

石油化工设备检修手册

中国石化出版社

第五分册 泵

薛敦松 钱锡俊 吴宗祥 编



石油化工厂设备检修手册

第五分册 泵

薛敦松 钱锡俊, 吴宗祥 编著

中国石化出版社

内 容 提 要

本书为《石油化工厂设备检修手册》第五分册。书中主要介绍了石油化工厂常用泵及与泵紧密相关的泵轴密封的选用、维护、检修技术。主要讲述了离心泵、泵轴密封, 其他型式泵, 如液环泵、旋涡泵、螺杆泵等。书末附有中国石化总公司石油化工旋转机械振动标准, 离心泵、蒸汽往复泵、电动往复泵、螺杆泵和齿轮泵维护检修规程。为了适应国际交流, 较多使用了美国石油学会 API610 标准中的泵规范。本书内容丰富, 实用性强。

本书可作为炼油厂、石油化工厂从事泵的选用、维修、管理和技术改造人员的工具参考书。

图书在版编目 (CIP) 数据

石油化工厂设备检修手册 第五分册: 泵/薛敦松等编著. - 北京: 中国石化出版社, 1997

ISBN 7-80043-680-2

I. 石… II. 薛… III. ①石油化工-化工设备-检修-手册②泵-检修-手册 IV. TE682-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (97) 第 12740 号

中国石化出版社出版发行

地址: 北京市东城区安外大街 58 号

邮编: 100011 电话: (010) 64241850

海丰印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所经销

*

787×1092 毫米 16 开本 17.5 印张 444 千字 印 1—3500

1998 年 6 月北京第 1 版 1998 年 6 月北京第 1 次印刷

定价: 32.00 元

出版说明

《石油化工厂设备检修手册》是在原《炼油厂设备检修手册》的基础上补充、修订、编写而成的。原手册共有五个分册，已于1980年前后陆续出版。十年来，这套丛书为我国炼油工业的发展作出了应有的贡献，得到了现场工程技术人员的好评。

随着科学技术的飞速发展，我国的炼油工业技术水平不断提高，管理水平日趋完善；石油化学工业也犹如初升的太阳，在国家经济建设中占有越来越重要的地位。老装置的技术改造，新装置的建设和投产，以及各种技术条件、标准及规范的变化，对设备检修技术及管理水平的提出了新的要求。因此，迫切需要重新组织编写一套设备检修丛书，这就是《石油化工厂设备检修手册》诞生的由来。

本手册以国家、部委颁发的最新规范、标准为准绳，密切联系生产实际、力求解决检修现场带有普遍性的问题，跟上检修技术不断发展的步伐。这次修订，增加了土建工程、防腐工程、吊装工程三个分册；并把转动设备和静止设备按类别划分为数个分册。同时，对原有各分册的内容也进行了充实，在原来以炼油厂设备检修为主线的基础上，注意增加了石油化工厂设备检修方面的内容。修订后的手册在具体内容上，更加深入地接触了检修现场的实际情况。

修订后的《石油化工厂设备检修手册》的内容包括：基础数据、焊接、土建工程、防腐工程、泵、压缩机、容器、加热炉、换热器、工艺管线、吊装工程十一个分册，将陆续组织出版。在组织编写过程中，得到了中国石油化工总公司、中国石油天然气总公司、石油大学等有关方面的大力支持，使手册得以顺利出版，特此表示感谢。

本书是炼油厂、石油化工厂、化工厂、建筑安装公司和检修公司等企业从事石油化工设备检修、管理的工程技术人员、干部必不可少的工具书，也可供其它有关专业工程技术人员参考。

《泵》分册由薛敦松、钱锡俊、吴宗祥编写，沈阳水泵厂边其中高工提供了个别节段的素材，特此致谢。

目 录

第一章 绪论	1	第5节 往复泵的主要检验和试验	137
第1节 概述	1	第四章 泵轴密封	140
第2节 石油化工用泵特点	3	第1节 软填料	141
第二章 离心泵	9	第2节 软填料密封材料的选择	142
第1节 离心泵参数与性能	9	附一 软填料密封的设计计算	150
第2节 离心泵相似规律和比转速	13	第3节 机械密封	153
第3节 离心泵叶轮直径切割后泵性能 变化	19	第4节 机械密封主要零件的技术 要求和安装使用	166
第4节 离心泵汽蚀与吸入性能	21	第5节 摩擦副材料及其配对	177
第5节 液体物理性质对泵特性 曲线的影响	28	第6节 机械密封的端面冲洗与冷却	198
第6节 离心泵最小操作流量	33	第7节 苛刻条件下泵轴密封的结构及 特点	202
第7节 高速部分流泵	38	第8节 动力密封和全封闭式密封	210
第8节 泵噪声控制	40	第9节 机械密封的设计计算	215
第9节 泵振动的测量和评价方法	47	第五章 其他型式泵	226
第10节 离心泵的径向力及其平衡	48	第1节 液环泵	226
第11节 离心泵的轴向力及其平衡	50	第2节 旋涡泵	228
第12节 Y型泵叶轮性能的改进	56	第3节 螺杆泵	231
第13节 非扭曲叶片木模图的测绘	61	第4节 齿轮泵	234
第14节 扭曲叶片的测绘	67	第5节 射流泵	238
第15节 泵壳对泵性能的影响	73	附录一 中国石化总公司石油化工旋转机 械振动标准 (SHS 01003-92)	241
第16节 离心泵叶轮优化设计	78	附录二 中国石化总公司离心泵维护检 修规程 (SHS 01013-92)	246
第17节 石油化工厂用泵材料	83	附录三 中国石化总公司蒸汽往复泵维护检 修规程 (SHS 01014-92)	252
第18节 膜片联轴器	92	附录四 中国石化总公司电动往复泵维护检 修规程 (SHS 01015-92)	259
第19节 泵运行状态监测和故障诊断	94	附录五 中国石化总公司螺杆泵维护检 修规程 (SHS 01016-92)	265
第20节 泵在动力回收方面的应用	97	附录六 中国石化总公司齿轮泵维护检 修规程 (SHS 01017-92)	269
第21节 离心泵的检验与试验	101	参考文献	273
第22节 选泵有关数据表汇总	104		
第三章 往复泵	112		
第1节 往复泵的流量	113		
第2节 往复泵流量脉动的缓解	116		
第3节 往复泵阀	120		
第4节 蒸汽直接作用泵	123		

