

ICS 27.140

J 86

SL

中华人民共和国水利行业标准

SL 41—2018

替代 SL 41—2011
SL 491—2010
SL 507—2010
SL 508—2010

水利水电工程启闭机设计规范

**Design code for gate hoist in
water resources and hydropower projects**

2018-10-23 发布

2019-01-23 实施

中华人民共和国水利部 发布

中华人民共和国水利部

关于批准发布《生产建设项目土壤 流失量测算导则》等3项 水利行业标准的公告

2018年第9号

中华人民共和国水利部批准《生产建设项目土壤流失量测算导则》(SL 773—2018)等3项为水利行业标准，现予以公布。

序号	标准名称	标准编号	替代标准号	发布日期	实施日期
1	生产建设项目 土壤流失量测算 导则	SL 773—2018		2018.10.23	2019.1.23
2	水利水电工程 启闭机设计规范	SL 41—2018	SL 41—2011 SL 491—2010 SL 507—2010 SL 508—2010	2018.10.23	2019.1.23
3	小水电电网技 术管理规程	SL 528—2018	SL 526—2011 SL 527—2011 SL 528—2011	2018.10.23	2019.1.23

水利部

2018年10月23日

前 言

根据水利技术标准制修订计划安排，按照 SL 1—2014《水利技术标准编写规定》的要求，对 SL 41—2011《水利水电工程启闭机设计规范》、SL 491—2010《螺杆式启闭机系列参数》、SL 507—2010《卷扬式启闭机系列参数》、SL 508—2010《液压启闭机系列参数》四项标准合并修订。

本标准共 9 章和 17 个附录。主要技术内容有：

- 启闭机的设计总则；
- 启闭机的选型布置要求；
- 启闭机的材料要求；
- 启闭机的荷载种类、计算及取值要求；
- 启闭机的设计计算、零部件选型及结构分析；
- 启闭机的电气设计要求。

本次修订的主要内容有：

- 将 SL 507—2010、SL 508—2010、SL 491—2010 并入本标准，并对原标准参数进行了修订；
- 对部分节次和附录编排次序、部分结构计算方法、风荷载计算中风力系数和挡风折减系数取值、正常工作状态下防风抗滑安全性计算公式、抗倾覆稳定性验算的有关荷载系数取值及液压缸强度计算公式等进行了调整，对部分附录进行了合并；
- 对有关结构构造要求、自动挂脱梁的一般设计要求、安全制动器要求、液压启闭机安全保护要求和启闭机抗震设计要求等进行了补充；
- 增加了启闭机术语定义、双吊点启闭机同步轴设计、高海拔电动机输出功率计算修正和高寒地区启闭机主要机械零部件及电气元器件的选择要求；

- 删除了吊钩计算和铆钉连接内容；
- 修订和完善了供配电设计内容，对原条文按控制、保护、导线敷设、照明等方面进行了重新归纳；
- 更新并补充了 YZR 系列电动机在不同 FC 值和 CZ 值时的允许输出容量表。

本标准中的强制性条文有：3.1.7 条 2 款、7.1.16 条、9.2.2 条。以黑体字标示，必须严格执行。

本标准所替代标准的历次版本为：

- SL 41—93
- SL 41—2011
- SD 297—88
- SL 491—2010
- SD 296—88
- SL 40—92
- SL 507—2010
- SD 113—83
- SD 114—83
- SL 39—92
- SL 508—2010

本标准批准部门：中华人民共和国水利部

本标准主持机构：水利部水利水电规划设计总院

本标准解释单位：水利部水利水电规划设计总院

本标准主编单位：黄河勘测规划设计有限公司

本标准出版、发行单位：中国水利水电出版社

本标准主要起草人：陈霞 孙鲁安 王庆明 唐松智
杨光 杨立 杜伟峰 毛明令
金辉 杨丽娟 王春 姚宏超
侯庆宏 周伟 张小辉 谢腾飞
姚雷 杨海龙

本标准技术内容审查人：姚宇坚 雷兴顺

本标准体例格式审查人：牟广丞

本标准在执行过程中，请各单位注意总结经验，积累资料，随时将有关意见和建议反馈给水利部国际合作与科技司（通信地址：北京市西城区白广路二条 2 号；邮政编码：100053；电话：010-63204533；电子邮箱：bzh@mwr.gov.cn），以供今后修订时参考。

目 次

1	总则	1
2	术语和符号	3
2.1	术语	3
2.2	符号	4
3	基本规定	6
3.1	一般规定	6
3.2	控制方式	10
3.3	安全保护装置	10
4	荷载	12
5	材料	20
5.1	铸件	20
5.2	锻件	20
5.3	板材与型材	20
5.4	连接材料	21
5.5	防腐材料	21
6	卷扬式启闭机	22
6.1	一般规定	22
6.2	起升机构	26
6.3	行走机构	28
6.4	回转机构	29
6.5	零部件的计算原则	29
6.6	零部件的设计	32
6.7	结构设计计算	38
6.8	自动挂脱梁	60
7	液压启闭机	63
7.1	一般规定	63

7.2	液压系统	64
7.3	液压缸	65
7.4	液压阀	66
7.5	液压泵电机组	67
7.6	油管 and 油箱	67
7.7	液压油与过滤器	68
7.8	行程检测装置	69
8	螺杆启闭机和链式启闭机	71
8.1	螺杆启闭机	71
8.2	链式启闭机	72
9	电气	73
9.1	一般规定	73
9.2	供电系统	73
9.3	配电系统	74
9.4	电气控制	74
9.5	电气保护	75
9.6	导线选型及敷设	76
9.7	防雷接地及照明	77
附录 A	启闭机工作级别选择	78
附录 B	卷扬式启闭机系列参数	79
附录 C	液压启闭机系列参数	92
附录 D	螺杆启闭机系列参数	112
附录 E	电动机使用环境的功率修正	115
附录 F	行走机构加(减)速度 a 及相应的加(减)速度时间 t 的推荐值	116
附录 G	启闭机偏斜行走时水平侧向力 P_s 的计算方法	117
附录 H	风荷载计算资料	120
附录 I	摩擦系数及效率	123
附录 J	YZR 系列电动机在不同 FC 值和 CZ 值时	

的允许输出容量 P	125
附录 K 电动机过载和发热校验	130
附录 L 常用摩擦面材料的允许物理量和性能	136
附录 M 零部件及轨道的有关计算资料	137
附录 N 双向或单向压弯构件稳定性计算	150
附录 O 液压启闭机计算	167
附录 P 螺杆启闭机零部件计算	185
附录 Q 导线的载流量	191
标准用词说明	194
标准历次版本编写者信息	195
条文说明	197

1 总 则

1.0.1 为规范水利水电工程启闭机的设计，满足运行安全可靠、技术先进、经济合理、维修方便、操作智能和绿色环保等要求，制定本标准。

1.0.2 本标准适用于水利水电工程以电力驱动为主，用以启闭闸门、拦污栅的卷扬式启闭机、液压启闭机、螺杆启闭机和链式启闭机的设计，其中卷扬式启闭机包括固定卷扬式启闭机和门式、台车式、桥式等移动式启闭机。其他动力型式的启闭机可参照执行。

1.0.3 移动式启闭机应符合特种设备相关标准的规定。

1.0.4 本标准主要引用下列标准：

- GB/T 699 优质碳素结构钢
- GB/T 700 碳素结构钢
- GB/T 985.1 气焊、焊条电弧焊、气体保护和高能束焊的推荐坡口
- GB/T 985.2 埋弧焊的推荐坡口
- GB/T 1176 铸造铜及铜合金
- GB/T 1231 钢结构用高强度大六角头螺栓、大六角螺母、垫圈技术条件
- GB/T 1348 球墨铸铁件
- GB/T 1591 低合金高强度结构钢
- GB 2585 铁路用热轧钢轨
- GB/T 3077 合金结构钢
- GB/T 3098.1 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱
- GB/T 3098.2 紧固件机械性能 螺母
- GB/T 3098.3 紧固件机械性能 紧定螺钉
- GB/T 3098.6 紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱

- GB/T 3098.15 紧固件机械性能 不锈钢螺母
- GB/T 3280 不锈钢冷轧钢板和钢带
- GB/T 3632 钢结构用扭剪型高强度螺栓连接副
- GB/T 4237 不锈钢热轧钢板和钢带
- GB/T 5117 非合金钢及细晶粒钢焊条
- GB/T 5118 热强钢焊条
- GB/T 5293 埋弧焊用碳钢焊丝和焊剂
- GB/T 7659 焊接结构用铸钢件
- GB/T 8162 结构用无缝钢管
- GB 8918 重要用途钢丝绳
- GB/T 9439 灰铸铁件
- GB/T 9440 可锻铸铁件
- GB/T 10051.1 起重吊钩 第1部分：力学性能、起重量、应力及材料
- GB/T 11352 一般工程用铸造碳钢件
- GB/T 12470 埋弧焊用低合金钢焊丝和焊剂
- GB/T 14039 液压传动 油液 固体颗粒污染等级代号
- GB/T 20303.1 起重机 司机室和控制站 第1部分：总则
- GB/T 28264 起重机械 安全监控管理系统
- SL 105 水工金属结构防腐蚀规范
- JB/T 6398 大型不锈、耐酸、耐热钢锻件
- JB/T 6402 大型低合金钢铸件
- NB/T 47013.1~13 承压设备无损检测
- YB/T 5055 起重机用钢轨
- YB/T 5359 压实股钢丝绳

1.0.5 水利水电工程启闭机设计除应符合本标准规定外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术语和符号

2.1 术语

2.1.1 固定式启闭机 fixed hoist

固定在基础或支承基座上，只能在原地工作的启闭机。包括固定卷扬式启闭机、液压启闭机、螺杆启闭机等。

2.1.2 高扬程启闭机 high-lift rope hoist

扬程大于或等于 30m 的卷扬式启闭机。

2.1.3 双向门式启闭机 two-way gantry crane

吊具除升、降运动外，可在平行和垂直于基础轨道的两个水平方向运动的门式启闭机。

2.1.4 单向门式启闭机 one-way gantry crane

吊具除升、降运动外，只能在平行于轨道的水平方向运动的门式启闭机。

2.1.5 小车 trolley

具有起升机构和行走机构，可在启闭机桥架上移动的装置。

2.1.6 跨度 crane span

移动式启闭机大车和小车在垂直于行走方向上的轨道中心线之间的水平距离。

2.1.7 轮压 wheel load

一个车轮传递到轨道或地面上的最大垂直荷载。

2.1.8 吊具 load handling device

吊取、挂取或抓取闸门、拦污栅或其他物体的装置，包括动滑轮组以及动滑轮组与闸门（拦污栅）之间的自动挂脱梁、平衡梁、吊梁等。

2.1.9 支持制动器 support brake

起升机构中用于支持荷载的常闭式机械制动器。

2.1.10 工作制动器 working brake

安装在高速轴上用于工作制动的支持制动器。

2.1.11 安全制动器 safety brake

安装在卷筒上用于安全制动的支持制动器。

2.1.12 开式齿轮传动 exposed gear transmission

暴露在空气中的齿轮传动。

2.1.13 闭式齿轮传动 closed gear transmission

在密闭箱体中工作的齿轮传动。

2.1.14 液压系统 hydraulic system

根据闸门的启闭功能要求，将多种液压、电气元器件组成相应的液压控制回路，按操作程序的逻辑原理互相连接，通过电气控制使液压缸实现相应动作并具有电、液保护功能的油路系统。

2.1.15 液压泵站 hydraulic pump station

由液压泵电动机组和油箱总成组成的为液压缸提供压力油的油源设备。

2.1.16 差动回路 differential circuit

压力油注入液压缸无杆腔推动活塞杆外伸时，有杆腔排出的油液不经过油箱和泵组而直接流向液压缸无杆腔的回路。

2.1.17 闭环同步控制回路 synchro - control circuit with closed - cycle

以多套液压缸的活塞杆行程实时检测的相对偏差值作为反馈信号，通过电气控制系统对相应液压缸进出流量进行动态调节控制，使各液压缸的活塞杆实现同步运行的回路。

2.2 符 号

A ——面积

D 、 d ——直径

E ——钢材的弹性模量

G ——钢材的剪变模量

H 、 h ——高度

I ——惯性矩

i ——传动比
 K ——安全系数
 L 、 l ——跨度或长度
 M ——弯矩或扭矩
 N ——轴心力或功率
 n ——系数或转速
 P ——作用荷载
 p ——压力
 Q ——剪力或流量
 q ——风压或单位长度作用力
 R ——半径
 v ——速度
 W ——抵抗矩
 δ ——厚度
 η ——效率
 λ ——长细比
 σ ——正应力
 σ_b ——抗拉强度
 σ_s ——屈服点
 τ ——剪应力

3 基本规定

3.1 一般规定

3.1.1 除液压启闭机外，启闭机机构的工作级别应根据机构的利用等级和荷载状态按表 3.1.1-1、表 3.1.1-2 和表 3.1.1-3 确定。启闭机的工作级别应为主起升机构的工作级别，启闭机工作级别选择见附录 A。

表 3.1.1-1 启闭机机构的利用等级

利用等级	设计总工作小时/h	说 明
T ₁	800	轻闲使用
T ₂	1600	
T ₃	3200	中等程度使用
T ₄	6300	经常使用

表 3.1.1-2 启闭机机构的荷载状态

荷载状态	说 明
L ₁	很少起吊最大工作荷载，一般起吊轻荷载
L ₂	有时起吊最大工作荷载，一般起吊中等荷载
L ₃	经常起吊最大工作荷载，一般起吊较重荷载

表 3.1.1-3 启闭机机构的工作级别

荷载状态	利 用 等 级			
	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄
L ₁	Q ₁ —轻	Q ₁ —轻	Q ₁ —轻	Q ₂ —轻
L ₂	Q ₁ —轻	Q ₁ —轻	Q ₂ —轻	Q ₃ —中
L ₃	Q ₁ —轻	Q ₂ —轻	Q ₃ —中	Q ₄ —重

3.1.2 启闭机设计应收集下列资料：

- 1 水利水电工程对闸门运行的要求，包括启闭力、持住力、

启闭行程、启闭方式、泄流要求、充水方式、启闭和行走速度、闸门存放方式等。

2 相关水工建筑物的尺寸和布置，包括房屋、基础、轨道、管路及闸门门槽等。

3 闸门与启闭机连接的有关尺寸和要求。

4 动力、控制电源的要求。

5 电气控制方式、接口要求。

6 荷载资料。

7 工作环境资料，包括水文、气象、泥沙、水质等。

8 地震和其他特殊资料。

9 有关制造、运输和安装等方面的资料。

3.1.3 启闭机的启闭力、扬程、跨度、速度等参数见附录 B、附录 C 和附录 D。

3.1.4 启闭机应有防潮、通风、防腐蚀和防风沙等保护措施。启闭机机房和控制室应满足消防要求。

3.1.5 启闭机的结构件应进行强度、刚度和稳定计算，并应满足规定要求。计算时可不考虑材料的塑性影响，不进行疲劳强度计算。在震级为Ⅶ度及以上地区工作的重要启闭机还应进行抗震安全验算。

3.1.6 启闭机的运输单元和重量宜符合运输的规定要求，并应具有必要的刚度。

3.1.7 启闭机选型应根据水利水电工程布置、门型、孔数、操作运行和时间要求等，经全面的技术经济论证后确定，启闭机选择应遵循下列规定：

1 泄水系统、挡潮闸和水闸工作闸门的启闭机宜选用固定式启闭机。当闸门操作运行方式和启闭时间允许时，经论证可选用移动式启闭机。

2 具有防洪、排涝功能的工作闸门，应选用固定式启闭机，一门一机布置。

3 多孔泄水系统的事故、检修闸门的启闭机，宜选用移动

式启闭机。

4 电站机组进水口和泵站出水口快速闸门启闭机的选型，应根据工程布置、闸门的启闭荷载、扬程等进行技术经济比较，选用液压式或固定卷扬式快速闸门启闭机。

5 当多机组电站进水口设有检修闸门时，宜选用移动式启闭机。在工程总体布置条件允许的情况下，可与泄水系统检修闸门的启闭机共用。

6 机组进水口多孔拦污栅的操作，可在进水口门式启闭机的上游侧增设副起升机构或回转吊，也可采用跨内主钩启吊。当水工建筑物布置分散，无法利用已有启闭机时，可单独设置移动式启闭机。

7 电站机组多孔尾水管检修闸门的启闭机宜采用移动式启闭机，抽水蓄能机组尾水事故闸门应采用固定式启闭机。

8 施工导流封堵闸门的启闭机宜选用固定卷扬式启闭机，启闭力应满足在一定水头下动水启门的要求，并应配备扬程指示装置。

9 需要分节装拆的闸门或分节启闭的叠梁闸门，宜选用移动式启闭机。

10 设计水头不高的小型闸门，可选用螺杆启闭机。

11 启闭多扇闸门、拦污栅或叠梁闸门的移动式启闭机，宜配置自动挂脱梁。

3.1.8 固定式启闭机宜设置机房，油缸露天布置的液压启闭机应设置油泵房。机房的布置应满足设备的安装、检修和维护要求，通道尺寸不宜小于 0.8m。在风沙严重地区，机房应有防风沙措施，卷扬式启闭机宜采用闭式齿轮传动；在严寒和炎热地区，机房应有温度调节和保温措施。室外布置的固定式启闭机（液压启闭机的油缸除外），应根据环境条件设置活动机罩，电气设备应具有防尘、防潮和防雨等措施。

3.1.9 启闭机应满足启闭闸门的最大工作扬程要求，并有适当的裕度。启闭潜孔弧门的启闭机，最大工作扬程尚应满足更换

侧、顶止水的要求。当闸门启闭扬程较高时，宜采用高扬程启闭机，且宜采用折线绳槽卷筒和变频调速。

3.1.10 平面闸门启闭机的起吊中心线应与闸门起吊中心线一致。

3.1.11 启闭机的安装高程应满足安全运行要求，并应便于闸门、门槽及启闭机部件等正常检修。

3.1.12 操作泄洪、挡潮及其他应急闸门的启闭机，应设置可靠的备用电源。中小型启闭机可根据具体情况设置手动启闭装置。

3.1.13 电站机组进水口及泵站出水口的快速闸门启闭机应满足快速关闭孔口的时间要求，并应设有限速装置或缓冲装置。闸门接近全关闭时的速度不应大于 5m/min。

3.1.14 当启闭机吊具与闸门吊耳连接的销轴重量较大且需经常拆卸时，宜设移轴装置。

3.1.15 采用小开度提门或门体平压阀充水的闸门，启闭机应设有能满足小开度要求的控制装置。

3.1.16 双吊点的启闭机应有可靠的同步措施。

3.1.17 闸门前有泥沙淤积的双吊点启闭机，启闭力应计及两个吊点启闭荷载的不均匀性因素。

3.1.18 电动机应满足工作环境要求，当海拔超过 1000m 或环境温度与额定环境温度不一致时，其输出功率应按使用地点的海拔和环境温度下的输出功率计算，计算方法见附录 E。

3.1.19 在地震烈度Ⅷ度及以上地区工作或在严寒地区工作的启闭机，设备承载零部件不宜采用铸铁类材料。在地震烈度大于Ⅶ度地区，重要闸门的启闭机应有应急启动措施。

3.1.20 启闭机应根据监控的精度、工作环境和控制要求选择行程（扬程）检测装置，并宜配置绝对型输出信号的传感器。当采用增量型编码器时，应配置容量足够的不间断电源。

3.1.21 启闭机应安装铭牌，标明产品名称和型号、主要技术参数、液压系统图、制造商名称、出厂编号和制造日期。

3.1.22 启闭机的危险部位和工作区域应设置安全警示标识。

3.1.23 启闭机的动滑轮组和钢丝绳与闸门门槽之间的净距离不宜小于 50mm。在最不利位置，相对建筑物运动的启闭机轮廓边缘与建筑物的净距离不宜小于 50mm；与建筑栏杆或扶手的净距离不宜小于 100mm；与作业区域以外人员出入通道的净距离不宜小于 500mm。

3.1.24 门式启闭机等室外布置的启闭机与输电线的最小距离应符合表 3.1.24 的规定。

表 3.1.24 启闭机与输电线的最小距离

输电线路电压/kV	<1	1~20	35~110	220	330
最小距离/m	1.5	2	4	6	7

3.1.25 饮用水源、饮用水调水工程中的启闭机，在其吊具轴承、钢丝绳等对水质有不良影响的润滑部位，应使用水利工程专用食品级润滑脂。

3.2 控制方式

3.2.1 启闭机的控制方式应在综合分析闸门的操作要求、运行调度、管理方式和经济指标后确定。

3.2.2 启闭多孔泄水系统工作闸门的固定式启闭机，除现地操作外，宜设置集中或远程控制。

3.2.3 电站机组进水口和泵站出水口的快速闸门启闭机，快速闭门时应与机组保护联动控制。

3.2.4 启闭机采用集中控制或远程控制时，应设有远程监测、监视装置。重要的启闭机应设置在线监测系统，并应符合 GB/T 28264 的规定。

3.3 安全保护装置

3.3.1 启闭机应装设安全装置。应根据不同型式的启闭机采用制动器、荷载限制器、力矩限制器、行程或扬程限制器、缓冲器、防风夹轨器、锚定、液压保护和电气保护等安全装置。

- 3.3.2** 卷扬式启闭机的起升、行走和回转机构应装设制动装置。
- 3.3.3** 起升机构应装设荷载限制器，荷载限制器的综合误差为±5%，类型可为机械式或电子式。液压启闭机应设有安全溢流阀。
- 3.3.4** 启闭机的起升、行走和回转机构的运行终端，应装设相应的极限扬程或行程限制器。
- 3.3.5** 电力驱动的移动式启闭机应在行走机构装设缓冲器，轨道端部应装设车挡。小型移动式启闭机可在轨道端部设置圆弧形挡块作为缓冲措施。
- 3.3.6** 移动式启闭机与一侧轨道之间应装设接地装置，接地装置在轨道上滑行时应与轨道踏面保持良好接触。
- 3.3.7** 室外作业的移动式启闭机除位置较低的台车式、桥式启闭机外，应装设避雷针和风速仪。避雷针应设置在启闭机最高处，尖端应进行镀锌处理；风速仪应设置在启闭机上部不挡风处，当风速大于工作极限风速时，应能发出停止作业的警报，并自动切断行走机构电源。
- 3.3.8** 室外作业的移动式启闭机应装设夹轨器和锚定装置。锚定装置应能独立承受启闭机非工作状态下的风荷载。
- 3.3.9** 电气保护装置应符合 9.5 节的规定。

4 荷 载

4.0.1 自重荷载应包括启闭机的结构、机械设备、电气设备和压重等的重力。

4.0.2 启闭荷载应为启闭闸门时，作用到启闭机与闸门（或吊杆、自动挂脱梁）连接的吊耳上的最大启门力、最大持住力或最大下压力。

4.0.3 行走荷载应为移动式启闭机移动时携带的除自重荷载外的垂直荷载。

4.0.4 水平荷载计算应符合下列要求：

1 行走惯性力应等于启闭机自身质量和行走时允许携带的荷载（行走荷载）与行走加速度乘积的 1.5 倍，且不应大于主动车轮与钢轨间的黏着力。行走机构加（减）速度及相应的加（减）速时间见附录 F。

2 回转吊的回转机构运动时，起升质量产生的水平力，包括风力、起制动时产生的惯性力和回转运动时的离心力，应按吊重绳索对于铅垂线的偏角所引起的水平分力计算，并符合下列规定：

- 1) 正常工作情况下，计算电动机功率的吊重绳偏摆角 $\alpha_1 = (0.25 \sim 0.30) \alpha_{\parallel}$ 。
- 2) 计算机械零件的疲劳及磨损时 $\alpha_1 = (0.3 \sim 0.4) \alpha_{\parallel}$ 。
- 3) 计算机构强度和抗倾覆稳定性时取吊重绳最大偏摆角为 α_{\parallel} 。当 $n > 0.33 \text{r/min}$ 时， $\alpha_{\parallel} = 4^\circ$ ；当 $n \leq 0.33 \text{r/min}$ 时， $\alpha_{\parallel} = 2^\circ$ 。
- 4) 回转部件自身质量的离心力可忽略。
- 5) 回转吊起动或制动时，回转吊自身质量和起升质量（回转时的悬挂质量）产生的水平力，等于该质量与该质量中心的加速度乘积的 1.5 倍，回转吊自身质量

的离心力可忽略。起升质量所受的风力应单独计算，并按最不利方向叠加，由计算得到的起升质量的水平力大于按偏摆角 α_{\parallel} 计算的水平力时，宜减小加速度值。

3 门式、桥式、台车式启闭机偏斜行走时产生的水平侧向力，计算方法见附录 G。

4.0.5 碰撞荷载选取应符合下列要求：

1 移动式启闭机作用在缓冲器上的碰撞荷载，应按碰撞限位开关减速后的实际碰撞速度所引起的实际动能计算，碰撞速度不应小于额定行走速度的 50%。缓冲器的固定连接和缓冲器的止挡件，应按额定行走速度碰撞的条件计算。

2 计算碰撞荷载时，吊重能自由摆动的启闭机，可不考虑吊重的动能。装有导架限制吊重摆动的启闭机，应考虑吊重。

4.0.6 风荷载计算应符合下列规定：

1 风荷载应分为工作状态风荷载和非工作状态风荷载。

2 当风向与构件表面垂直时，风荷载可按公式 (4.0.6-1) 计算；当风向与构件表面呈某一角度时，风荷载可按公式 (4.0.6-2) 计算。计算应取风对启闭机沿着最不利方向作用的情况。

$$P_w = CK_h qA \quad (4.0.6-1)$$

$$P_w = CK_h qA_{\theta} \sin^2 \theta \quad (4.0.6-2)$$

式中 P_w ——作用在启闭机或吊重上的风荷载，N；

C ——风力系数；

K_h ——风压高度变化系数；

q ——计算风压， N/m^2 ；

A ——启闭机或吊重垂直于风向的迎风面积， m^2 ；

A_{θ} ——构件平行于纵轴的正面迎风面积， m^2 ；

θ ——风向与构件纵轴或构架表面的夹角 ($\theta < 90^\circ$)， $(^\circ)$ 。

3 计算风压可根据当地气象资料按公式 (4.0.6-3) 计算；当无当地气象资料时，可按表 4.0.6-1 取值。

$$q = 0.625v_s^2 \quad (4.0.6-3)$$

式中 v_s ——计算风速，m/s。

计算风速为空旷地区离地 10m 高度处的阵风风速，即 3s 时距的平均瞬时风速；工作状态的阵风风速，其值取为 10min 时距平均风速的 1.5 倍；非工作状态的阵风风速，其值取为 10min 时距平均风速的 1.4 倍。计算风压 q 、3s 时距平均瞬时风速 v_s 、10min 时距平均风速 v_p 与风力等级的对应关系见附录 H 中的 H.0.2。

表 4.0.6-1 计算风压 单位：N/m²

地区	工作状态计算风压		非工作状态计算风压
	q_I	q_{II}	q_{III}
内陆	0.6 q_{II}	150	500~600
沿海		250	600~1000
台湾省及海南省		250	1500

注 1：沿海地区系指大陆离海岸线 100km 以内的大陆或海岛地区。
注 2： q_{III} 的取值：内陆的华北、华中和华南地区宜取小值；西北、西南和东北地区宜取大值；沿海以上海为界，上海为 800N/m²，上海以北取小值，以南取大值；经常受特大风暴作用的地区（如湛江等地）或只在小风地区工作的启闭机，其非工作状态计算风压应按当地气象资料提供的常年最大风速并用公式（4.0.6-3）计算。对坝顶门机， q_{III} 以库前最低运行水位作为基准面。

4 启闭机的工作状态计算风压可不考虑高度变化 ($K_h = 1$)。非工作状态风压高度变化系数 K_h 可按公式（4.0.6-4）、公式（4.0.6-5）计算。计算时，可沿高度划分成 10m 高的等风压区段，以各段中点高度的系数 K_h 乘以计算风压。

对于陆地：

$$K_h = (h/10)^{0.3} \quad (4.0.6-4)$$

对于海上及海岛：

$$K_h = (h/10)^{0.2} \quad (4.0.6-5)$$

式中 h ——计算点离基准面高度，m。

5 风力系数 C 应符合下列规定：

- 1) 启闭机单根构件、单片平面桁架结构的风力系数 C 可按表 4.0.6-2 取值。单根构件的风力系数 C 值随构件的空气动力长细比 (l/b 或 l/D) 变化。大箱形截面构件，还应随构件截面尺寸比 b/d 变化。空气动力长细比和构件截面尺寸比等在风力系数计算中的定义见图 4.0.6 (a)、图 4.0.6 (c)。

表 4.0.6-2 单片结构的风力系数 C

类型	构件型式		空气动力长细比 l/b 或 l/D					
			≤ 5	10	20	30	40	≥ 50
单根构件	轧制型钢，矩形型材、空心型材、钢板		1.30	1.35	1.60	1.65	1.70	1.90
	圆形型钢构件	$Dv_s < 6\text{m}^2/\text{s}$	0.75	0.80	0.90	0.95	1.00	1.10
		$Dv_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$	0.50	0.65	0.70	0.70	0.75	0.80
	箱形截面构件，大于 350mm 的正方形和 250mm×450mm 的矩形	$b/d \geq 2$	1.55	1.75	1.95	2.10	2.20	
		$b/d = 1$	1.40	1.55	1.75	1.85	1.90	
		$b/d = 0.5$	1.00	1.28	1.30	1.35	1.40	
		$b/d = 0.25$	0.80	0.90	0.90	1.00	1.00	
单片平面桁架	直边型钢桁架结构		1.70					
	圆形型钢桁架结构	$Dv_s < 6\text{m}^2/\text{s}$	1.20					
		$Dv_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$	0.80					
机器房等	地面上或实体基础上的矩形外壳结构		1.10					
	空中悬置的机器房或平衡重等		1.20					
<p>注 1：单片平面桁架式结构上的风荷载按单根构件的风力系数逐根计算后相加，也可以按整片方式选用直边型钢或圆形型钢桁架结构的风力系数进行计算；当桁架结构由直边型钢和圆形型钢混合制成时，根据每根构件的空气动力长细比和不同气流状态 ($Dv_s < 6\text{m}^2/\text{s}$ 或 $Dv_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$，$D$ 为圆形型钢直径，单位为 m)，采用逐根计算后相加的方法。</p> <p>注 2：除了本表提供的数据之外，也可以使用由风洞试验或者实物模型试验获得的风力系数值。</p>								

- 2) 正方形格构式塔架的总风力系数应按下列方法确定：
 ——当计算正向迎风面的总风荷载时，应将实体迎风面积乘以总风力系数 C 。总风力系数 C 可按表 4.0.6-3 计算。

表 4.0.6-3 正方形格构式塔架的总风力系数 C

由直边型材构成的塔身		$1.7(1+\eta)$
由圆形型材构成的塔身	$Dv_s < 6\text{m}^2/\text{s}$	$1.2(1+\eta)$
	$Dv_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$	1.4
注： η 为挡风折减系数，按表 4.0.6-4 中 $a/b=1$ 时相对应的结构迎风面充实率 φ 查取， φ 在风力系数计算中的定义见图 4.0.6 (b)。		

——当风沿塔身截面对角线方向作用时，风荷载最大，可取为正向迎风面风荷载的 1.2 倍。

- 3) 管材制成的三角形截面空间桁架的侧向风力系数应为 1.3。
 4) 单根梯形截面构件，当空气动力长细比 $l/b=10\sim 15$ 、截面高宽比 $b/d \approx l$ 时，在侧向风力作用下风力系数应为 1.5~1.6。
 6 启闭机单片结构的迎风面积 A 可按公式 (4.0.6-6) 计算：

