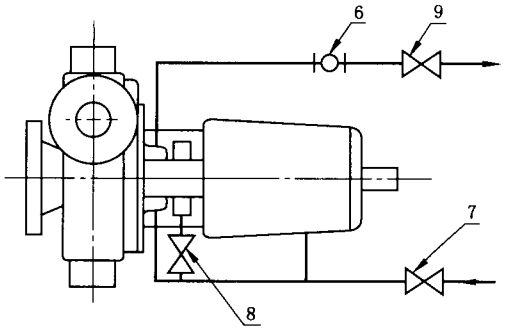
b） 方案 B

冷却水管路通向轴承箱，同时并联通至密封端盖



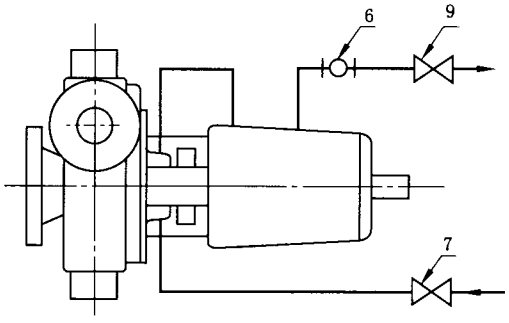
c） 方案 C

冷却水管路通向填料函夹套



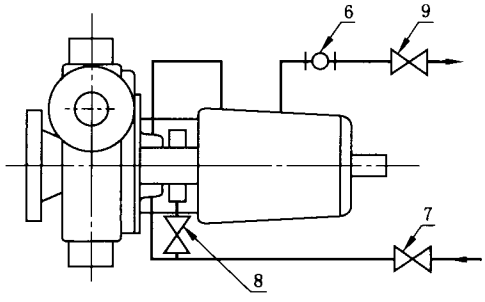
d） 方案 D

冷却水管路通向填料函夹套，同时联通至密封端盖



e） 方案 E

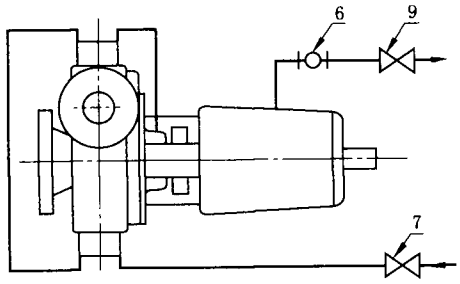
冷却水管路串联通向填料函夹套和轴承箱



f） 方案 F

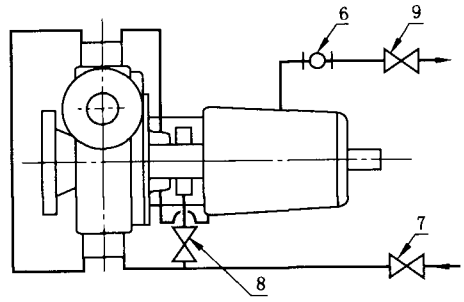
冷却水管路串联通向填料函夹套和轴承箱，同时并联通至密封端盖

图 I.1 悬臂叶轮泵的冷却水管系统配置



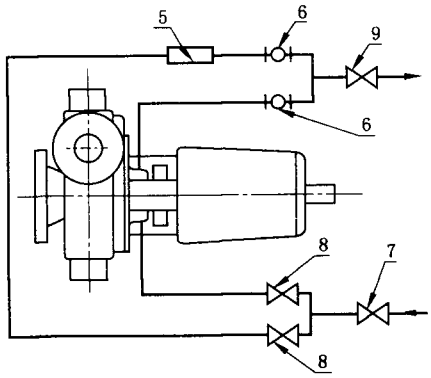