第一章 绪 论

第1节 概 述

炼油厂和石油化工厂都广泛使用各种类型的泵，泵的作用犹如人体中的心脏，起着输送、加压等功能。因此泵长期可靠地运行是石化企业连续生产至关重要的先决条件之一。美国石油学会 API 610 规范规定，炼油厂泵应连续运行 2.5 万 h 没有故障。同时泵又是石油化工企业中耗电的最主要设备，炼油厂既是供能大企业又是耗能大企业。据有关部门统计，全国各大炼油厂共有各类泵 1.6 万台以上，其中离心泵为 11656 台，占泵总数的 72.6%。一座年处理量为 250 万 t 的炼油厂，全厂泵的驱动电机总容量为 2~2.5 万 kW，其中离心泵用电机容量为 1.1~1.4 万 kW，为全厂的 55%，全国各炼厂每年耗电达 30 亿 kW·h (度) 上下，耗电量约占全国用电量的 3%~5%。因此，如何提高运行效率，对节能，提高企业经济效益也是十分重要的。每提高运行效率 1%，仅炼油厂每年就可节电 3000 万 kW·h (度)。现在效率方面潜力大约在 3%~5%，如能提高效率 3%~5%，每年可节电 0.9 亿~1.5 亿度电之巨。因此搞好泵的使用和维护，必须围绕泵的高可靠性和高效率两个方面。

我国每年处理量在百万吨以上的炼油厂有近 40 座。每座炼油厂所含的炼油装置不同，所采用的泵数量和规格也不尽相同。现以 250 万 t 炼油厂为例，典型装置为常减压、催化裂化、焦化裂化、加氢裂化、重整加氢等燃料油装置和酚精炼、酮苯脱蜡、白土精制等润滑油装置，以及石蜡、氧化沥青等装置。泵的数量近 600 台。

另对某炼油厂统计，该厂共有 597 台离心泵。从流量上分析，所用泵的范围如表 1-1 所示。

表 1-1

流量, m ³ /h	≤50	50~100	101~200	201~300	301~400	401~500	≥500
台 数	306	110	89	32	17	22	21
占总数, %	51	18.5	15	5.3	2.9	3.7	3.5

如考虑到扬程的范围，根据对中型规模炼油厂的常减压、催化裂化、渣油催化裂化、烷基化，重整、柴油加氢、加氢精制、稠油输送等装置 257 台泵参数分析，其中有 49 台流量 <5m³/h，高压力，除采用活塞式以外，其余都选用离心式；流量 30m³/h，扬程 50m 以下为 34 台；流量 80m³/h，扬程 100m 以下为 81 台；流量 80m³/h，扬程 150m 以下为 45 台。总之，流量 <80m³/h，扬程 <100m 的泵占离心泵总数的 55%。石油化工用离心泵多为低比转速式。图 1-1 为 Y 型泵覆盖范围和量大面广泵的参数情况。

建国初期，建设兰州炼油厂时，多用前苏联的泵，1959 年开始生产 DJ、DR、FDJ、FDR 以及热油泵。1969 年生产了 Y 型系列的油泵。近年来引进了若干国外 80 年代产品，如日本新瀨，美国 BJ 公司，前西德 KSB 公司，瑞士苏尔寿公司的油泵等。缩小了我国炼油

用泵在可靠性、效率和品种规格上与国外的差距。但在机组配套方面，尤其机电一体化方面，我国还正在起步中，有计多技术急待开发。

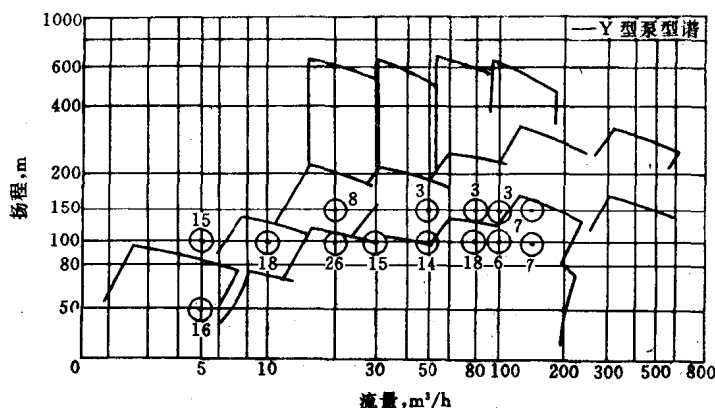


图 1-1 Y 型泵系列及炼油厂常用泵

据 200 台装置流程泵统计工况参数，圆圈边数字为该参数下的台数

目前，量大面广的石油化工用泵，国内已经基本上都可以设计、生产。至于旧 Y 型泵的更新，不是技术问题，主要是资金的筹集和管理方面的困难。但是仍然有少量高温、高压、高腐蚀以及小流量泵有待发展。当前差距最大的是泵密封、机械密封及其附件可靠性和新型密封的开发。

石油化工用泵的现状和差距可以从适用、先进和可靠三个方面来评价。

适用，指的是在功能上，包括泵的流量、扬程、NPSHr（必需的净正吸入压头）、基本结构和材料等能适应工艺的要求。

先进，是对各项指标而言的，如效率、NPSHr、结构和材料的多样性、高效率、经济性。

可靠，指的是寿命和运行时万无一失。

适用、先进和可靠三者之间密切相关，具体的可以从流量、扬程、效率、NPSHr、轴封、轴承等部分来分析。

1. 品种方面现状和差距

我国的油泵制造业是随着石油化工的发展而发展的。1959 年起成系列发展了 DJ、DR、FDJ、FDR 油泵，到 1962 年完成，其间试制成功了当时热裂化工艺用的大型热油泵，标志了我国油泵制造已具备了初步的规模和能力。在此基础上，泵制造厂根据国外资料，在当时石油工业部有关单位的协作下，开始发展了新的 Y 型油泵系统，1969 年为东方红炼油厂（现北京燕山石油化工公司炼油厂）提供了成套的 Y 型泵，满足了建厂需要。我国已有的油泵基本品种系列及其性能范围如表 1-2 所示。