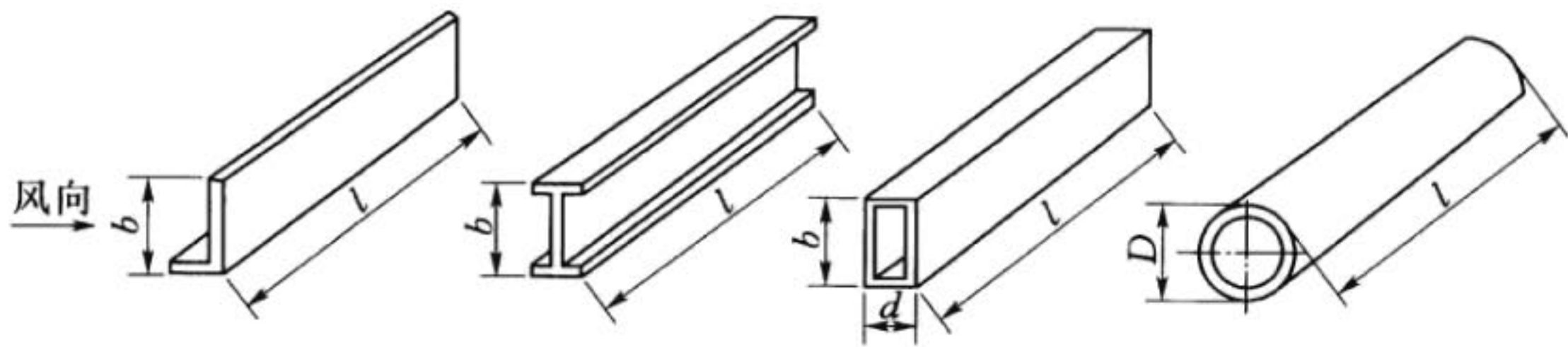
$$A = \varphi A_{01} \quad (4.0.6-6)$$

式中 φ ——结构迎风面的充实率，按图 4.0.6 (b) 给出的公式计算。初步计算时可按表 4.0.6-4 选取；

A_{01} ——单片迎风结构的外形轮廓面积， m^2 。

表 4.0.6-4 结构迎风面的充实率 φ

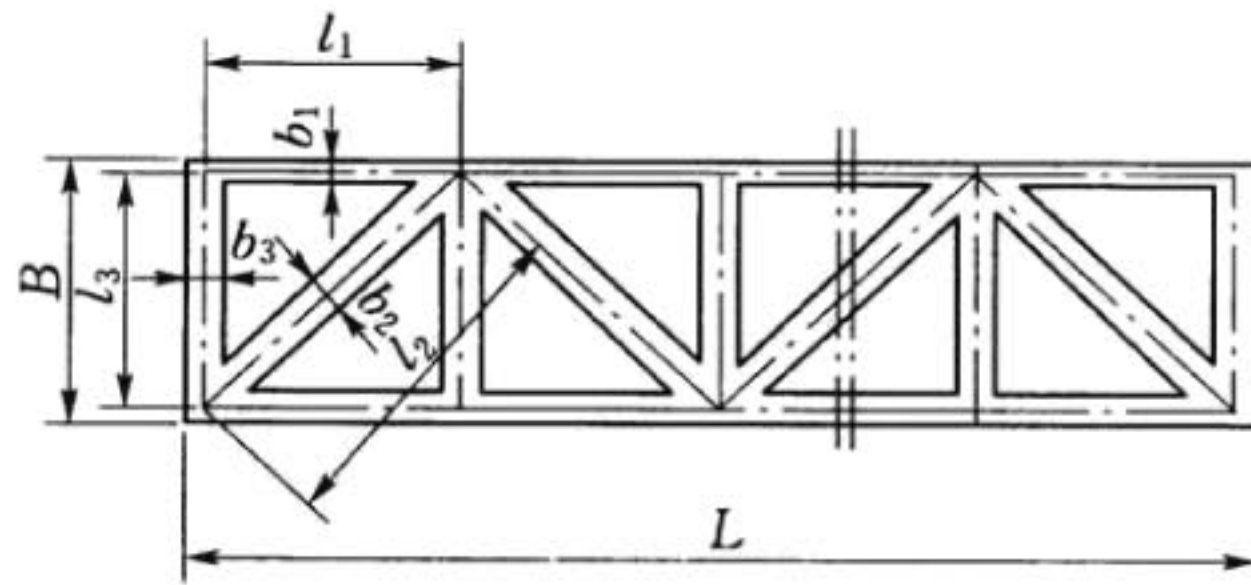
受风结构类型和物品	φ
实体结构和物品	1.0
机构	0.8~1.0
型钢制成的桁架	0.3~0.6
钢管桁架结构	0.2~0.4



$$\text{空气动力长细比} = \frac{\text{构件长度}}{\text{迎风面的截面高(宽)度}} = \frac{l}{b} \text{ 或 } \frac{l}{D}$$

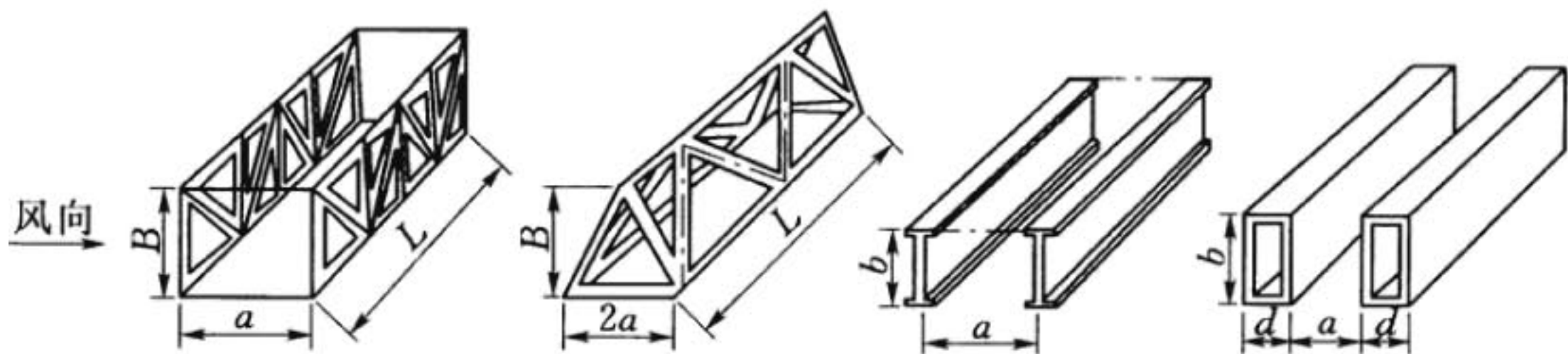
在格构式结构中, 单根构件的长度 l_i 取为相邻节点的中心节距, 参见图(b)

(a)



$$\text{结构迎风面充实率 } \varphi = \frac{\text{实体部分面积}}{\text{轮廓面积}} = \frac{A}{A_0} = \sum_{i=1}^n \frac{l_i b_i}{LB} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i b_i}{LB}$$

(b)



间隔比 = $\frac{\text{两片构件相对面之间的距离}}{\text{构件迎风面的高(宽)度}} = \frac{a}{b} \text{ 或 } \frac{a}{B}$, 其中 a 取构件外露表面几何形状中的最小可能值

构件截面尺寸比 = $\frac{\text{构件截面迎风面的截面高度}}{\text{平行于风向的截面深(宽)度}} = \frac{b}{d}$ (对箱型截面)

(c)

图 4.0.6 风力系数计算中的定义

7 重叠构件的迎风面积折减计算应符合下列规定:

- 1) 当两片等高且型式相同的构件或构架平行布置相互遮挡时, 迎风面的构件或构架上的风荷载可采用公式 (4.0.6-4) 或公式 (4.0.6-5) 计算, 被遮挡的后片

的迎风面积应乘以挡风折减系数 η ， η 值应按照图 4.0.6 (b) 定义的结构迎风面的充实率和图 4.0.6 (c) 定义的比例比 a/b 的值选取，见表 4.0.6-5。其他结构的挡风折减系数 η 见附录 H。

表 4.0.6-5 挡风折减系数 η

间隔比 a/b	结构迎风面充实率 φ					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	≥ 0.6
0.5	0.75	0.40	0.32	0.21	0.15	0.10
1.0	0.92	0.75	0.59	0.43	0.25	0.10
2.0	0.95	0.80	0.63	0.50	0.33	0.20
4.0	1.00	0.88	0.76	0.66	0.55	0.45
5.0	1.00	0.95	0.88	0.81	0.75	0.68
6.0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

- 2) n 片型式相同且彼此等间隔布置的结构或构件，在纵向风力作用下，应考虑多片结构的重叠挡风折减作用，结构纵向的总迎风面积 A 应按公式 (4.0.6-7) 计算：

$$A = (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{n-1}) \varphi A_{01} = \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \varphi A_{01} \quad (4.0.6-7)$$

式中 A ——结构纵向的总迎风面积， m^2 ；

η ——挡风折减系数；

φ ——第 1 片结构的迎风面充实率；

A_{01} ——第 1 片结构的外形轮廓面积， m^2 。

8 吊运的物品迎风面积应由其实际轮廓尺寸在垂直于风向平面上的投影来决定。物品的轮廓尺寸不明确时，可按附录 H 中表 H.0.3 查取迎风面积估算值。

4.0.7 通常情况下可不考虑温度荷载，当启闭机安装与运行温度差异大时，应计及部件膨胀或收缩受到的约束所引起的荷载。

- 4.0.8** 启闭机设计应计及启闭机在安装过程中产生的荷载。
- 4.0.9** 寒冷、多雪地区，冰雪荷载应根据当地资料确定。
- 4.0.10** 在轨道上移动的启闭机，当轨道坡度不大于 0.3% 时可不考虑坡道荷载，当轨道坡度大于 0.3% 时应按实际坡度计算坡度荷载。
- 4.0.11** 当启闭机工作地区的地震烈度为Ⅶ度及以上时，应计及地震水平荷载，作用方向取启闭机或机构最薄弱的方向。悬伸布置的机构尚应计及地震水平荷载和垂直荷载的综合作用。
- 4.0.12** 启闭机投入使用前，应进行静载和动载试验。试验现场应坚实、平整，风速不宜超过 8.3m/s，静载试验荷载可取额定荷载的 125%，并作用于启闭机最不利的位置，动载试验荷载取额定荷载的 110%。液压启闭机的试验荷载，应符合 7.1.11 条的规定。

5 材 料

5.1 铸 件

5.1.1 铸造碳钢件应采用 GB/T 11352 中规定的 ZG 230 - 450、ZG 270 - 500、ZG 310 - 570、ZG 340 - 640 等。

5.1.2 低合金钢铸件应采用 JB/T 6402 中规定的 ZG35Cr1Mo、ZG42Cr1Mo、ZG40Cr1、ZG65Mn、ZG40Mn2、ZG50Mn2 等。

5.1.3 灰铸铁件应采用 GB/T 9439 中规定的 HT150、HT200、HT250 等。

5.1.4 球墨铸铁件应采用 GB/T 1348 中规定的 QT450 - 10、QT500 - 7 等。

5.1.5 轴承铜合金铸件应采用 GB/T 1176 中规定的 ZCuSn5Pb5Zn5、ZCuSn10P1、ZCuAl10Fe3、ZCuAl10Fe3Mn2、ZCuZn38Mn2Pb2、ZCuZn25Al6Fe3Mn3 等。

5.1.6 焊接结构用铸钢件应采用 GB/T 7659 中规定的 ZG200 - 400H、ZG230 - 450H、ZG270 - 480H、ZG300 - 500H 和 ZG340 - 550H 等。

5.2 锻 件

5.2.1 碳钢锻件应采用 GB/T 699 中规定的 20、25、35、45、50、65Mn 等。

5.2.2 合金钢锻件应采用 GB/T 3077 中规定的 40Cr、35CrMo、42CrMo、35CrMoV、35CrMoSiA 等。

5.2.3 不锈钢锻件应采用 JB/T 6398 中规定的 1Cr18Ni9、1Cr18Ni9Ti、1Cr13、2Cr13 等。

5.3 板 材 与 型 材

5.3.1 结构件的板材与型材可采用 GB/T 700 中规定的 Q235 或 GB/T 1591 中规定的 Q345。

5.3.2 主要承载的结构和构件不应采用沸腾钢，Q235 钢和 Q345 钢应具有相应工作温度下冲击韧性的合格保证。当工作环境温度温度为 0~ -20℃ 时，主要承载结构采用的 Q235 钢和 Q345 钢应具有 0℃ 冲击韧性的合格保证；当工作环境温度低于 -20℃ 时，采用的 Q235 钢和 Q345 钢应具有 -20℃ 冲击韧性的合格保证。

5.3.3 不锈钢板材与型材可采用 GB/T 3280、GB/T 4237 中规定的 12Cr18Ni9、12Cr13 等。

5.3.4 启闭机的轨道材料不宜低于 GB 2585 和 YB/T 5055 中规定的 U71Mn。

5.4 连接材料

5.4.1 焊接材料应符合下列规定：

1 手工焊接的焊条应采用 GB/T 5117 和 GB/T 5118 中的有关型号。选择焊条型号应与母材相适应。

2 自动焊和半自动焊的焊丝和焊剂应符合 GB/T 5293 和 GB/T 12470 的规定，焊丝和焊剂型号应与母材相适应。

5.4.2 螺栓连接材料应符合下列规定：

1 普通螺栓、螺钉和螺柱的材料应符合 GB/T 3098.1、GB/T 3098.3 的规定，螺母的材料应符合 GB/T 3098.2 的规定。

2 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱的材料应符合 GB/T 3098.6 的规定，不锈钢螺母的材料应符合 GB/T 3098.15 的规定。

3 高强度螺栓、螺母、垫圈的材料应符合 GB/T 1231、GB/T 3632 的规定。

5.5 防腐材料

5.5.1 防腐材料应根据启闭机工作环境、环保要求、工作年限、使用工况等选用。

5.5.2 防腐材料选用应符合 SL 105 的规定。

6 卷扬式启闭机

6.1 一般规定

6.1.1 固定卷扬式启闭机应符合下列规定：

- 1 启闭机机架应满足强度、刚度和稳定要求。
- 2 当启闭机的启闭荷载方向为非重力方向时，应考虑水平力对有关零部件的作用。
- 3 钢丝绳的允许偏斜角应符合下列要求：
 - 1) 钢丝绳绕入或绕出滑轮绳槽时的最大偏斜角不宜大于 5° 。
 - 2) 钢丝绳绕入或绕出卷筒时，钢丝绳偏离螺旋槽两侧的角度不宜大于 3.5° 。
 - 3) 螺旋绳槽卷筒双层自由缠绕时，钢丝绳在返回处的偏斜角不宜大于 2° ，也不宜小于 0.5° 。
 - 4) 采用折线绳槽卷筒时，钢丝绳在返回处的偏斜角不宜大于 1.5° ，也不应小于 0.25° 。
- 4 除钢丝绳固定部分外，卷筒上应留有不少于两圈的钢丝绳作为安全圈。
- 5 多层缠绕的卷筒应在钢丝绳返回处设置凸缘，凸缘超出最外层钢丝绳表面的高度应不小于钢丝绳直径的1.5倍。
- 6 多层缠绕的卷筒容绳量应留有适当裕量，在满足钢丝绳正确选型和偏角要求时，对带有阶梯凸缘的折线绳槽卷筒，最后一层富裕圈数不宜少于钢丝绳缠绕层数；对螺旋绳槽卷筒，计算的卷筒工作长度应增加10%。
- 7 当卷筒采用同向双层缠绕时，启闭机的定滑轮应错开布置或将滑轮组铰接在机架上，同时应防止钢丝绳与定滑轮组支承梁干扰。
- 8 采用排绳装置多层缠绕时，应合理选择导向螺杆的螺旋

角和端部返回处的圆弧半径以及螺母月牙板的包角体形。

9 折线绳槽卷筒应合理确定卷筒绳槽的折线段长度、绳槽节距、绳槽倾斜角和钢丝绳的返回角。

10 动滑轮组应设置护罩，护罩与滑轮体之间的间隙不宜大于钢丝绳直径的 $1/3$ （取整数），且最小不宜小于 5mm ，最大不宜大于 20mm 。入水的动滑轮组宜采用自润滑滑动轴承，轴表面应采取防腐蚀措施，采用滚动轴承时应设润滑和密封装置。

11 启闭弧形闸门的卷扬式启闭机应符合下列要求：

- 1) 吊点设在挡水面板前的露顶式弧形闸门卷扬式启闭机和盘香式启闭机，钢丝绳及吊具宜紧贴于面板上，不宜设置动滑轮组。
- 2) 吊点设在挡水面板后的露顶式或潜孔式弧形闸门卷扬式启闭机，可采用平面闸门卷扬式启闭机替代或改装。当在闸墩上布设导向滑轮时，应注意滑轮组的缠绕和转向方式，以及闸门双吊点时的同步升降；当定滑轮组置于支承梁下部或在支承梁下部设置导向滑轮时，应有便于维护和滑润的措施。
- 3) 盘香式启闭机起吊露顶式弧形闸门时，应设有钢丝绳调节装置，并应采用经过预拉伸处理的钢芯钢丝绳。

12 启闭升卧式闸门的卷扬式启闭机应符合下列要求：

- 1) 动滑轮组应布置在泥沙淤积高程以上。
- 2) 启闭机基础梁的底缘离开闸门顶运行轨迹线的最小距离不应小于 0.1m 。
- 3) 闸门在启闭过程中钢丝绳不应与机架、门叶干扰，闸门全开后吊耳中心至启闭机起吊中心的连线与铅垂线的夹角不宜大于 15° 。

6.1.2 移动式启闭机除应满足 6.1.1 条规定外，还应符合下列要求：

- 1 移动式启闭机的轨距、扬程和吊钩在水平方向的极限位

置应满足启闭、吊装闸门和拦污栅等设备的要求。

2 移动式启闭机的启闭荷载和行走荷载应根据运行要求分别选用。

3 行走机构宜采用电动机、制动器和减速器一体化的驱动装置，大车宜采用变频调速。

4 当移动式启闭机沿曲线轨道行走时，宜采用变频调速，并应有控制启闭机曲线行走、限制行走过载或卡轨的措施。

5 当两台或两台以上的启闭机或小车行走在同一轨道上时，应装设防碰撞装置。

6 小容量移动式启闭机根据布置和运行要求也可选用电动葫芦。

7 采用同一起升机构启闭多种闸门，当启闭力相差悬殊时，应具有分别限制超载的功能。

8 抗倾覆稳定性验算应符合下列要求：

1) 抗倾覆稳定性验算工况可按表 6.1.2-1 确定。

表 6.1.2-1 验算工况

验算工况	工况特征
1	无风静载
2	有风动载
3	暴风侵袭下的非工作状态

2) 启闭机抗倾覆稳定性验算应按表 6.1.2-1 所列工况在最不利的荷载组合条件下进行，应选择对启闭机相应的危险倾覆边进行计算。考虑各种荷载对稳定性的实际影响程度，在进行启闭机抗倾覆稳定验算时，各荷载力矩应分别乘以一个荷载系数，其值见表 6.1.2-2。

3) 当包括启闭机自重在内的各项荷载对倾覆边的力矩之和大于或等于零 ($\sum M \geq 0$) 时，启闭机稳定。

表 6.1.2-2 荷载系数

验算工况	自重	荷载	水平惯性力 (包括荷载)	风力	说 明
1	0.95	1.5	0	0	1. 带悬臂启闭机应验算下列稳定性： (1) 纵向（悬臂平面）稳定性（工况 1、2、3）； (2) 横向（行走方向）稳定性（工况 2、3）。 2. 无悬臂启闭机可仅验算横向及纵向稳定性（工况 2、3）
2	0.95	1.3	1	1	
3	0.95	0	0	1.2	

9 启闭机应按下列两种工况验算其防风抗滑安全性：

- 1) 正常工作状态（带载、顺风、下坡制动）防风抗滑安全性应按公式 (6.1.2-1) 计算。当制动力 P_{z1} 大于车轮的黏着力时， P_{z1} 用车轮与轨道的黏着力代替，黏着系数（静摩擦系数）取 0.12。当仅有部分车轮制动力大于车轮与轨道的黏着力时，应按不同情况的车轮分别进行计算。

$$P_{z1} \geq 1.1P_{w1} + P_a + P_d - P_f \quad (6.1.2-1)$$

其中

$$P_f = \omega P$$

- 式中 P_{z1} ——行走机构制动器在车轮踏面上产生的制动力，N；
 P_{w1} ——工作状态下沿行走方向的最大风力，N；
 P_a ——启闭机自重与起升荷载沿坡度方向引起的滑动力，N；
 P_d ——启闭机行走停车减速惯性力，其值为启闭机自重质量和荷载质量与行走加速度的乘积，N；
 P_f ——启闭机带载行走摩擦阻力，N；
 P ——总轮压；
 ω ——行走摩擦阻力系数，按表 6.1.2-3 取值。

表 6.1.2-3 行走摩擦阻力系数 ω

轴承	滑动轴承	滚动轴承
ω	0.015	0.006
注： $\omega = P_f / P$ ，其中 P 为总轮压。		

2) 非工作状态（空载、顺风、下坡）防风抗滑安全性应按公式（6.1.2-2）计算。当夹轨器抗风阻力 P_{z2} 大于车轮的黏着力时， P_{z2} 用车轮与轨道的黏着力代替，黏着系数（静摩擦系数）取 0.12。手工操作的夹轨器最大操作力不应大于 200N。

$$P_{z2} \geq 1.1P_{w2} + P_{ag} - P_f \quad (6.1.2-2)$$

式中 P_{z2} ——由夹轨器沿轨道方向产生的抗风防滑阻力，N，其值为夹持力乘以静摩擦系数，轨道和夹轨器钳口间的摩擦系数见附录 I；

P_{w2} ——启闭机非工作状态下沿行走方向的最大风力，N；

P_{ag} ——自重荷载沿坡道方向产生的滑动力，N；

P_f ——非工作状态下阻止启闭机被风吹移的摩擦阻力，此时即为车轮的黏着力，其值为启闭机自重产生的总轮压乘以黏着系数，N。

6.2 起升机构

6.2.1 起升机构电动机选择应符合下列要求：

1 机构的静功率应按启闭荷载或等效的启闭荷载、吊具重、额定启闭速度和机构效率计算。电动机额定功率应根据机构的静功率、电动机工作方式和负载持续率（见附录 J）或负载持续时间确定。采用等效的启闭荷载计算的电动机应校验过载和发热，校验方法见附录 K。

2 起升机构宜按短时（或断续）工作制选择冶金及起重用电动机，宜采用 YZ 和 YZR 异步电动机。变频调速运行的电动机宜采用专用变频电动机。额定功率大于 40kW 的卷扬式启闭机

宜采用变频启动。

3 电动机轴上转速 $n=0$ 时产生的最低转矩 M_d 与稳态额定转矩 M_n 之间应满足下列要求：

- 1) 直接起动的鼠笼型异步电动机， $M_d \geq 1.6M_n$ 。
- 2) 绕线转子异步电动机， $M_d \geq 1.9M_n$ 。
- 3) 采用变频控制的所有类型电动机， $M_d \geq 1.4M_n$ 。

4 除快速闸门启闭机外，机构的平均加速度应小于 0.3m/s^2 。

6.2.2 起升机构制动器选择应符合下列规定：

1 每一套独立的驱动装置至少应安装一个支持制动器。制动安全系数如下：

- 1) 由一套驱动装置驱动，设一个制动器时，制动安全系数不应低于 1.75。
- 2) 由一套驱动装置驱动，设两个制动器时，每一个制动器安全系数按总制动力矩计算不应低于 1.25。
- 3) 由两套彼此有刚性连接的驱动装置驱动，每一套各设一个制动器时，每一个制动器安全系数按总制动力矩计算不应低于 1.25。
- 4) 由两套彼此有刚性连接的驱动装置驱动，每套各设有两个制动器时，每一个制动器安全系数按总制动力矩计算不应低于 1.1。

2 支持制动器应采用常闭式，制动轮（盘）应装在与传动机构刚性连结的轴上。

3 重要的大容量高扬程启闭机，可在卷筒上设置盘式制动器作为安全制动器。正常工作时，安全制动器应先于工作制动器 $1\sim 2\text{s}$ 打开，延迟工作制动器 $1\sim 2\text{s}$ 抱闸。设有多个安全制动器时，安全制动器应同时动作。在紧急制动时，安全制动器应立即动作。在工作制动器失效或传动装置损坏导致闸门以 1.5 倍额定速度下降前，安全制动器应自动投入制动。安全制动器的总制动力矩应不低于 1.75 倍由额定荷载产生的静转矩。

4 制动所引起的启闭减速度应小于 0.3m/s^2 。

6.2.3 减速装置应按起升机构的计算荷载和总传动比选定，可采用开式齿轮传动或闭式齿轮传动。当减速装置由减速器和开式齿轮组成时，开式齿轮的单级传动比不宜大于 6.3。

6.3 行走机构

6.3.1 行走静阻力应包括摩擦阻力、坡道阻力和风阻力，应符合下列要求：

1 摩擦阻力包括启闭机带载（闸门自重等）行走时，车轮沿轨道滚动的阻力、车轮轴承的摩擦阻力以及车轮轮缘与轨道侧面间的附加阻力，附加阻力由前两种阻力之和乘以附加系数确定。

2 坡道阻力应由启闭机携带额定行走荷载时车轮沿坡度轨道行走的阻力确定。

3 风阻力应按室外工作的启闭机正常工作状态时由计算风压引起的阻力确定。

6.3.2 行走机构电动机选择应符合下列要求：

1 机构的静功率应按行走静阻力、行走速度及机构效率计算。电动机应根据机构的静功率、电动机工作方式和负载持续率（见附录 J）选择。当惯性力较大时应计及惯性力的影响。

2 电动机应校验过载和发热，并控制加速度值。校验方法见附录 K。

3 机构起动时所引起的平均加速度值见附录 F。

6.3.3 行走机构制动器的制动力矩与行走最小摩擦阻力（不包括轮缘与轨头侧面的摩擦阻力）换算为制动轴的制动力矩之和，应满足在行走荷载、顺风及下坡的情况下，启闭机或小车能在要求时间内停住。

6.3.4 行走机构应在正常工作状态下按启闭机驱动轮的最小轮压进行打滑验算。验算时钢制车轮与轨道的黏着系数，室外工作的应取 0.12，室内工作的应取 0.14，钢轨上撒砂时宜取

0.20~0.25。

6.4 回转机构

6.4.1 回转机构的等效静阻力矩应包括摩擦阻力矩、正常工作状态下的等效风阻力矩和等效坡道阻力矩。

6.4.2 机构所需的等效功率应按回转机构稳定运动时的等效静阻力矩、回转速度和机构效率计算，电动机应根据机构的等效功率、电动机工作方式和负载持续率（见附录 J）选择。回转机构初选的电动机应校验过载（见附录 K）及验算起动加速度，起动加速度宜为 $0.1\sim 0.3\text{m/s}^2$ 。

6.4.3 回转机构的制动器在机构最不利工作状态时，制动力矩应能使回转部分停止，制动减速度宜为 $0.1\sim 0.3\text{m/s}^2$ 。

6.4.4 对于有可能自锁的传动机构应装设极限力矩联轴器。非自锁机构在不装设极限力矩联轴器时，传动机构应验算事故状态下的静强度。

6.5 零部件的计算原则

6.5.1 零部件的强度计算应包括静强度计算和疲劳强度计算。强度计算可采用许用应力法和安全系数法。有些零件还应进行刚度和稳定计算。对于较长的高速传动轴尚应验算其临界转速。

6.5.2 零部件的荷载计算应符合下列规定：

1 疲劳计算的基本荷载应符合下列要求：

- 1) 起升机构零部件的疲劳计算基本荷载，应根据闸门类别和工作性质，按启闭力传递至计算零部件力矩（或力）的 $0.6\sim 1$ 倍作为计算依据。高速轴上的零部件应按电动机额定力矩的 $1.3\sim 1.4$ 倍作为计算依据。
- 2) 行走和回转机构零部件的疲劳计算基本荷载，应为机构起动时零部件承受的惯性力矩和静阻力矩之和，可按公式（6.5.2-1）估算：

$$M_{1\max} = \varphi_8 M_n \quad (6.5.2-1)$$

式中 $M_{I \max}$ ——计算零部件的疲劳计算基本荷载力矩, $N \cdot m$;
 M_n ——电动机额定力矩传到计算零部件的力矩, $N \cdot m$;
 φ_8 ——与电动机的驱动特性和计算零部件两侧的转动惯量的比值有关的刚性动载系数, φ_8 可取 1.2~2.0。

2 静强度计算的工作最大荷载应符合下列要求:

- 1) 起升机构的工作最大荷载: 启闭闸门时, 与电动机连接的轴以外的零部件, 取启闭力传递至计算零部件承受力矩(或力)的 1~1.2 倍; 与电动机连接的轴上的零部件, 取该零部件承受电动机额定转矩的 2.0~2.5 倍。特殊情况可按电动机最大转矩校核, 此时零件的许用应力可取材料的 $0.9\sigma_s$ 。
- 2) 行走和回转机构的工作最大荷载: 取机构起动或制动时计算零部件承受的最大振动力矩值, 可按公式 (6.5.2-2) 估算。

$$M_{II \max} = \varphi_5 M_{I \max} \quad (6.5.2-2)$$

式中 $M_{II \max}$ ——计算零部件的最大振动力矩, $N \cdot m$;
 φ_5 ——考虑弹性振动的力矩增大系数, φ_5 可取 1.1~1.5, 系统的弹性和阻尼大者取小值。

3 非工作状态最大荷载由非工作状态最大风荷载和设备自重组合确定。非工作状态最大荷载为非经常性荷载, 用来验算某些构件的静强度。

4 特殊荷载应符合下列要求:

- 1) 缓冲器碰撞荷载可按公式 (6.5.2-3) 估算。

$$M_{III \max} = 0.25 \frac{R}{i} \sum P_{I \max} \quad (6.5.2-3)$$

式中 $M_{III \max}$ ——缓冲器碰撞时作用在行走机构驱动轴上的力矩, $N \cdot m$;
 R ——车轮半径, m ;
 i ——行走机构的总传动比;

$\Sigma P_{l \max}$ ——所计算的传动机构的驱动轮行走时最大轮压之和，N。

2) 安装荷载应符合 4.0.8 条规定。

3) 试验荷载应符合 4.0.12 条规定。

6.5.3 当计算传动零部件的疲劳强度时，应计算在所要求的设计寿命期内的应力循环次数。当应力变动值小于最大应力绝对值 10% 时，可不计算应力循环次数。机构的零部件宜按机构设计寿命计算，在考虑经济因素或受到技术限制时，某些零部件的设计寿命可与机构设计寿命不一致。应力循环次数 N 可按公式 (6.5.3-1) 计算：

$$N = FZ \quad (6.5.3-1)$$

$$F = \frac{60n_m k_b}{i_m} \quad (6.5.3-2)$$

式中 Z ——零部件的总设计寿命，h；

F ——零部件每小时的应力循环次数，与转速有关的零件可按公式 (6.5.3-2) 近似计算；

n_m ——电动机的转速，r/min；

i_m ——电动机到计算零件间的传动比；

k_b ——零部件每一转经受的应力循环次数。

6.5.4 静强度计算时，塑性较好的材料可用材料的屈服限作为零件的屈服点。当材料的屈服限 σ_s 与抗拉强度限 σ_b 之比大于 0.7 时，应按公式 (6.5.4-1) 和公式 (6.5.4-2) 计算假想屈服点：

$$\sigma_{sF} = \frac{\sigma_s + 0.7\sigma_b}{2} \quad (6.5.4-1)$$

$$\tau_{sF} = \frac{\sigma_{sF}}{\sqrt{3}} \quad (6.5.4-2)$$

6.5.5 疲劳强度限可由试验或计算求得。零件的疲劳强度限的大小取决于下列因素：

——应力循环特性 $\left(\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}\right)$ 。

