

CENTRIFUGAL OIL PUMP THEORY
AND
APPLICATION

离心油泵理论与应用

李文广 张玉良 著

 江苏大学出版社
JIANGSU UNIVERSITY PRESS

CENTRIFUGAL OIL PUMP THEORY AND APPLICATION

离心油泵理论与应用

李文广 张玉良 著

 江苏大学出版社
JIANGSU UNIVERSITY PRESS

镇 江

图书在版编目(CIP)数据

离心油泵理论与应用 / 李文广, 张玉良著. — 镇江:
江苏大学出版社, 2016. 12
ISBN 978-7-5684-0366-5

I. ①离… II. ①李… ②张… III. ①油泵—研究
IV. ①TH38

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 321791 号

内容提要

本书是阐述离心油泵水力性能和内部流动研究成果的专著. 全书共分 15 章. 第 1 章介绍了石油液体的密度和黏度、离心油泵的结构、离心油泵应用中存在的问题, 并对现有离心油泵研究成果进行了概括. 第 2 章至第 7 章讨论了不同黏度下 65Y60 型离心油泵水力性能, 以及叶片数、叶片出口角、叶轮切割定律和口环间隙对离心油泵水力性能影响的试验及理论分析结果. 第 8 章至第 10 章分析了输送水和黏油时离心油泵叶轮、蜗壳内部定常、非定常流动的测量结果. 第 11 章至第 12 章给出了输送水和黏油时离心油泵内部定常流动、非定常流动的计算流体力学方法和数值计算结果. 第 13 章论述了黏油的空化流动特点, 探讨了黏油空化流动计算方法和黏油对离心油泵空化性能的影响. 第 14 章采用计算流体力学方法初步探究了输送黏油时离心泵启动和停机过渡过程中的瞬时水力性能和内部流动特点. 第 15 章叙述了离心油泵水力设计方法, 包括油水设计工况参数转换、直接和间接黏性法及叶轮准三维设计等. 附录列出了离心油泵油水性能参数换算、设计工况油水性能参数换算、离心油泵叶轮直径直接黏性法和间接黏性法的优化计算程序. 本书可供油田和炼油厂泵设备运行监管技术人员, 水泵制造厂泵设计工程师, 高校和研究所泵设计与研发人员, 流体机械及工程专业博士、硕士研究生及高年级本科生阅读.

离心油泵理论与应用

Lixinyoubeng Lilun Yu Yingyong

著 者/李文广 张玉良

责任编辑/常 钰 孙文婷

出版发行/江苏大学出版社

地 址/江苏省镇江市梦溪园巷 30 号(邮编: 212003)

电 话/0511-84446464(传真)

网 址/http://press. ujs. edu. cn

排 版/镇江华翔票证印务有限公司

印 刷/江苏凤凰数码印务有限公司

开 本/787 mm×1 092 mm 1/16

印 张/26.5

字 数/630 千字

版 次/2016 年 12 月第 1 版 2016 年 12 月第 1 次印刷

书 号/ISBN 978-7-5684-0366-5

定 价/78.00 元

如有印装质量问题请与本社营销部联系(电话:0511-84440882)

序

离心油泵是海陆油田、炼油厂等生产部门重要的石油液体输送设备。根据被输送液体的黏度可以将离心油泵分为两类：一类是低黏度离心油泵；一类是高黏度离心油泵。低黏度离心油泵主要用于输送黏度比常温清水低或与之接近的石油液体。高黏度离心油泵主要用于输送黏度至少是常温清水的 30 倍的石油液体。这时，增高的被输送石油液体黏度使离心油泵水力性能与泵送常温清水时的水力性能发生偏离，导致泵水力性能恶化。从流体力学角度看，液体黏度的增高表示液体运动的惯性力与液体黏性力比值的减小，即流动雷诺数的降低，液体的黏性效应增强。雷诺数的降低必然引起流动阻力增加，最终导致离心油泵水力性能下降。因此，液体黏度对离心油泵的水力性能的影响实质是离心油泵的低雷诺数问题。该问题的研究应追溯到 Mawson H 于 1927 年发表于英国机械工程师学会论文集的题为《Characteristic laws for a centrifugal pump with fluids other than water》的长篇论文。时至今日，已经过去 80 多年了。

作者从 1993 年开始接触离心油泵的低雷诺数问题，撰写的 77 篇研究论文已经发表在国内相关专业期刊上。到目前为止，主要工作包括离心油泵水力性能和内部流动测量与分析、流动数值计算及叶轮准三维设计与试验验证等。本书主要阐述作者在这些方面所进行的研究工作和取得的一些主要成果。