泵的材料分为三类，对于一般流程也能满足需要，如果按照 GB3215-82 的要求材料分为 12 类，则更为方便了。近几年泵制造厂引进日本新瀨、美国 BJ 公司、德国及 KSB 瑞士苏尔寿公司的制造技术，更使我国石油化工流程的水平有了进一步的提高。靠着这些泵可使石油化工装置的绝大多数均能运转。因此可以认为我国油泵的品种大体上可以满足需要。

石油化工装置用泵是随着装置的建设而开发的，因而不能把某个规格一般要求的泵尚无产品作为差距来对待，但是长系列的品种缺口或是存在一定技术难度的产品则应作为差距来对待。

对照引进装置的泵表及国外泵样本，我们至少尚存在下列品种缺口，见表 1-3。

表 1-2

表 1-3

系 列	$Q, m^3/h$	H, m	泵 型	用 途
Y 型泵	3~500	50~600	高压小流量泵	主要用于精细的石油化工装置及油田气处理
立式管道泵	4~360	40~150	半开叶轮泵	用于输送油浆及悬浮物
筒袋泵	6~30	400~1300	低 $NPSH_r$ 泵	用于精细石油化工装置及轻烃回收
			粘油泵	输送粘油

上述高压小流量泵除开发一部分立式多级泵外，主要可考虑发展部分流量泵系列产品，即国外牌号称为胜达因泵和胜福路泵（Sundvne 和 Sunflo）。

半开叶轮泵和低 $NPSH_r$ 泵可以考虑在单级悬泵的基础上发展变型产品，这样可达事半功倍之效，还便于维修。

粘油泵主要是单、双螺杆泵，其他型式尚有待开发。

2. 效率方面的现状和差距

石油化工用泵一般说来功率不大，对泵效率要求相对不高，但是作为产品的水平而言效率仍可作为一个评价内容。Y 型泵与引进产品的效率对照、比较如表 1-4。

表 1-4

引 进 产 品					Y 型 泵			
序 号	$Q, m^3/h$	H, m	效率, %	$NPSH_r, m$	$Q, m^3/h$	H, m	效率, %	$NPSH_r, m$
1	30	89	54	2.6	30	55	51	3.5
2	51	79	63	2.3	50	58	56	3.2
3	104.5	128	63	4.0	100	120	62	4.3
4	470	200	81	5.0	500	150	69	5.2

由上表可见，现在的 Y 型泵效率比引进产品至少低 5%~12%。

3. $NPSH_r$ 方面的现状和差距

从上表也可看出，现在 Y 型泵的 $NPSH_r$ 比引进产品普遍差一些，尤其是小泵差 1m 左右，但是这种小泵在石油化工应用较多。对于有些化工装置，一般的引进泵也还不能适应，需要采用一些措施，也就是品种中所说的低 $NPSH_r$ 泵。

4. 轴封方面现状和差距

油泵常用的轴封是填料密封和机械密封。机械密封目前的情况是基本品种和规格大体上齐全，但是各种附件不全，如冷却器、磁过滤器、分离器、恒压保护系统等基本上没有。有些产品品种的缺口从产品设计的角度来说，其实归根到底也主要是轴封问题，如低温泵，半开式叶轮泵。机械密封除了充实基本品种外，应大力发展保证机械密封安全运行的附件，对于石油化工用泵这是必不可少的。这些附件最好规划少量工厂集中制造，以扩大批量降低成本。各厂分散生产必然形不成批量，徒然增大成本，技术上也不易改进。除此，在膨胀石墨、碳纤维等新材料方面应给予足够重视。

第 2 节 石油化工用泵特点

一、石油化工用泵分类

石油化工厂中所用的泵按其用途可分为以下几种。

1. 供料泵

石油化工装置不但要将原料输送到蒸馏塔，有时还要升压后送到反应器。有时是先炉后泵，有时是先泵后炉。如果是先炉后泵，则要求泵输送温度很高，可能高达 380℃，甚至更高。例如热裂化原料泵就是一例，由于石油化工厂生产是连续的，有的装置要求一、二年不大修，因此对这类泵的要求是高可靠性。美国 API 610 中规定，对炼油厂泵要连续运行 2.5 万 h 不大修。这类泵流量一般要有少许余量，以适应原料量的变动。但此时也要求扬程波动要尽可能地小。多数情况下，要求净正吸入压头为负值，即灌注式进泵，原料罐液位的标高高于泵的吸入口，尤其高温供料泵。

2. 循环泵

由于石油化工过程中进行反应、吸收、分离等操作需要反复进行，同时吸收液再生后也要送回装置进行还原，各种反应系统中催化剂循环、抽提过程中溶剂循环、重油直接脱硫过程中热油循环、碱洗和碱再生塔之间循环、制冷过程中冷却液再循环等都要求使用循环泵，这类泵循环时压降一般波动不大，而流量稍有一定波动，选泵后，多可在额定工况下运行。关键是要针对介质选用合适泵的材料。

3. 回流泵

这种泵是控制炼油蒸馏塔热平衡所采用的泵，如塔顶回流、某侧线回流、多和重沸器一起使用。使塔顶或某段获得热量，使整个塔内上下得到热平衡。又如蒸馏塔或解吸塔中进行除气，在装置完全停产前都要求打回流。对这类泵的要求是特性曲线必须平坦，尤其不要出现有驼峰的性能曲线。

4. 塔底泵或重沸器泵

在塔底为了保持热量，通常用泵在塔底和热源之间进行液体循环。液体多是大流量并处于高温、饱和状态。主要问题是：(1) 高温条件下泵的密封、轴承、机体热对中都应优良；(2) 高温条件下保证正常吸入，不发生汽蚀。在选泵时要求泵所需的净正吸入压头尽量小。吸入管路上尽可能减少损失，并留有足够余量。