- 材料的质量。
- 零件的形状及尺寸变化。
- 零件的尺寸大小。
- 零件的表面状态。

6.5.6 机械传动零件应进行强度验算。计算零件危险点的计算应力应根据 6.5.2 条规定的计算荷载，用材料力学方法计算，复合应力应按相应的强度理论合成；荷载作用时间短、次数少，不会导致疲劳损坏或过度磨损的零件，可不进行疲劳和耐磨的验算；强度验算应满足公式 (6.5.6)。

$$\text{计算应力} \leq \frac{\text{零件的屈服点或疲劳强度限}}{\text{强度安全系数}} \quad (6.5.6)$$

式中 强度安全系数——按表 6.5.6 取值。

表 6.5.6 强度安全系数

计算内容		疲劳验算 n_I	静强度验算	
			工作最大荷载 n_{II}	非工作最大荷载，特殊荷载 n_{III}
起升机构	锻、轧件	1.6	1.6	1.4
	铸钢件	1.8	1.8	1.6
回转、行走机构	铸、轧件	1.4	1.4	1.2
	铸钢件	1.6	1.6	1.4

注：对特别重要的启闭机，安全系数适当加大。

6.5.7 在运行中处于经常磨损的零部件，应保证使用期内摩擦面的磨损量在允许范围内。制动器、离合器及滑动轴承等，应验算工作面的单位面积压力强度 p 及特性系数 pv (p 与摩擦面相对运动速度 v 的乘积)，不应超过允许值。常用摩擦面材料的允许物理量见附录 L。

6.6 零部件的设计

6.6.1 吊钩、吊叉与吊轴的设计应符合下列要求：

1 吊钩和吊叉的材料宜采用优质低碳镇静钢或低碳合金钢。吊轴材料宜采用优质碳素钢或合金结构钢。

2 吊钩可根据启闭力和工作级别从符合 GB/T 10051.1 标准的系列产品样本中选择。吊叉可采用平面弹性曲杆方法计算，见附录 M.2。

3 吊轴可按静载条件设计，计算荷载应取工作最大荷载，并按最不利情况进行计算。

6.6.2 钢丝绳、滑轮及卷筒的设计应符合下列要求：

1 启闭机钢丝绳宜采用镀锌钢丝绳，且宜采用 GB 8918 中规定的线接触钢丝绳，或采用 YB/T 5359 中规定的压实股钢丝绳。多层缠绕的钢丝绳宜采用金属芯钢丝绳；单层缠绕的钢丝绳宜采用纤维芯钢丝绳；高扬程时应选用阻旋转钢丝绳并进行预拉处理；高扬程、双吊点时，两个吊点的钢丝绳捻制方向应对称。所选钢丝绳的最小破断拉力应满足公式 (6.6.2-1)。

$$F_0 \geq nS \quad (6.6.2-1)$$

式中 F_0 ——所选钢丝绳的最小破断拉力，N；

n ——钢丝绳最小安全系数，按表 6.6.2-1 取值；

S ——钢丝绳最大工作静拉力，N；当启闭扬程大于 50m 时，应计及钢丝绳的重量。

表 6.6.2-1 钢丝绳最小安全系数

工作级别	安全系数 n
Q ₁ —轻	4.5
Q ₂ —轻	5.0
Q ₃ —中、Q ₁ —重	5.5

2 滑轮和卷筒的最小卷绕直径可按公式 (6.6.2-2) 计算，平衡滑轮的直径可取为定滑轮直径的 0.8 倍。

$$D_{0\min} = ed \quad (6.6.2-2)$$

式中 e ——滑轮和卷筒的卷绕直径系数，与机构的工作级别有关，见表 6.6.2-2；

d ——钢丝绳直径，mm。

表 6.6.2-2 滑轮和卷筒的卷绕直径系数 e

机构工作级别	e
Q ₁ —轻	16~18
Q ₂ —轻	18~20
Q ₃ —中	20~22
Q ₄ —重	22~25

3 中小容量启闭机的滑轮和卷筒材料可采用铸铁，牌号不应低于 GB/T 9439 规定的 HT200。大容量启闭机卷筒宜采用焊接或铸钢卷筒，焊接卷筒的轮毂材料可采用 GB/T 7659 规定的 ZG230-450H、ZG270-480H 和 ZG340-550H，滑轮可采用铸造、轧制或焊接结构。

4 卷筒的强度计算和稳定性验算（见附录 M.1）应符合下列要求：

- 1) 当 $L \leq 3D$ （ L 为卷筒长度， D 为卷筒绳槽底径）时，可只计算卷筒壁表面最大压应力；
- 2) 当 $L > 3D$ 时，除应计算压应力外，尚应验算由弯矩和扭矩产生的合成应力；
- 3) 当 $D \geq 1200\text{mm}$ 、 $L > 2D$ 时，除应进行强度计算外，尚应对卷筒壁进行稳定性验算。

6.6.3 齿轮与蜗轮蜗杆传动的设计应符合下列要求：

1 小齿轮宜选用优质碳素钢或合金结构钢；大齿轮宜选用铸造碳钢或合金铸钢。材料选择和热处理硬度应符合齿轮配对的要求。

2 蜗轮宜选用铜基合金或锌基合金，小型不常用设备或传递小荷载的蜗轮可选用铸铁；蜗杆宜选用优质碳素钢或合金结构钢。

3 当齿轮为软齿面或中硬齿面时，小齿轮齿面硬度宜高于大齿轮齿面硬度 30HB；当为硬齿面时，大、小齿轮的齿面硬度

应基本相同。

4 闭式齿轮传动齿面宜采用中硬齿面或硬齿面。

5 开式齿轮传动齿面宜采用软齿面或中硬齿面，并应进行轮齿弯曲强度计算和齿面接触强度计算。

6 蜗轮蜗杆传动宜用于大传动比、结构布置要求紧凑的机构，如回转机构、行走机构等。蜗轮蜗杆强度计算应以蜗轮轮齿表面的接触强度计算为基础，蜗轮轮齿的弯曲强度作为校核性验算；蜗杆同时作为传动轴时，应按轴进行强度计算和刚度计算。

6.6.4 轴的设计应符合下列要求：

1 轴的材料宜采用 GB/T 699 规定的 45 钢，也可采用 GB/T 3077 规定的 35CrMo、42CrMo、40Cr、40CrNi 等合金钢。

2 轴的尺寸可按许用应力方法经强度计算初步确定，再结合相关因素拟定轴结构，确定危险截面的安全系数，并进行刚度计算。

3 对于转速超过 400r/min 的长传动轴，除计算强度和刚度外，还应验算其临界转速，并满足公式 (6.6.4-1)。

$$n_{\max} \leq \frac{n_{\text{cr}}}{1.2} \quad (6.6.4-1)$$

$$n_{\text{cr}} = 121 \frac{\sqrt{d_2^2 + d_1^2}}{L^2} \quad (6.6.4-2)$$

式中 n_{\max} ——轴的实际最大转速，r/min；

n_{cr} ——临界转速，r/min；

d_1 ——轴的内径，mm，当为实心轴时 $d_1 = 0$ mm；

d_2 ——轴的外径，mm；

L ——轴的支点间距，m。

4 轴的刚度应符合下列要求：

1) 最大挠度不应超过支点间距的 0.0003。

2) 带齿轮的轴其最大挠度不应超过齿轮模数的 0.01~0.03 倍。

3) 支点处由挠曲引起的最大偏转角不应超过 0.001rad。

4) 许用扭转角可选用 $\phi \leq 0.5^\circ/\text{m}$ 。

5 同步轴应按启闭机启闭额定荷载时，假定某一边驱动机构失去驱动或制动力的条件进行设计。

6.6.5 减速器的选用应符合下列要求：

1 减速器宜选用标准型，总设计寿命宜与所在机构的工作级别相适应。减速器应根据额定荷载或电动机额定功率以及所需工况选择，当输出轴有径向力时，应对减速器输出轴端的最大径向荷载进行验算。

2 设计减速器时，应使各级传动的承载能力（齿面接触强度）基本相等。减速器壳体和齿轮的支承轴应有足够的强度和刚度。轴承的型式和尺寸应根据荷载的大小、方向以及使用要求选择。

3 减速器宜采用油池润滑，大型减速器应采用喷油强制润滑。当环境温度低于 0°C 时，应配备润滑油加热装置或使用低温润滑油。

6.6.6 联轴器选用时，可按工作条件确定其型式，再按其传递的扭矩、转速和被连接轴的轴颈尺寸，从联轴器标准规格表中选用，并应满足公式 (6.6.6-1) 和公式 (6.6.6-2)。

$$M_c \leq M_t \quad (6.6.6-1)$$

$$M_c = nM_{I_{\max}} \quad (6.6.6-2)$$

式中 M_c ——联轴器计算扭矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

n ——联轴器安全系数，起升机构 $n = 1.8$ ，其他机构 $n = 1.5$ ；

M_t ——联轴器规格参数表中给出的公称扭矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

$M_{I_{\max}}$ ——联轴器的疲劳计算基本荷载， $\text{N} \cdot \text{m}$ ，见公式 (6.5.2-1)。

6.6.7 轴承选用应符合下列要求：

1 滑动轴承宜用于低速重载传动，且宜采用自润滑轴承。选用时宜根据轴颈尺寸确定轴承型号，再验算最大单位压力 p 及 p 与相对滑动线速度 v 的乘积 pv 值，使其不超过 $[p]$ 和

$[pv]$ 值。 $[p]$ 和 $[pv]$ 值见附录 L。

2 选择滚动轴承时，可根据下列条件计算当量动荷载或当量静荷载，以及所需的额定动荷载或额定静荷载值。

1) 轴承的总设计寿命，可取与机构工作级别及利用等级相对应的设计寿命。

2) 轴承的工作转速。对于转速低于 $10\text{r}/\text{min}$ 的滚动轴承，可只做额定静荷载计算。

3) 径向作用荷载。

4) 轴向作用荷载。

5) 工作条件和工作情况（工作荷载的性质、温度、湿度、润滑油种类和供给方式）。

6) 轴承的结构型式及外形尺寸。

6.6.8 荷载限制器应符合下列要求：

1 启闭机应装设电子式或机械式荷载限制器。电子式荷载限制器应动态显示荷载变化，当荷载达到额定荷载的 90% 时，荷载限制器应发出提示信号；当荷载达到额定荷载的 110% 时，应发出超载报警信号并自动切断电源。荷载限制器可设置欠载保护，当荷载欠载到设定值时，应发出欠载报警信号并自动切断电源。

2 启闭快速闸门的启闭机，可对启门力和持住力分别限制。

3 双吊点启闭机宜设置两套荷载限制器。

4 重要的启闭机以及严寒、高海拔地区的启闭机除设置电子式荷载限制器外，宜同时设置机械式荷载限制器。

6.6.9 扬程指示及限位装置应符合下列要求：

1 起升机构应同时装设电子式扬程指示器和机械式限位装置。扬程指示器的编码器宜采用绝对型。正常工作时，扬程指示器控制闸门全开至全关过程中的各个位置（包括闸门充水阀位置），当到达设定控制位置时，应自动发出信号并切断电源。机械式限位装置应控制起升机构的上、下极限位置。

2 行走机构应装设行程限制器，当大、小车行走到极限位置时，应自动发出信号并切断电源。

3 回转机构应装设回转限制器，当回转到极限位置时，应自动发出信号并切断电源。

6.6.10 缓冲器设计应符合下列要求：

1 启闭机缓冲器可采用弹簧缓冲器、聚氨脂缓冲器、橡胶缓冲器和液压缓冲器。小型启闭机可采用木质缓冲器。

2 缓冲器碰撞动能应按 4.0.5 条的规定进行计算。缓冲器壳体应按启闭机额定行走速度碰撞时发生的最大撞击力进行设计，强度安全系数 n_{III} 应按表 6.5.6 取值。

6.6.11 车轮和轨道设计应符合下列要求：

1 车轮的常用材料宜采用 GB/T 699 规定的 45、55、60、65Mn，GB/T 11352 规定的 ZG340 - 640，JB/T 6402 规定的 ZG35CrMnSi、ZG34Cr2Ni2Mo、ZG42Cr1Mo 等。

2 车轮直径不宜超过 1.25m。携带额定行走荷载时，车轮踏面应按疲劳计算，启闭最大荷载时，车轮踏面应按强度计算。车轮踏面计算见附录 M.3。

3 中、小型启闭机宜采用 GB 2585 规定的铁路用热轧钢轨，大型启闭机宜采用 YB/T 5055 规定的 QU 型起重机用钢轨，强度计算公式见附录 M.4。电动葫芦的轨道宜采用轧制工字型钢或 H 型钢。

6.7 结构设计计算

6.7.1 结构设计应采用许用应力方法计算。结构应按两类荷载情况进行计算：第 I 类荷载应按工作时的最大荷载进行强度、刚度和稳定性计算，强度安全系数为 1.48；第 II 类荷载应按非工作时的最大荷载或工作时的特殊荷载进行强度和稳定性验算，强度安全系数为 1.22。

6.7.2 两类荷载情况的荷载组合见表 6.7.2，可用于移动式启闭机的结构及连接计算。

表 6.7.2 荷载与荷载组合

荷载名称	第 I 类荷载组合					第 II 类荷载组合			
	I _a	I _b	I _c	I _d	I _e	II _a	II _b	II _c	II _d
自重荷载	√	√	√	√	√	√	√	√	√
主起升机构启闭荷载	√	—	—	—	—	—	—	—	—
行走荷载	—	√	√	—	—	—	√	—	—
启闭机惯性力	—	—	√	—	√	—	√	—	—
小车惯性力	—	√	—	—	—	—	—	—	—
工作状态的风荷载	√	√	√	√	√	√	√	—	—
非工作状态的风荷载	—	—	—	—	—	—	—	√	—
偏斜行走引起的侧向力	—	—	√	—	√	—	√	—	—
碰撞荷载	—	—	—	—	—	—	√	—	—
试验荷载	—	—	—	—	—	√	—	—	—
地震荷载	—	—	—	—	—	—	—	—	√
副起升机构启闭荷载	—	—	—	√	√	—	—	—	—

注 1: 荷载的各种组合用来计算结构的不同部位。
注 2: 需要考虑温度荷载、冰雪荷载、安装荷载、坡度荷载等时, 可在现有的荷载组合中增加。

6.7.3 常用结构材料的许用应力应按下列情况分别取值:

- 1 常用结构材料的屈服极限应按表 6.7.3-1 的尺寸分组取值。

表 6.7.3-1 常用结构材料的尺寸分组及对应的屈服极限

组别	Q235		Q345	
	钢材厚度/mm	$\sigma_s / (N/mm^2)$	钢材厚度/mm	$\sigma_s / (N/mm^2)$
第 1 组	≤16	235	≤16	345
第 2 组	>16~40	225	>16~40	335
第 3 组	>40~60	215	>40~63	325
第 4 组	>60~100	205	>63~80	315

注: 钢材厚度超过表中数值时, 应根据相应的材料标准查取 σ_s 。

- 2 第 I 类荷载情况时, 结构材料的许用应力应按表 6.7.3-2 取值。

表 6.7.3-2 第 I 类荷载情况时常用结构材料的许用应力

单位: N/mm²

应力种类	符号	Q235				Q345			
		第 1 组	第 2 组	第 3 组	第 4 组	第 1 组	第 2 组	第 3 组	第 4 组
拉、压、弯	$[\sigma]$	160	150	145	140	230	225	220	210
剪	$[\tau]$	95	90	85	80	135	130	125	120
局部承压 (磨平顶紧)	$[\sigma_{cd}]$	225	210	200	195	320	310	305	295
局部紧接承压	$[\sigma_{cj}]$	120	115	110	105	170	170	165	155

注 1: 局部承压是指构件腹板的小部分表面受局部荷载的挤压或端面承压的情况。
注 2: 局部紧接承压是指可动性小的铰在接触面的投影平面上的压应力。

3 第 I 类荷载情况时, 焊缝的许用应力应按表 6.7.3-3 取值。

表 6.7.3-3 第 I 类荷载情况时常用结构材料焊缝的许用应力

单位: N/mm²

焊缝种类	应力种类	符号	埋弧自动、半自动焊和用 E43 型焊条的手工焊				埋弧自动、半自动焊和用 E50 型焊条的手工焊			
			Q235				Q345			
			第 1 组	第 2 组	第 3 组	第 4 组	第 1 组	第 2 组	第 3 组	第 4 组
对接焊缝	抗压	$[\sigma_n]$	160	150	145	140	230	225	220	210
	抗拉 (一、二类焊缝)	$[\sigma_l]$	160	150	145	140	230	225	220	210
	抗剪	$[\tau]$	95	90	85	80	135	130	125	120
贴角焊缝	抗拉、抗压、抗剪	$[\tau_t]$	115	105	100	95	160	160	155	145

注 1: 仰焊焊缝的许用应力按上表乘 0.8。
注 2: 安装焊缝的许用应力按上表乘 0.9。
注 3: 单角钢焊件用一个边单面连接时, 等边角钢用任一边, 不等边角钢用短边, 其连接焊缝的许用应力乘 0.85。

4 第 I 类荷载情况时, 螺栓和销轴连接的许用应力应按表 6.7.3-4 取值。

表 6.7.3-4 螺栓和销轴连接的许用应力

单位: N/mm²

连接种类	应力种类	符号	螺栓性能等级					构件钢号												
			螺栓性能等级					Q235				Q345								
			4.6	4.8	5.6	8.8		第1组	第2组	第3组	第4组	第1组	第2组	第3组	第4组					
A、B级 螺栓连接 (I类孔)	拉伸	$[\sigma]$	—	—	155	315	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
	剪切	$[\tau]$	—	—	115	235	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	—	—	290	270	260	250	415	405	395	375	—	—	—	—		
C级 螺栓连接	拉伸	$[\sigma]$	125	170	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
	剪切	$[\tau]$	90	125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
	承压	$[\sigma_c]$	—	—	—	—	225	210	205	200	320	315	305	295	—	—	—	—		
销轴连接 (35钢)	弯曲	$[\sigma]$	135					—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	剪切	$[\tau]$	80					—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	承压	$[\sigma_c]$	—					225	210	205	200	320	315	305	295	—	—	—	—	

注1: 孔壁质量属于下列情况者为I类孔: 在装配好的结构上按设计孔径钻成的孔; 在单个零件和构件上按设计孔径分别用钻模钻成的孔; 在单个零件上先钻成或冲成较小孔径, 然后在装配好的构件上再扩钻至设计孔径的孔。

注2: 当销轴在工作中可能产生微动时, 其承压许用应力宜适当降低。

5 表 6.7.3-2~表 6.7.3-4 的许用应力值在第 II 类荷载情况下应提高 15%。

6.7.4 结构件和连接的强度计算应符合下列规定：

1 一般结构计算应符合下列要求：

- 1) 启闭机结构件在受拉、压、弯、扭情况下，可按一般强度公式进行计算，计算应力应小于许用应力。
- 2) 当梁的上翼缘有集中荷载时，可按公式 (6.7.4-1) 计算腹板局部压应力：

$$\sigma_m = \frac{P}{\delta(a + 2h_y)} \leq [\sigma] \quad (6.7.4-1)$$

式中 σ_m ——局部压应力，N/mm²；

P ——集中荷载，N；

δ ——腹板厚度，mm；

a ——集中荷载作用长度，对滑块取滑块长度，对车轮取 $a=50\text{mm}$ ；

h_y ——自构件顶面（无轨时）或轨顶（有轨时）至腹板计算高度上边缘的距离，mm。

- 3) 当构件在同一计算点有较大的正应力 σ 、较大的剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 时，可按公式 (6.7.4-2) 验算该点的复合应力：

$$\sqrt{\sigma^2 + \sigma_m^2 - \sigma\sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (6.7.4-2)$$

式中 σ 、 σ_m ——构件在同一计算点上所受的正应力和局部压应力，应带各自的正负号。

- 4) 当构件在同一计算点有两个方向的正应力 σ_x 、 σ_y 和剪应力 τ_{xy} 时，可按公式 (6.7.4-3) 验算该点的复合应力：

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq [\sigma] \quad (6.7.4-3)$$

式中 σ_x 、 σ_y ——构件同一计算点上所受的两个方向的正应力，带各自的正负号，其中每一个应力都应小于许

用应力， N/mm^2 ；

τ_{xy} ——构件同一计算点上所受的剪应力，其值应小于许用应力 $[\tau]$ ， N/mm^2 。

- 5) 当仅有拉伸（或压缩）应力 σ 和剪切应力 τ 时，可按公式 (6.7.4-4) 计算复合应力：

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (6.7.4-4)$$

2 高强度螺栓连接的轴心受拉和轴心受压的结构件，其强度应按公式 (6.7.4-5) 计算。

$$\sigma = \frac{N'}{A} \leq [\sigma] \quad (6.7.4-5)$$

$$N' = N \left(1 - 0.5 \frac{Z_1}{Z} \right) \quad (6.7.4-6)$$

式中 N' ——高强度螺栓连接的构件的计算轴向力， N ；

N ——作用于连接处的轴向力， N ；

Z ——在节点或拼接处连接接头一侧结构件上的高强度螺栓的总数；

Z_1 ——所计算结构件截面（连接接头一侧的最外列螺栓处）的高强度螺栓数；

A ——所验算结构件截面的净面积， mm^2 ；

0.5——孔前传力系数。

3 连接的强度计算应符合下列规定：

- 1) 采用对接焊缝连接时，焊缝承受轴向拉伸或压缩时的纵向拉、压计算应力，以及弯矩与剪力联合作用时危险点的最大正应力和最大剪应力，应不大于表 6.7.3-3 中规定的许用值。当对接焊缝的计算点同时有较大的正应力和剪应力时，应按公式 (6.7.4-7) 计算焊缝的复合应力。当对接焊缝在同一计算点有两个方向的正应力 σ_x 、 σ_y 和剪应力 τ_{xy} 时，可按公式 (6.7.4-8) 验算焊缝的复合应力。

$$\sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} \leq [\sigma_h] \quad (6.7.4-7)$$

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 2\tau_{xy}^2} \leq [\sigma_h] \quad (6.7.4-8)$$

式中 $[\sigma_h]$ ——焊缝的许用应力, N/mm^2 , 见表 6.7.3-3。

2) 采用摩擦型高强度螺栓连接时, 每个螺栓的许用承载力可按公式 (6.7.4-9) 计算。当高强度螺栓连接同时承受摩擦面的剪切和螺栓轴线方向的外拉力时, 每个高强度螺栓的许用承载力可按公式 (6.7.4-9) 计算, 但应以 $(P_k - 1.25P_t)$ 代替公式 (6.7.4-9) 中的 P_k , P_t 为每个高强度螺栓在其轴线方向所受的外拉力, 不应大于 $0.7P_k$ 。连接所需的高强度螺栓数 Z 可按公式 (6.7.4-10) 计算。

$$[P] = 0.7Z_m f P_k \quad (6.7.4-9)$$

$$Z = \frac{N}{[P]} \quad (6.7.4-10)$$

式中 $[P]$ ——每个高强度螺栓的许用承载力, N ;

Z_m ——传力的摩擦面数目;

f ——摩擦面的抗滑移系数, 按表 6.7.4-1 选取;

P_k ——高强度螺栓的预拉力, N , 按表 6.7.4-2 选取;

0.7 ——考虑连接件受压变形对于拉力的减小影响系数;

N ——作用于连接处的轴心力, N 。

表 6.7.4-1 摩擦面的抗滑移系数 f

在连接处构件接触面的处理方法	构件的钢号	
	Q235	Q345 及其以上
喷砂	0.45	0.5
喷砂后生赤锈	0.45	0.5
喷砂后涂无机富锌漆	0.35	0.40
钢丝刷清除浮锈或未经处理的干净轧制表面	0.30	0.35

表 6.7.4-2 单个高强度螺栓的预拉力 P_g

螺栓公称直径 d/mm			M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
螺栓有效截面积 A_1/mm^2			157	192	245	303	353	459	561	694	817	976
螺栓等级	抗拉强度	屈服点	单个高强度螺栓的预拉力 P_g/kN									
	σ_b /(N/mm^2)	σ_{s1} /(N/mm^2)										
8.8S	≥ 800	≥ 640	70	86	110	135	158	205	250	310	366	437
10.9S	≥ 1000	≥ 900	99	120	155	190	223	290	354	437	515	615
12.9S	≥ 1200	≥ 1080	119	145	185	229	267	347	424	525	618	738

注：表中预拉力值按 $0.7\sigma_{s1}A_1$ 计算，其中 σ_{s1} 取各档中的最小值。

6.7.5 结构的稳定性计算应符合下列规定：

1 轴心受压构件应符合下列规定：

- 1) 轴心受压构件除应满足强度、刚度条件外，尚应验算整体稳定和局部稳定。
- 2) 构件的许用长细比不应超过表 6.7.5-1 所列值。

表 6.7.5-1 构件许用长细比 $[\lambda]$

构件名称		受拉构件	受压构件
主要承载结构件	对桁架的弦杆	150	120
	对整个结构	180	150
次要承载结构件（如主桁架的其他杆、辅助桁架的弦杆）		200	150
其他构件		350	250

- 3) 当钢材的屈服点 σ_s 大于 $345\text{N}/\text{mm}^2$ 时，可用假想长细比进行计算。实腹式构件 λ_F 可按公式 (6.7.5-1) 计算，等截面格构式构件 λ_{hF} 可按公式 (6.7.5-2) 计算。

$$\lambda_F = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{345}} \quad (6.7.5-1)$$

$$\lambda_{hF} = \lambda_h \sqrt{\frac{\sigma_s}{345}} \quad (6.7.5-2)$$

式中 σ_s ——大于 345N/mm^2 的受压构件的屈服点， N/mm^2 ；

λ_F ——实腹式构件的假想长细比；

λ ——实腹式构件的长细比，按表 6.7.5-1 取值；

λ_{hF} ——等截面格构式构件的假想长细比；

λ_h ——等截面格构式构件的换算长细比，按表 6.7.5-2 中所列公式计算。缀条组合受压构件的单肢，当长细比大于构件的换算长细比时，需计算其稳定性。

表 6.7.5-2 等截面格构式构件换算长细比 λ_h 计算公式

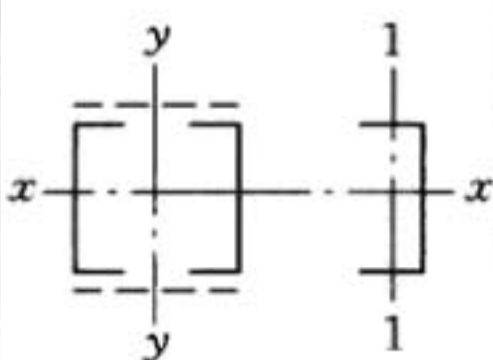
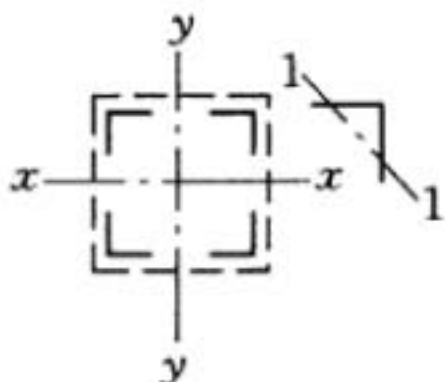
项次	构件截面形状	缀材类别	计算公式	符号意义
1	 <p>(a)</p>	缀板	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_y 为整个构件对虚轴的长细比； λ_1 为单肢对 1—1 轴的长细比，其计算长度取缀板间的净距离
2		缀条	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 27 \frac{A}{A_1}}$	A 为构件横截面所截各弦杆的毛截面面积之和； A_1 为构件横截面所截各斜缀条的毛截面面积之和
3	 <p>(b)</p>	缀板	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_1 为单肢对最小刚度轴 1—1 的长细比，其计算长度取缀板间的净距离
4		缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + 40 \frac{A}{A_{1x}}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 40 \frac{A}{A_{1y}}}$	A_{1x} 为构件横截面所截垂直于 $x-x$ 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和； A_{1y} 为构件横截面所截垂直于 $y-y$ 轴的平面内各缀条的毛截面面积之和

表 6.7.5-2 (续)

项次	构件截面形状	缀材类别	计算公式	符号意义
5	<p>(c)</p>	缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{42A}{A_1(1.5 - \cos^2\theta)}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{42A}{A_1 \cos^2\theta}}$	θ 为缀条所在平面和 x 轴的夹角
<p>注 1: 缀板组合构件的单肢长细比 λ_1 不大于 40, 缀板沿柱纵向的宽度不小于肢件轴线间距离的 2/3, 厚度不小于该距离的 1/40, 且不小于 6mm。</p> <p>注 2: 斜缀条与结构件轴线间倾角保持在 $40^\circ \sim 70^\circ$。</p>				

2 当双向或单向压弯结构件受有轴向力和绕强轴 (X 轴)、弱轴 (Y 轴) 的双向弯矩作用时, 除应按一般强度公式验算强度外, 尚应验算其稳定性, 计算方法见附录 N。

3 受弯结构件的整体稳定计算应符合下列规定:

1) 凡符合下列情况之一时, 可不计算受弯结构件的整体稳定性:

——箱形截面受弯构件的截面高度 h 与两腹板外侧之间的翼缘宽度 b 的比值 $h/b \leq 3$, 或其截面足够保证其侧向刚性 (如为空间桁架时);

——有刚性铺板密铺在结构的受压翼缘板上, 并能抵抗截面的扭转及水平位移时;

——两端简支且端部支承不能扭转的等截面轧制 H 型钢或焊接工字形截面的受弯构件, 其受压翼缘的侧向支承间距 l (无侧向支承点者, 则为构件的跨距) 与其受压翼缘的宽度 b 之比应满足下列条件:

a) 无侧向支承且荷载作用在受压翼缘上时,

$$l/b \leq 13 \sqrt{235/\sigma_s};$$

b) 无侧向支承且荷载作用在受拉翼缘上时,

$$l/b \leq 20 \sqrt{235/\sigma_s};$$

c) 跨中受压翼缘有侧向支承时, $l/b \leq 16 \sqrt{235/\sigma_s}$ 。

2) 不符合 6.7.5 条 3 款 1) 项要求的受弯构件, 应按附录 N 计算整体稳定性。

4 板的局部稳定应符合下列规定:

1) 腹板的局部稳定应满足下列要求:

——当腹板高度 h_0 与腹板厚度 δ 的比 $(h_0/\delta) \leq 70 \sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 可按构造决定是否配置横向加劲肋。若支承钢轨时, 则应设置短的横向加劲肋或采用承轨梁。短加劲肋间距应由钢轨及翼缘板的局部弯曲应力条件决定。短加劲肋的间距不宜大于 750mm, 高度约为 $0.3h_0$ 值;

——当 $70 \sqrt{235/\sigma_s} < (h_0/\delta) \leq 160 \sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 应配置横向加劲肋, 并进行验算;

——当 $160 \sqrt{235/\sigma_s} < (h_0/\delta) \leq 240 \sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 除配置横向加劲肋外, 尚应在受压边缘高度为 $0.2h_0 \sim 0.25h_0$ 处配置纵向加劲肋, 并进行验算;

——当 $240 \sqrt{235/\sigma_s} < (h_0/\delta) \leq 320 \sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 除配置横向加劲肋外, 尚应在受压区配置两道纵向加劲肋, 第一道设置在距腹板受压边缘 $0.15h_0 \sim 0.2h_0$ 处, 第二道设置在距腹板受压边缘 $0.35h_0 \sim 0.4h_0$ 处, 并进行验算;

——当 $(h_0/\delta) > 320 \sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 应按高腹板局部稳定要求进行计算。

2) 受压翼缘板的局部稳定应满足下列要求:

——工字形截面受压翼缘板每侧外伸宽度 b 与其厚度 δ 之比不大于 $15 \sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 可不计算受压翼缘板的局部稳定;

——箱形截面腹板中心距 b_0 与受压翼缘板厚度 δ_y 的比值满足 $(b_0/\delta_y) \leq 60\sqrt{235/\sigma_s}$ 时, 可不计算其局部稳定性。当翼缘板较宽时, 应设置一道或多道纵向加劲肋, 使其满足 $(b_0/\delta_y) \leq 60\sqrt{235/\sigma_s}$ 。当其纵向加劲肋的惯性矩 I_{z3} 满足公式 (6.7.5-8) 时可不计算其稳定性。

5 板的局部稳定性计算见附录 N.3。

6 加劲肋的构造尺寸要求应符合下列规定:

1) 腹板的横向加劲肋应满足下列要求:

——在满足腹板的局部稳定性前提下, 腹板的横向加劲肋间距 a 不应小于 $0.5h_0$, 且不应大于 $2h_0$ 和 $2m$ 两值中的大值, h_0 为腹板高度。

——腹板两侧成对配置矩形截面的横向加劲肋尺寸可按公式 (6.7.5-3) 和公式 (6.7.5-4) 确定:

$$b_1 \geq \frac{h_0}{30} + 40 \quad (6.7.5-3)$$

$$\delta_1 \geq \frac{1}{15} b_1 \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad (6.7.5-4)$$

式中 b_1 ——横向加劲肋的外伸宽度, mm;

δ_1 ——横向加劲肋的厚度, mm。

——仅在腹板一侧配置矩形截面横向加劲肋时, 为获得与成对配置时相同的线刚度, 加劲肋的外伸宽度应大于公式 (6.7.5-3) 计算值的 1.2 倍, 加劲肋的厚度按公式 (6.7.5-4) 确定。

——当腹板同时采用横向加劲肋和纵向加劲肋时, 横向加劲肋除满足上述规定外, 还应满足公式 (6.7.5-5) 的要求:

$$I_{z1} \geq 3h_0\delta^3 \quad (6.7.5-5)$$

式中 I_{z1} ——横向加劲肋的截面惯性矩, mm^4 ;

h_0 ——腹板高度, mm;

δ ——腹板厚度，mm。

2) 腹板的纵向加劲肋应满足下列要求：

——当 $a/h_0 \leq 0.85$ 时，腹板纵向加劲肋的截面惯性矩应满足公式 (6.7.5-6) 的要求；当 $a/h_0 > 0.85$ 时，应满足公式 (6.7.5-7) 的要求；

$$I_{z2} \geq 1.5h_0\delta^3 \quad (6.7.5-6)$$

$$I_{z2} \geq \left(2.5 - 0.45 \frac{a}{h_0}\right) \frac{a^2}{h_0} \delta^3 \quad (6.7.5-7)$$

式中 I_{z2} ——腹板纵向加劲肋的截面对腹板板厚中心线的惯性矩， mm^4 ；

a ——见图 6.7.5，横向加劲肋的间距，mm。

——纵向加劲肋应连续，长度不足时应预先接长并保证对接质量；纵向加劲肋至腹板受压边缘的距离 h_1 应在 $h_0/4 \sim h_0/5$ 范围内。

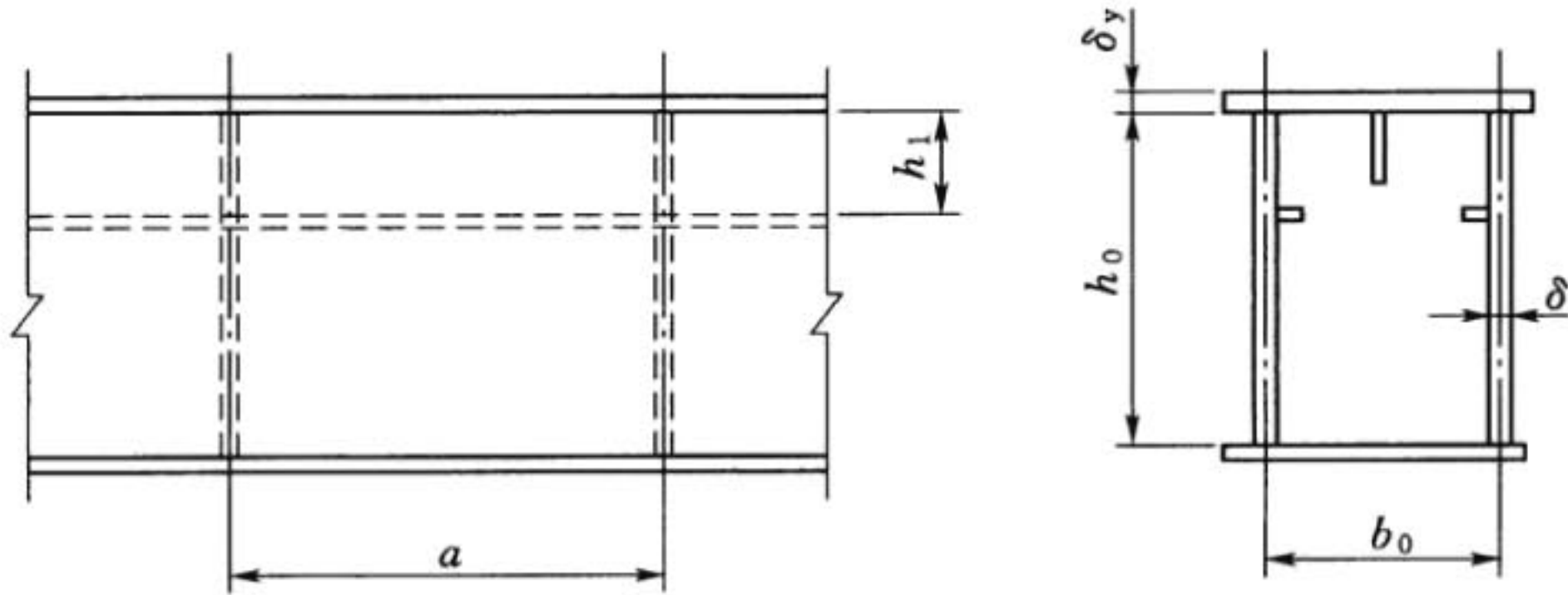


图 6.7.5 横向和纵向加劲肋

3) 均匀受压的翼缘板，其纵向加劲肋的截面惯性矩应满足公式 (6.7.5-8) 的要求：

$$I_{z3} \geq m \left(0.64 + 0.09 \frac{a}{b_0}\right) \frac{a^2}{b_0} \delta_y^3 \quad (6.7.5-8)$$

式中 I_{z3} ——均匀受压翼缘板纵向加劲肋的截面对翼缘板厚中心线惯性矩， mm^4 ；

b_0 ——腹板中心距，mm，见图 6.7.5；

δ_y ——受压翼缘板的厚度，mm，见图 6.7.5；

m ——翼缘板纵向加劲肋数。

- 4) 当加劲肋在板两侧成对配置时, 截面惯性矩应按板厚中心线为轴线计算; 一侧配置时, 应按与板相连接的加劲肋边缘为轴线计算。
- 5) 梁的支座处和上翼缘受有较大固定集中荷载处, 宜设置支承加劲肋。

6.7.6 结构的刚度应符合下列规定:

1 结构的刚度分为静态刚度和动态刚度。启闭机应在第 I 类荷载情况下按满载工作条件进行静态刚度计算, 使结构的最大挠度不超过许用挠度。启闭机的动态刚度可不作校核。

2 启闭机的静态刚度应符合下列要求:

- 1) 桥式和双向门式启闭机, 由额定启闭荷载和小车自重
在主梁跨中引起的垂直静挠度 y_L 应根据启闭机的工作
级别确定。当工作级别为 Q_1 、 Q_2 时, y_L 应满足公式
(6.7.6-1) 的要求; 当工作级别为 Q_3 、 Q_4 时, y_L 应
满足公式 (6.7.6-2) 的要求。

$$y_L \leq L/700 \quad (6.7.6-1)$$

$$y_L \leq L/800 \quad (6.7.6-2)$$

式中 y_L ——启闭机的垂直静挠度, mm;

L ——支承跨度, mm。

- 2) 带有悬臂的门式启闭机, 小车在有效悬臂长度位置由
额定荷载和小车自重引起的垂直静挠度 y_c 应满足公式
(6.7.6-3) 的要求。

$$y_c \leq L_c/350 \quad (6.7.6-3)$$

式中 L_c ——有效悬臂长度, mm。

- 3) 桥式、台车式启闭机的主梁跨中水平变位值 y_s 应满足
公式 (6.7.6-4) 的要求。

$$y_s \leq L/2000 \quad (6.7.6-4)$$

- 4) 门式启闭机的门架, 其两个方向的水平变位值, 在最
不利的荷载组合时宜小于 $1.5\% H$, 且不大于 25mm。

H 为大车轨面到小车轨面高度或单向门式启闭机主梁上翼缘面的高度。

- 5) 固定式启闭机的机架、小车架和机械设备直接安装其上的台车架及单向门式启闭机的门架，其承载结构的最大垂直静挠度，当作为简支梁构件时，应满足公式(6.7.6-5)的要求；当为悬臂时，应满足公式(6.7.6-6)的要求。

$$y_c \leq L/2000 \quad (6.7.6-5)$$

$$y_c \leq L_c/1000 \quad (6.7.6-6)$$

式中 L ——启闭机的支承跨度或承载简支构件的计算跨度。

6.7.7 门架设计应满足下列要求：

1 门架的结构型式按运行要求可设计为无悬臂型、单悬臂型、双悬臂型以及半门架型，按截面结构可设计为箱形截面、板梁截面和格子截面（桁架、桁构）。

2 门架支腿与主梁的连接型式，当门架支承跨度 $L \leq 35\text{m}$ 时，宜采用刚性连接。

3 门架内力计算应符合下列原则：

- 1) 在门架平面内，具有两个刚性支腿的门架，计算主梁内力时宜采用静定结构的计算简图，计算支腿内力时宜采用一次超静定结构的计算简图。
- 2) 在支腿平面内，支腿与下横梁的连接，当支腿的刚度与横梁刚度之比大于 0.6 时，宜采用三次超静定结构计算；当比值小于或等于 0.6 且腿的其他截面又比此处大时，宜按一次超静定结构计算，计算简图见图 6.7.7。
- 3) 门式启闭机行走时的各种荷载组合可作为对门架结构内力的验算条件。
- 4) 大型门式启闭机门架结构宜采用三维有限元进行计算。

6.7.8 结构构造应符合下列规定：

1 启闭机的结构应符合下列构造原则：

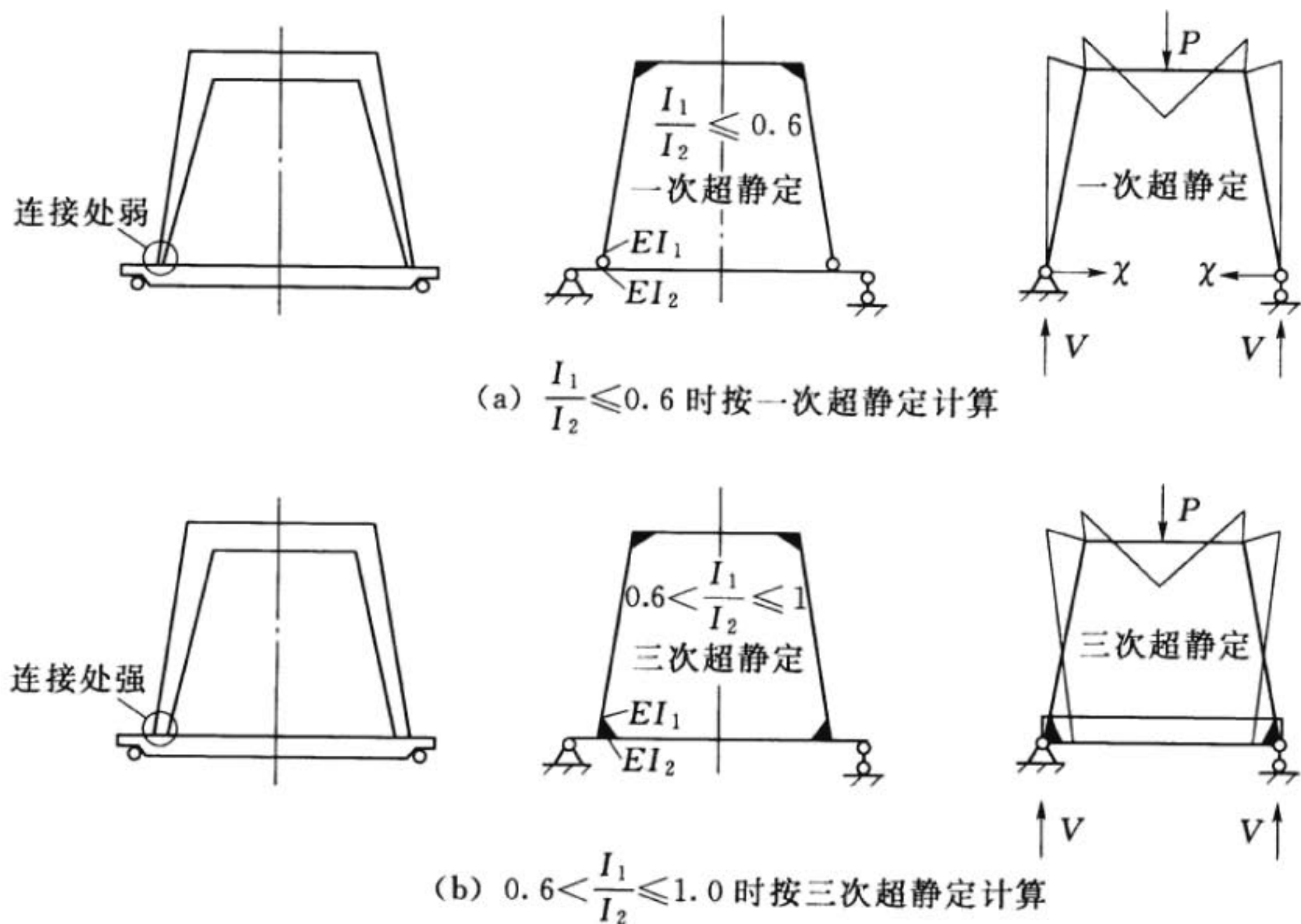


图 6.7.7 门架在支腿平面内的计算简图

- 1) 主要承载结构的构造应简单、受力明确、传力直接，降低应力集中的影响。
- 2) 结构的设计应方便制造、检查、运输、安装和维护，露天工作和水下工作的结构应避免积水。
- 3) 主要承载结构的钢板和型钢肢的厚度不应小于 5mm。
- 4) 主要承载结构件在不同连接处可采用不同连接方式，同一连接处不宜将不同连接方式混合使用。
- 5) 除靠近支承处的焊接梁外，横向加劲肋的下端不应直接焊在受拉翼缘板上，并应在距离受拉翼缘板内侧表面不小于 50mm 处断开。宽翼缘箱形梁（如内部可通过人的梁）或单腹板梁，为避免受拉翼缘板在施工和运输过程中产生变形，可将横向加劲肋下端与加设的厚度为 10~16mm 的垫板焊接，再以纵向焊缝把垫板焊在受拉翼缘板上，见图 6.7.8-1。

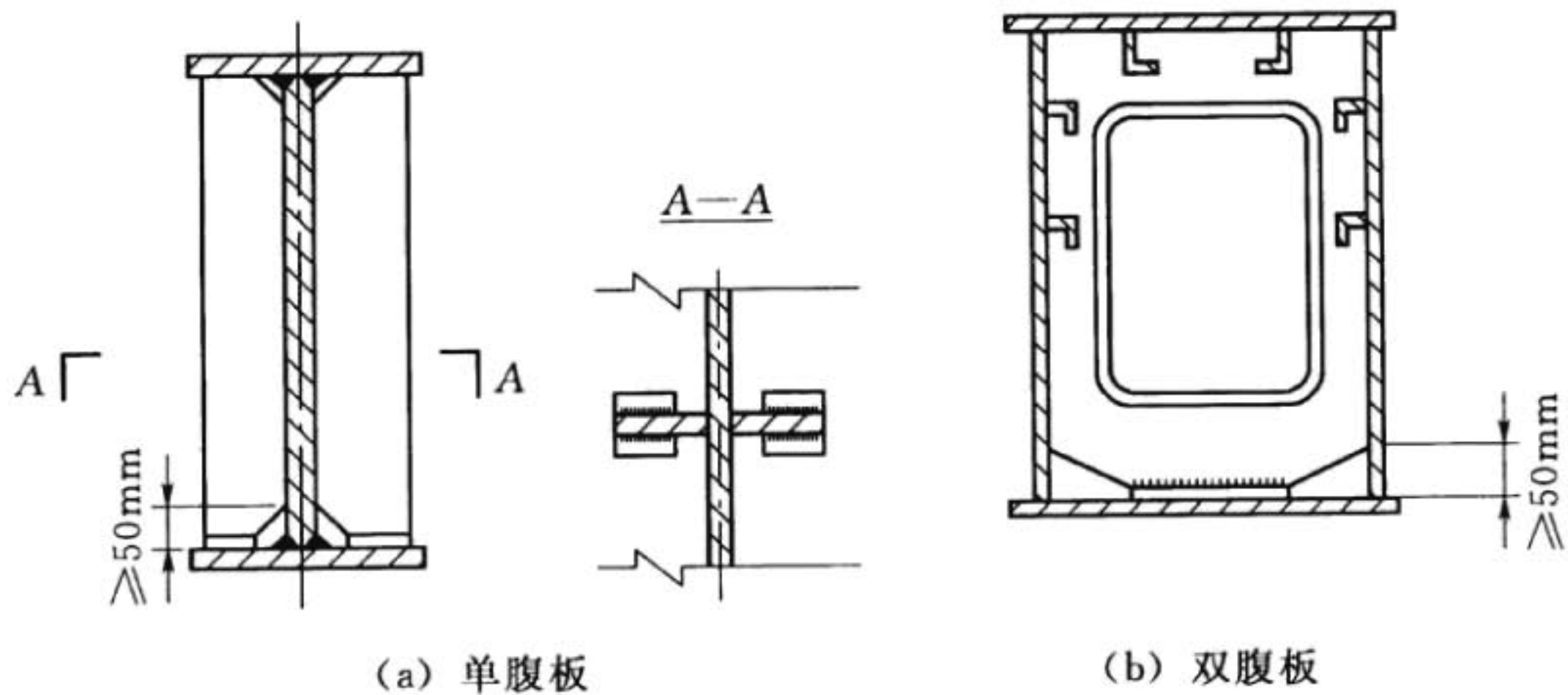


图 6.7.8-1 箱形梁和单腹板梁横向加劲肋布置

- 6) 焊接梁的腹板和翼缘板的对接焊缝不宜处在同一截面上，其间距不应小于 200mm；横向加劲肋应错开与其平行的腹板对接焊缝，间距不应小于 200mm。
- 7) 焊接梁的受压翼缘板上铺设轨道并承受轮压，当轨道正对腹板时，腹板与受压翼缘板宜采用焊透的连续焊缝，横向加劲肋在翼缘板和腹板连接处应采用斜切口，见图 6.7.8-2。当依靠横向加劲肋或横向加劲肋参与传递轮压时，横向加劲肋应与受压翼缘板顶紧焊接，轨道支承面下的焊缝长度不应小于轨道支承宽度的

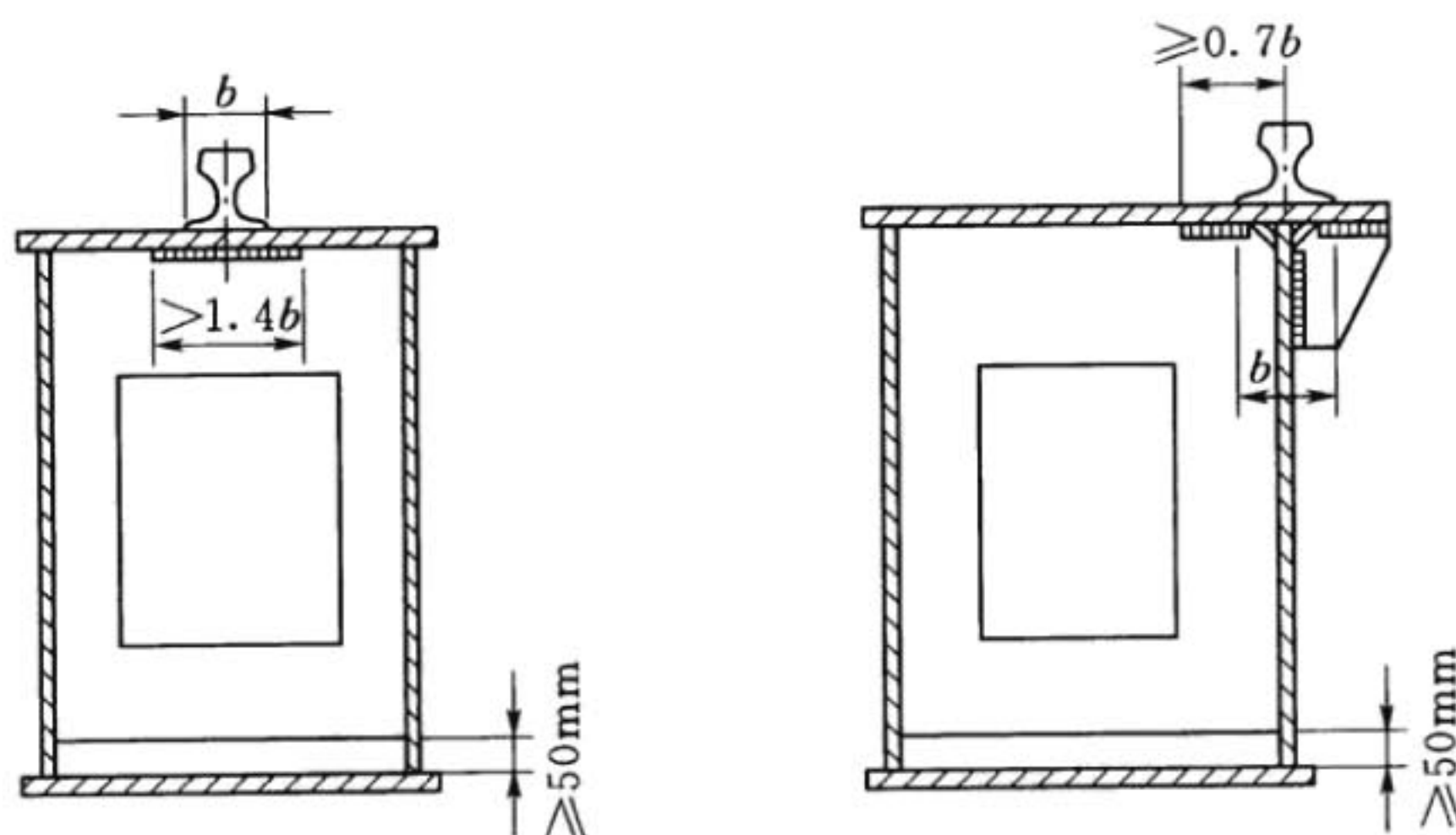


图 6.7.8-2 受压翼缘板有轨道的焊接箱形梁的横向加劲肋布置

1.4 倍，且应双面施焊，其他部位可采用双面交错或单面间断焊缝。

- 8) 桁架节点板的厚度应根据腹杆内力大小，按表 6.7.8-1 选用。

表 6.7.8-1 节点板厚度

腹板内力/kN	板厚/mm
$P \leq 200$	8
$200 < P \leq 300$	10~12
$300 < P \leq 400$	12~14
$P > 400$	14~20

- 9) 门式、桥式及台车式启闭机的主梁，其跨中的上拱度宜取 $L/1000$ ， L 为跨度；悬臂端的上翘度宜取 $L_c/350$ ， L_c 为悬臂有效工作长度。

2 焊缝连接应符合下列要求：

- 1) 焊缝金属宜与主体金属相适应。当不同强度的钢材焊接时，可采用与低强度钢材相适应的焊接材料。
- 2) 对接焊缝的坡口形式，应符合 GB/T 985.1 和 GB/T 985.2 的规定。主要承载结构中不等板厚和板宽的对接焊，应在一侧或两侧采用不大于 1:4 的过渡斜度，见图 6.7.8-3。

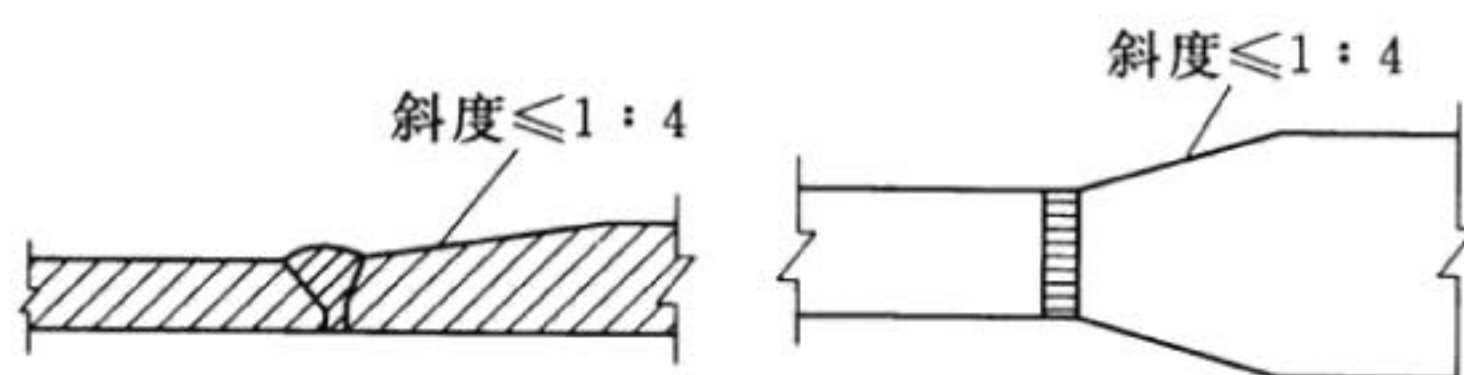


图 6.7.8-3 主要承载结构不等板厚和板宽的对接焊过渡斜度

3) 角焊缝应满足下列要求：

——角焊缝的最小高度见表 6.7.8-2。当焊件的厚度

小于 4mm 时，焊缝的最小高度应与焊件厚度相同。一般角焊缝的最大高度，不应大于较薄焊件的 1.2 倍；

表 6.7.8-2 角焊缝的最小高度

较厚焊接件的厚度 δ/mm	$h_{w\min}/\text{mm}$	
	普通碳素钢焊件	低合金钢焊件
$\delta \leq 10$	4	6
$10 < \delta \leq 20$	6	8
$20 < \delta \leq 30$	8	10

——受动荷载的主要承载结构，角焊缝的表面应呈凹弧形或直线形，焊缝直角边的比例对侧焊缝为 1 : 1，对端焊缝为 1 : 1.5，搭接的长度应等于或大于 5 倍较薄焊件的厚度，见图 6.7.8-4；

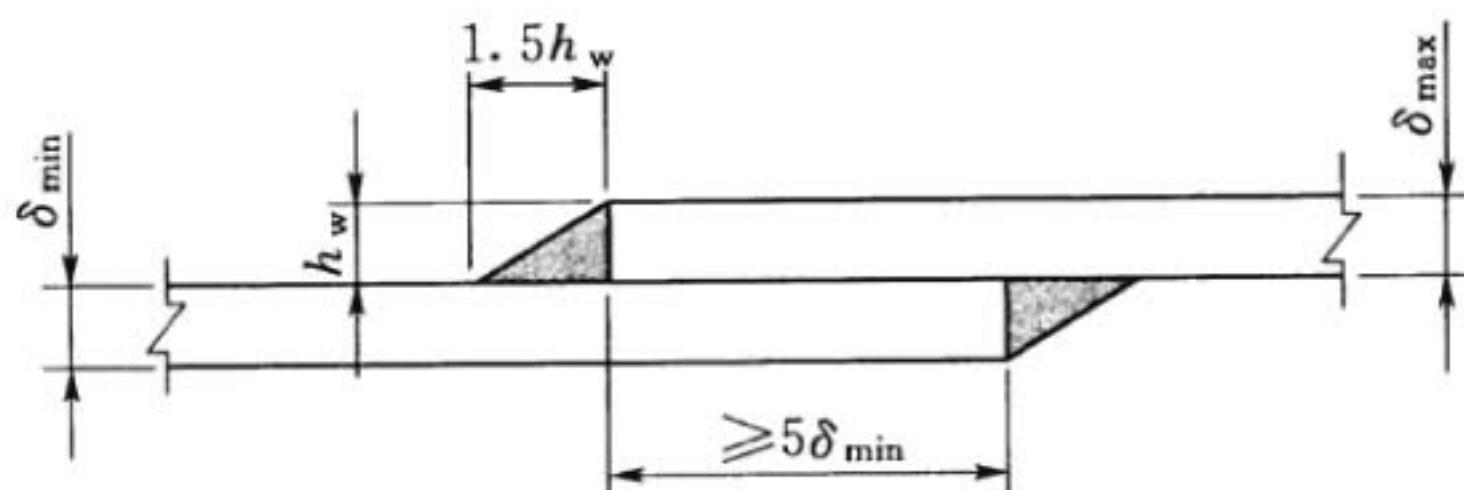


图 6.7.8-4 构件搭接长度和焊缝直角边比例

——侧面或端面的角焊缝的最小计算长度为 $8h_w$ 。侧焊缝的最大计算长度，当受动荷载时为 $40h_w$ ，受静荷载时为 $60h_w$ ，超长部分在计算中可不考虑；

——次要的焊缝连接，可采用厚度较小的间断焊，间断焊缝之间的净距，在受压构件中不应大于 $15\delta_{\min}$ ，在受拉构件中不应大于 $30\delta_{\min}$ 。

3 螺栓连接应符合下列要求：

- 1) 需要在使用现场进行整体拼接的大型结构，宜采用高强度螺栓连接。

- 2) 每一构件在节点处或接头一侧应具有不少于 2 个螺栓。沿受力方向，每行螺栓数不宜多于 5 个，且应满足由强度计算确定的数量。
- 3) 采用铰制孔用螺栓连接时，当构件承受脉动荷载时，孔径应小于 $d + (0.2 \sim 0.3) \text{ mm}$ ， d 为螺栓配合处的名义直径，当构件承受反复荷载时，孔和螺栓的配合不应低于 H_{11}/h_9 。
- 4) 采用高强度螺栓连接时，应在螺母及螺栓头处设置高强度垫圈。
- 5) 高强度螺栓孔径应比螺栓直径大 $1 \sim 2 \text{ mm}$ 。
- 6) C 级螺栓连接宜在次要构件的连接中使用。对直接承受动荷载的普通螺栓受拉连接，应采用双螺母或其他防止螺母松动的有效措施。
- 7) 螺栓布置的允许距离应符合表 6.7.8-3 中的规定值。

表 6.7.8-3 螺栓的允许距离 单位：mm

名称	位置与方向			最大允许距离 (取二者的小值)	最小允许距离
中心间距	外排 (垂直或沿内力方向)			$8d$ 或 12δ	$3d$
	中间排	沿内力方向	受压构件	$12d$ 或 18δ	
			受拉构件	$16d$ 或 24δ	
	沿对角线方向				
中心到构件 边缘距离	沿内力方向			$4d$ 或 8δ	$2d$
	垂直于内力 方向	剪切边或手工气割边			$1.5d$
		轧制边、 自动气割 或锯割边	高强度螺栓		$1.2d$
			普通螺栓		
<p>注 1: d 为孔径, δ 为连接件中较薄的板件厚度。</p> <p>注 2: 钢板边缘与刚性构件 (如角钢、槽钢等) 相连螺栓的最大间距可按中间排的数值确定。</p>					

- 4 轨道的铺设应符合下列要求：
 - 1) 小车轨道采用压板固定时，压板固定处应正对横向加劲肋。
 - 2) 轨道在接头处的轨面高低差和横向错位不应大于1mm。小车轨道的接头间隙不应大于2mm，大车轨道的接头间隙为1~3mm。
 - 3) 两条轨道的接头应错开布置。大车轨道接头应与水工结构伸缩缝错开适当距离。
- 5 走台、梯子、栏杆应符合下列要求：
 - 1) 高差超过0.5m的通行路径应设置梯子，并应满足通行和安全要求。
 - 2) 直立爬梯自2m的高度起，应设直径不小于0.6m的护圈，护圈之间由3根或5根竖条连接，且其中1根竖条应正对直梯中心。相邻护圈间的距离，当设置3根竖条时，不应大于0.9m，当设置5根竖条时，不应大于1.5m。直梯上部两边撑杆的高度不应小于0.8m。护圈在任何0.1m范围内应能承受1000N的分布垂直力而不发生永久变形。
 - 3) 斜梯高度超过10m时，应分段转接，各转接处应设置休息平台。斜梯的倾斜角不宜大于65°，特殊情况下也不应超过75°，踏步高度宜取0.2~0.25m，两侧栏杆间距不应小于0.6m。
 - 4) 斜梯、通道和平台的净空高度不应低于1.8m，运动部分附近的通道和平台的净宽度不应小于0.5m。对构件内部很少使用的进出通道，最小净空高度可为1.3m，通道宽度应增加到0.7m。只用于保养的平台，净空高度可减到1.3m。
 - 5) 走台和作业平台的铺板宜采用具有防滑性能的花纹钢板制作。具有小车的门式、桥式启闭机，小车凸出部分至走台栏杆之间的净距不应小于0.5m。工作人员