全书共分 15 章。第 1 章介绍了石油液体的物理参数、离心油泵的结构、离心油泵应用中存在的问题等，同时对现有的离心油泵研究成果进行了概括性总结。第 2 章至第 7 章介绍了不同黏度下 65Y60 型离心油泵的水力性能，以及叶片数、叶片出口角、叶轮切割定律和口环间隙对其水力性能影响方面的研究情况。第 8 章至第 10 章介绍了离心油泵叶轮、蜗壳内部定常、非定常流动的 LDV（激光测速计）测量结果及相应理论分析。第 11 章至第 13 章给出了离心油泵内部定常流动、非定常流动和定常空化流动的 CFD（计算流体力学）数值计算结果，并与 LDV 测量值和水力性能试验结果进行了对比。第 14 章阐述了离心油泵输送黏油时的启动和停机瞬时（过渡）过程中的水力性能和流动计算方法与结果。第 15 章概述了在离心油泵水力设计方法方面所做的一些尝试，包括油水设计工况参数转换、直接和间接黏性法及叶轮准三维设计等。3 个附录给出了作者编写的离心油泵油水性能参数换算、设计工况油水性能参数换算、离心油泵叶轮直径直接黏性法和间接黏性法的优化计算程序。除了介绍和分析讨论试验结果外，本书着重阐述了作者在离心油泵基础理论方面所做的一些有益尝试，如“扬程升高”和“效率升高”现象的流体力学分析、水力性能分析方法、考虑黏油黏度的口环泄漏量计算方法及最优工况点预测方法等。

本书涉及的研究工作得到了原机械工业部教育司、甘肃省科技厅和兰州理工大学等单位提供的科研基金的支持，对此作者表示衷心的感谢。原课题组成员和作者指导过的几位硕士研究生在离心油泵试验台搭建和试验数据的获取等方面提供了许多直接的

帮助,在此深表谢意.

最后,特别感谢原石油大学(北京)流体机械实验室在作者攻读博士学位期间进行LDV测试方面给予的支持,感谢胡泽明和薛敦松两位指导教授将作者带入离心油泵研究领域.本书权作对两位老师的报答.

学无止境,学海无涯,研究成果是阶段性的.由于作者学识水平的限制,书中存在不足、不当或错误之处在所难免,恳请有关学者、专家、泵工程师和读者批评指正.

兰州理工大学能源与动力工程学院 李文广

衢州学院机械工程学院 张玉良

2016年7月

第1章 绪论

- 1.1 原油及油品 /001
 - 1.1.1 石油液体的密度 /001
 - 1.1.2 石油液体的黏度 /002
 - 1.1.3 密度和黏度对离心油泵性能影响的定性描述 /004
- 1.2 离心油泵的结构与应用 /005
 - 1.2.1 离心油泵基本结构 /005
 - 1.2.2 离心油泵在石油工业中的应用 /009
 - 1.2.3 离心油泵在油田应用中存在的问题 /009
- 1.3 离心油泵研究现状与发展趋势 /010
 - 1.3.1 离心油泵国外研究现状 /010
 - 1.3.2 离心油泵国内研究现状 /014
 - 1.3.3 离心油泵研究中存在的问题 /014
- 参考文献 /015

第2章 离心油泵基本理论

- 2.1 离心油泵基本方程 /023
 - 2.1.1 叶轮理论扬程方程 /023
 - 2.1.2 离心油泵基本方程 /024
- 2.2 离心油泵叶轮滑移系数 /025
 - 2.2.1 滑移速度 /025
 - 2.2.2 滑移系数的定义 /025
 - 2.2.3 滑移系数的计算 /026
 - 2.2.4 液体黏度对滑移系数的影响 /031
- 2.3 离心油泵雷诺数与相似律 /032
 - 2.3.1 离心油泵雷诺数的定义 /033
 - 2.3.2 雷诺数对相似律的影响 /034
 - 2.3.3 雷诺数对效率的影响 /035
 - 2.3.4 雷诺数对效率影响的计算 /037
- 2.4 离心油泵性能分析 /037
 - 2.4.1 计算原理 /038
 - 2.4.2 局部摩擦阻力系数与流动模型验证 /046
 - 2.4.3 应用分析 /050
- 2.5 离心油泵最优工况计算方法 /052
 - 2.5.1 基本思想 /052
 - 2.5.2 计算方法 /053
 - 2.5.3 计算过程 /055
 - 2.5.4 计算结果 /057