g) 方案 G

冷却水管路串联通向泵支座、填料函夹套和轴承箱



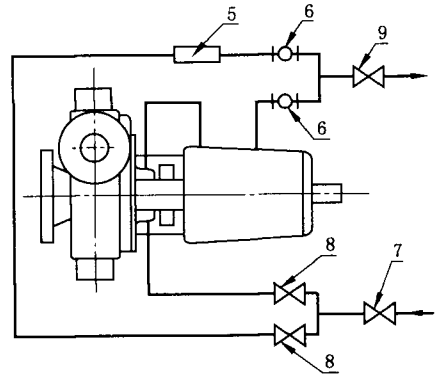
h) 方案 H

冷却水管路串联通向泵支座、填料函夹套和轴承箱，同时并联通至密封端盖



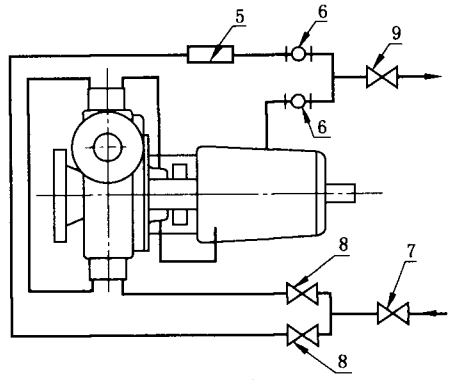
j) 方案 J

冷却水管路通向填料函夹套，同时并联通至冷却器



k) 方案 K

冷却水管路串联通向填料函夹套和轴承箱，同时并联通至冷却器



l) 方案 L

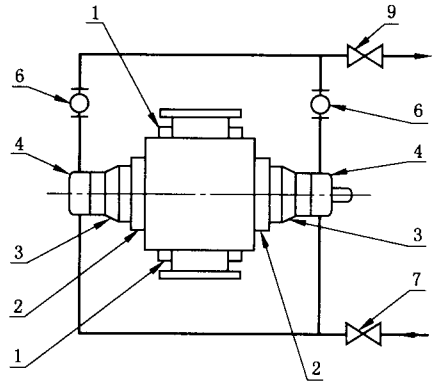
冷却水管路串联通向泵支座、填料函夹套和轴承悬架，同时并联通至冷却器

说明：

1 —— 泵支座；
2 —— 填料函；
3 —— 密封端盖；
4 —— 轴承箱；
5 —— 冷却器；
6 —— 可视流量计(如有规定)；
7 —— 入口截止阀；
8 —— 分管流量调节阀；
9 —— 出口截止阀(可选的)。