可能停留的每个表面都应保证不发生永久变形，并能承受以下荷载：

——2000N 的力通过直径为 125mm 的圆盘施加在平台表面的任何位置；

——4500N/m² 的均布荷载。

6) 栏杆布设应符合下列规定：

——走台、作业平台、检修平台和斜梯应设置牢固的栏杆；

——栏杆的垂直高度应不小于 1m，距铺板约 0.45m 高度处应有中间扶杆，底部应有不低于 0.1m 的挡板；

——桥机、门式启闭机小车平台上的栏杆，若条件限制时，其高度可低于 1m，但最低不应低于 0.8m；

——在手扶栏杆的最危险部位，应能承受水平方向的集中荷载 P 而不发生永久变形，且最大位移不超过 30mm。荷载 P 可按公式 (6.7.8) 计算：

$$P = qL \quad (6.7.8)$$

式中 P ——水平方向的集中荷载，N；

L ——栏杆的相邻两支柱轴线间的最大距离，m；

q ——作用在栏杆危险部位的单位长度水平荷载， $q \geq 300\text{N/m}$ 。

6 司机室应符合下列要求：

1) 司机室净空尺寸、操纵器、显示仪表、座椅等的设计应符合 GB/T 20303.1 的有关规定。

2) 司机室的门应能防止在启闭机工作时自动打开。当门为拉门和外开门时，应通向同一高度的水平平台，司机室外无平台时门应向里开。

3) 室内地板应铺设绝缘、防滑、无毒和导热系数小的阻燃材料。

- 4) 司机室与处于上部位置的吊具之间的距离不应小于 0.4m。
- 5) 司机室工作面上的照度不应低于 100lx。
- 6) 回转吊司机室应保证回转吊停止在任意位置时司机都能安全逃生。
- 7) 司机室应有良好的视野，司机室的玻璃宜采用钢化玻璃或其他防碎玻璃。
- 8) 当司机室的适宜工作温度和工作环境温度相差较大时，司机室内应设置相应的温度调节装置。
- 9) 司机室内应配备具有独立电源的通信设施。
- 10) 对白蚁、毒虫、沙暴多发地区或有其他特殊要求的地区，司机室应有相应的防护措施。

6.8 自动挂脱梁

6.8.1 自动挂脱梁宜用于移动式启闭机操作多孔或多节闸门，可分为液压式和机械式。

6.8.2 自动挂脱梁设计应满足下列要求：

1 自动挂脱梁应设置正、反和侧向导向支承装置，支承型式可根据被操作闸门（拦污栅）的支承型式确定。导向支承装置与门槽导轨的配合间隙应与闸门（拦污栅）相一致。

2 自动挂脱梁应设置水平和竖向定位装置，并与被操作闸门（拦污栅）上的对应装置配合准确。

3 自动挂脱梁的相对转动和滑动的配合部位，应采取润滑和防腐措施。寒冷地区还应有防止活动部件结冰的措施。

4 采用箱型梁结构的自动挂脱梁，梁体的上翼缘应开设排气孔，下翼缘应开设漏水孔。

5 所有螺纹连接件应镀锌或采用不锈钢材料。

6 出厂前应做静平衡试验。试验时自动挂脱梁吊离地面 100mm，通过导向支承装置滚轮或滑道的中心外边缘进行测量，竖直方向倾斜不应大于自动挂脱梁高度的 1/1000，且不大于

3mm；水平方向倾斜不应大于自动挂脱梁长度的 1/1500，且不大于 5mm。当不满足平衡要求时可用配重进行调整，配重在梁体上应牢固固定。

7 当操作多扇闸门或拦污栅时，应提高门叶（栅叶）、门槽（栅槽）的制造和安装精度，确保自动挂脱梁在多孔门槽（栅槽）内的正常操作。

8 有条件时可设置水下视频监控装置。

6.8.3 液压式自动挂脱梁除满足 6.8.2 条的规定外，还应满足下列要求：

1 液压泵站、电缆总接线盒及各分支信号电缆插座应有可靠的防水密封，并应通过密封试验进行检验。密封试验压力不应低于工作水压的两倍，保压时间不应少于 30min。所有密封部位不应出现渗漏水现象，密封容器和油箱不应出现变形。

2 液压泵站的密封容器内除应设有压力表、排气阀、溢流阀外，还应设置漏水检测报警装置。

3 电缆应有防止被拉断的保护措施，电缆总接线盒的电缆插头应防止直接受拉拽。电缆的收放速度应与闸门起升机构吊具的升降速度一致。

4 液压挂脱梁应设有监测销轴与吊耳孔对准和穿脱到位的信号发送与指示装置。与销轴配合的闸门吊耳孔应设计成梨形孔。

6.8.4 机械式自动挂脱梁除满足 6.8.2 条的规定外，还应满足下列要求：

1 机械式自动挂脱梁的所有活动配合面应进行防腐处理，配合间隙宜适当放大。

2 挂脱自如式自动挂脱梁的挂体和卡体的体型应相配，卡体应转动灵活，在自由状态下卡体的卡头下倾角度不宜大于 30°，卡体的卡头尖端与挂体脱钩段之间的间隙应大于定位销与套筒之间的间隙；对有水流扰动的场合，如操作潜孔式拦污栅，卡体的转动方向宜与水流方向垂直。

3 重锤式自动挂脱梁的重锤位置应能在操纵把手上进行调整，单个重锤的重量不宜大于 25kg；操纵吊钩转动的连杆应设置长度调节装置。

4 吊环式自动挂脱梁的吊环长度应满足闸门吊耳上、下斜面的长度要求，保证吊环旋转到极限位置时闸门吊耳不与挂脱梁发生干涉。闸门吊耳上、下斜面与水平线的夹角不宜小于 45° 。

5 机械式自动挂脱梁应有防止中途意外脱钩的措施；双吊点自动挂脱梁应有防止出现单边挂钩的措施。

7 液压启闭机

7.1 一般规定

7.1.1 液压启闭机设计应包括液压缸及其支承结构和埋件、液压系统与泵站、液压管道、电气控制和安全保护等。

7.1.2 根据不同的闸门操作要求，液压启闭机液压缸的工况可设计为双作用式或单作用式。

7.1.3 弧形闸门液压启闭机应综合分析液压缸的容量、行程、倾角、摆角等因素进行合理布置。

7.1.4 双吊点液压启闭机应根据闸门的型式、尺寸、结构刚度、侧向支承和同步精度要求等因素，确定采用同步措施的型式。当闸门宽高比大于 1 时，双吊点液压启闭机宜采用闭环同步控制回路。

7.1.5 单作用活塞式液压启闭机，当关闭充水阀及维修、安装等时，可在系统设计中 对液压缸无杆腔适当加压，压力值宜控制在 0.5~1.0MPa。

7.1.6 快速液压启闭机应根据闸门闭门时间设计液压回路、限速措施和液压缸有杆腔的缓冲装置。

7.1.7 当不启动液压泵关闭闸门时，应采取措施向液压缸充分补油。

7.1.8 当液压缸无杆腔采用真空吸油的补油方式时，布置方式应满足油的吸程要求。

7.1.9 除快速闸门启闭机外，液压缸下腔油口处应设置液压安全锁定装置。

7.1.10 液压启闭机泵站数量应根据闸门的数量及运行操作要求确定，每个液压泵站配备的液压泵电机组数量不应少于 2 套，并根据工程运行要求，选择适当的备用方式。

7.1.11 液压泵额定压力宜大于 28MPa，液压系统工作压力宜

小于 25MPa。液压缸、液压阀组及压力管路的试验压力，当工作压力 $p \leq 16\text{MPa}$ 时，取 $1.5p$ ；当 $16\text{MPa} < p \leq 19.2\text{MPa}$ 时，取 24MPa；当 $p > 19.2\text{MPa}$ 时，取 $1.25p$ ，回油管、排油管应按管内压力的 1.5 倍取值。试验保压时间应不小于 10min。

7.1.12 液压缸的活塞杆应根据使用环境条件，采取防腐蚀、耐磨损、性能稳定的镀 Cr、镀 Ni - Cr 保护措施或采用不锈钢活塞杆。

7.1.13 液压缸两端的支承采用铰接结构时，宜采用球面自润滑滑动轴承。

7.1.14 表孔后拉式弧形闸门液压启闭机，液压缸在闸门全关位置呈倾斜布置，应考虑液压缸自重引起的活塞杆挠度问题。当倾斜角度较大，且工作行程较长时，可在液压缸下部设置托架，或采用缸体中部铰支承布置。

7.1.15 液压启闭机应设置液压、机械和电气等安全保护和检测装置，包括液压系统的超压和欠压保护、油箱液位和液温超限保护、液压缸的行程极限保护、闸门下滑复位及电动机过载保护、电气设备和电源的故障保护、设备防雷保护，以及液压缸行程检测、液压系统压力监测等。

7.1.16 液压启闭机必须设置行程限制器，工作原理应不同于行程检测装置，严禁采用溢流阀代替行程限制器。

7.1.17 液压缸无杆腔和有杆腔应设置排气装置。

7.1.18 液压缸工作压力计算应计入液压系统背压产生的压力。

7.1.19 液压启闭机的结构设计计算应符合 6.7 节的规定。

7.2 液 压 系 统

7.2.1 液压系统设计应符合下列规定：

- 1 满足液压泵空载启动与稳压要求。
- 2 防止闸门下滑的液压锁定回路。
- 3 控制闸门启闭的液压换向回路。
- 4 实现双缸同步运行的同步偏差控制回路。

- 5 控制启闭运行速度的流量控制回路。
- 6 提高闭门速度和节能效果的差动回路。
- 7 超压和欠压保护回路。
- 8 承受额外荷载及防撞保护回路。
- 9 用于设备安装、检修的控制回路。
- 10 有完善的监测、控制与保护装置。
- 11 避免或减少振动、冲击、噪声、气穴、污染和泄漏等不利现象。

7.2.2 液压系统的布置应满足下列要求：

1 液压泵站、控制阀组及电气控制设备应安装在机房内。机房内应有消防、通风、防潮、保温和排水措施。

2 各液压元器件、阀门等布置应整齐且操作维护方便。指示表 and 需要调整或监视的液压元器件等，应布置在便于观察和操作的位置。

7.2.3 液压系统应进行压力损失验算。工作较频繁时应进行发热计算，液压泵吸入口的油温不应大于 60°C 。

7.2.4 根据工程运行需要，液压系统宜配备移动滤油机、油液检测仪等液压辅助设备。

7.3 液 压 缸

7.3.1 液压缸的主要结构参数可按附录 O 拟定。活塞杆的计算长度应根据液压缸的固定方式确定，其计算长度换算系数见附录 O。活塞杆长细比值及其惯性矩宜按有突变的杆件计算，活塞杆的许用长细比受压时宜小于 200，受拉时宜小于 250。

7.3.2 缸体应采用 GB/T 8162 中的无缝钢管或钢锻件制造，活塞杆宜采用整体钢锻件或钢轧制件制造。材料的力学性能不应低于 GB/T 699 中钢号 35 或 GB/T 1591 中牌号 Q345 的规定。所有受力焊缝应按 NB/T 47013.1~13 进行 100% 无损检测，质量达到 II 级要求。

7.3.3 缸体壁厚强度计算应满足附录 O 的有关规定，按下列两

种情况进行：

1 距凸缘和支承凸缘足够远的断面的缸壁应力为缸内工作压力产生的纵向应力和环向应力。

2 缸体与凸缘连接断面的缸内工作压力产生的应力，应与凸缘处作用于缸壁上的均布弯矩所产生的纵向应力和环向应力叠加。

7.3.4 纵向稳定计算应符合下列要求：

1 受压的活塞杆，当计算长度 L 大于直径 d 的 10 倍时，应进行稳定性计算。 L 为缸体支铰中心至活塞杆全部伸出时杆端连接点的距离。

2 液压缸的纵向稳定性计算应按活塞杆全部伸出并承受最大下压力的条件进行。

3 液压缸的稳定性计算见附录 O。

7.3.5 液压缸的密封可选用 V 形、Y 形、 Ω 形、O 形或组合式密封圈，动密封宜采用 V 形组合密封圈或其他形式组合密封圈。

7.3.6 液压缸活塞杆伸出端应设防尘圈，宜设刮污圈，寒冷地区宜设刮冰圈。

7.3.7 柱塞式液压缸活塞杆伸出端应设橡胶垫或其他缓冲设施。

7.4 液 压 阀

7.4.1 液压阀的选型应根据在液压系统中的工作要求确定，最大工作压力及额定流量应满足运行工况及试验工况的要求。

7.4.2 液压阀应选用可互换的标准液压件，对于公称通径大于或等于 25mm 的液压阀宜采用二通插装阀件。

7.4.3 液压缸安全溢流阀应采用直动式结构。

7.4.4 选择节流阀及调速阀时，应分析流量的调节范围及最小稳定流量的相关特性。

7.4.5 电磁阀工作电压宜采用 DC 24V。电磁换向阀或电液换

向阀的电磁铁宜采用直流湿式结构，工作状态宜采用指示灯或其他信号显示。

7.4.6 压力表的数量应根据液压系统要求设置。有监控要求时，应配置压力传感器。

7.5 液压泵电机组

7.5.1 液压泵型式应根据系统工况、控制要求和液压泵性能要求确定。液压泵的规格应根据液压系统的最高工作压力和最大工作流量确定，并应满足试验压力要求。

7.5.2 液压泵的最高工作压力和最大工作流量的计算及电动机功率计算见附录 O。当海拔超过 1000m 或环境温度与其额定环境温度不一致时，输出功率应按使用地点的海拔高度和环境温度下的输出功率计算，计算方法见附录 E。

7.6 油管 and 油箱

7.6.1 油箱设计应符合下列要求：

- 1 油箱容积应满足启闭机工作要求并留有适当的裕度。
- 2 液压泵电机组与油箱宜分列布置，当液压泵电机组布置在油箱上部时，油箱应具有足够刚度。
- 3 油箱结构设计应考虑液压油的注入与排放、油箱清洗、油位观测等，箱壁应设置油位指示器，标出最高、最低油面位置。油箱底部应设有向排油孔倾斜的斜坡。
- 4 吸油管和回油管应远离并用挡流板隔开。
- 5 吸油管和回油管应插入最低油面以下。吸油管距箱底距离应不小于 2 倍管径，距箱壁应不小于 3 倍管径。最低油面应比吸油管口高出 100mm 并大于 3 倍管径。回油管距箱底距离应不小于 2 倍管径，管端斜切 45°，排油口应面向箱壁。
- 6 油箱应采用符合 GB/T 3280 或 GB/T 4237 的不锈钢材料。
- 7 设置补油油箱时，补油箱的容积、设置高程、管道连接、

管径等的选择应满足向液压缸补油腔充分补油的要求。

8 对于严寒地区冬季需要运行的液压启闭机，油箱宜设置加热设备，并装设温控装置。加热装置加热时应防止液压油局部过热。

9 油箱上应设置配备空气过滤器的通气口、具有过滤网的注油口和磁性吸铁装置。

7.6.2 油管设计应符合下列要求：

1 液压管道应短捷、少转弯、布置整齐，弯曲角度不应小于 90° ，最小曲率半径宜大于3倍管子外径。压力管道宜采用法兰连接，高、低压管道应有明显的色彩区别。

2 用软管时，不应使管子拉紧、扭转，应保持软管在活动时不与其他物体摩擦。软管从接头至起弯处的直线段长度不应小于软管外径的6倍，弯曲半径不应小于软管外径的10倍。

3 油管钢管应采用不锈钢材料，并在退火状态下使用。其直径及壁厚计算见附录P。

4 管路与液压泵的接口及液压缸的接口处，应设置手动截止阀。

5 油管应采用管夹可靠固定，管道的布置间距应满足管路、阀门、法兰等的安装、操作和维修要求。

7.7 液压油与过滤器

7.7.1 液压油选择应符合下列规定：

1 满足工作环境和运行要求。

2 具有适当的黏度、良好的黏温特性，有良好的润滑性、抗氧化、无腐蚀作用、化学稳定性好、抗燃烧、不易乳化、不破坏密封材料、无毒，有一定消泡能力。

3 清洁度应达到GB/T 14039中的一/16/13~一/18/15级，见附录O.7。

4 液压油品种和黏度应按液压泵类型、系统压力和工作温度选择，见表7.7.1。

表 7.7.1 与液压泵类型、系统压力和工作温度有关的
液压油品种和黏度等级

泵型	压力	运动黏度 (40℃) /(mm ² /s)		适用油的品种	黏度等级
		5~40℃	40~80℃		
叶片泵	7MPa 以下	30~50	40~75	HM 油	32、46、68
	7MPa 以上	50~70	55~90	HM 油	46、68、100
齿轮泵	—	30~70	95~165	HL 油, (中、高压用 HM, HV, HS)	32、46、68、 100、150
径向 柱塞泵		30~50	65~240	HL 油, (中、高压用 HM, HV, HS)	32、46、68、 100、150
轴向 柱塞泵		40	70~150	HL 油, (中、高压用 HM, HV, HS)	32、46、68、 100、150

注 1: 5~40℃、40~80℃均系液压系统工作温度。
注 2: 寒冷地区用 HV 油, 严寒地区用 HS 油。

5 在低温地区, 冬季投入运行的液压启闭机, 当液压缸布置在室外且未设置油液加热设备时, 选用的液压油的凝点应比环境最低温度低 10℃ 以上。

7.7.2 过滤器的选择应符合下列规定:

1 过滤精度应根据所选泵、阀产品样本中所要求的过滤精度确定。

2 过滤器宜布置在回油口, 公称流量应大于回油流量的 3 倍。布置在压力回路中的过滤器公称流量应大于过流量的 2 倍。过滤器宜配置压差信号发送器及旁通安全阀。

3 油箱上设置的空气过滤器应具有除湿功能。

7.8 行程检测装置

7.8.1 行程检测装置应具有抗外界干扰性能, 传感器的输出信号应具有连续、抗电磁干扰性能, 检测精度宜为 ±1mm。

7.8.2 液压启闭机行程检测装置可采用内置式或外置式传感器。内置式行程检测装置应能在不放空液压缸内油液的条件下进行维护或拆卸。

8 螺杆启闭机和链式启闭机

8.1 螺杆启闭机

8.1.1 起重螺杆与螺母应符合下列规定：

1 螺纹牙型宜采用梯形螺纹，螺纹中线的升角 α 宜取 $\alpha \leq 4.5^\circ$ 。

2 起重螺杆应符合下列规定：

1) 螺杆材料宜采用 GB/T 700 规定的 Q275 或 GB/T 699 规定的 35、45 等。

2) 受压的螺杆长细比 $\lambda \leq 200$ ，受拉的螺杆长细比 $\lambda \leq 250$ 。重要的螺杆长细比应适当降低。

3) 螺杆的计算长度折算系数 μ ，当螺杆一端铰接，另一端固结时，取 $\mu=0.7$ ；当螺杆两端为铰接时，取 $\mu=1.0$ 。

4) 螺杆在受压工况时，应进行螺杆稳定验算，见附录 P。

5) 螺杆除受拉、压荷载外，还承受扭转力矩，对于摆动式螺杆启闭机，螺杆还承受弯曲力矩，其强度计算见附录 P。

3 承重螺母应符合下列规定：

1) 螺母材料采用铸造青铜。相对滑动速度低的可采用球墨铸铁。

2) 螺母的工作高度 H 应按螺纹表面的许用承压应力确定，计算见附录 P。

8.1.2 螺杆启闭机的驱动方式有手动、电动和手电两用三种，传动机构的选择应符合下列规定：

1 手动螺杆启闭机宜采用蜗轮-蜗杆传动或伞齿轮传动，容量 50kN 以下的可采用手柄（轮）直接驱动。

2 电动和手电两用螺杆启闭机，宜采用蜗轮-蜗杆传动。

3 电动螺杆启闭机若采用减速器，宜采用中硬齿面。

4 手动操作时，手柄施加力不宜超过 150N/人。

8.1.3 螺杆启闭机安全保护应符合下列要求：

- 1 电动螺杆启闭机应设置机械式扬程限位装置，并可配置电子式扬程限位装置。
- 2 电动螺杆启闭机宜设置电子式过载安全保护装置。
- 3 采用两台螺杆启闭机操作双吊点闸门时，两机之间应有刚性轴连接。
- 4 手电两用或手动螺杆启闭机应装设安全手柄。
- 5 手电两用螺杆启闭机在手动机构与起升机构连接时，应具有断开全部电路的安全措施。

8.2 链式启闭机

8.2.1 链式启闭机宜用于操作露顶式工作闸门。

8.2.2 链式启闭机的启闭速度宜为 0.2~1.0m/min。

8.2.3 启闭机的链条宜采用片式起重链。链条的许用荷载可按公式 (8.2.3) 计算。链条上作用荷载（包括链条自重）不应大于链条许用荷载。单节链条应进行破坏荷载试验，装配好的链条应进行荷载试验，试验荷载应为破坏荷载的 50%。

$$S = \frac{P}{n_r} \quad (8.2.3)$$

式中 S ——链条的许用荷载，N；

P ——链条的破坏荷载，N；

n_r ——安全系数，取 5~5.5。

8.2.4 片式起重链的销轴和链片材料可采用 GB/T 699 中规定的 45 或 50，并应进行热处理。片式起重链的链轮可与轴做成一个整体，材料可采用 GB/T 9439 中规定的不低于 HT 150 的灰铸铁、GB/T 1348 中规定的球墨铸铁或 GB/T 9440 中规定的可锻铸铁。链轮齿数宜采用 9~12。经常在水下工作的链轮应采用滑动轴承和防腐措施。

8.2.5 双吊点的链式启闭机应有可靠的同步装置。

8.2.6 链式启闭机应设置收链装置，链条应有防腐蚀措施。

9 电 气

9.1 一 般 规 定

9.1.1 水利水电工程启闭机电气系统设计应包括供电系统、配电系统、电气控制、电气保护、导线选型及敷设等。

9.1.2 启闭机电气设计应以金属结构和机械专业设计为依据，在启闭机控制方式明确的条件下进行。

9.1.3 启闭机电气设备应根据运行要求和环境条件选择。寒冷地区宜设置电加热或其他保温措施，湿热地区宜选用湿热带型产品或采取驱潮措施，高海拔地区电气设备选择时应进行海拔修正。

9.1.4 移动式启闭机的大车行走机构、高扬程卷扬式启闭机的起升机构宜采用变频调速运行。

9.2 供 电 系 统

9.2.1 供电系统的电压等级应根据当地配电网的系统电压和启闭机用电负荷的实际情况确定，但不宜超过两级电压供电。启闭机宜采用 0.4kV 三相交流供电，并应设置专用 PE 线作为接地保护回路，启闭机的接地应接入工程共用接地网。

9.2.2 有泄洪要求的闸门启闭机应由双重电源供电，对重要的泄洪闸门启闭机还应设置能自动快速启动的柴油发电机组或其他应急电源。

9.2.3 在正常工作条件下，供电系统在启闭机馈电接入处的电压波动不应大于 10%。当电动机直接启动引起电压降超过规定值时，应采用降压启动或不致降低电机输出扭矩的其他启动方式。

9.2.4 启闭机馈电方式应根据其型式确定。固定式启闭机应采用导线或电缆；移动式启闭机应根据其工作特性和移动范围选择

供电方式，可采用电缆卷筒、悬挂电缆小车、拖曳式软电缆和滑触线等，当走行距离较长、容量较大时，可采用高压电源供电，经设在启闭机上的变压器降压后引入各机构。

9.3 配电系统

9.3.1 启闭机电源进线回路应设置具有电磁脱扣功能的总断路器，其额定电流应大于启闭机额定工作电流，电磁脱扣电流整定值应大于启闭机最大工作电流，断弧能力应能断开在启闭机处发生的短路电流。

9.3.2 启闭机的动力电源回路宜设置能够分断动力线路的接触器，并具有缺相保护功能。启闭机控制和辅助电源分支线路应设置断路器或熔断器。

9.3.3 启闭机供配电系统可根据需要设置无功补偿和谐波吸收装置，且宜集中布置在变配电装置室内。

9.4 电气控制

9.4.1 启闭机的电气控制宜采用可编程序控制器（PLC），应根据开关量的输入/输出点数量和电压等级、模拟量输入/输出点数量及其他特殊功能要求进行设计选型，在可靠性要求特别高的情况下可使用冗余系统。对极限位置、超速限制、超荷限制等用于安全保护的连锁信号，应具有直接的继电保护连锁线路。

9.4.2 启闭机电源动力回路的换向接触器与其他同时闭合会引起短路事故的接触器之间，应设置电气连锁和机械连锁。

9.4.3 起动用电阻器应根据计算选用，其计算值与选用值允许偏差5%。电阻器各级电阻的负载持续率应按不同接入情况选用，其电阻组件的允许电流值不应小于电动机额定电流。起升机构不应选用频敏变阻器。

9.4.4 变频调速系统采用制动单元时，起升机构电阻器的负载持续率应按100%选用，电阻器的功率值不应小于下降时的额定回馈功率。当制动释放时，电机启动力矩应大于负重。

9.4.5 启闭机控制方式应符合下列规定：

1 启闭机应能现地控制。当有集中或远方控制要求时，除能现地操作外，还能集中或远方控制，现地或远方控制间应闭锁，控制权在现地切换，并设置现地监视、监测设备。

2 移动式启闭机应根据其型式和运行要求，选择司机室控制、地面有线控制、现地无线遥控等。

9.4.6 卷扬式启闭机应在司机室或控制柜上设置红色自复位式急停按钮，紧急情况下可迅速断开总动力电源和制动器电源。

9.4.7 启闭机运行调度、控制操作的联络方式可采用网络通信、电话、无线对讲机、扩音机等设施。

9.5 电气保护

9.5.1 启闭机应设置下列电气保护：

- 1 短路保护。
- 2 过流保护。
- 3 失压保护。
- 4 过载保护。
- 5 限位保护。
- 6 接地保护。
- 7 防雷保护等。

9.5.2 液压启闭机应设置限压保护、高低油位保护和下沉复位保护。

9.5.3 移动式启闭机应设置零位保护和行程保护。当传动机构运行中因故障或失电停止运行后，重新恢复供电时，机构不应自行动作，应在操作手柄置回零位或操作按钮复位后，机构才能重新启动；涉及人身安全的通道门应装设门开关，门打开时应断开相应机构的电源。

9.5.4 启闭机电气设备中可能触及的带电部分，应设有防止触电的防护措施。

9.5.5 启闭机控制柜和信号检测装置的防护等级应满足现场工

作环境的要求。

9.5.6 启闭机动力电源通断状态应具有信号指示，并设置故障和报警信号。信号指示应设置在明显位置，并应传送至集中控制室和远方控制室。

9.6 导线选型及敷设

9.6.1 导线应满足下列要求：

1 启闭机导线应采用铜芯多股导线，导线型式应按敷设方式、环境温度、电压等级选定。可采用橡皮绝缘电线、电缆和塑料绝缘电缆，小截面导线可用塑料绝缘电线。启闭机常用电缆可按附录 Q 选择。

2 启闭机上布线除弱电系统外，均应采用额定电压不低于 500V 的铜芯电线或电缆。电子装置、液压伺服机构、传感组件等连接线的截面宜根据要求选用。

3 电线应敷设于线槽或金属管中，在线槽、金属管不便敷设或有相对移动的场所，电线可穿金属软管敷设；电缆可直接敷设，在有机械损伤、化学腐蚀、油污浸蚀的地方应有防护措施。

4 不同机构的、交流和直流的、不同电压等级的导线，穿管时应分开；导线的连接及分支点处应设置接线盒，室外接线盒应防雨，线孔应有护套。

5 电缆固定敷设时的弯曲半径不应小于 10 倍电缆外径。

9.6.2 移动式启闭机馈电装置应符合下列规定：

1 小车馈电装置应符合下列要求：

1) 小车馈电装置可用电缆、安全滑触线，材质和规格的选择应使载流量和启闭机内部电压损失均满足要求，馈电装置应设在便于维修之处。

2) 安全滑触线应安装在绝缘的滑线固定器上。滑触线的集电器应保证运行过程中与滑线接触良好，在运行中集电器不应歪斜和滑落。

3) 电缆用于小车馈电时，在门架与小车上宜设有固定

的接触盒，电缆应编紧排列，在小车走行时不应磨损电缆和使电缆过分受力，移动托架应动作灵活。

- 2 大车馈电装置可采用电缆卷筒或滑触线装置。

9.7 防雷接地及照明

9.7.1 安装在户外且相对周围地面处在较高位置的启闭机应采取防雷措施。

9.7.2 启闭机本体的金属结构和启闭机所有电气设备的金属外壳、金属导线管、金属支架及金属线槽等均应可靠接地。

9.7.3 移动式启闭机运行轨道应可靠接地，司机室与门架结构用螺栓连接时，应采用双接地线连接。

9.7.4 移动式启闭机司机室及机械室应设置照明灯具，电压不应大于 220V，照度不宜小于 100lx，夜间运行应设置探照灯，并应设置移动式灭火器。

9.7.5 固定式启闭机机房、液压启闭机油泵房及相关的闸室、走道、楼梯等部位均应设置适宜的照明灯具，照度应符合相关标准的规定。上述部位尚应设置灭火器等消防设施。

附录 A 启闭机工作级别选择

表 A 启闭机工作级别选择

启闭机型式	闸门类型	启闭扬程 H/m	工作时间 t/min	工作级别	
卷扬式启闭机	检修闸门	$H \leq 25$	$t \leq 10$	Q ₁ —轻	
		$25 < H < 40$	$10 < t \leq 30$	Q ₁ —轻~Q ₂ —轻	
		$H \geq 40$		$30 < t \leq 60$	Q ₂ —轻~Q ₃ —中
		事故闸门	$H \leq 25$	$t \leq 10$	Q ₁ —轻
			$25 < H < 40$	$10 < t \leq 30$	Q ₁ —轻~Q ₂ —轻
			$H \geq 40$		$30 < t \leq 60$
	工作闸门	$H \leq 25$	$t \leq 10$	Q ₁ —轻	
		$25 < H < 40$	$10 < t \leq 30$	Q ₁ —轻~Q ₂ —轻	
		$H \geq 40$		$30 < t \leq 60$	Q ₂ —轻~Q ₃ —中 Q ₃ —中~Q ₄ —重
	螺杆启闭机	事故闸门	$H \leq 6$	$t \leq 10$	Q ₁ —轻
				$10 < t \leq 30$	Q ₁ —轻~Q ₂ —轻
		工作闸门		$t \leq 10$	Q ₁ —轻
$10 < t \leq 30$				Q ₁ —轻~Q ₂ —轻	
链式启闭机	工作闸门	$H \leq 10$	$t \leq 10$	Q ₁ —轻	
		$10 < H \leq 30$	$10 < t \leq 30$	Q ₂ —轻~Q ₃ —中	

注 1: 工作时间为启闭机全程启门或闭门一次的不间断运行时间, 工作级别也可按表 3.1.1-1~表 3.1.1-3 选择。

注 2: 启闭多孔闸门、运行频繁或有特殊运用要求的启闭机, 工作级别可适当提高。

注 3: 经常通过小型船舶或具有一定通航要求的水闸的工作闸门启闭机, 工作级别不宜低于 Q₃—中。

附录 B 卷扬式启闭机系列参数

B.1 启闭力、扬程、跨度和速度系列数据

B.1.1 启闭力系列数据见表 B.1.1。

表 B.1.1 启闭力系列 单位: kN

6.3	8.0	10	12.5	16	20	25	32	40	50
63	80	100	125	160	200	250	320	400	500
630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000	2500	2800
3200	3600	4000	4500	5000	5600	6300	7100	8000	9000
10000	11000	12500	16000	—	—	—	—	—	—