第3章 离心油泵的性能

- 3.1 试验装置与试验方法 /064
 - 3.1.1 试验装置 /064
 - 3.1.2 试验泵 /065
 - 3.1.3 试验叶轮 /065
 - 3.1.4 试验液体 /066
 - 3.1.5 试验方法与数据处理 /067
- 3.2 黏度对性能曲线的影响 /067
 - 3.2.1 性能曲线变化 /067
 - 3.2.2 黏度对最优工况参数的影响 /068
- 3.3 性能换算系数曲线 /069
 - 3.3.1 性能换算系数的定义 /069
 - 3.3.2 性能换算系数的变化 /070
 - 3.3.3 与现有换算系数的比较 /071
- 3.4 扬程突升现象 /071
 - 3.4.1 扬程突升现象的定义 /071
 - 3.4.2 扬程突升现象的根源 /072
- 参考文献 /076

第4章 叶片数对离心油泵性能的影响

- 4.1 输送水时叶片数对性能的影响 /079
 - 4.1.1 叶片数对性能的影响 /079
 - 4.1.2 叶片数对叶轮流动参数的影响 /080
- 4.2 输送黏油时叶片数对性能的影响 /082
 - 4.2.1 叶片数对扬程曲线的影响 /083
 - 4.2.2 叶片数对轴功率曲线的影响 /083
 - 4.2.3 叶片数对效率曲线的影响 /084
 - 4.2.4 最优叶片数 /085
- 4.3 叶片数对性能影响的理论分析 /086
 - 4.3.1 叶片数对滑移系数的影响 /086
 - 4.3.2 叶片数对水力效率、容积效率和机械效率的影响 /088
- 参考文献 /090

第5章 出口角对离心油泵性能的影响

- 5.1 出口角对性能影响的试验 /092
 - 5.1.1 试验叶轮 /092
 - 5.1.2 试验结果与讨论 /092

5.2 出口角对性能影响的理论分析 /098

5.2.1 水力损失模型的建立 /099

5.2.2 计算结果与讨论 /103

参考文献 /108

第6章 离心油泵叶轮切割

6.1 叶轮切割定律 /111

6.1.1 切割定律与切割曲线 /111

6.1.2 现有理论切割定律与切割曲线 /113

6.1.3 试验切割指数的计算 /114

6.2 输送水时的叶轮切割定律 /115

6.2.1 试验叶轮 /115

6.2.2 结果与讨论 /116

6.3 输送黏油时的叶轮切割定律 /119

6.3.1 性能曲线 /119

6.3.2 切割指数 /120

6.3.3 叶轮切割定律的拟合 /123

6.3.4 切割曲线 /127

6.4 叶轮切割后泵效率升高现象 /128

6.4.1 效率升高现象 /128

6.4.2 效率升高的原因分析 /130

参考文献 /132

第7章 口环间隙对泵性能的影响

7.1 试验装置与对象 /133

7.2 口环间隙对性能的影响 /134

7.2.1 性能曲线的变化 /134

7.2.2 最优工况参数的变化 /136

7.2.3 最优工况参数相对变化率 /138

7.2.4 水力效率、容积效率和机械效率 /139

7.2.5 泄漏量 /141

7.2.6 泵腔流量纲一化角速度和压力分布 /142

7.2.7 摩擦阻力系数 /147

7.2.8 几点讨论 /148

参考文献 /149

第8章 叶轮内部时均流动测量

8.1 离心叶轮内部流动基本特征 /150

8.1.1 仿离心叶轮元件内部流动测量 /150

- 8.1.2 离心泵叶轮内部流动测量 /155
- 8.1.3 离心叶轮的流动模型 /163
- 8.1.4 离心泵叶轮内部流动研究中存在的问题 /165
- 8.2 试验装置与方法 /165
 - 8.2.1 试验装置 /165
 - 8.2.2 测速系统 /167
 - 8.2.3 测量方法与步骤 /168
 - 8.2.4 测量点布置 /168
 - 8.2.5 试验液体与工况 /169
 - 8.2.6 试验数据处理 /170
- 8.3 试验结果分析与讨论 /170
 - 8.3.1 相对速度分布 /170
 - 8.3.2 叶轮流道内的尾流 /188
 - 8.3.3 叶片间相对速度剖面的发展 /190
 - 8.3.4 讨论 /192
- 参考文献 /199