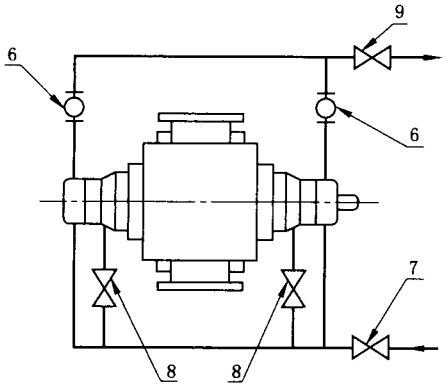
图 I.1（续）

I.5.2 双支承泵的冷却水管路系统配置参见图 I.2。



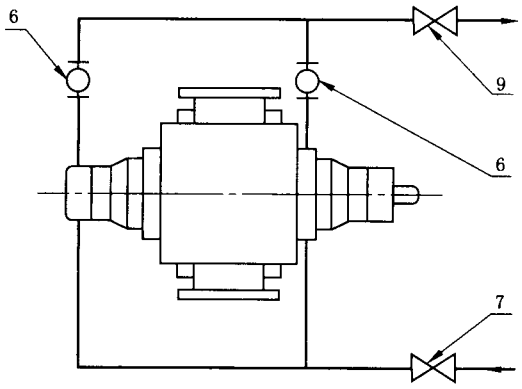
a） 方案 A

冷却水管路通向轴承箱



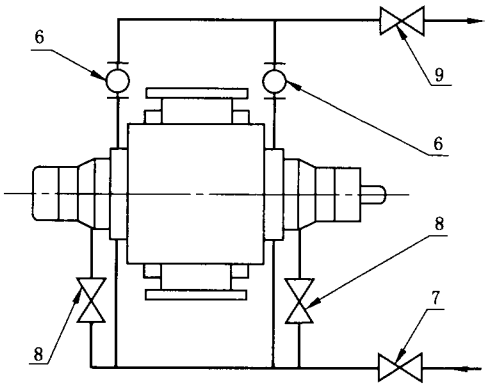
b） 方案 B

冷却水管路通向轴承箱，同时并联通至密封端盖



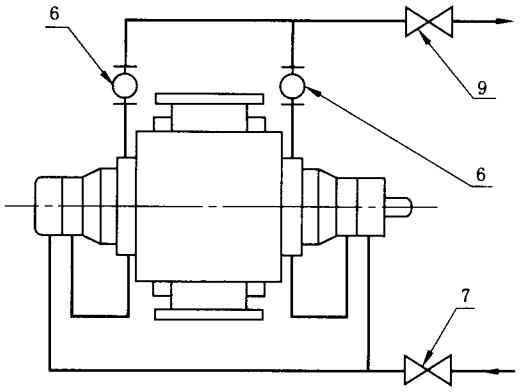
c） 方案 C

冷却水管路通向填料函夹套



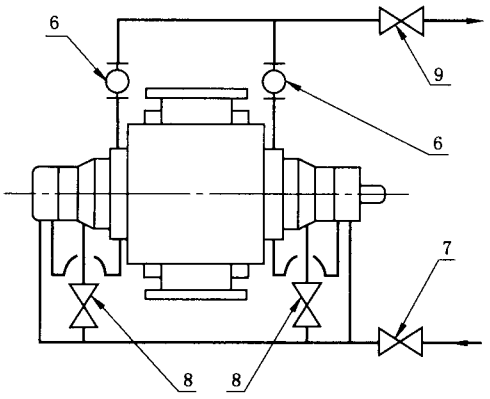
d） 方案 D

冷却水管路通向填料函夹套，同时并联通至密封端盖



e） 方案 E

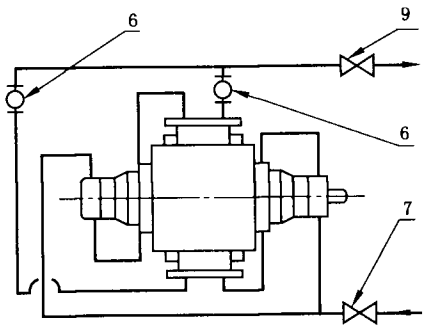
冷却水管路串联通向轴承箱和填料函夹套



f） 方案 F

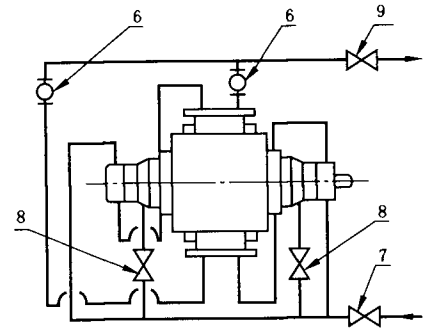
冷却水管路串联通向轴承箱和填料函夹套，同时并联通至密封端盖

图 I.2 双支承泵的冷却水管路系统配置



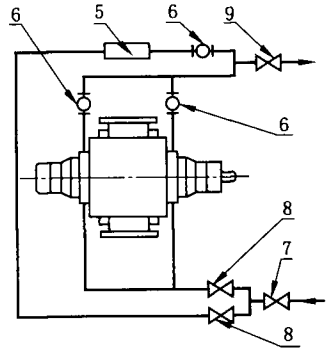
g) 方案 G

冷却水管路串联通向轴承箱、
填料函夹套和泵支座