B.1.2 扬程系列数据见表 B.1.2。

表 B.1.2 扬程系列 单位: m

1.0	1.25	1.6	2	2.5	3	3.5	3.8	4	4.5	5	5.5	6
6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	12	13	14
15	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100	110	120
130	140	150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

B.1.3 跨度系列数据见表 B.1.3。

表 B.1.3 跨度系列 单位: m

2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9
9.5	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24

B.1.4 速度系列数据见表 B.1.4。

表 B.1.4 速度系列

单位: m/min

0.2	0.3	0.5	0.8	1	1.25	1.6
2	2.5	3.2	4	5	6.3	8
10	12.5	16	20	25	32	40

注 1: 表中为启闭机各机构额定速度的名义值, 实际工作速度允许稍有偏差。
 注 2: 各类卷扬式、液压及螺杆启闭机额定速度推荐值见附录 B~附录 D。
 注 3: 移动式启闭机小车行走速度可取 5~10m/min, 大车行走速度可取 10~32m/min; 采用变频调速时调速比可取 1:10; 回转机构回转速度可取 0.3~0.5r/min。

B.2 平面闸门卷扬式启闭机

B.2.1 平面闸门卷扬式启闭机基本参数宜符合表 B.2.1。

表 B.2.1 平面闸门卷扬式启闭机基本参数

吊点及驱动类别	型号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	缠绕层数 /层	吊点中心距 /m
单吊点	Q□-50-(8~14)	50	8~14	1.0~2.0	1~2	—
	Q□-50-(15~30)		15~30		2~3	
	Q□-50-(32~50)		32~50	1.0~2.5	3~4	
	Q□-80-(8~14)	80	8~14	1.0~2.0	1~2	
	Q□-80-(15~30)		15~30		2~3	
	Q□-80-(32~50)		32~50	1.0~2.5	3~4	
	Q□-100-(8~14)	100	8~14	1.0~2.0	1~2	
	Q□-100-(15~30)		15~30		2~3	
	Q□-100-(32~50)		32~50	1.0~2.5	3~4	
	Q□-125-(8~14)	125	8~14	1.0~2.0	1~2	
	Q□-125-(15~30)		15~30		2~3	
	Q□-125-(32~50)		32~50	1.0~2.5	3~4	
Q□-160-(8~14)	160	8~14	1.0~2.0	1~2		
Q□-160-(15~30)		15~30		2~3		
Q□-160-(32~50)		32~50	1.0~2.5	3~4		

表 B. 2. 1 (续)

吊点及 驱动类别	型 号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	缠绕 层数 /层	吊点 中心距 /m
单吊点	Q□-200-(8~14)	200	8~14	1.0~2.0	1~2	...
	Q□-200-(15~30)		15~30		2~3	
	Q□-200-(32~60)		32~60	1.0~2.5	3~4	
	Q□-250-(9~16)	250	9~16	1.0~2.0	1~2	
	Q□-250-(18~45)		18~45		2~3	
	Q□-250-(50~70)		50~70	1.0~2.5	3~4	
	Q□-320-(9~16)	320	9~16	1.0~2.0	1~2	
	Q□-320-(18~45)		18~45		2~3	
	Q□-320-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-400-(9~16)	400	9~16	1.0~2.0	1~2	
	Q□-400-(18~45)		18~45		2~3	
	Q□-400-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-400-(100~120)		100~120		4~5	
	Q□-500-(9~16)	500	9~16	1.0~2.0	1~2	
	Q□-500-(18~45)		18~45		2~3	
	Q□-500-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-500-(100~120)		100~120		4~5	
	Q□-630-(10~16)	630	10~16	1.0~2.0	1~2	
	Q□-630-(18~45)		18~45		2~3	
	Q□-630-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
Q□-630-(100~120)	100~120		4~5			
Q□-800-(10~16)	800	10~16	1.0~2.0	1~2		
Q□-800-(18~45)		18~45		2~3		
Q□-800-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-800-(100~150)		100~150		4~5		

表 B. 2. 1 (续)

吊点及 驱动类别	型 号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	缠绕 层数 /层	吊点 中心距 /m
单吊点	Q□-1000-(11~18)	1000	11~18	1.0~2.0	1~2	—
	Q□-1000-(20~45)		20~45		2~3	
	Q□-1000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-1000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-1250-(12~18)	1250	12~18	1.0~2.0	1~2	
	Q□-1250-(20~45)		20~45		2~3	
	Q□-1250-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-1250-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-1600-(13~22)	1600	13~22	1.0~2.0	1~2	
	Q□-1600-(24~45)		24~45		2~3	
	Q□-1600-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-1600-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2000-(14~24)	2000	14~24	1.0~2.0	1~2	
	Q□-2000-(26~45)		26~45		2~3	
	Q□-2000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2500-(14~24)	2500	14~24	1.0~2.0	1~2	
	Q□-2500-(26~45)		26~45		2~3	
	Q□-2500-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2500-(100~150)		100~150		4~5	
Q□-3200-(16~24)	3200	16~24	1.5~2.0	1~2		
Q□-3200-(26~45)		26~45		2~3		
Q□-3200-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-3200-(100~150)		100~150		4~5		

表 B. 2. 1 (续)

吊点及 驱动类别	型 号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	缠绕 层数 /层	吊点 中心距 /m
单吊点	Q□-4000-(16~26)	4000	16~26	1.0~2.0	1~2	—
	Q□-4000-(28~45)		28~45		2~3	
	Q□-4000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-4000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-4500-(18~28)	4500	18~28	1.0~2.0	1~2	
	Q□-4500-(30~45)		30~45		2~3	
	Q□-4500-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-4500-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-5000-(18~28)	5000	18~28	1.0~2.0	1~2	
	Q□-5000-(30~45)		30~45		2~3	
	Q□-5000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-5000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-5600-(18~28)	5600	18~28	1.0~2.0	1~2	
	Q□-5600-(30~45)		30~45		2~3	
	Q□-5600-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-5600-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-6300-(20~30)	6300	20~30	1.0~2.0	1~2	
	Q□-6300-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-6300-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-6300-(100~150)		100~150		4~5	
Q□-7100-(20~30)	7100	20~30	1.5~2.0	1~2		
Q□-7100-(32~45)		32~45		2~3		
Q□-7100-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-7100-(100~150)		100~150		4~5		

表 B. 2. 1 (续)

吊点及驱动类别	型号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 / (m/min)	缠绕层数 /层	吊点中心距 /m
单吊点	Q□-8000-(20~30)	8000	20~30	1.0~2.0	1~2	—
	Q□-8000-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-8000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-8000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-9000-(20~30)	9000	20~30	1.0~2.0	1~2	
	Q□-9000-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-9000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-9000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-10000-(20~30)	10000	20~30	1.0~2.0	1~2	
	Q□-10000-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-10000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-10000-(100~150)		100~150		4~5	
双吊点	集中驱动	2×50	Q□-2×50-(8~14)	1.0~2.0	1~2	1.8~6
			Q□-2×50-(15~30)		2~3	
			Q□-2×50-(32~50)	1.5~2.5	3~4	
		2×80	Q□-2×80-(8~14)	1.0~2.0	1~2	1.8~7
			Q□-2×80-(15~30)		2~3	
			Q□-2×80-(32~50)	1.5~2.5	3~4	
		2×100	Q□-2×100-(8~14)	1.0~2.0	1~2	1.8~7
			Q□-2×100-(15~30)		2~3	
			Q□-2×100-(32~50)	1.5~2.5	3~4	
		2×125	Q□-2×125-(8~14)	1.0~2.0	1~2	2~7.5
			Q□-2×125-(15~30)		2~3	
			Q□-2×125-(32~50)	1.5~2.5	3~4	
2×160	Q□-2×160-(8~14)	1.0~2.0	1~2	2.1~8		
	Q□-2×160-(15~30)		2~3			
	Q□-2×160-(32~50)	1.5~2.5	3~4			

表 B. 2. 1 (续)

吊点及驱动类别		型号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 / (m/min)	缠绕层数 /层	吊点中心距 /m
双吊点	集中驱动	Q□-2×200-(8~14)	2×200	8~14	1.0~2.0	1~2	2.1~8
		Q□-2×200-(15~30)		15~30		2~3	
		Q□-2×200-(32~60)		32~60	1.5~2.5	3~4	
		Q□-2×250-(9~16)	2×250	9~16	1.0~2.0	1~2	2.4~9
		Q□-2×250-(18~45)		18~45		2~3	
		Q□-2×250-(50~70)		50~70	1.5~2.5	3~4	
		Q□-2×320-(9~16)	2×320	9~16	1.0~2.0	1~2	2.8~9.5
		Q□-2×320-(18~45)		18~45		2~3	
		Q□-2×320-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
		Q□-2×400-(9~16)	2×400	9~16	1.0~2.0	1~2	3.1~10
		Q□-2×400-(18~45)		18~45		2~3	
		Q□-2×400-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×400-(100~120)	100~120		4~5			
	分别驱动	Q□-2×500-(9~16)	2×500	9~16	1.0~2.0	1~2	3.1~10
		Q□-2×500-(18~45)		18~45		2~3	
		Q□-2×500-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
		Q□-2×500-(100~150)		100~150		4~5	
		Q□-2×630-(10~16)	2×630	10~16	1.0~2.0	1~2	4.1~11
		Q□-2×630-(18~45)		18~45		2~3	
		Q□-2×630-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
Q□-2×630-(100~150)		100~150		4~5			
Q□-2×800-(10~16)		2×800	10~16	1.0~2.0	1~2	4.1~12	
Q□-2×800-(18~45)			18~45		2~3		
Q□-2×800-(50~90)			50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-2×800-(100~150)			100~150		4~5		
Q□-2×1000-(11~18)		2×1000	11~18	1.0~2.0	1~2	4.4~12.5	
Q□-2×1000-(18~45)			18~45		2~3		
Q□-2×1000-(50~90)			50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-2×1000-(100~150)			100~150		4~5		

表 B. 2. 1 (续)

吊点及 驱动类别	型 号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	缠绕 层数 /层	吊点 中心距 /m
双吊点 分别驱动	Q□-2×1250-(12~18)	2× 1250	12~18	1.0~2.0	1~2	4.7~ 13
	Q□-2×1250-(18~45)		18~45		2~3	
	Q□-2×1250-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×1250-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×1600-(13~22)	2× 1600	13~22	1.0~2.0	1~2	5.2~ 14
	Q□-2×1600-(22~45)		22~45		2~3	
	Q□-2×1600-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×1600-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×2000-(14~24)	2× 2000	14~24	1.0~2.0	1~2	5.7~ 14
	Q□-2×2000-(26~45)		26~45		2~3	
	Q□-2×2000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×2000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×2500-(14~24)	2× 2500	14~24	1.0~2.0	1~2	5.8~ 14
	Q□-2×2500-(26~45)		26~45		2~3	
	Q□-2×2500-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×2500-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×3200-(16~26)	2× 3200	16~26	1.0~2.0	1~2	5.8~ 14
	Q□-2×3200-(28~45)		28~45		2~3	
	Q□-2×3200-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×3200-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×4000-(16~26)	2× 4000	16~26	1.0~2.0	1~2	7.9~ 15
	Q□-2×4000-(28~45)		28~45		2~3	
	Q□-2×4000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×4000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×4500-(18~28)	2× 4500	18~28	1.0~2.0	1~2	8~15
	Q□-2×4500-(30~45)		30~45		2~3	
	Q□-2×4500-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×4500-(100~150)		100~150		4~5	

表 B. 2. 1 (续)

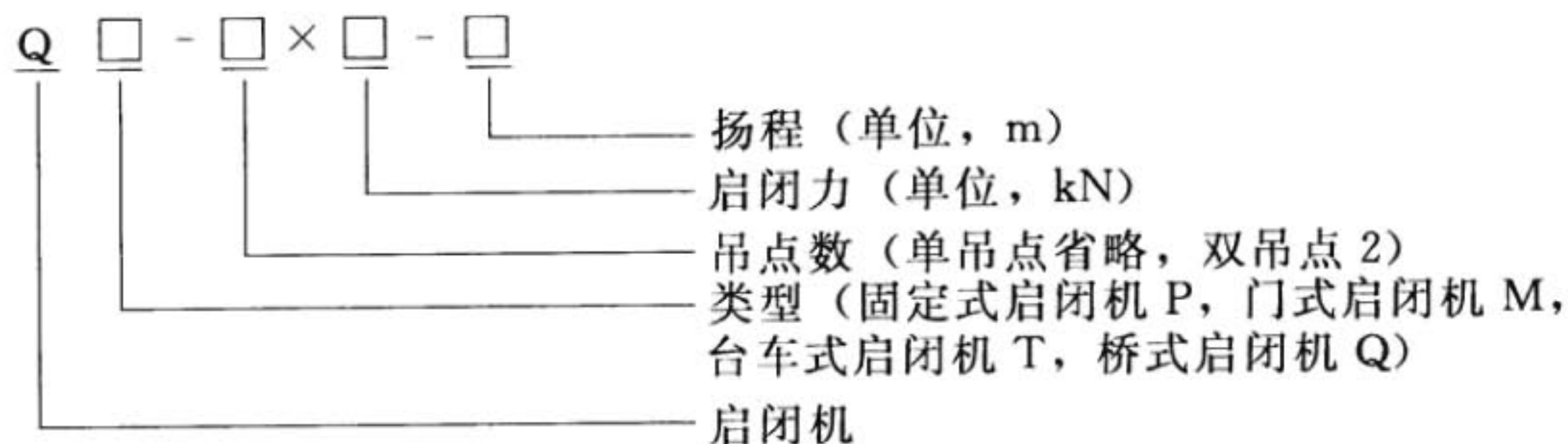
吊点及 驱动类别	型 号	启闭力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	缠绕 层数 /层	吊点 中心距 /m
双吊点 分 别 驱 动	Q□-2×5000-(18~28)	2× 5000	18~28	1.0~2.0	1~2	8.5~ 16
	Q□-2×5000-(30~45)		30~45		2~3	
	Q□-2×5000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×5000-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×5600-(20~30)	2× 5600	20~30	1.0~2.0	1~2	9.0~ 17
	Q□-2×5600-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-2×5600-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×5600-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×6300-(20~30)	2× 6300	20~30	1.0~2.0	1~2	9.0~ 17
	Q□-2×6300-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-2×6300-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×6300-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×7100-(20~30)	2× 7100	20~30	1.0~2.0	1~2	9.0~ 17
	Q□-2×7100-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-2×7100-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×7100-(100~150)		100~150		4~5	
	Q□-2×8000-(20~30)	2× 8000	20~30	1.0~2.0	1~2	9.5~ 18
	Q□-2×8000-(32~45)		32~45		2~3	
	Q□-2×8000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4	
	Q□-2×8000-(100~150)		100~150		4~5	
Q□-2×9000-(20~30)	2× 9000	20~30	1.0~2.0	1~2	10~20	
Q□-2×9000-(32~45)		32~45		2~3		
Q□-2×9000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-2×9000-(100~150)		100~150		4~5		
Q□-2×10000-(20~30)	2× 10000	20~30	1.0~2.0	1~2	10~20	
Q□-2×10000-(32~45)		32~45		2~3		
Q□-2×10000-(50~90)		50~90	1.5~2.5	3~4		
Q□-2×10000-(100~150)		100~150		4~5		

注 1: 吊点中心距系启闭机同步轴在低速级无中间支承时的推荐值。

注 2: 高扬程启闭机可采用变频调速, 其调速比对移动式可取 1: 20, 对固定式可取 1: 10。如额定启闭速度为 2.5m/min, 则满载调速范围为 0.25~2.5, 轻载(不带闸门)调速范围为 0.25~5.0。其中 0.25~2.5 为电机恒扭矩工作调速范围, 2.5~5.0 为电机恒功率工作调速范围。

注 3: 缠绕层数为卷筒采用阶梯凸缘时的推荐层数。

B. 2. 2 平面闸门卷扬式启闭机型号应按下列方法表示：



示例 1: QP - 1000 - 45, 表示单吊点固定卷扬式启闭机, 启闭力 1000kN, 扬程 45m;

示例 2: QP - 2 × 1000 - 45, 表示双吊点固定卷扬式启闭机, 启闭力 2 × 1000kN, 扬程 45m;

示例 3: QM - 2 × 1000 - 90, 表示双吊点门式启闭机, 启闭力 2 × 1000kN, 扬程 90m;

示例 4: QT - 2 × 1000 - 20, 表示双吊点台车式启闭机, 启闭力 2 × 1000kN, 扬程 20m。

B. 3 快速闸门卷扬式启闭机

B. 3. 1 快速闸门卷扬式启闭机基本参数宜符合表 B. 3. 1。

表 B. 3. 1 快速闸门卷扬式启闭机基本参数

类别	型号	持住力/启门力 /kN	快速闭门/ 启门扬程 /m	快速闭门/ 启门速度 /(m/min)	吊点 中心距 /m
单吊点	QPK - 60/60 - 8/8	60/60	8/8	4.0/2.2	—
	QPK - 100/100 - 8/8	100/100	8/8	4.0/2.2	
	QPK - 160/160 - 8/8	160/160	8/8	4.0/2.2	
	QPK - 200/200 - 8/8	200/200	8/8	4.0/2.2	
	QPK - 250/250 - 8/9	250/250	8/9	4.0/2.1	
	QPK - 320/320 - 8/9	320/320	8/9	4.0/2.1	
	QPK - 400/400 - 8/9	400/400	8/9	4.0/1.8	

表 B.3.1 (续)

类别	型号	持住力/启门力 kN	快速闭门/ 启门扬程 m	快速闭门/ 启门速度 /(m/min)	吊点 中心距 /m	
单吊点	QPK-500/500-8/9	500/500	8/9	4.0/1.8		
	QPK-630/300-8/10	630/300	8/10	4.0/2.1		
	QPK-800/400-9/10	800/400	9/10	4.0/2.4		
	QPK-1000/500-9/11	1000/500	9/11	4.5/2.4		
	QPK-1250/630-9/12	1250/630	9/12	5.0/2.6		
	QPK-1600/800-10/13	1600/800	10/13	5.0/2.4		
	QPK-2000/1000-10/14	2000/1000	10/14	5.0/2.4		
双吊点	集中 驱动	QPK-2×60/2×60-8/8	2×60/2×60	8/8	4.0/2.2	1.8~6.0
		QPK-2×100/2×100-8/8	2×100/2×100	8/8	4.0/2.2	1.8~7.0
		QPK-2×160/2×160-8/8	2×160/2×160	8/8	4.0/2.2	2.1~8.0
		QPK-2×200/2×200-8/8	2×200/2×200	8/8	4.0/2.2	2.1~8.0
		QPK-2×250/2×250-8/9	2×250/2×250	8/9	4.0/2.1	2.4~9.0
		QPK-2×320/2×320-8/9	2×320/2×320	8/9	4.0/2.1	2.4~9.0
		QPK-2×400/2×400-8/9	2×400/2×400	8/9	4.0/1.8	3.2~10.0
	分别 驱动	QPK-2×500/2×500-8/9	2×500/2×500	8/9	4.0/1.8	3.2~10.0
		QPK-2×630/2×300-8/10	2×630/2×300	8/10	4.0/2.1	4.0~11.0
		QPK-2×800/2×400-9/10	2×800/2×400	9/10	4.5/2.4	4.0~12.0
		QPK-2×1000/2×500-9/11	2×1000/2×500	9/11	4.5/2.4	4.5~12.5
		QPK-2×1250/2×630-9/12	2×1250/2×630	9/12	5.0/2.6	5.0~13.0
		QPK-2×1600/2×800-10/13	2×1600/2×800	10/13	5.0/2.4	5.0~14.0
		QPK-2×2000/2×1000-10/14	2×2000/2×1000	10/14	5.0/2.4	6.0~14.0
注：吊点中心距是启闭机同步轴在低速级无中间支承时的推荐值。						

B.3.2 快速闸门卷扬式启闭机型号应按下列方法表示：



示例: QPK-2×1000/2×500-9/11, 表示双吊点快速闸门卷扬式启闭机, 持住力 2×1000kN, 启门力 2×500kN, 快速闭门扬程 9m, 启门扬程 11m。

B.4 弧形闸门卷扬式启闭机

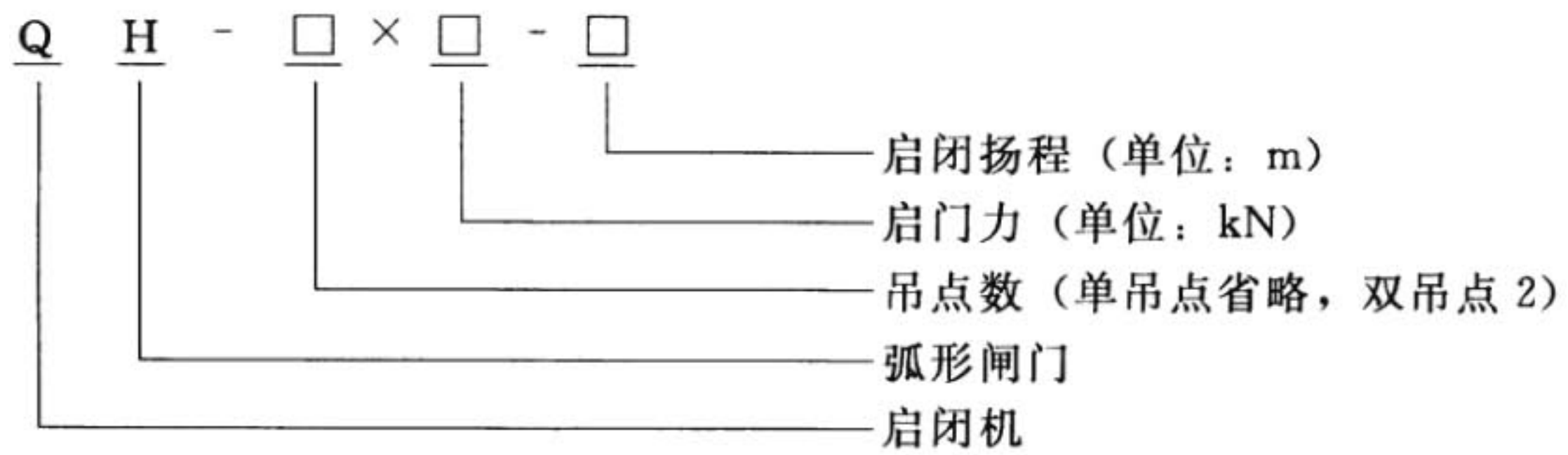
B.4.1 弧形闸门卷扬式启闭机基本参数宜符合表 B.4.1。

表 B.4.1 弧形闸门卷扬式启闭机基本参数

吊点类别	型号	启门力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	吊点中心距 /m
双吊点	QH-2×50-10	2×50	8.0~ 16.0	1.0~1.5	3.6~9.5
	QH-2×80-10	2×80			
	QH-2×100-10	2×100			
	QH-2×125-10	2×125			5~10.0
	QH-2×160-10	2×160			
	QH-2×200-10	2×200			3.6~9.5
	QH-2×250-10	2×250			4~10.0
	QH-2×320-10	2×320			3.6~9.5
	QH-2×400-10	2×400	3.6~8.5		
	QH-2×500-10	2×500	10.0~ 20.0		6.3~13.0
	QH-2×630-10	2×630			
	QH-2×800-10	2×800			
	QH-2×1000-10	2×1000			
	QH-2×1250-10	2×1250			
	QH-2×1600-10	2×1600	15.0~ 24.0		

注 1: 适用于启闭露顶式弧形闸门或升卧式平面闸门的固定卷扬式启闭机。
 注 2: 吊点中心距系启闭机同步轴在低速级无中间支承时的推荐值。

B.4.2 弧形闸门卷扬式启闭机型号应按下列方法表示：



示例: QH - 2 × 1000 - 10, 表示双吊点弧形闸门卷扬式启闭机, 启门力为 2 × 1000kN, 启闭扬程为 10m。

附录 C 液压启闭机系列参数

C.1 平面闸门液压启闭机

C.1.1 单吊点平面闸门液压启闭机基本参数宜符合表 C.1.1-1，双吊点平面闸门液压启闭机基本参数宜符合表 C.1.1-2 和表 C.1.1-3。

表 C.1.1-1 单吊点 QPPY II 型液压启闭机基本参数

编号	型 号	启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	有杆腔计算 压力 /MPa	启门速度 /(m/min)
1	QPPY II - 63 - 6	63	6	100	63	13.30	0.5~1.0
2	QPPY II - 80 - 6	80	6	100	63	16.90	
3	QPPY II - 100 - 8	100	8	110	70	17.69	
4	QPPY II - 125 - 8	125	8	125	80	17.26	
5	QPPY II - 160 - 8	160	8	140	90	17.72	
6	QPPY II - 200 - 8	200	8	160	100	16.33	
7	QPPY II - 250 - 8	250	8	180	110	15.69	
8	QPPY II - 320 - 8	320	8	200	110	14.61	
9	QPPY II - 400 - 8	400	8	220	140	17.69	
10	QPPY II - 500 - 8	500	8	250	140	14.85	
11	QPPY II - 630 - 12	630	12	280	160	15.20	
12	QPPY II - 800 - 12	800	12	300	160	15.82	
13	QPPY II - 1000 - 12	1000	12	300	160	19.78	
14	QPPY II - 1250 - 13	1250	13	320	160	20.73	
15	QPPY II - 1400 - 13	1400	13	340	160	19.82	
16	QPPY II - 1600 - 13	1600	13	360	160	19.59	
17	QPPY II - 1800 - 13	1800	13	400	160	17.05	
18	QPPY II - 2000 - 14	2000	14	400	180	19.96	
19	QPPY II - 2200 - 14	2200	14	420	200	19.45	
20	QPPY II - 2500 - 14	2500	14	450	200	19.59	
21	QPPY II - 2800 - 14	2800	14	480	220	19.59	
22	QPPY II - 3200 - 14	3200	14	500	220	20.21	
23	QPPY II - 3600 - 16	3600	16	540	250	20.02	

表 C. 1. 1 - 1 (续)

编号	型 号	启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	有杆腔计算 压力 /MPa	启门速度 /(m/min)
24	QPPY II - 4000 - 16	4000	16	560	250	20.28	0.8~1.5
25	QPPY II - 4500 - 16	4500	16	600	280	20.35	
26	QPPY II - 5000 - 16	5000	16	650	300	19.15	
27	QPPY II - 5600 - 16	5600	16	670	300	19.87	
28	QPPY II - 6300 - 18	6300	18	720	320	19.29	
29	QPPY II - 7100 - 18	7100	18	750	320	19.66	
30	QPPY II - 8000 - 18	8000	18	800	360	19.96	
31	QPPY II - 9000 - 18	9000	18	850	360	19.34	
32	QPPY II - 10000 - 20	10000	20	900	400	19.59	
33	QPPY II - 11000 - 20	11000	20	950	420	19.29	
34	QPPY II - 12500 - 20	12500	20	1000	450	19.96	

表 C. 1. 1 - 2 双吊点 QPPY I 型液压启闭机基本参数

编号	型 号	启门力 /kN	工作 行程 /m	柱塞 缸径 /mm	启门计算 压力 /Pa	启门速度 /(m/min)
1	QPPY I - 2×63 - 6	2×63	6	80	12.53	0.5~1.0
2	QPPY I - 2×80 - 6	2×80	6	90	12.58	
3	QPPY I - 2×100 - 8	2×100	8	100	12.74	
4	QPPY I - 2×125 - 8	2×125	8	125	10.19	
5	QPPY I - 2×160 - 8	2×160	8	140	10.4	
6	QPPY I - 2×200 - 8	2×200	8	140	13.0	
7	QPPY I - 2×250 - 8	2×250	8	160	12.44	
8	QPPY I - 2×320 - 8	2×320	8	180	12.58	
9	QPPY I - 2×400 - 8	2×400	8	200	12.74	
10	QPPY I - 2×500 - 8	2×500	8	220	13.16	

表 C.1.1-2 (续)

编号	型号	启门力 /kN	工作 行程 /m	柱塞 缸径 /mm	启门计算 压力 /Pa	启门速度 /(m/min)
11	QPPY I - 2×630 - 12	2×630	12	260	11.87	0.5~1.0
12	QPPY I - 2×800 - 12	2×800	12	280	13.0	
13	QPPY I - 2×1000 - 12	2×1000	12	300	14.15	
14	QPPY I - 2×1250 - 13	2×1250	13	320	15.55	
15	QPPY I - 2×1600 - 13	2×1600	13	340	17.63	
16	QPPY I - 2×1800 - 13	2×1800	13	360	17.69	
17	QPPY I - 2×2000 - 14	2×2000	14	400	15.92	
注 1: OPPY I 型的缸径与闸门全开的导向、结构布置、柱塞所受压力和侧向力有关, 选用时需进一步计算。						

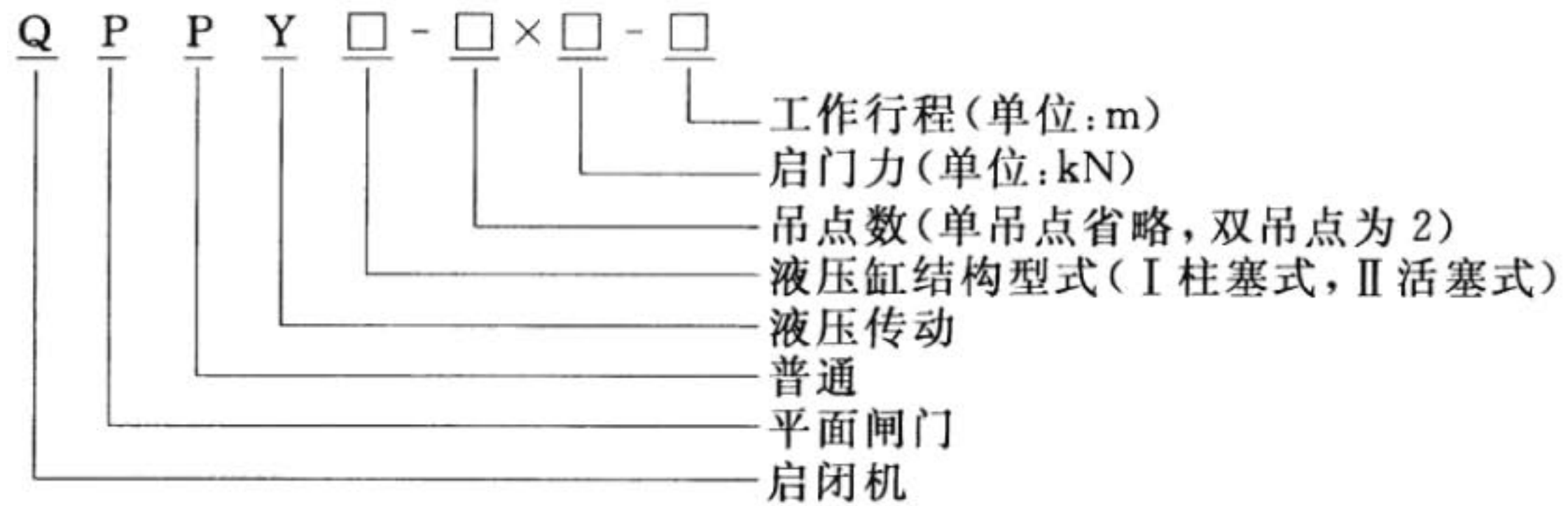
表 C.1.1-3 双吊点 QPPY II 型液压启闭机基本参数

编号	型号	启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门计算 压力 /MPa	启门速度 /(m/min)
1	QPPY II - 2×63 - 6	2×63	6	100	63	13.30	0.5~1.0
2	QPPY II - 2×80 - 6	2×80	6	100	63	16.90	
3	QPPY II - 2×100 - 8	2×100	8	110	70	17.69	
4	QPPY II - 2×125 - 8	2×125	8	125	80	17.26	
5	QPPY II - 2×160 - 8	2×160	8	140	90	17.72	
6	QPPY II - 2×200 - 8	2×200	8	160	100	16.33	
7	QPPY II - 2×250 - 8	2×250	8	180	110	15.69	
8	QPPY II - 2×320 - 8	2×320	8	200	110	14.61	
9	QPPY II - 2×400 - 8	2×400	8	220	140	17.69	
10	QPPY II - 2×500 - 8	2×500	8	250	140	14.85	
11	QPPY II - 2×630 - 12	2×630	12	280	160	15.20	