第9章 蜗壳内部时均流动测量

- 9.1 蜗壳内部流动特征/207
 - 9.1.1 叶轮与蜗壳间的流体作用力 /207
 - 9.1.2 叶轮与蜗壳的水力性能匹配 /208
 - 9.1.3 蜗壳内部流动测量 /209
 - 9.1.4 蜗壳内部流动数值计算 /211
 - 9.1.5 蜗壳水力设计方法与优化 /212
- 9.2 试验设备与方法 /213
 - 9.2.1 试验装置、测速系统、试验液体与测量工况 /213
 - 9.2.2 测量方法与步骤 /214
 - 9.2.3 测量断面内的测点布置 /214
 - 9.2.4 试验数据整理 /215
- 9.3 切向速度分布 /215
 - 9.3.1 切向速度沿蜗壳宽度的变化 /215
 - 9.3.2 切向速度的不均匀系数的变化 /226
 - 9.3.3 角动量随径向位置的变化 /227
- 9.4 径向速度分布 /229
 - 9.4.1 配带叶轮 A /229
 - 9.4.2 配带叶轮 B /234
 - 9.4.3 径向速度的讨论 /238
- 9.5 各因素对蜗壳内部流动的影响 /239
 - 9.5.1 出口角对蜗壳内部流动的影响 /239

- 9.5.2 黏度对蜗壳内部流动的影响 /240
- 9.5.3 工况对蜗壳内部流动的影响 /240
- 参考文献 /240

第10章 蜗壳非定常流动测量

- 10.1 试验设备与方法 /246
 - 10.1.1 试验装置、试验泵、试验介质和试验工况 /247
 - 10.1.2 测速系统与测量方法 /246
 - 10.1.3 测量断面内的测点布置 /246
- 10.2 试验结果分析 /247
 - 10.2.1 速度沿径向的变化 /247
 - 10.2.2 速度沿周向的变化 /249
 - 10.2.3 速度脉动幅度的变化 /252
 - 10.2.4 平均速度的变化 /253
- 参考文献 /256

第11章 泵定常流动数值分析

- 11.1 计算模型与方法 /259
 - 11.1.1 几何模型 /259
 - 11.1.2 液体物理参数 /262
 - 11.1.3 计算工况 /263
 - 11.1.4 流动物理模型 /264
 - 11.1.5 壁面函数与剪切应力 /265
 - 11.1.6 计算程序及数值计算方法 /267
 - 11.1.7 边界条件设置 /268
 - 11.1.8 粗糙度设置 /268
- 11.2 水力性能计算结果 /269
 - 11.2.1 网格无关性检查 /269
 - 11.2.2 叶片与隔舌相对位置的影响 /269
 - 11.2.3 黏度对叶轮水力性能的影响 /270
 - 11.2.4 黏度对泵水力性能的影响 /273
 - 11.2.5 壁面平均摩擦阻力系数 /276
 - 11.2.6 叶轮理论扬程出现驼峰的原因 /277
- 11.3 内部流动计算结果 /280
 - 11.3.1 叶轮内部流动 /280
 - 11.3.2 蜗壳内部流动 /283
- 11.4 计算结果的讨论 /284
 - 11.4.1 由速度三角形确定的滑移系数 /284
 - 11.4.2 表面粗糙度的影响 /286

- 11.4.3 壁面函数的影响 /288
- 11.4.4 紊流模型的影响 /288
- 11.4.5 吸入管的流态 /289
- 11.4.6 CFD 预测扬程与试验值不一致的原因 /289
- 参考文献 /290

第 12 章 泵非定常流动数值分析

- 12.1 模型泵与流动模型 /294
- 12.2 计算结果分析与讨论 /296
 - 12.2.1 网格无关性检查 /296
 - 12.2.2 紊流模型的影响 /297
 - 12.2.3 扬程曲线对比 /299
 - 12.2.4 与 LDV 测量数据对比 /300
 - 12.2.5 转矩和总压的变化 /306
 - 12.2.6 压力与速度头的变化 /307
 - 12.2.7 压力能头和速度头脉动的衰减 /311
 - 12.2.8 讨论 /315
- 参考文献 /317

第 13 章 泵空化性能数值分析

- 13.1 黏度、表面张力和空气含量对空化的影响 /320
 - 13.1.1 黏度和表面张力对空泡生长和溃灭的影响 /320
 - 13.1.2 空气含量对空泡生长和溃灭的影响 /321
 - 13.1.3 黏油物理特性 /325
- 13.2 离心油泵空化性能的数值计算 /325
 - 13.2.1 计算模型与方法 /326
 - 13.2.2 计算结果 /329
 - 13.2.3 非凝结气体浓度的影响 /334
 - 13.2.4 叶片出口角的影响 /334
 - 13.2.5 讨论 /335
- 参考文献 /337