5. 成品泵

多数是常温常压条件下输送液体，有时将塔顶或侧线抽出液直接送到产品罐。主要问题是保持产品纯度，为此有时采用屏蔽泵。

6. 计量泵

多用来注入化学溶剂、防腐药品等，要求输量较精确。一般采用往复式计量泵或齿轮泵或螺杆泵。同时配有注入量调节装置。

7. 沥清石蜡泵

由于粘度大，含蜡，虽在高温下输送，仍多采用往复式蒸汽泵，或用容积式泵。这也是为了防止一旦出现高粘高蜡时，可以具有自动保护作用。

8. 浆液泵

如输送催化剂浆液泵，既是高温更含有固体颗粒，是一种工作条件恶劣的特殊杂质泵。

9. 轻烃泵

鉴于轻烃易挥发，所以多在高压低温下工作，一旦泄漏就产生白霜。这类泵关键之一是密封问题。另外，这类泵防止汽蚀极为重要，宁可牺牲少许效率也要保证安全运行。这类泵多采用筒袋多级离心式，外形似如潜水式泵吸入口多埋在地下，以防汽蚀。

对于石油化工用泵，由于全部输送液几乎都是可燃的，而且多数的温度、压力条件又都

很苛刻，因此要求用较高级或最高级别的泵。美国根据使用和制造部门积累的经验已定出石油工业用、炼油厂用离心泵的制造规范，并由美国石油学会 API 610 发表。使用单位可以此规范为基本依据，再结合本身的特点提出定货规格书。该规范对离心泵已有详细说明，石油炼制以外的化工装置如果需要使用重要的泵或具有苛刻条件，也适当选配按此规范制成的各种泵。

二、石油化工用泵特点

此处仅简介液化气泵、超低温泵、高温用泵、含固粒泵、高粘度用泵和腐蚀液用泵等的特点。

1. 液化气离心泵

输送密度（指与 20℃ 水密度的相对值）在 0.65 以下的液化烃和氨液等饱和液体的泵，由于容易发生汽化导致泵烧损事故，因此在装置工艺吸入管线要尽量避免发生汽化，同时，对泵制造厂来说，则要求在发生少量汽化时结构上要确保不会引起重大故障。

图 1-2 是液化烃的温度与蒸气压力曲线。由图中可知，当液温变化时，蒸气压力的变化幅度很大。例如 40℃ 的丙烷，每下降 1℃ 就要使蒸气压力下降约 0.04MPa，折算到密度则为 0.46 的液体，此时净正吸入压头（NPSH）有效值减小近 8.5m。在实际中很难保证有这么大的净正吸入压头。此外，还有必要采取若干措施，如在泵的吸入口设置气体分离器，使在管路中气化的气体通过所增设的回路排出，吸入管路尽可能短，管路有较大的倾斜度，气体可逆液体而流动。当液源温度突然下降时，吸液槽内的饱和压力随着降低，然而此时已流到吸入管路中的液温仍保持液源温度下降的前状态，于是 NPSH 有效值就将随着液源温度下降和压力的降低而变小。

当液温低于大气温度时，液体在流经管路的过程中会吸热，使泵吸入口的液温上升，导致 NPSH 有效值变小。这种情况下的吸入管路必须进行保冷，并且尽可能缩短管路长度。此外，由于节流减压会引起汽化，而且不易再恢复液态，导致气体吸入泵内，因此必须尽力避免在管路中有节流阻力。

在泵的设计及结构方面，最好采用能自身分离气体的立式泵。若采用卧式泵，则泵吸入口最好向上。吸入口沿水平方向的泵或多级泵在吸入气体后会使气体积聚在叶轮的中心部位，不但引起扬程下降，而且还可能发生振动，导致旋转密封件的烧损。对吸入压力较高的悬臂式泵，其吸入压力乘以轴封内径的截面积所得出的轴向推力作用在指向联轴器一侧的方向，因此必须研究推力轴承所能承受的负荷。

机械密封装置要尽力防止因摩擦热引起的温度上升，同时为了防止汽化，还应适当提高其密封压力，应使冲洗流量增大，密封压力比吸入压力高约 0.2MPa 以上，此时由于密封端面比压的增高，机械密封装置的消耗功率将增加，所以必须注意驱动机的输出功率。

对承磨环、内衬环等旋转密封件的材料，必须选择特别难以咬死的摩擦副材料。

2. 超低温泵

主要问题是必须充分考虑保冷问题，以防从吸入管路和泵体本身吸收热量。在泵制造材

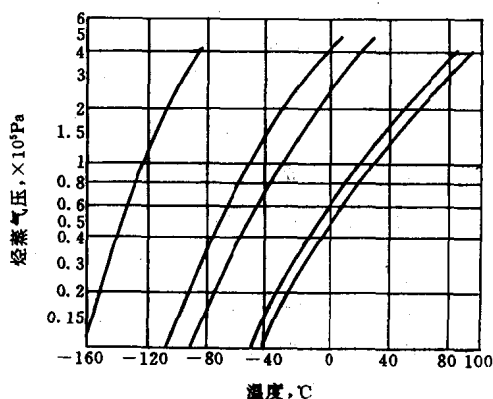


图 1-2 烃蒸气压力曲线

料上考虑,通常金属材料在低温状态下,抗拉强度和硬度增加而韧性却下降。尤其是抗冲击能力变得很弱,甚至在更低温度下会发生脆裂现象。因此在选定材料时,应将试件冷却到使用温度以下再进行冲击试验,只有对冲击能量达到 $2.1 \times 10^5 \text{J/m}^2$ 以上的材料才可以使用。表 1-5 所示为低温用泵主要部件使用材料,可供参考。

表 1-5 低温泵材料表 (日本钢号)