表 C. 1. 1 - 3 (续)

编号	型号	启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门计算 压力 /MPa	启门速度 /(m/min)
12	QPPY II - 2×800 - 12	2×800	12	300	160	15.82	0.5~1.0
13	QPPY II - 2×1000 - 12	2×1000	12	300	160	19.78	
14	QPPY II - 2×1250 - 13	2×1250	13	320	160	20.73	
15	QPPY II - 2×1400 - 13	2×1400	13	340	160	19.82	
16	QPPY II - 2×1600 - 13	2×1600	13	360	160	19.59	
17	QPPY II - 2×1800 - 13	2×1800	13	400	160	17.05	
18	QPPY II - 2×2000 - 14	2×2000	14	400	180	19.96	
19	QPPY II - 2×2200 - 14	2×2200	14	420	200	19.45	
20	QPPY II - 2×2500 - 14	2×2500	14	450	200	19.59	
21	QPPY II - 2×2800 - 14	2×2800	14	480	220	19.59	
22	QPPY II - 2×3200 - 14	2×3200	14	500	220	20.21	
23	QPPY II - 2×3600 - 16	2×3600	16	540	250	20.02	0.8~1.5
24	QPPY II - 2×4000 - 16	2×4000	16	560	250	20.28	
25	QPPY II - 2×4500 - 16	2×4500	16	600	280	20.35	
26	QPPY II - 2×5000 - 16	2×5000	16	650	300	19.15	
27	QPPY II - 2×5600 - 16	2×5600	16	670	300	19.87	
28	QPPY II - 2×6300 - 18	2×6300	18	720	320	19.29	
29	QPPY II - 2×7100 - 18	2×7100	18	750	320	19.66	
30	QPPY II - 2×8000 - 18	2×8000	18	800	360	19.96	
31	QPPY II - 2×9000 - 18	2×9000	18	850	360	19.34	
32	QPPY II - 2×10000 - 20	2×10000	20	900	400	19.59	
33	QPPY II - 2×11000 - 20	2×11000	20	950	420	19.29	
34	QPPY II - 2×12500 - 20	2×12500	20	1000	450	19.96	

C.1.2 平面闸门液压启闭机布置型式见图 C.1.2-1 和图 C.1.2-2，启闭机型号应按下列方法表示：



示例 1: QPPY I - 2 × 1000 - 12, 表示双吊点柱塞式液压启闭机, 启门力为 2 × 1000kN, 工作行程为 12m;

示例 2: QPPY II - 800 - 12, 表示单吊点活塞式液压启闭机, 启门力为 800kN, 工作行程为 12m;

示例 3: QPPY II - 2 × 1000 - 12, 表示双吊点活塞式液压启闭机, 启门力为 2 × 1000kN, 工作行程为 12m。

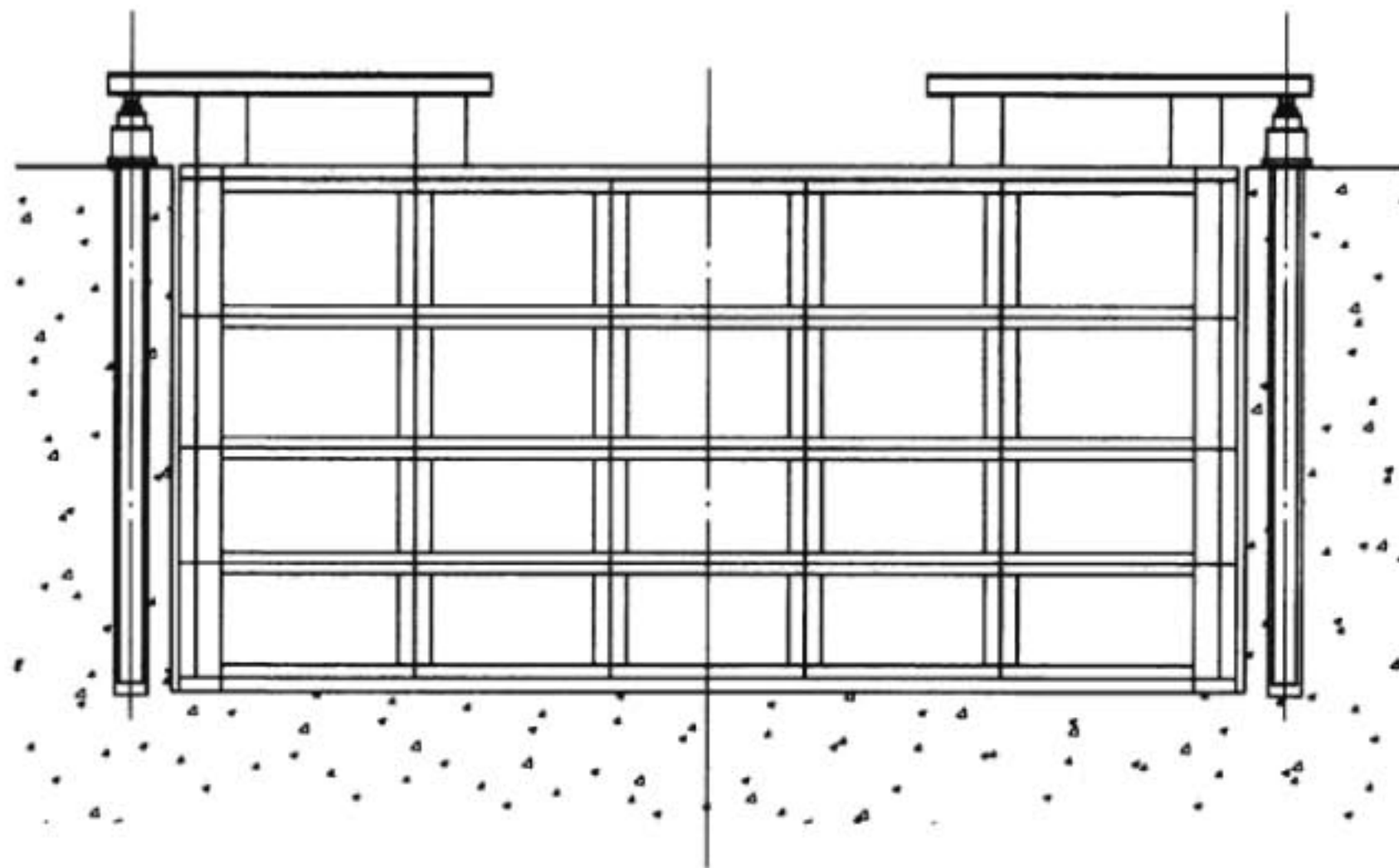


图 C.1.2-1 柱塞式平面闸门液压
启闭机典型布置型式

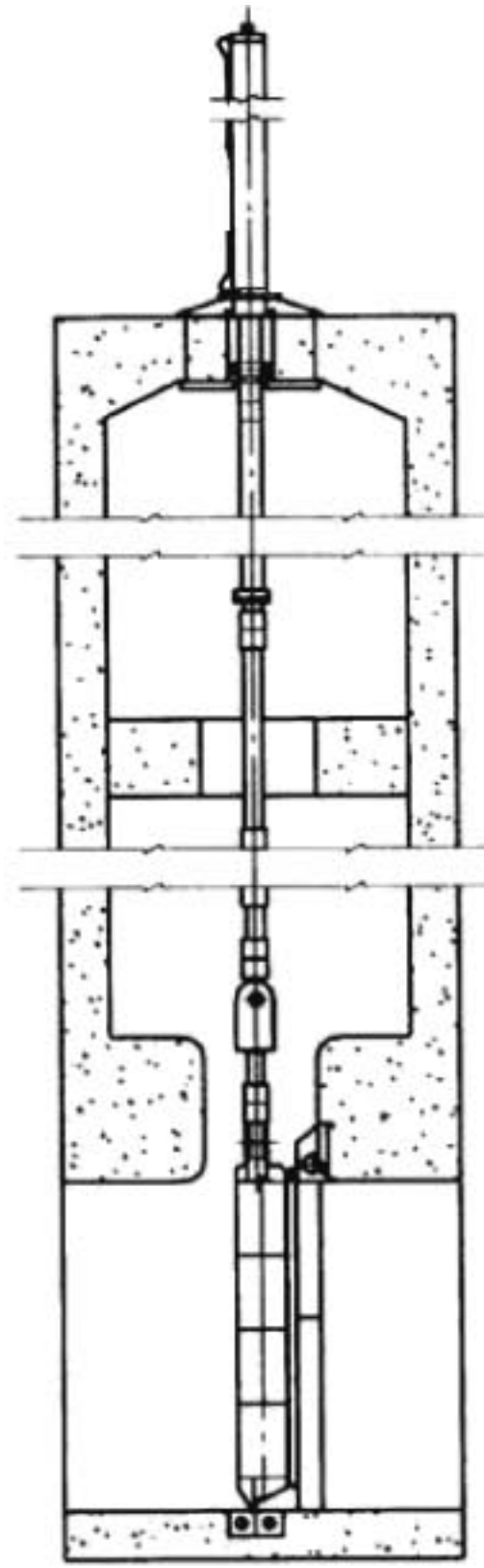


图 C.1.2-2 活塞式平面闸门
液压启闭机典型布置型式

C.2 平面快速闸门液压启闭机

C.2.1 单吊点平面快速闸门液压启闭机基本参数宜符合表 C.2.1-1，双吊点平面快速闸门液压启闭机基本参数宜符合表 C.2.1-2。

表 C.2.1-1 单吊点 QPKY 型液压启闭机基本参数

编号	型号	持住力/ 启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	持住 启门 计算压力 MPa	启门速度 /(m/min)	快速闭门 时间 /min
1	QPKY-63/63-6	63/63	6	90	63	19.43 19.43	0.5~1	<2
2	QPKY-80/80-6	80/80	6	100	63	16.90 16.90		
3	QPKY-100/100-8	100/100	8	110	70	17.69 17.69		

表 C. 2. 1 - 1 (续)

编号	型 号	持住力/ 启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	持住/启门 计算压力 /MPa	启门速度 /(m/min)	快速闭门 时间 /min
4	QPKY - 125/125 - 8	125/125	8	125	80	17.26/17.26	0.5~1	<2
5	QPKY - 160/160 - 8	160/160	8	140	90	17.72/17.72		
6	QPKY - 200/200 - 8	200/200	8	160	100	16.33/16.33		
7	QPKY - 250/250 - 8	250/250	8	180	110	15.69/15.69		
8	QPKY - 320/320 - 8	320/320	8	200	110	14.61/14.61		
9	QPKY - 400/400 - 8	400/400	8	220	140	17.69/17.69		
10	QPKY - 500/250 - 8	500/250	8	250	140	14.85/7.42		
11	QPKY - 630/320 - 12	630/320	12	280	160	15.20/7.72		
12	QPKY - 800/400 - 12	800/400	12	300	160	15.82/7.91		
13	QPKY - 1000/500 - 12	1000/ 500	12	320	160	16.59/8.29		
14	QPKY - 1250/630 - 13	1250/ 630	13	340	160	17.69/8.92		
15	QPKY - 1400/710 - 13	1400/ 710	13	340	160	19.82/10.05		
16	QPKY - 1600/800 - 13	1600/ 800	13	360	160	19.60/9.80		
17	QPKY - 1800/1000 - 14	1800/ 1000	14	400	180	17.97/9.98		
18	QPKY - 2000/ 1250 - 14	2000/ 1250	14	400	180	19.96/12.48		
19	QPKY - 2200/ 1400 - 14	2200/ 1400	14	420	180	19.46/12.38		
20	QPKY - 2500/ 1600 - 14	2500/ 1600	14	450	200	19.60/12.54		
21	QPKY - 2800/ 1800 - 15	2800/ 1800	15	480	220	19.60/12.60		
22	QPKY - 3200/ 2000 - 15	3200/ 2000	15	500	220	20.22/12.64		
23	QPKY - 3600/2200 - 15	3600/ 2200	15	540	240	19.60/11.98		

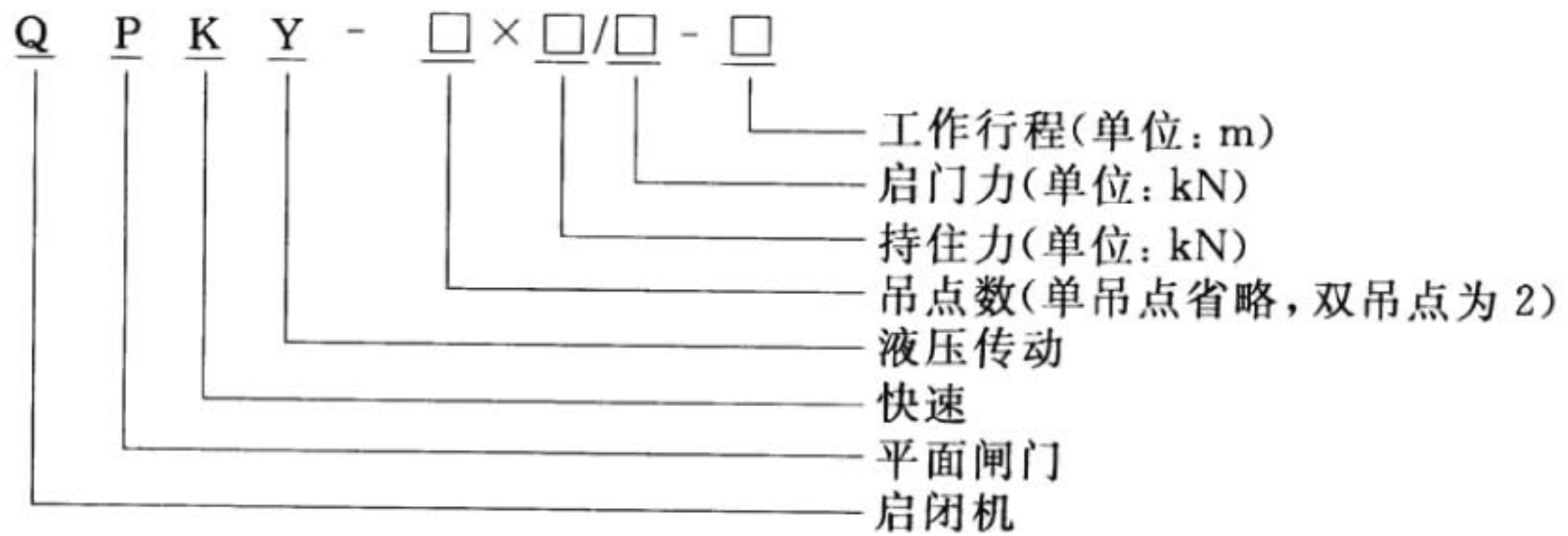
表 C. 2. 1 - 1 (续)

编号	型 号	持住力/ 启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	持住/启门 计算压力 /MPa	启门速度 /(m/min)	快速闭门 时间 /min
24	QPKY - 4000/ 2500 - 16	4000/ 2500	16	560	250	20.29/12.68	0.8~1.5	2~3
25	QPKY - 4500/ 2800 - 16	4500/ 2800	16	600	280	20.36/12.67		
26	QPKY - 5000/ 3200 - 16	5000/ 3200	16	630	300	20.75/13.28		
27	QPKY - 5600/ 3600 - 16	5600/ 3600	16	650	300	21.45/13.79		
28	QPKY - 6300/ 4000 - 18	6300/ 4000	18	670	320	23.16/14.71		
29	QPKY - 7100/ 4500 - 18	7100/ 4500	18	710	340	23.28/14.76		
30	QPKY - 8000/ 5000 - 18	8000/ 5000	18	730	360	25.27/15.79		
31	QPKY - 9000/ 5600 - 18	9000/ 5600	18	760	380	26.47/16.47		
32	QPKY - 10000/ 6300 - 20	10000/ 6300	20	800	400	26.54/16.72		
33	QPKY - 11000/ 7100 - 20	11000/ 7100	20	840	420	26.48/17.09		
34	QPKY - 12500/ 8000 - 20	12500/ 8000	20	900	450	26.21/16.78		

表 C.2.1-2 双吊点 QPKY 型液压启闭机基本参数

编号	型号	持住力/ 启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	持住/启门 计算压力 /MPa	启门速度 /(m/min)	快速闭门 时间 /min
1	QPKY-2×63/ 2×63-6	2×63/ 2×63	6	90	63	19.43/19.43	0.5~1	<2
2	QPKY-2×80/ 2×80-6	2×80/ 2×80	6	100	63	16.90/16.90		
3	QPKY-2×100/ 2×100-8	2×100/ 2×100	8	110	70	17.69/17.69		
4	QPKY-2×125/ 2×125-8	2×125/ 2×125	8	125	80	17.26/17.26		
5	QPKY-2×160/ 2×160-8	2×160/ 2×160	8	140	90	17.72/17.72		
6	QPKY-2×200/ 2×200-8	2×200/ 2×200	8	160	100	16.33/16.33		
7	QPKY-2×250/ 2×250-8	2×250/ 2×250	8	180	110	15.69/15.69		
8	QPKY-2×320/ 2×320-8	2×320/ 2×320	8	200	110	14.61/14.61		
9	QPKY-2×400/ 2×400-8	2×400/ 2×400	8	220	140	17.69/17.69		
10	QPKY-2×500/ 2×250-8	2×500/ 2×250	8	250	140	14.85/7.42		

C.2.2 平面快速闸门液压启闭机布置型式见图 C.2.2，启闭机型号应按下列方法表示：



示例 1: QPKY - 1600/800 - 13, 表示单吊点快速闸门液压启闭机, 持住力为 1600kN, 启门力为 800kN, 工作行程为 13m;

示例 2: QPKY - 2×500/2×250 - 8, 表示双吊点快速闸门液压启闭机, 持住力为 2×500kN, 启门力为 2×250kN, 工作行程为 8m。

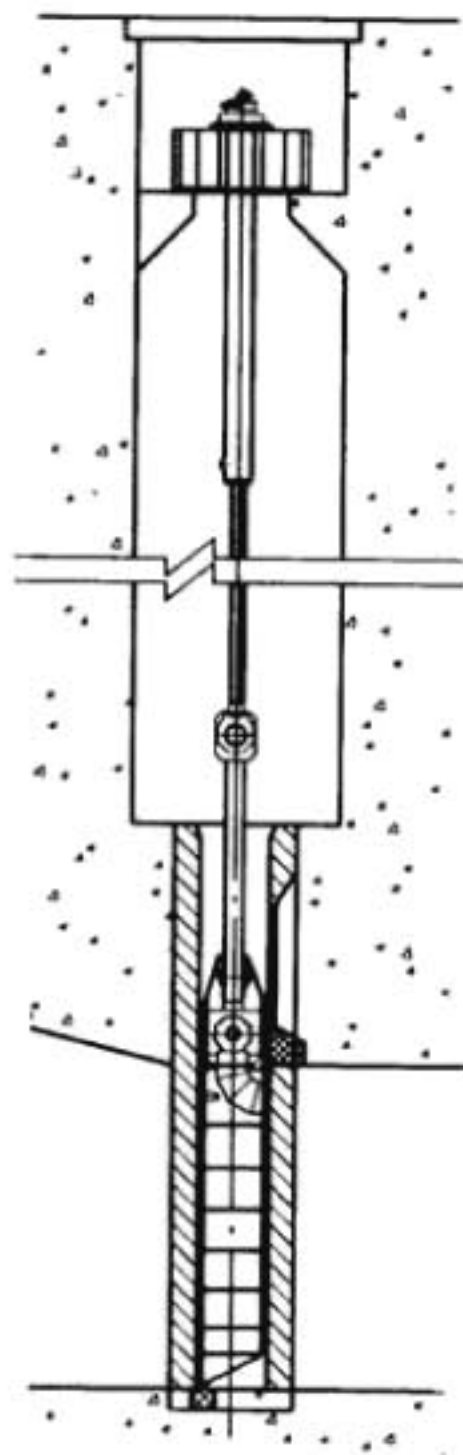


图 C.2.2 平面快速闸门液压
启闭机典型布置型式

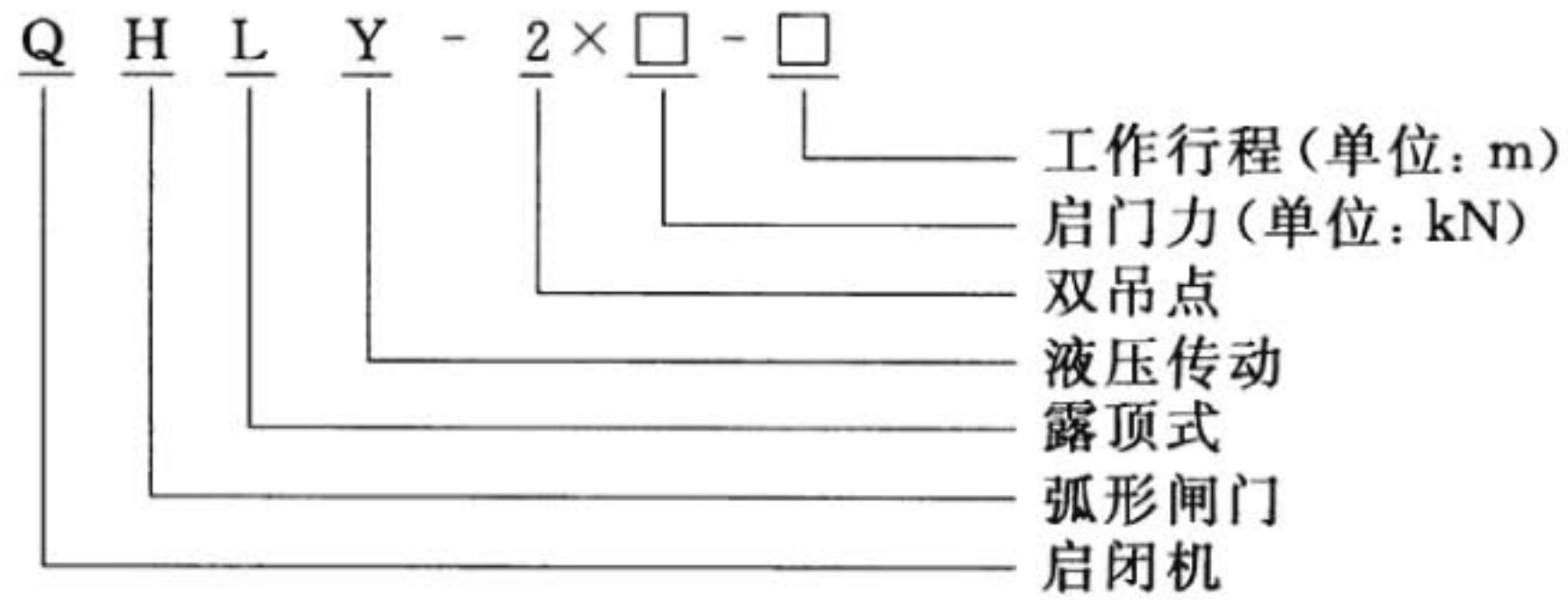
C.3 露顶弧形闸门液压启闭机

C.3.1 露顶弧形闸门液压启闭机基本参数宜符合表 C.3.1。

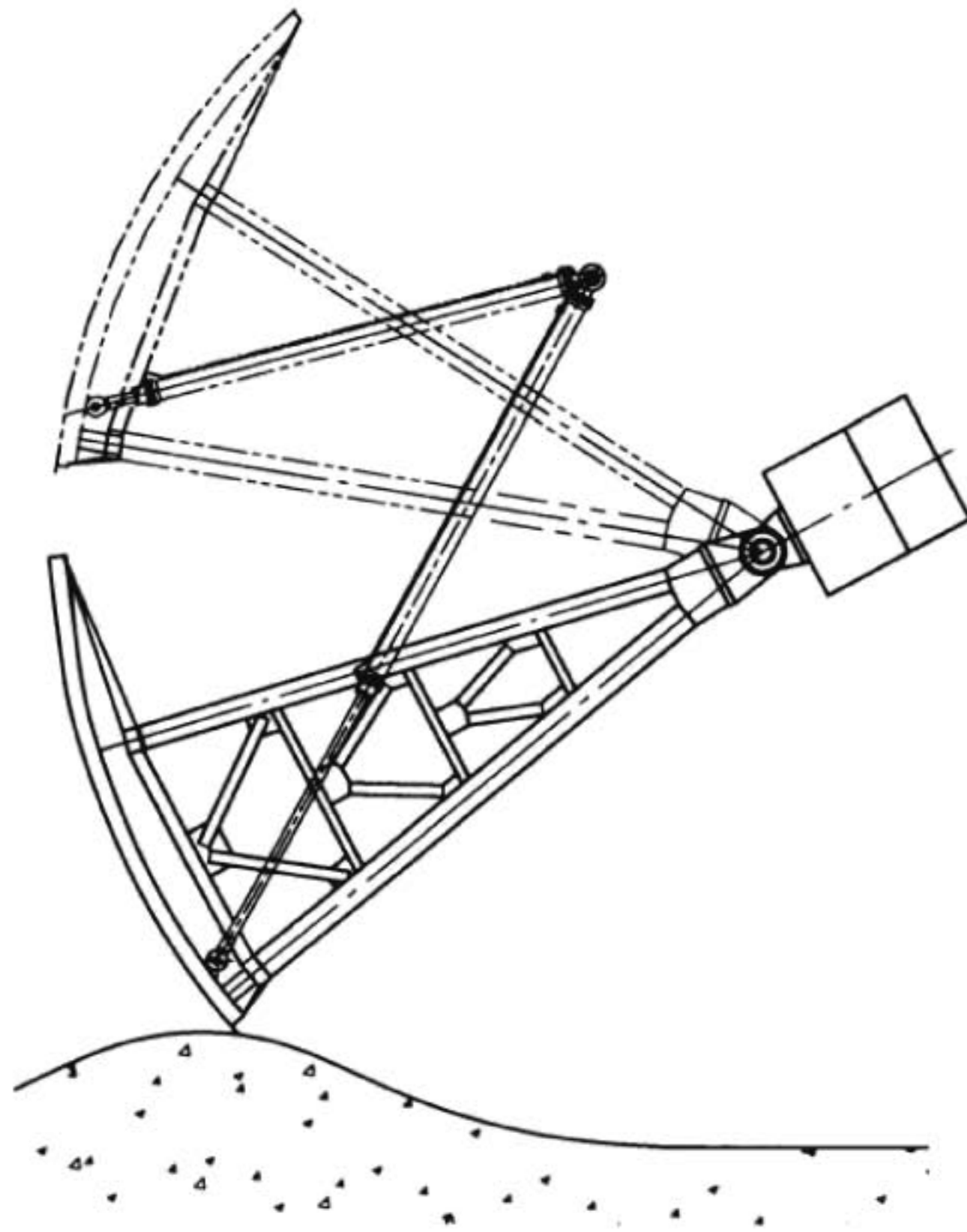
表 C.3.1 QHLY 型液压启闭机基本参数

编号	型号	启门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门 计算 压力 /MPa	活塞运动 速度 /(m/min)
1	QHLY-2×100-3.0	2×100	3	125	80	13.80	0.5~1.2
2	QHLY-2×125-3.0	2×125	3	125	80	17.25	
3	QHLY-2×160-3.5	2×160	3.5	140	90	17.71	
4	QHLY-2×200-4.0	2×200	4	160	110	18.86	
5	QHLY-2×250-4.5	2×250	4.5	180	125	18.98	
6	QHLY-2×320-5.0	2×320	5	200	140	19.98	
7	QHLY-2×400-5.5	2×400	5.5	220	160	22.35	
8	QHLY-2×500-6.0	2×500	6.0	250	180	21.16	
9	QHLY-2×630-6.5	2×630	6.5	280	200	20.90	
10	QHLY-2×800-7.0	2×800	7	300	200	20.38	
11	QHLY-2×1000-7.5	2×1000	7.5	340	220	18.96	
12	QHLY-2×1250-8.0	2×1250	8	360	220	19.61	
13	QHLY-2×1400-8.0	2×1400	8	360	220	21.96	
14	QHLY-2×1600-8.5	2×1600	8.5	400	240	19.89	
15	QHLY-2×1800-9.0	2×1800	9	420	250	20.12	
16	QHLY-2×2000-9.0	2×2000	9	450	250	18.19	
17	QHLY-2×2200-9.0	2×2200	9	450	250	20.02	
18	QHLY-2×2500-9.0	2×2500	9	480	250	18.96	
19	QHLY-2×2800-10.0	2×2800	10	500	280	20.78	
20	QHLY-2×3200-10.5	2×3200	10.5	560	280	17.32	
21	QHLY-2×3600-10.5	2×3600	10.5	560	280	19.49	
22	QHLY-2×4000-11.0	2×4000	11	600	300	18.86	
23	QHLY-2×4500-12.0	2×4500	12	630	320	19.46	
24	QHLY-2×5000-12.0	2×5000	12	650	320	19.89	

C.3.2 露顶弧形闸门液压启闭机布置型式见图 C.3.2，启闭机型号应按下列方法表示：

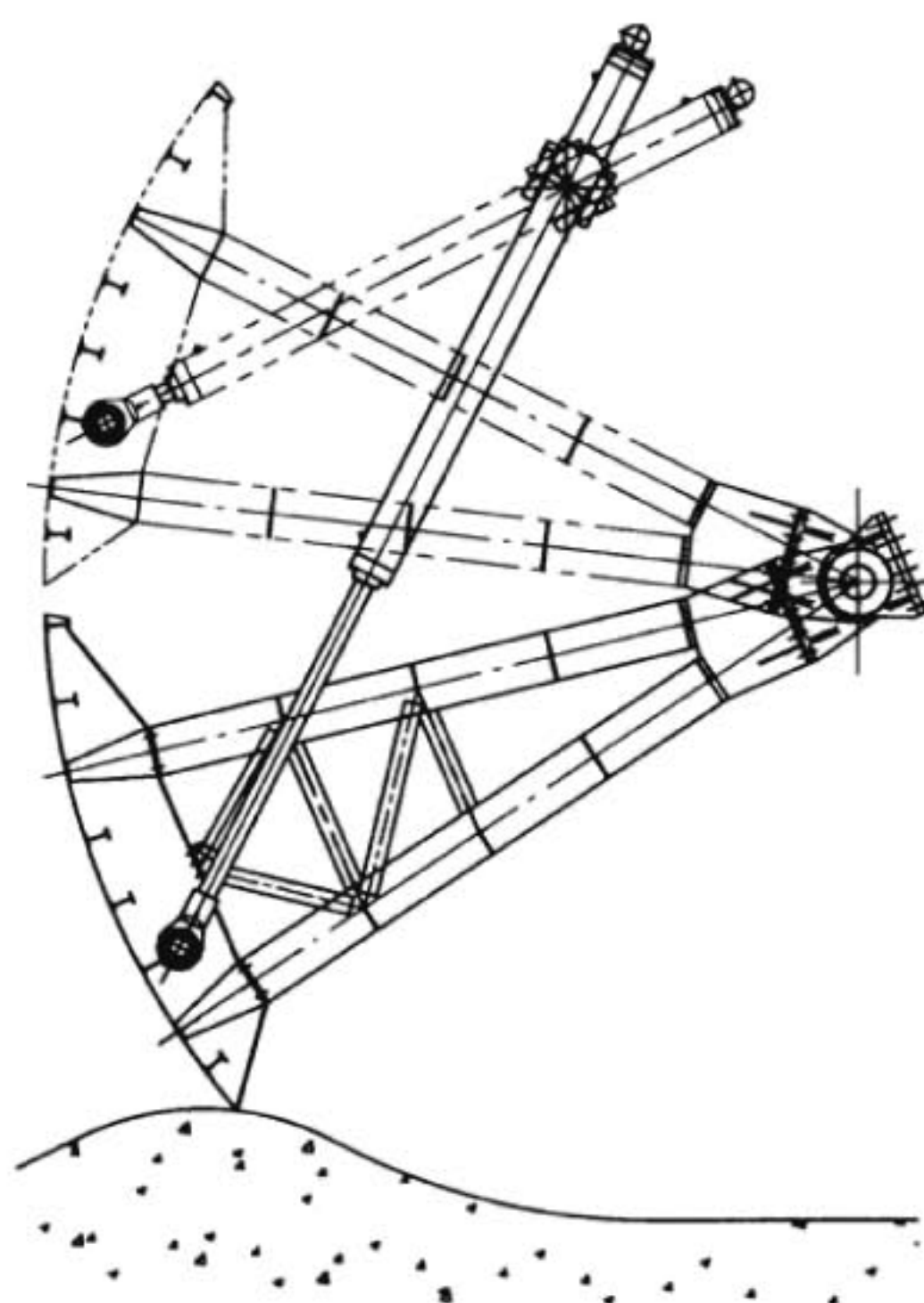


示例：QHLY - 2 × 2000 - 10，表示双吊点露顶弧形闸门液压启闭机，启门力为 2 × 2000kN，工作行程为 10m。



(a) 液压缸上支点端部支承

图 C.3.2 (一) 露顶弧形闸门液压启闭机典型布置型式



(b) 液压缸上支点中部支承

图 C.3.2 (二) 露顶弧形闸门液压启闭机典型布置型式

C.4 潜孔弧形闸门液压启闭机

C.4.1 潜孔弧形闸门液压启闭机基本参数宜符合表 C.4.1。

表 C.4.1 QHQY 型液压启闭机基本参数

编号	型号	启门力 /kN	闭门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门/闭门 计算压力 /MPa	活塞运动 速度 /(m/min)
1	QHGY-500/100-4.0	500	100	4	250	160	17.26/ 2.04	0.5~1.2
2	QHGY-630/100-5.0	630	100	5	280	180	17.44/ 1.62	
3	QHGY-800/160-6.0	800	160	6	300	180	17.69/ 2.26	