第 14 章 泵过渡过程水力性能分析

- 14.1 计算模型与方法 /343
 - 14.1.1 离心泵与计算域 /343
 - 14.1.2 数值计算方法 /344
 - 14.1.3 求解方案 /345
- 14.2 性能参数的瞬态变化 /345
 - 14.2.1 外特性 /345

- 14.2.2 量纲一化特性分析 /347
- 14.2.3 叶轮功率特性 /348
- 14.2.4 同步特性 /349
- 14.2.5 瞬时扬程-流量曲线 /350
- 14.2.6 准稳态和稳态扬程-流量曲线对比 /352
- 14.3 内部流动参数和流场的瞬态变化 /353
 - 14.3.1 平均静压特性 /353
 - 14.3.2 平均涡量的变化 /356
 - 14.3.3 流场演化过程 /358
- 参考文献 /359

第 15 章 离心油泵水力设计方法

- 15.1 油水设计参数转换 /362
 - 15.1.1 参数转换方程和方法 /362
 - 15.1.2 结果与讨论 /366
- 15.2 叶轮主要几何尺寸的确定 /369
- 15.3 叶轮直径的优化 /371
 - 15.3.1 目标函数与计算方法 /371
 - 15.3.2 结果与讨论 /373
- 15.4 叶轮准三元设计 /375
 - 15.4.1 流动控制方程 /375
 - 15.4.2 叶片造型方法 /377
 - 15.4.3 设计方法与过程 /377
 - 15.4.4 流动分析精度检验 /379
 - 15.4.5 反问题算法检验 /379
 - 15.4.6 实际应用 /379
 - 15.4.7 叶片型线对泵性能的影响 /384
- 参考文献 /388

附录 1 离心油泵油水性能参数换算及设计工况性能参数 QBASIC 计算程序 /391

附录 2 准黏性法叶轮直径优化 MATLAB 计算程序 /402

附录 3 直接黏性法叶轮直径优化 MATLAB 计算程序 /406

第1章 绪论

离心油泵的主要输送对象是原油和液体石油产品,需要对它们的物理性质有一定了解.为此,本章首先简要介绍原油和液体石油产品的一些基本物理性质,讨论石油液体的密度和黏度随温度的变化.然后定性分析石油液体黏度对离心油泵水力性能的影响,介绍离心油泵的基本结构与应用.最后总结国内外离心油泵性能研究的成果,对其未来发展趋势进行展望.

1.1 原油及油品

石油一般指原油,它是流动或半流动的相对密度变化范围较大的黏稠液体.开采出的原油为粗原油,它是由油、气、水和固相泥沙等组成的多相体系的混合物.粗原油经过脱气、除水、去盐、降沙等净化处理后,得到净化原油.净化原油是由碳氢化合物组成的复杂混合物.

常温下,净化原油的密度为 $800\sim 980\text{ kg/m}^3$. $50\text{ }^\circ\text{C}$ 时,净化原油的运动黏度为 $1.46\sim 20\ 392\text{ cSt}$ (厘斯, $1\text{ cSt}=1\text{ mm}^2/\text{s}$),属于牛顿流体.净化原油主要由碳、氢、硫、氮、氧 5 种元素组成.其中,碳的质量分数为 $83\%\sim 87\%$,氢的质量分数为 $11\%\sim 14\%$,硫、氮、氧 3 种元素的质量分数为 $1\%\sim 4\%$.碳、氢元素组成有机化合物烃,硫、氮、氧元素则组成无机物.

净化原油经蒸馏、裂化、重整等工艺可得到 4 类石油产品(油品):① 气体类;② 液体类;③ 脂类;④ 固体类.

气体、液体类流体是叶片式流体机械的输送对象.离心泵属叶片式流体机械.通常把输送可流动原油及液体油品的专用离心泵称为离心油泵.

为方便起见,将可流动原油和液体油品统称为石油液体.石油液体流过离心油泵时一般不发生化学变化,只存在物理学中力的相互作用过程.在这一物理学范畴内的流动过程中,流动满足流体力学中的连续方程、动量方程和能量方程.在动量方程中,与流体物理性质相关的量是流体的密度和动力黏度.因此,这两个流体物理性质参数将影响离心油泵的性能.