使用温度,℃	0~30	-30~-45	-45~-100	≤-100
外 壳	STPG38	STPL39	STPG42, SUS27TP	SUS27TP
内 壳	SC46	SCPL1	SCS13	SCS13
叶 轮	SC46	SCPL1	SCS13	SCS13, BC3
轴	SCM3	SCM3	SNC3	SUS27
承磨环	BC3, FC20	BC3, FC20	BC3, FC20	BC3, FC20
泵壳垫圈	铝	铝	铝	铝
泵壳紧固螺栓	SCM3	SCM3	SNC3	SUS27
泵壳紧固螺帽	S45C	S45C	SNC2	SUS27
机械密封	单端面	单端面	双端面,波纹管	双端面

在 $-45 \sim 100^\circ\text{C}$ 的温度范围内,焊接结构的部件和形状复杂的铸件一般使用奥氏体不锈钢。至于像轴承座、驱动机安装座、支架等不与液体直接的部件,即使是 -100°C 以下的液温,它们一般仍不会低于 -30°C ,因此使用普通的钢材就可以了。

机械密封中“O”形“V”形垫圈材料的耐寒性为:丁苯橡胶(-60°C),硅橡胶(-80°C),氟橡胶(-45°C),聚四氟乙烯(-79°C)。因此带有垫圈的单端面机械密封,其使用界限为 -70°C ,低于此温度时可使用波纹管式密封。有时因轴封部液体容易汽化引起密封不稳定,则采用双端面机械密封,并在密封室内加入润滑油。

在泵保温和启动时,吸入管路和泵都必须用绝热效果良好的保冷材料进行保冷。保冷材料的吸水要小。保冷材料的厚度必须能保证外表温度确保在露点以上。

如果在吸液前管路和泵内存有油或湿气,则吸液时会导致冻结,使泵无法运转。一般用甲醇等不冻液加以洗净,再用氮气或其它干燥气体进行吹干,最好干燥到泵内露点接近液温时为止。当低温液吸入泵内后,在泵尚未完全冷却至液温的时间内液体有可能气化,因此必须连续进行放气,一般相差高达 100°C 就必须放气 3~4h。

启动前,如果单端面机械密封的端面靠大气一侧有结冰,则要用不冻液加以消除。如启动后泵的出口压力不上升,或上升后立即下降,这主要是泵内气体没有放完,因此必须将泵停止运转进行彻底放气。一面运转一面放气不易把泵内气体放完,在这种状态下连续运转有可能导致烧损事故。

3. 高温用离心泵

一般所谓热油多数是指液温接近该液体的沸点,此时对吸入管路等问题必须跟输送液化气一样,同样给以特别注意。

在泵材料与结构方面,如果是无腐蚀性液体,则 370°C 以下的耐压部件材料都采用碳钢, 370°C 以上则用含铬 5% 或含 13% 铬钢。对于强度不大的部件,在 230°C 以下都可采用铸铁。当组合件的材料热膨胀系数不相同,紧配合部分会出现松动,而旋转密封部件的间隙却又会变小以至发生事故。形状复杂的泵壳有可能因膨胀变形不规则而导致事故。所以一般都采取垂直剖分。温度变化时会引起耐压泵壳的螺栓紧固力发生变化,从泵壳接合面处产生泄漏。所以接合面处必须使用止口垫圈。如果使用水平剖分型泵壳那种密封平垫圈,则当

螺栓紧固力放松而开始泄漏时，垫圈即被吹破，于是有发生高温液吹出的危险，因此这种垫圈不适合高温使用。

热油泵的轴封以前采用压盖填料。目前已发展了高温用机械密封装置。由于密封端面的磨损随温度升高而急剧增大“O”形和“V”形垫圈的耐热性也成问题，因此多数都对轴封装置采取降温措施。其冷却方法是利用在工作温度下并不蒸发的冷却液进行外部冲洗或自身冲洗，同时在冲洗管路中设置了冷却器，使冲洗液冷却至 $80 \sim 120^{\circ}\text{C}$ 再注入机械密封装置。采用自身冲洗的冷却容易在停泵期间有高粘度介质凝聚在冷却器内，所以必须对冷却器装加热用的蒸汽管路。此外，在停泵进行暖机或自身冲洗但又不带冷却器时，都需要注意轴密封装置的温度不能太高。一旦超过机械密封的耐热温度，则即使泵已停止，仍须从排出管路止逆阀后引出冲洗液进行冲洗。

在使用方法上，热油一般随温度的降低相对密度会增大，粘度也增高，呈非牛顿体状态，因此需要考虑装置启动时低温状态下的动力损耗，并按此确定驱动机的输出功。一般在设计泵时都把输液看作不可压缩的液体。但根据斯坦波诺夫 (Stepanoff) 提供的实例来看，高温时的烃类液体具有一定的压缩性。例如 360°C 时 0.1MPa 下油的相对密度是 0.598 ；压力增高到 2.8MPa ，相对密度是 0.620 ；再增高到 5.6MPa 时又变为 0.638 。因此对高温高压泵来说，必须从这一点出发确定相对密度和预计轴功率。

高温液急剧吸入时，泵体内部和外壳加热速度不等，所以轴向间隙和旋转密封件的间隙都应比一般泵的数值大些。运转起动前必须充分预热，使各部分温度趋于均匀。预热方法通常从排出口用高温液进行循环，因此排出口方向朝上的泵只对壳上部加热，扩大了泵壳上、下部分的温差，使轴线产生变形。图 1-3 所示为泵壳长 1.4m 、轴承间距 2.0m 的双圆筒壳体泵在靠联轴器一侧的轴承上安装千分表测定其变形量的结果。图 1-4 是预热过程中泵壳上下部温度的测定值。由图知若从排出口处进行预热，则约经过 5h 后泵壳上、下温度差已缩小到 10°C 。此数值表示泵壳变形和对运行都已不成问题。在这种情况下，虽然增大预热热量可能缩短时间，但泵壳上、下温差从一开始就出现很大差值，引起很大的变形量，这是不允许的，因此泵壳的升温应该控制在 $1 \sim 2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，预热必须进行到泵壳和液温的温差达到 30°C 以内为止。