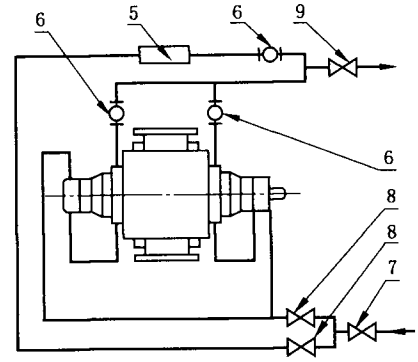
h) 方案 H

冷却水管路串联通向轴承箱、填料函夹套和
泵支座，同时并联通至密封端盖



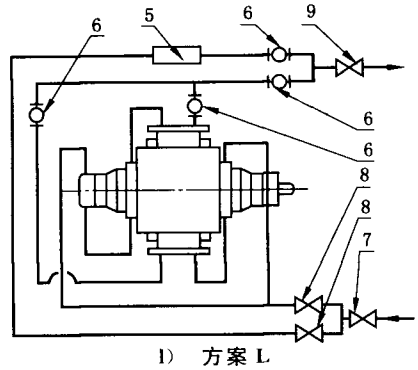
j) 方案 J

冷却水管路通向填料函夹套，
同时并联通至冷却器



k) 方案 K

冷却水管路串联通向轴承箱和填料函夹套，
同时并联通至冷却器



l) 方案 L

冷却水管路串联通向轴承箱、填料函夹套和
泵支座，同时并联通至冷却器

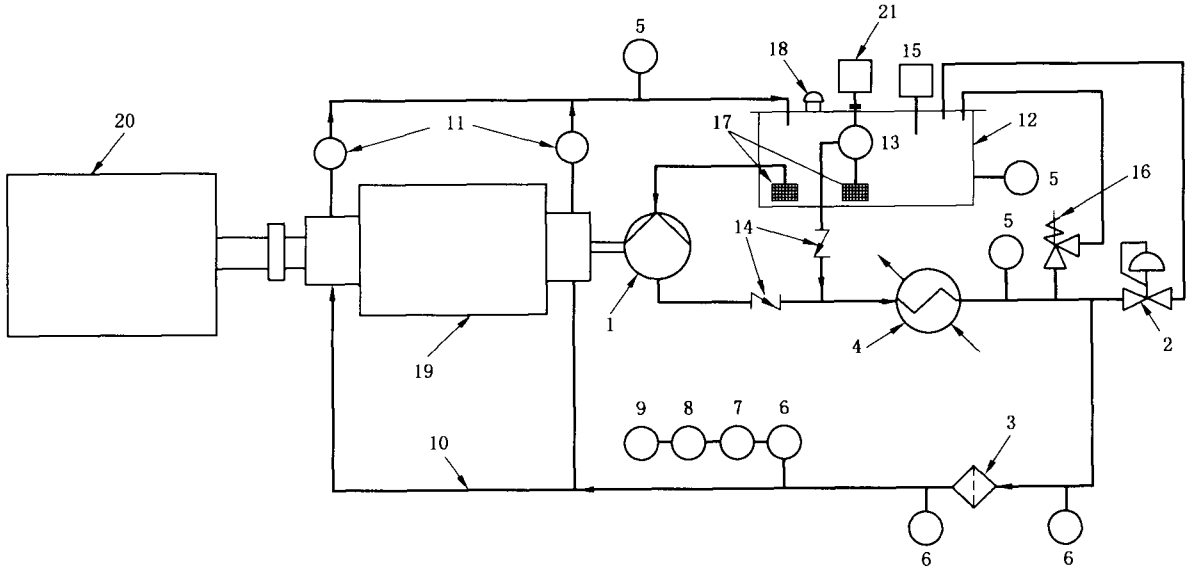
说明：

1——泵支座；
2——填料函；
3——密封端盖；
4——轴承箱；
5——冷却器；
6——可视流量计(如有规定)；
7——入口截止阀；
8——分管流量调节阀；
9——出口截止阀(可选的)。

图 I.2（续）

I.5.3 典型压力油润滑系统

典型压力油润滑系统参见图 I.3。



说明：

1——轴端带动主油泵；
2——压力调节阀；
3——满流过滤器；
4——油冷却器；
5——温度计；
6——压力计；
7——低压报警和停机开关；
8——主泵启动开关；
9——辅助泵压力开关；
10——管路(供油和回油)；
11——可视流量计；
12——油箱；
13——辅助油泵；
14——止回阀；
15——油位计；
16——安全阀；
17——吸入过滤器；
18——加油器/呼吸阀；
19——泵；
20——驱动机；
21——电动机。