1.1.1 石油液体的密度

密度是单位体积内所含物质在真空中的质量,单位是 kg/m^3 .我国国家标准规定 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时石油液体的密度为标准密度,以 ρ_{20} 表示.其他温度下的密度为视密度 ρ_t .

石油液体的相对密度是其标准(视)密度与 $4\text{ }^\circ\text{C}$ 时水的密度之比 d_{20}^4 .表 1-1 给出了若干代表性石油液体的相对密度值^[1].

表 1-1 油类液体的相对密度

种类	原油	汽油	煤油	柴油	润滑油
相对密度	0.65~1.06	0.70~0.77	0.75~0.83	0.82~0.87	>0.85

国际石油界通常采用美国石油学会(API)重度表示石油液体的密度. 美国国家标准局于 1916 年提出采用 Baume 刻度来衡量密度比水轻的液体的相对密度或比重(specific gravity). 按该刻度制造的玻璃浮子比重计(hydrometer)最大刻度为 140. 后来, 美国科学院发现标准中蒸馏水和温度控制方面存在错误, 就把最大刻度改为 141.5. 1921 年美国石油学会采纳了这个刻度, 提出采用 API 重度刻度来表示石油液体的密度. 在 60 °F 或 15.6 °C 下, 石油液体的 API 重度与油水相对密度 ρ_o/ρ_w 的关系为

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141.5}{\rho_o/\rho_w} - 131.5 \quad (1-1)$$

类似地, 根据已知的 API 重度, 可以按下式算出石油液体 60 °F 或 15.6 °C 下的相对密度值:

$$\rho_o/\rho_w = \frac{141.5}{^{\circ}\text{API} + 131.5} \quad (1-2)$$

对于相对密度 $\rho_o/\rho_w=1$ 的重质油(在 60 °F 或 15.6 °C 下, 与纯水的密度相同), 其 API 重度为 10.0°API. 根据 API 重度可以对原油进行分类. 当 API 重度大于 31.1°API (密度低于 870 kg/m³) 时, 属轻质油. 当 API 重度为 (10.0~22.3)°API (密度介于 920~1 000 kg/m³) 时, 属重质油. 如果 API 重度小于 10.0°API (密度高于 1 000 kg/m³), 则为超重质油. API 重度为 (40.0~45.0)°API 的原油价格最高; 而 45.0°API 以上的原油分子链较短, 没有提炼价值.

1.1.2 石油液体的黏度

(1) 动力黏度

当流体做层流运动时, 流体表现出的黏度为流体的物理黏度, 是流体的物理属性. 按照 Stokes 提出的流体广义牛顿内摩擦定律, 假设石油液体做如图 1-1 所示的直线层流运动. 如果石油液体是牛顿流体, 那么其本构关系可以表示为

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-3)$$

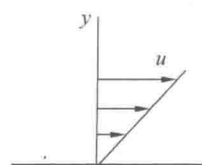


图 1-1 层流运动

式中: τ 为液体内部剪切应力, Pa; u 为液体运动速度, m/s; y 为垂直于 u 方向的坐标.

如果石油液体是非牛顿流体, 那么其本构关系可以表示为^[2]

$$\tau = \mu \left(\frac{du}{dy} \right) \frac{du}{dy} \quad (1-4)$$

以上两式中的 μ 和 $\mu \left(\frac{du}{dy} \right)$ 分别为石油液体的动力黏度和表观动力黏度. 它们的大小反映液体抵抗剪切变形速率的能力. 对牛顿流体, 动力黏度 μ 与变形速率 $\frac{du}{dy}$ 无关. 对非牛顿流体, 表观动力黏度 $\mu \left(\frac{du}{dy} \right)$ 是变形速率 $\frac{du}{dy}$ 的非线性函数.

(2) 运动黏度

石油液体的(表观)运动黏度是(表观)动力黏度与液体密度之比,即

$$\nu=\frac{\mu}{\rho}$$

(1-5)

工程中,黏度一般指的是运动黏度,本书亦如此.除非特别声明,本书中所提到的黏度均为运动黏度.动力黏度、运动黏度的单位如表 1-2 所示^[2].