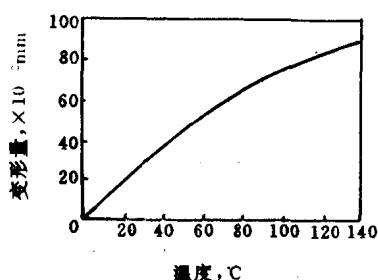


图 1-3 泵壳上下温差引起变形

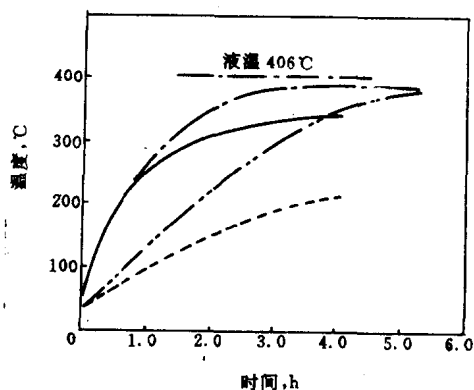


图 1-4 暖泵时泵壳上下温差

- 从排出管预热上部；
- 从排出管预热下部；
- 从排出口下部预热上部；
- 从排出口下部预热下部

高温用泵一般都采用轴承支承型，因而原则上不必进行高温状态下与驱动机对中测量。然而由于配管的热膨胀产生的泵接管负荷可能导致底座的变形，从而造成与驱动机之间的中心偏移。所以对待配管的支撑问题应该加以充分讨论。而且不但要从热应力角度来考虑支撑方法，还要注意到从泵排出的液流振动有可能使配管发生振动，这也和支撑方法有关。

4. 悬浮液用离心泵

一般对含有粒度为8~400目固体颗粒的混合液进行输送的泵称为悬浮液泵。其结构多数采用全开式叶轮单级离心泵，如采用闭式叶轮则大都用洁净液体冲洗承磨环和内衬环，以防固体颗粒侵入。

当液内含有催化剂等非常硬的固体颗粒时，流速过大的地方容易产生侵蚀，所以通流面积要设计得相当大，泵的转速必须尽量低。机械密封的使用也有困难。因此通常采用外部冲洗的单端面机械密封，把洁净的冲洗液引入，同时缩小轴颈密封环的间隙。

5. 高粘度液用泵

大都采用性能受粘度影响较小的回转式泵和往复泵。这种情况下的粘度再高也无非是泵可能会自动降转速或影响些活塞速度。

在大流量和工艺流程上要求避免脉动的情况下，有时也会牺牲效率而采用离心泵。此时粘度会使泵性能下降，轴功率随之增大，因此若使用标准泵就必须考虑轴的强度问题，同时为了确定驱动机的输出功，就要按照粘度修正系数推导出泵的性能；而且由于不易得到正确数值，所以有必要留出足够的余量。如果使用机械密封，对多个小弹簧形式，因旋转阻力太大会引起弹簧动作不稳定，因此采用单个大弹簧形式。

6. 腐蚀液用离心泵

主要是材料的耐腐蚀问题。一般的材料腐蚀试验数据多是浸在静止液中的试验结果。此时材料在腐蚀液中发生化学反应，生成一种表面膜，可以保护材料表面免受腐蚀。而离心泵内部的流速在叶轮转动的作用下可以达到很大的数值，同时从高压区流向低压区的交界处也会产生相当高速的喷射液流，这使得材料表面生成的保护膜容易被破坏，造成腐蚀的连续进行。所以泵用材料要比容器、管道高一些。我国泵规范和API610规范对此都有较详细的规定。

第二章 离心泵

第1节 离心泵参数与性能

由于炼油厂建设初期无法选到参数合适的泵，被迫“凑合”选用，造成“大马拉小车”，长期低效运行；或者由于原油供应不均，处理量大时使泵超载，处理量小时使泵欠载，也处于低效运行；或者由于工艺流程操作参数变动，泵运行参数波动大等。那么，离心泵可否设计成可以在很宽的各种流量和扬程下运行，又都能处于高效率运行？但是目前技术仍无法实现这种希望。任何机器都不是万能的，都有一个限度。这就要求我们对离心泵工作理论和特性作必要的回顾，回答“离心泵特性是怎样的？”“为什么它的特性是这样的？”等问题。

离心泵的特性是有关泵的流量、扬程、效率、功率、汽蚀余量（净正吸入压头）等参数间的相互关系。这些参数所组成的曲线就是泵特性曲线。最典型的如图2-1所示。

一、离心泵各参数的定义

按国家标准化文件，离心泵各参数定义如下：

1. 流量和额定流量

流量是指单位时间内泵所抽送液体的数量。通常以体积计，以 Q 表示，单位为 m^3/h ， m^3/s ， L/s ，也可以质量计，以 G 表示，单位为 t/h ， t/s ， kg/s 。额定流量则指泵在最佳效率时的流量。即泵铭牌上所标注的数量。

2. 扬程和额定扬程

扬程是指单位质量液体通过泵时所增加的能量，以 H 表示。其单位是 m ，通常以米液柱（ mH_2O ）表示。额定扬程是指在最佳效率时的扬程，即铭牌上所标注的数量。

3. 效率

是指液体通过泵后所得到的能量与驱动机传给泵的能量比值。以 E_f （或 η ）表示。

4. 功率

是指驱动机给泵的能量，通称轴功率，以 kW 表示。

5. 净正吸入压头

西方多以 $NPSH$ 表示（或汽蚀余量，以 Δh 表示）。其含义是指为了保证泵不发生汽蚀，在泵内叶轮吸入口处，单位质量液体所必需具有的超过汽化压力后还富余的能量。单位是 m 。其中又分 $NPSH_r$ 和 $NPSH_a$ 。