注：本图是典型的系统示意图，既不构成任何具体的设计，也未包括全部结构零件(如放气阀和放空阀)。

图 I.3 压力油润滑系统

附 录 J
（资料性附录）
核对清单

下列核对清单以条号指明在这些条文中含有可能需要由采购商决定或需要由采购商和制造商/供货商共同商定的内容。

4 设计

4.1 总则

4.1.2.5 牛顿液体

4.1.3 NPSHR 基准

4.1.4.1 使轴封压力降低至最小的方法

4.3.1.7
4.3.1.8 } 临界转速

4.3.2.1.1 装配好的转子

4.3.2.1.2 最小连续稳定流量

4.4.2.2 立式屏蔽泵的吸入壳

4.4.4.5.1 外部螺栓连接

4.5.2.2 放液、放气和压力表管接头

4.6 法兰上的外力和外力矩

4.8.1.2 叶轮制造

4.11.7.3 轴套

4.12.1.1 径向轴承

4.12.1.8 轴承油杯

4.12.1.14 轴承油加热器

4.12.3.2 润滑系统

4.12.3.2.2 油箱：油加热系统

4.13.1 轴封

4.13.3.1 机械密封装置

4.13.3.2 冷却或加热要求

4.13.3.4.7 喉部衬套

4.14.1.3.1 活动法兰

4.14.2.2 冷却水管材料

4.14.2.3 可视流量指示仪表

4.14.5.2 外部使用辅助管路：供货范围和管接头

4.16.1.6 联轴器：平衡等级

4.16.1.11 联轴器：如泵不带驱动机发运需要信息

4.17.2.2 底座延伸

4.17.2.8 沿中心线支承泵的支座

4.17.2.10 底座调平螺钉

4.17.2.12 底座与驱动装置之间的纵向净空

4.17.2.13 环氧树脂薄胶：底座预涂层

4.17.3.3 立式泵的对中定位螺钉

5 材料

5.1.1 危险液体使用材料

5.1.3 附加材料试验和检查

5.1.7 压力壳零件的化学和机械性能

5.1.11 湿 H_2S 气体用材料

5.3.1 短管焊缝检查

5.4.1 材料的 X 射线照相、超声波、磁粉或着色渗透检查

5.4.2 材料检验记录

5.4.3 缺陷的可接受性

5.4.4 低温使用

6 工厂检查和试验(全部)

7 发货准备

7.3.2 贮存

附录

G.2 泵族的确定

表 G.3 超过 DN600 的法兰

G.4.1 附加可能因素

G.5 底座类型

B.1 文件:复制件份数和特殊类型或特殊形式文件

参 考 文 献

[1] GB/T 786.1 流体传动系统及元件图形符号和回路图 第1部分:用于常规用途和数据处理的图形符号

[2] GB/T 1095 平键 键槽的剖面尺寸

[3] GB/T 1096 普通型 平键

[4] GB/T 1569 圆柱形轴伸

[5] GB/T 1570 圆锥形轴伸

[6] GB/T 3098.6 紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱

[7] GB/T 5657 离心泵技术条件(Ⅲ类)

[8] GB/T 5660 轴向吸入离心泵底座尺寸和安装尺寸

[9] GB/T 5661 轴向吸入离心泵 机械密封和软填料用空腔尺寸

[10] GB/T 5662 轴向吸入离心泵(16 bar)标记、性能和尺寸

[11] GB/T 6075.1 机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的振动 第1部分:总则

[12] GB/T 6557 挠性转子机械平衡的方法和准则

[13] GB/T 9439 灰铸铁件

[14] GB/T 11352 一般工程用铸造碳钢件

[15] GB/T 16273.2 设备用图形符号 机床通用符号

[16] GB/T 16908 机械振动 轴与配合件平衡的键准则

[17] GB/T 20063.5 简图用图形符号 第5部分:测量与控制装置

[18] GB/T 20063.6 简图用图形符号 第6部分:测量与控制功能

[19] GB/T 25775 焊接材料供货技术条件 产品类型、尺寸、公差和标志

[20] ISO 683-1 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 1: Direct-hardening unalloyed and low-alloyed wrought steel in form of different black products

[21] ISO 683-13:1986 Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels—Part 13: Wrought stainless steels

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
离心泵技术条件(Ⅰ类)
GB/T 16907—2014
*
中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100029)
北京市西城区三里河北街16号(100045)
网址 www.spc.net.cn
总编室:(010)64275323 发行中心:(010)51780235
读者服务部:(010)68523946
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 5 字数 136 千字
2014年8月第一版 2014年8月第一次印刷
*
书号:155066·1-49506 定价 66.00 元

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)68510107

GB/T 16907-2014