表 1-2 动力黏度、运动黏度的单位

名称	符号	单位	采用国家	换算关系
动力黏度	μ	泊(P)	世界通用	1 P=1 g/(cm·s)
		厘泊(cP)		1 P=100 cP
		帕·秒(Pa·s)		1 Pa·s=10 P
运动黏度	ν	厘斯(cSt)	中、苏、英、美、日	1 cSt=10 ⁻⁶ m ² /s
		mm ² /s		=1 mm ² /s
		度(E)	欧洲	E∈[1.35,3.2]
				cSt=8E-8.64/E
				E∈(3.2,32]
				cSt=7.31E-6.31/E
				E∈(32,∞)
				cSt=7.55E-4/E
		秒(SUS)	美	SUS∈[32,100]
				cSt=0.226SUS-195/SUS
				SUS∈(100,∞)
				cSt=0.22SUS-135/SUS

(3) 黏度与温度的关系

温度对石油液体黏度的影响很大.随着温度的升高,石油液体的黏度迅速减小,没有标明温度的黏度无意义.表 1-3 为常见石油液体 20 ℃时的黏度值.为了便于对比,也将水的黏度值列入其中.

表 1-3 常见石油液体 20 ℃时的黏度

种类	水	汽油	柴油	变压器油	大港原油	30 号透平油	重质油
黏度/(mm ² /s)	1.06	0.74	4.20	30	55	93	240

原油提升至井口时一般是含有气体的,为含气原油(live oil),经过脱气处理,变为脱气原油(dead oil).脱气原油的动力黏度取决于 API 重度和温度.含气原油的动力黏度不但与这两个参数有关,还取决于气体的溶解度和压力等参数.原油的动力黏度一般采用试验方法进行测量,然后对试验结果进行回归分析,得到经验公式.目前,通过修正脱气原油的黏度公式来得到含气原油的动力黏度.表 1-4 列出了几个常见的国外作者提出的计算脱气原油动力黏度的经验公式^[3].

表 1-4 国外用于计算原油动力黏度的公式

公式名称	年份	动力黏度公式	适用对象
Beggs - Robinson	1975	$\mu=10^a-1$ $a=10^{3.0324-0.02023\times^{\circ}\text{API}T^{-1.163}}$	重质油
Egbogah - Jacks	1995	$\mu=10^a-1$ $a=10^{2.06492-0.0179\times^{\circ}\text{API}-0.70226\lg T}$	重质油
Glaso	1980	$\mu=3.141\times10^{10}T^{-3.444}(\lg^{\circ}\text{API})^{10.313\lg T-36.447}$	重质油
Kartoatmodjo - Schmidt	1994	$\mu=18\times10^8T^{-2.8177}(\lg^{\circ}\text{API})^{5.7526\lg T-26.9718}$	重质油
Ghetto - Panone - Villa	1995	$\mu=220.15\times10^9T^{-3.556}(\lg^{\circ}\text{API})^{12.5428\lg T-45.7874}$	中质油
Petrosky - Farshad	1995	$\mu=2.3511\times10^7T^{-2.10255}(\lg^{\circ}\text{API})^{4.59388\lg T-22.82792}$	重质油
Beal	1970	$\mu=\left(0.32+\frac{1.8\times10^7}{^{\circ}\text{API}}\right)\left(\frac{360}{T+200}\right)^a$ $a=10^{0.43+\frac{8.33}{^{\circ}\text{API}}}$	重质油
Labedi	1992	$\mu=\frac{10^{9.224}}{^{\circ}\text{API}^{4.7013}T^{0.6739}}$	重质油
Bennison	1998	$\mu=a10^{0.10231^{\circ}\text{API}^2-3.9464^{\circ}\text{API}+46.5037}$ $a=T^{-0.04542^{\circ}\text{API}^2+1.70405^{\circ}\text{API}-19.18}$	重质油

注:动力黏度 μ 的单位为 cP,温度 T 的单位为华氏度 $^{\circ}\text{F}$,它与摄氏度 $^{\circ}\text{C}$ 的关系为 $^{\circ}\text{F}=\frac{9}{5}^{\circ}\text{C}+32$ 。

如果离心泵输送的是脱气原油,就可以较容易地确定被输送介质的密度和动力黏度及运动黏度.如果离心泵,如油井多级潜油泵输送含气原油,就需要考虑气体的溶解度和压力及原油温度在泵各个级的变化,采用较为复杂的公式计算原油的黏度^[4]。

1.1.3 密度和黏度对离心油泵性能影响的定性描述

(1) 液体密度对离心油泵的影响

在某一温度下,设离心油泵输送一种与水的黏度十分接近,但密度差别较大的石油液体,发现泵的扬程、流量、效率都与输送水时的相同,只是轴功率与密度成比例地变化,即

$$\frac{P_o}{P_w} = \frac{\rho_o}{\rho_w} \tag{1-6}$$

式中: P_o 为输送黏油时的泵轴功率; P_w 为输送水时的泵轴功率; ρ_o 为黏油的密度; ρ_w 为水的密度。

(2) 液体黏度对离心油泵性能影响的定性描述

设某种与水密度十分接近的石油液体的黏度从水的黏度开始连续增大.当离心油泵分别输送这些黏度不同的流体时,泵的性能将与输送水时的性能逐渐发生偏离,偏离的程度随着黏度的增高而增大.液体黏度对离心油泵的影响可分为 3 个阶段:

- ① 当流体的黏度比水的黏度高得不多时,泵的性能变化不大.
- ② 黏度增大较多,泵的扬程、流量没有变化,但轴功率已经增大,效率开始下降.
- ③ 黏度再增大,泵的扬程、流量也开始下降,轴功率则增加得更大,效率下降得更多.

因此,离心油泵的轴功率最先感受到液体黏度的变化,扬程变化则显得迟钝.在扬程未感受到黏度变化的时候,叶轮和泵体流道内的各种水力损失变化不大,但是泵轴功率却增加了,说明叶轮的圆盘摩擦损失增大了.所以,叶轮的圆盘摩擦损失最易受到黏度的影响.

在第③阶段泵的扬程、流量均已下降,此时不但叶轮圆盘摩擦损失增大,而且叶轮和泵体流道内的各种水力损失也增大了,表明这时叶轮和泵体流道内黏油的流动规律已和水的流动规律有了一定的差异.

目前,只能用试验来确定第③阶段到来的临界状况.该临界状况不但与黏度有关,而且与泵的结构、流量、转速和几何尺寸及比转数有关.若仅以离心油泵输送某温度下的石油液体的黏度作为该临界状况的判据,则出现该临界状况的临界黏度在 $30\text{ mm}^2/\text{s}$ 左右.对口径小的泵,临界黏度可能小于 $30\text{ mm}^2/\text{s}$;对口径大的泵,临界黏度可能大于 $30\text{ mm}^2/\text{s}$.从已发表的文献看,研究的石油液体黏度都大于 $30\text{ mm}^2/\text{s}$.

1.2 离心油泵的结构与应用

1.2.1 离心油泵基本结构

(1) 管道离心油泵

管道离心油泵是一种直接安装在输油管线中的直联离心油泵.它可以输送汽油、煤油和柴油等黏度较低的液体石油产品.被输送液体的温度在 $-45\sim 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内,流量为 $1.8\sim 240\text{ m}^3/\text{s}$,扬程为 $27\sim 150\text{ m}$.

管道离心油泵一般为立式泵.图 1-2 所示为美国 IMO 公司生产的一种管道离心油泵.该泵结构的主要特点是泵进出口在同一条线上,泵可以直接安装在管道中;更换叶轮和轴封时,不需要将整个泵从管道上拆卸下来.该泵主要由泵体、泵盖、叶轮、轴、轴封、刚性联轴器和支架组成.轴封可以安装填料密封或机械密封.填料函的外侧是冷却水腔,以便高温时通冷却水.刚性联轴器使泵轴与电动机轴成为一体,将叶轮受到的轴向力传递到电动机的轴承上,同时使泵轴与电动机轴保持一定的同轴度,以避免叶轮口环处出现过大的径向跳动度.

(2) 径向剖分离心油泵

径向剖分离心油泵是一种输送不含固体颗粒的液体石油产品的离心油泵.被输送液体的温度为 $20\sim 400\text{ }^{\circ}\text{C}$,流量为 $2\sim 600\text{ m}^3/\text{h}$,扬程为 $32\sim 2\,000\text{ m}$.

径向剖分离心油泵有悬臂式、两端支承式两种结构类型.泵入口可以水平,出口垂直向上;或者泵出入口均垂直向上.悬臂式泵有单级和两级两种.

图 1-3a 所示为美国 Allweiler 公司生产的单级地脚支撑的热离心油泵的结构.它主

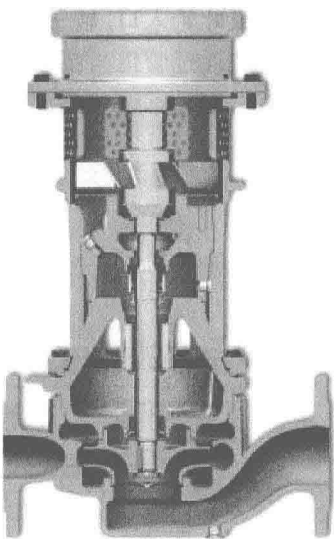


图 1-2 管道离心油泵