(1) $NPSH_r$ 是指必需的净正吸入压头，其含义如上所述，其数量大小值和泵叶轮优劣有关，优秀的泵，其 $NPSH_r$ 值较小。

(2) $NPSH_a$ 是指泵吸入管路所能够提供的、保证泵不发生汽蚀、在叶轮吸入口处，单

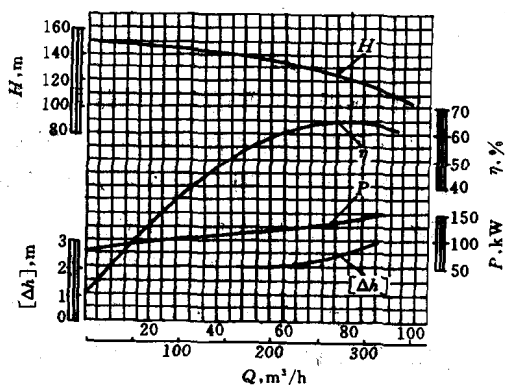


图2-1 离心泵典型特性曲线

位质量液体所具有的超过汽化压力后还有的富余能量。它的数值大小与吸入管路优劣有关，与泵本身无关。当 $NPSH_a$ 数值大时，表示吸入管路设计合理，其值愈大愈好。要强调的是上述都是指泵在输送液体为水且又在常温时。当输送液体为烃时，其汽化压力和烃的化学结构有关，要进行必要的修正。当非常温时，就是输水也要进行饱和蒸汽压的修正。在高原地区因大气压低，也要进行必要的修正。

二、离心泵的特性

泵参数之间的相互关系称为特性曲线，如图 2-1 所示，表明离心泵特性大体可描述如下：流量和扬程之间的关系是，随流量的增大，扬程大体向下降趋势；流量和效率的关系是，随流量增大，效率先增大然后又下降，其间有个最佳值，效率最佳时流量就是额定流量；流量和功率的关系是，随流量增大，功率大体呈上升趋势；流量和必需的净正吸入压头关系是，随流量增大，必需的净正吸入压头 $NPSH_r$ 大体也增大。必须强调出一点，离心泵在某一最小流量工作时，流体会在泵内产生严重回流等现象，导致产生温升和振动。这在过去常被忽视。允许最小流量值最好按泵制造厂建议值执行。如无建议值，可按本书后述章节介绍的方法估算之。

1. 离心泵的工作原理

离心泵的工作原理，最古典的就是 1707~1783 年欧拉提出的一元理论，目前已发展成二元、准三元、三元等理论，使物理现象的实测和解析愈接近实际，计算也愈精确，以致性能预测都可以求得。但一元方法最简单，仍不失为工程上的实用手段。欧拉理论在解析离心泵特性的问题时，仍是有效的。

欧拉用以解析离心泵的理论思路可简要回顾如下：它假设液体在叶轮中的运动可以认为是质点运动，可以用刚体质点的动量矩定理把运动粒子的力和驱动机传给叶轮的力矩联系起来建立起基本方程式，即定量地把外力矩和泵流量扬程相联系。后来证明这个理论是成功的、实用的。下面分别回顾液体质点运动、动量矩和外力矩及其关系。

(1) 液体质点运动：欧拉认为液体在叶轮中运动，好似液体质点，从里向外流动，其相对速度用 W 表示，其方向为叶轮叶片的切线方向。叶轮相对泵壳运动即为液体牵连运动，其圆周速度用 U 表示，方向为旋转方向，且垂直于叶轮半径。液体在叶轮中绝对运动速度的大小和方向由 W 、 U 的合成而定，绝对速度用 C 表示，见图 2-2 所示，即 $C = W + U$ 。

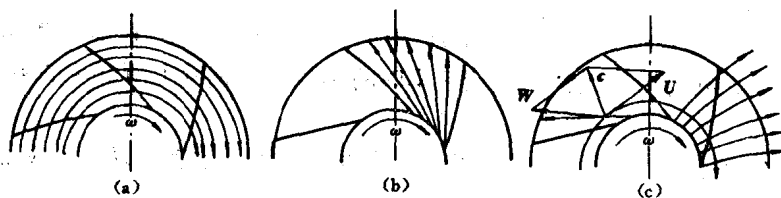


图 2-2 离心泵速度三角形

由速度向量 U 、 W 、 C 组成的封闭的速度三角形，粗略反映了液体在叶轮中的流动规律，是经典一元理论中研究叶轮中液体和叶轮之间能量传递的工具，尤其叶轮入口、出口速度三角形是分析问题的重要工具，后面将详述之。

(2) 动量矩：欧拉又借助动量矩定理，把外力矩和液点运动及其力的参数相联系。动量矩定理认为，质点系对某轴的动量矩对时间的导数，等于诸外力对同轴的力矩之和，即

$$\frac{dk}{dt} = M_0$$

式中动量矩在叶轮进出口两点的增量为

$$dK = \rho Q_T (C_2 l_2 - C_1 l_1)$$

式中 ρ 为液体密度, Q_T 为叶轮理论流量, $Q_T = \pi D_2 b_2 \tau_2 C_2 r$; τ_2 为考虑叶轮在出口处因叶片厚度引起通道面积减少的系数, 其余各符号含义参见图 2-2 所示。

(3) 外力矩: 欧拉又认为, 外力矩即驱动力功率 N_T , 在不考虑叶轮内部损失的情况下, 外功率全部转化为对液体作功, 使液体获得能量。液体单位质量所获得能量为:

$$N_T = \rho g Q_T H_{T\infty} = \omega M_0 = M_0 U / r$$

上式的物理意义可简单表达为将密度为 ρ , 流量为 $1\text{m}^3/\text{s}$ 的液体, 举高若干米, 其能量等于外界给的功 N_T , 其中 $H_{T\infty}$ 就是泵可将液体提升的理论高度, 也就是单位重量液体从泵获得的能量 (∞ 是指叶片数为无穷多时液体在叶轮中类似质点运动)。

从上式可知

$$H_{T\infty} = \frac{\omega M_0}{\rho g Q_T} = \omega \rho Q_T (C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1)$$

如认为液体进入叶轮后向四周辐射散开, 则 α_1 为 90° ; $\omega C = U$, 液体为水时, 则上式可简化为:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g}$$

这就是著名的古典欧拉方程式或离心泵基本方程式

要注意的是, 以上理论分析时将液体当做质点处理等, 故使用欧拉方程式时, 其前提是假设①叶片数为无穷多; ②液体在叶轮中没有能量和泄漏损失。这时液体在叶轮中才可能看成质点运动。

在工程中可以运用基本方程式来分析离心泵的各种性能, 并为改进泵性能提供思路脉络。

2. 为什么离心泵叶轮叶片总是后向的? ($\beta_2 \leq 90^\circ$)

由叶轮出口速度三角形可知, $C_{2u} = U_2 - C_{2r} - C_{2r} \text{ctg} \beta_{2A}$, 而

$$C_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \tau_2}$$

$$\text{则 } H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{g} \cdot \frac{\text{ctg} \beta_{2A} Q_T}{\pi D_2 b_2 \tau_2}$$

当泵的转数 n 和几何尺寸确定后, 理论扬程和理论流量之间关系可写成

$$H_{T\infty} = A - B Q_T$$

式中 $A = U_2^2 / g$;

$$B = \frac{U_2}{g} \cdot \frac{\text{ctg} \beta_{2A}}{\pi D_2 b_2 \tau_2}$$

这是一条直线方程, 直线下截距为 A , 斜率为 B , 其大小和叶片出口安放角 β_{2A} 有关。

当 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 时, 称为径向叶片, 此时, $B = 0$, 则 $H_T = A$, 是一条水平直线,

当 $\beta_{2A} \leq 90^\circ$ 时, 称为后向叶片, 则 $H_{T\infty} = A - B Q_T$, 这是一条向下的直线。

当 $\beta_{2A} \geq 90^\circ$ 时, 称为前向叶片, 则 $H_{T\infty} = A + B Q_T$, 这是一条向上的直线。

既然前向叶片扬程随流量增大而上升, 但又为何目前离心泵多用后向叶片呢? 这主要是因为组成扬程中包括静扬程和动扬程 (H_2/g) 两部分, 而水力流动损失是与流速 U 的平方成正

比的。动扬程越高,则水力流动损失越大,泵效率越低,在前向叶片中动扬程所占比例大;而在后向叶片中,动扬程所占比例小,所以泵效率高。故多用后向叶片。详细数学分析本文从略,读者可参考有关书籍。

3. 提高扬程的途径

从欧拉方程式可见,要提高 U_2 和 C_{2u} ,或提高 A 值,减少 B 值,对 U_2 而言,则可提高转速、叶轮直径;从 B 值而言,则要增加 β_2 ,叶片角大时,扬程可提高。从速度三角形亦可见, U_2 一定时,提高 β_2 ,则 C_{2u} 小, $H_{T\infty}$ 便得到提高。

但实际上叶轮的叶片数是有限的,一般为 3~7 片,液体的叶轮流动必定有水力损失,因此就是按一元理论也要进行修正,这样基本方程式才符合实际。

由于叶片数有限,流体在叶轮出口处的速度三角形会偏离原先方向,这是由于流体通过有限叶片时,速度分布不均匀,边界层增长,流动分离等因素,同时使水力损失增加, $C_3 \leq C_{3\infty}$, 因此 $H_T \leq H_{T\infty}$,此现象称为滑移。

$$\text{滑移系数 } \mu = \frac{C_{u3}}{C_{u3\infty}} = \frac{H_{TH}}{H_{TH\infty}}$$

具体计算方法,多靠经验式。对低比转速石油用泵说来,多采用 Stodola 经验式:

$$\mu = 1 - \left(\frac{\pi \sin \beta_2}{Z} \right)$$

有限数叶片叶轮流道中的相对运动,还可以具体解释如下:

在有限数叶片叶轮流道中,除了有一个均匀的相对流动外,还有一个相对的轴向旋涡运动。这种旋涡运动可以一个简单的例子说明。一个充满液体(理想液体)的圆形容器见图 2-3,以一定的角速度 ω 绕中心 O 旋转。

A 点在容器上,而浮在液面上的指针指着固定坐标系统的 N 点方向。当容器旋转时,液体由于本身惯性保持着原来的状态,箭头始终指着 N 点,这就形成液体对容器有相对的旋转运动,旋转角速度也就等于 ω ,但和容器旋转方向相反。同理,如果将叶轮流道的进口和出口封闭起来,叶轮在旋转时,流道中的液体也同样有一相对的旋转运动,这种运动就称为相对轴向旋涡运动见图 2-4。

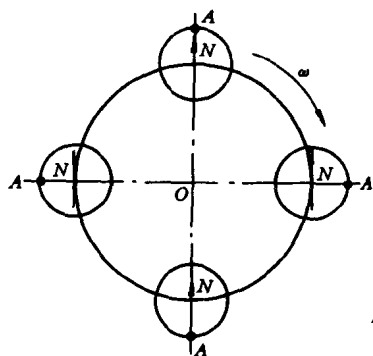


图 2-3 液体在旋转体中相对运动

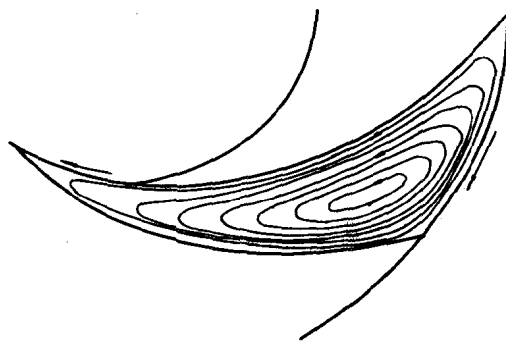


图 2-4 液体在封闭叶轮中相对运动

实际上叶轮流道并非封闭,液流的相对运动,除了前述的理想情况下,均匀流动之外,还有旋涡运动。所以在有限数叶片的流道内,相对运动应该是以上两种相对流动之和。这样,在叶片工作面附近,两种相对运动速度方向相反,相加结果使合成的相对流速减小,而叶片背面的相对流速方向一致,相加后相对流速提高。这样,相对流速在同一半径的圆周上分布不是均匀