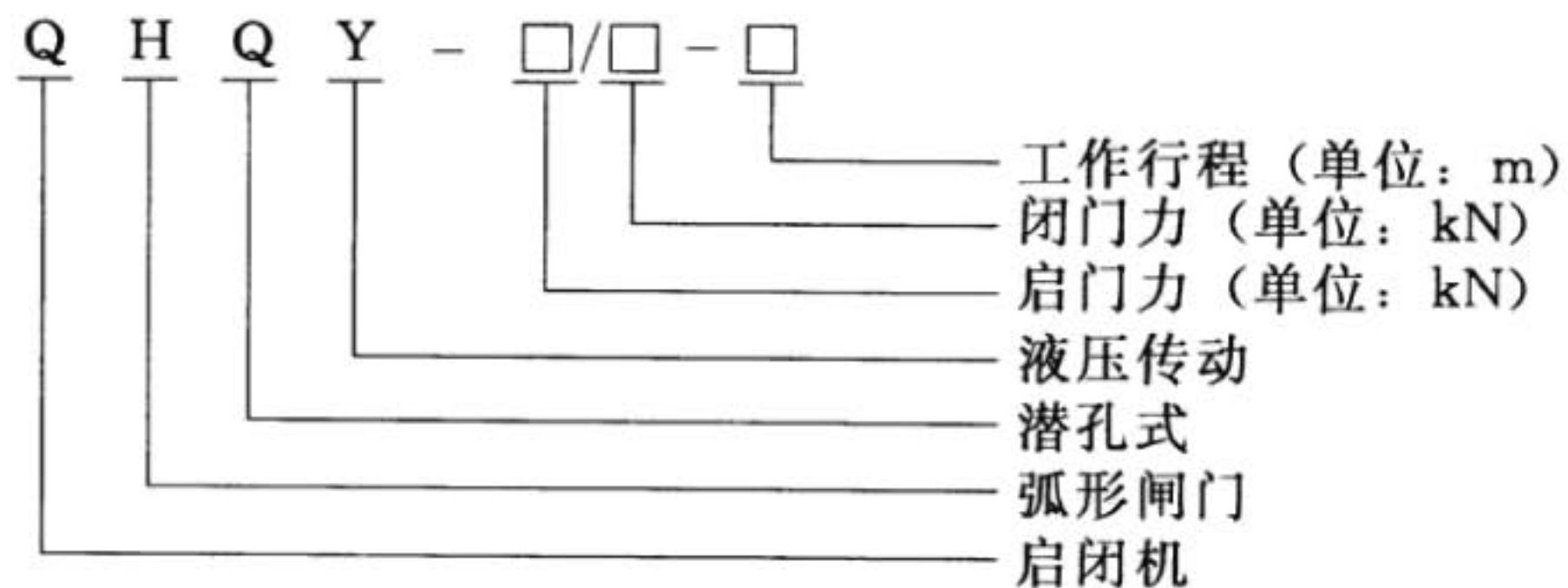
表 C.4.1 (续)

编号	型 号	启门力 /kN	闭门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门/闭门 计算压力 /MPa	活塞运动 速度 /(m/min)
4	QHGY - 1000/200 - 7.0	1000	200	7	320	200	20.41/ 2.49	0.5~1.2
5	QHGY - 1250/250 - 7.0	1250	250	7	360	200	17.77/ 2.46	
6	QHGY - 1400/280 - 8.0	1400	280	8	360	220	21.96/ 2.75	
7	QHGY - 1600/320 - 8.0	1600	320	8	400	220	18.26/ 2.55	
8	QHGY - 1800/320 - 9.0	1800	320	9	420	250	20.13/ 2.31	
9	QHGY - 2000/320 - 9.0	2000	320	9	450	250	18.20/ 2.01	
10	QHGY - 2200/360 - 9.0	2200	360	9	450	250	20.01/ 2.26	
11	QHGY - 2500/400 - 10.0	2500	400	10	500	280	18.56/ 2.04	
12	QHGY - 2800/450 - 10.0	2800	450	10	500	280	20.79/ 2.29	
13	QHGY - 3200/500 - 10.0	3200	500	10	560	300	18.23/ 2.03	
14	QHGY - 3600/560 - 10.0	3600	560	10	560	300	20.51/ 2.27	
15	QHGY - 4000/630 - 11.0	4000	630	11	600	320	19.78/ 2.23	

表 C.4.1 (续)

编号	型号	启门力 /kN	闭门力 /kN	工作 行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门/闭门 计算压力 /MPa	活塞运动 速度 /(m/min)
16	QHGY - 4500/ 800 - 11.0	4500	800	11	650	360	19.57/ 2.41	0.5~1.2
17	QHGY - 5000/ 1000 - 12.0	5000	1000	12	720	400	17.77/ 2.46	
18	QHGY - 5600/ 1250 - 12.0	5600	1250	12	750	420	18.48/ 2.83	
19	QHGY - 6300/ 1600 - 12.0	6300	1600	12	800	420	17.31/ 3.18	
20	QHGY - 7100/ 2000 - 12.0	7100	2000	12	840	450	17.98/ 3.61	
21	QHGY - 8000/ 2500 - 15.0	8000	2500	15	900	500	18.19/ 3.93	
22	QHGY - 9000/ 2800 - 15.0	9000	2800	15	950	560	19.47/ 3.95	
23	QHGY - 10000/ 3200 - 15.0	10000	3200	15	1000	600	19.90/ 4.08	
24	QHGY - 11000/ 3600 - 15.0	11000	3600	15	1050	630	19.86/ 4.16	
25	QHGY - 12500/ 4000 - 15.0	12500	4000	15	1100	670	20.92/ 4.21	

C.4.2 潜孔弧形闸门液压启闭机布置型式见图 C.4.2，启闭机型号应按下列方法表示：



示例：QHGY - 3600/560 - 10，表示潜孔式弧形闸门液压启闭机，启门力为 3600kN，闭门力为 560kN，工作行程为 10m。

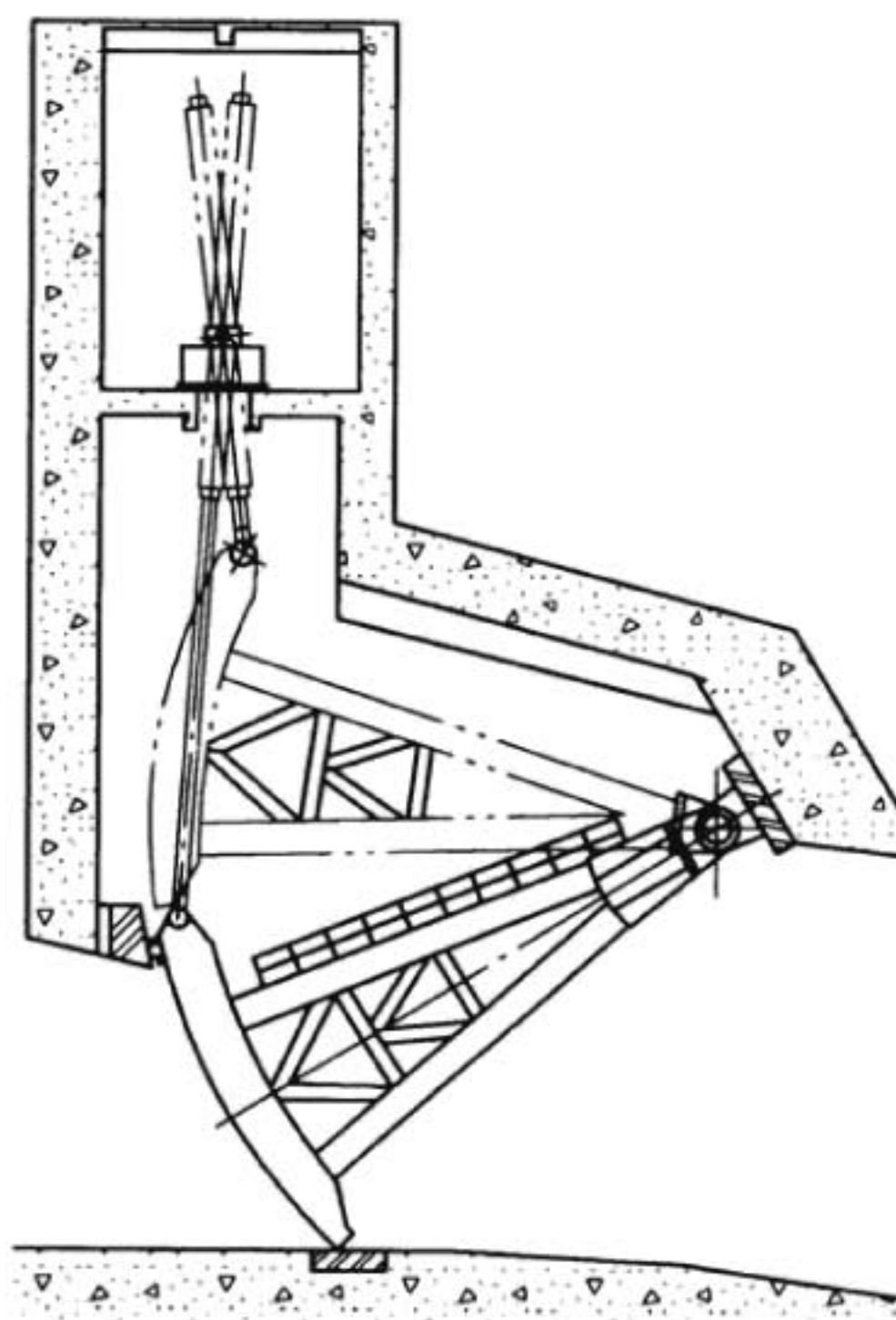


图 C.4.2 潜孔弧形闸门液压启闭机典型布置型式

C.5 卧式人字闸门液压启闭机基本参数

C.5.1 单缸液压启闭机基本参数宜符合表 C.5.1-1，双缸液压启闭机基本参数宜符合表 C.5.1-2。

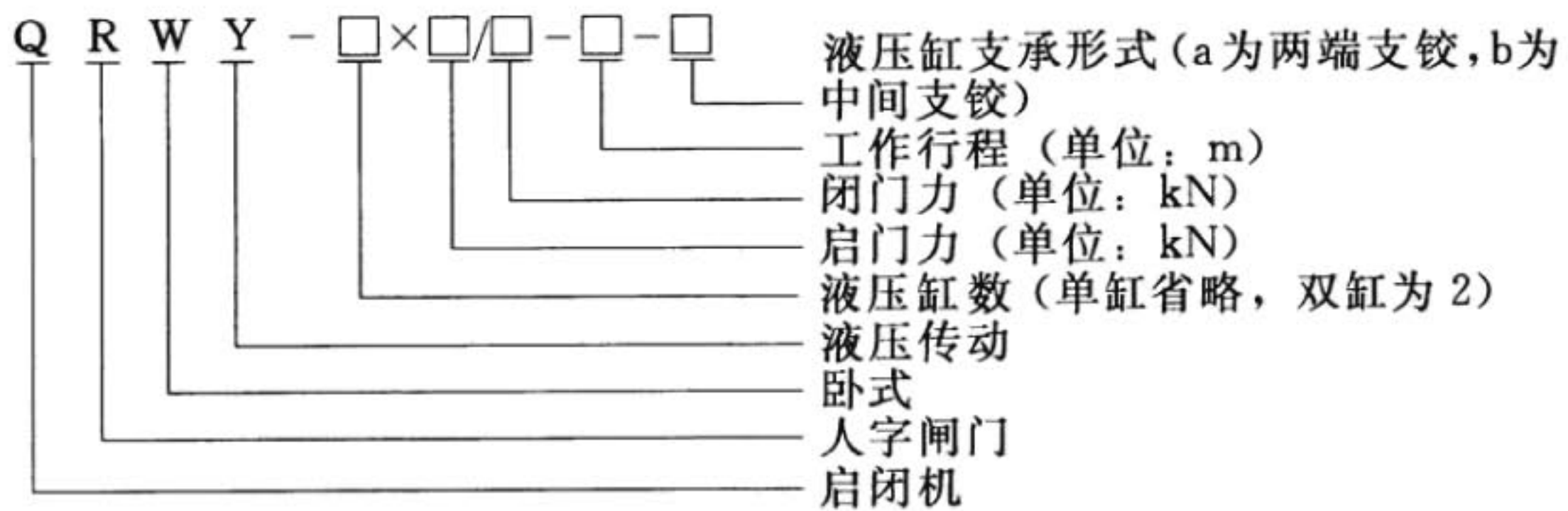
表 C.5.1-1 单缸 QRWY 型液压启闭机基本参数

编号	型号	启门力 /kN	闭门力 /kN	工作行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门/闭门 计算压力 /MPa	活塞运动 速度 /(m/min)
1	QRWY-100/80-1.6	100	80	1.6	125	80	13.80/6.52	1~3
2	QRWY-160/125-1.6	160	125	1.6	140	80	15.44/8.12	
3	QRWY-200/160-2.0	200	160	2.0	160	90	14.55/7.96	
4	QRWY-250/200-2.0	250	200	2.0	180	100	14.21/7.86	
5	QRWY-320/250-2.5	320	250	2.5	200	110	14.61/7.96	
6	QRWY-400/320-2.5	400	320	2.5	220	125	15.55/8.42	
7	QRWY-500/400-3.5	500	400	3.5	250	140	14.85/8.15	
8	QRWY-630/500-4.0	630	500	4.0	280	160	15.19/8.12	
9	QRWY-800/630-4.0	800	630	4.0	300	160	15.82/8.92	
10	QRWY-1000/800-4.5	1000	800	4.5	360	200	14.22/7.86	
11	QRWY-1250/1000-4.5	1250	1000	4.5	400	200	13.26/7.96	
12	QRWY-1400/1000-5.0	1400	1000	5.0	400	220	15.98/7.22	
13	QRWY-1600/1250-5.0	1600	1250	5.0	420	220	15.92/9.03	
14	QRWY-1800/1400-5.5	1800	1400	5.5	450	250	16.37/7.74	
15	QRWY-2000/1600-6.0	2000	1600	6.0	480	250	15.17/9.95	

表 C.5.1-2 双缸 QRWY 型液压启闭机基本参数

编号	型号	启门力 /kN	闭门力 /kN	工作行程 /m	液压缸 内径 /mm	活塞杆 直径 /mm	启门/闭门 计算压力 /MPa	活塞运动 速度 /(m/min)
1	QRWY-2×100/2×80-1.6	2×100	2×80	1.6	125	80	13.80/6.52	1~3
2	QRWY-2×160/2×125-1.6	2×160	2×125	1.6	140	80	15.44/8.12	
3	QRWY-2×200/2×160-2.0	2×200	2×160	2.0	160	90	14.55/7.96	
4	QRWY-2×250/2×200-2.0	2×250	2×200	2.0	180	100	14.21/7.86	
5	QRWY-2×320/2×250-2.5	2×320	2×250	2.5	200	110	14.61/7.96	
6	QRWY-2×400/2×320-2.5	2×400	2×320	2.5	220	125	15.55/8.42	
7	QRWY-2×500/2×400-3.5	2×500	2×400	3.5	250	140	14.85/8.15	
8	QRWY-2×630/2×500-4.0	2×630	2×500	4.0	280	160	15.19/8.12	
9	QRWY-2×800/2×630-4.0	2×800	2×630	4.0	300	160	15.82/8.92	
10	QRWY-2×1000/2×800-4.5	2×1000	2×800	4.5	360	200	14.22/7.86	
11	QRWY-2×1250/2×1000-4.5	2×1250	2×1000	4.5	400	200	13.26/7.96	
12	QRWY-2×1400/2×1000-5.0	2×1400	2×1000	5.0	400	220	15.98/7.22	
13	QRWY-2×1600/2×1250-5.0	2×1600	2×1250	5.0	420	220	15.92/9.03	
14	QRWY-2×1800/2×1400-5.5	2×1800	2×1400	5.5	450	250	16.37/7.74	
15	QRWY-2×2000/2×1600-6.0	2×2000	2×1600	6.0	480	250	15.17/9.95	
16	QRWY-2×2200/2×1800-6.5	2×2200	2×1800	6.5	540	300	13.9/7.86	
17	QRWY-2×2500/2×2000-7.0	2×2500	2×2000	7.0	560	320	15.08/8.12	
18	QRWY-2×2800/2×2200-7.5	2×2800	2×2200	7.5	600	360	15.48/7.78	
19	QRWY-2×3200/2×2500-7.5	2×3200	2×2500	7.5	630	360	15.25/8.02	

C.5.2 卧式人字闸门液压启闭机布置型式见图 C.5.2-1 和图 C.5.2-2，启闭机型号应按下列方法表示：



示例 1: QRWY - 160/80 - 2a, 表示一字闸门卧式单缸液压启闭机, 启门力为 160kN, 闭门力为 80kN, 工作行程为 2m, 两端支铰支承;

示例 2: QRWY - 2 × 800/2 × 320 - 2.5b, 表示人字闸门卧式双缸液压启闭机, 启门力为 2 × 800kN, 闭门力为 2 × 320kN, 工作行程为 2.5m, 中间支铰支承。

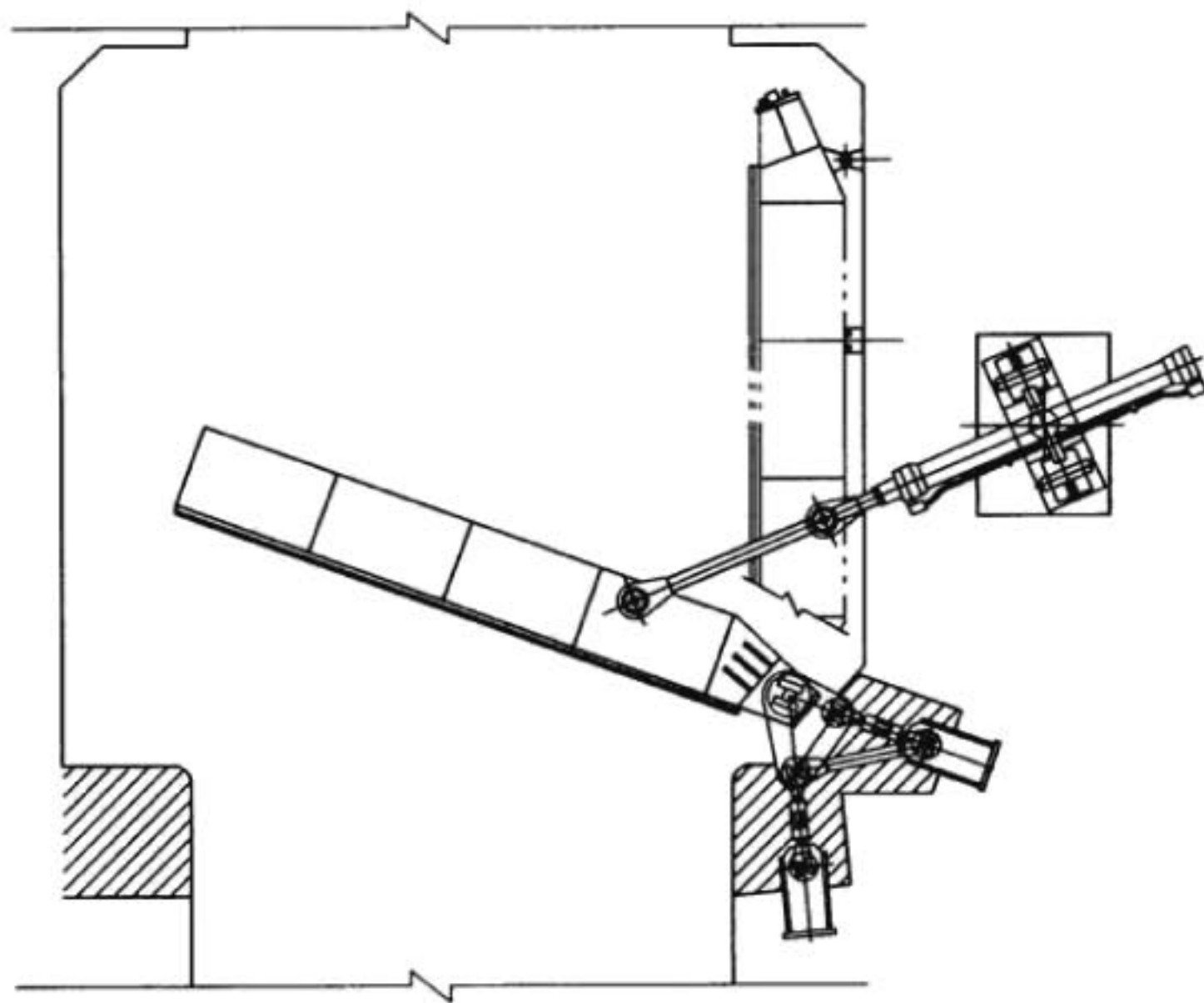


图 C.5.2-1 一字闸门液压启闭机典型布置型式

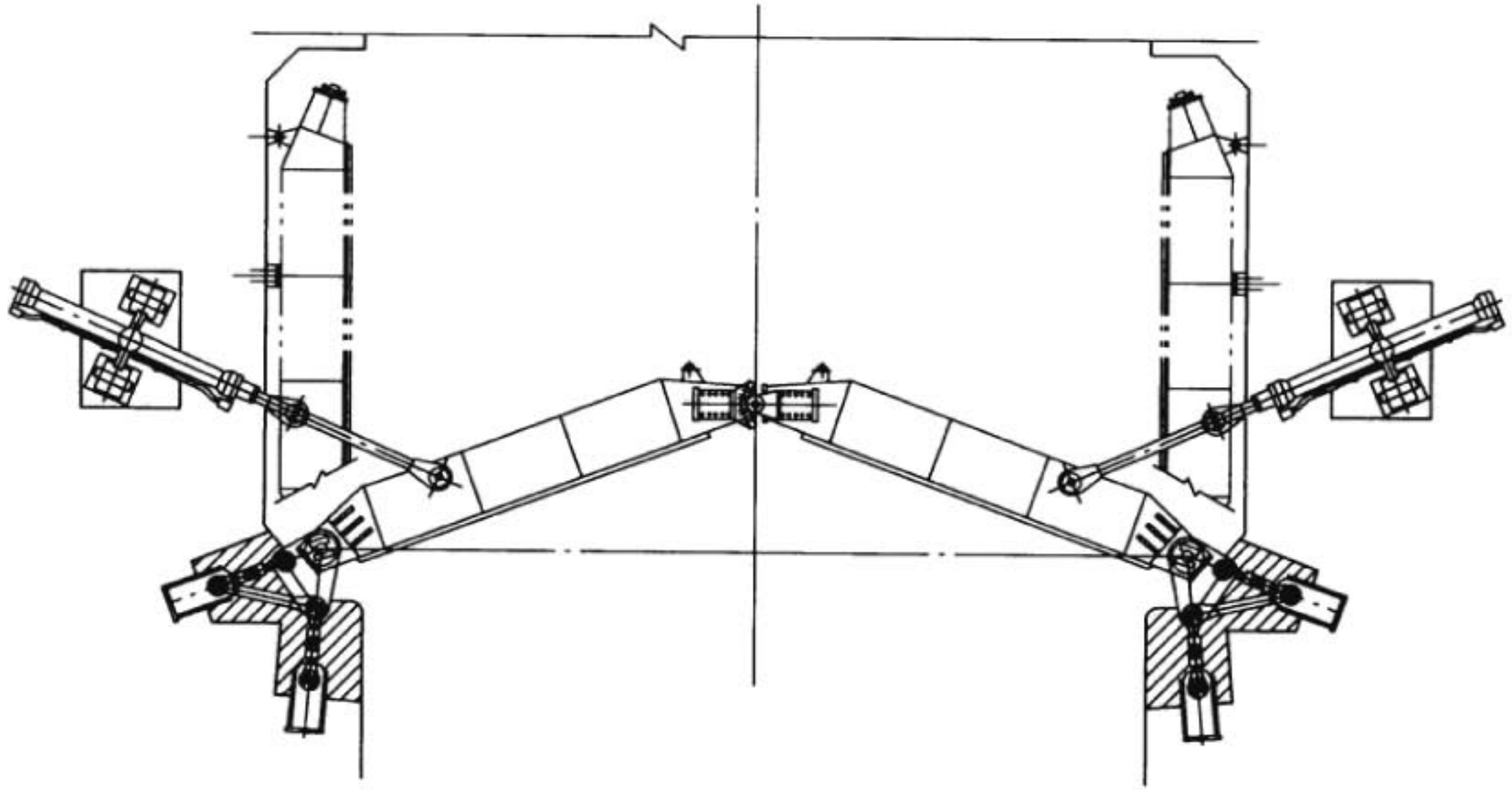


图 C. 5. 2 - 2 人字闸门液压启闭机典型布置型式

附录 D 螺杆启闭机系列参数

D.0.1 螺杆启闭机基本参数宜符合表 D.0.1。

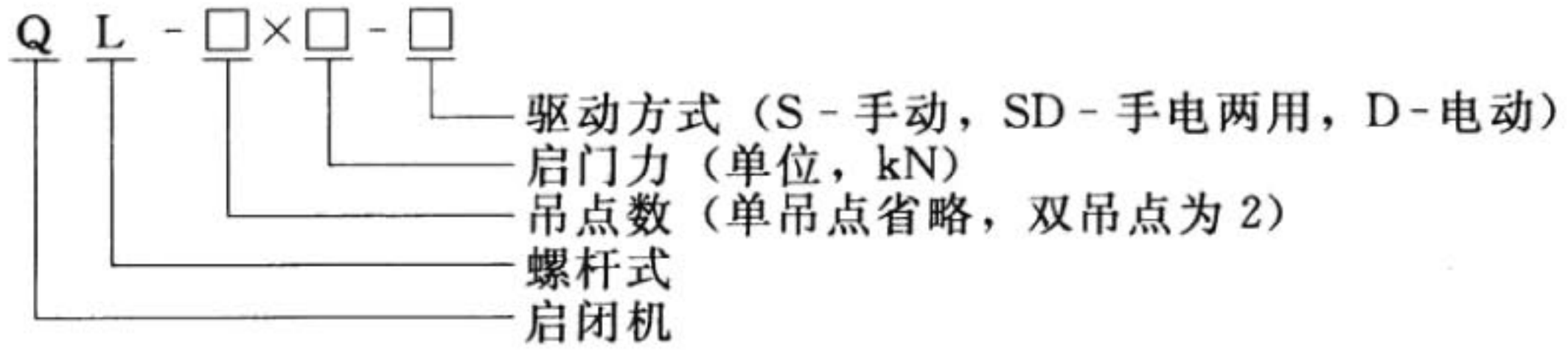
表 D.0.1 螺杆启闭机系列参数

吊点类别	型号	启门力 /kN	闭门力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 / (m/min)	吊点中心距 /m
单吊点	QL-6.3-S	6.3	3.2	1.0		
	QL-10-S	10	5.0	1.5		
	QL-16-S	16	8.0	2.0		
	QL-25-S	25	12.5	2.5		
	QL-40-S	40	20	3.0		
	QL-63-S	63	32	3.5		
	QL-80-S	80	40	3.5		
	QL-100-S	100	50	4.0		
	QL-125-S	125	63	4.0		
	QL-160-S	160	80	4.5		
	QL-200-S	200	100	4.5		
	QL-6.3-SD	6.3	3.2	1.0	0.1~0.5	
	QL-10-SD	10	5.0	1.5		
	QL-16-SD	16	8.0	2.0		
	QL-25-SD	25	12.5	2.5		
	QL-40-SD	40	20	3.0		
	QL-63-SD	63	32	3.5		
	QL-80-SD	80	40	3.5		
	QL-100-SD	100	50	4.0		
	QL-125-SD	125	63	4.0		

表 D.0.1 (续)

吊点类别	型号	启门力 /kN	闭门力 /kN	启闭扬程 /m	启闭速度 /(m/min)	吊点 中心距 /m
单吊点	QL-160-SD	160	80	4.5	0.1~0.5	
	QL-200-SD	200	100	4.5		
	QL-250-SD	250	125	4.5		
	QL-320-SD	320	160	4.5		
	QL-400-SD	400	200	5.0		
	QL-500-SD	500	250	5.5		
	QL-630-SD	630	320	5.5		
	QL-800-SD	800	400	6.0		
双吊点	QL-2×25-SD	2×25	2×12.5	2.5	0.1~0.5	1.0~3.0
	QL-2×40-SD	2×40	2×20	3.0		1.0~3.0
	QL-2×63-SD	2×63	2×32	3.5		1.0~3.0
	QL-2×80-SD	2×80	2×40	3.5		1.0~3.0
	QL-2×100-SD	2×100	2×50	4.0		1.0~3.0
	QL-2×125-SD	2×125	2×63	4.0		1.0~3.0
	QL-2×160-SD	2×160	2×80	4.5		1.5~3.5
	QL-2×200-D	2×200	2×100	4.5		1.5~3.5
	QL-2×250-D	2×250	2×125	4.5		1.5~3.5
	QL-2×320-D	2×320	2×160	4.5		1.5~3.5
	QL-2×400-D	2×400	2×200	5.0		2.0~4.0
	QL-2×500-D	2×500	2×250	5.5		2.0~4.0
	QL-2×630-D	2×630	2×320	5.5		2.0~4.0
	QL-2×800-D	2×800	2×400	6.0		2.0~4.0
注 1: 吊点距系启闭机同步轴在无中间支承时的推荐值。						
注 2: 当启闭扬程大于表中所列数值时, 闭门力应适当减小。						
注 3: 启闭速度为电动驱动时的推荐值。						

D.0.2 螺杆启闭机布置型式见图 D.0.2，启闭机型号应按下列方法表示：



示例 1：QL - 400 - SD，表示单吊点螺杆启闭机，启门力为 400kN，手电两用驱动方式；

示例 2：QL - 2 × 400 - D，表示双吊点螺杆启闭机，启门力为 2 × 400kN，电动驱动方式。

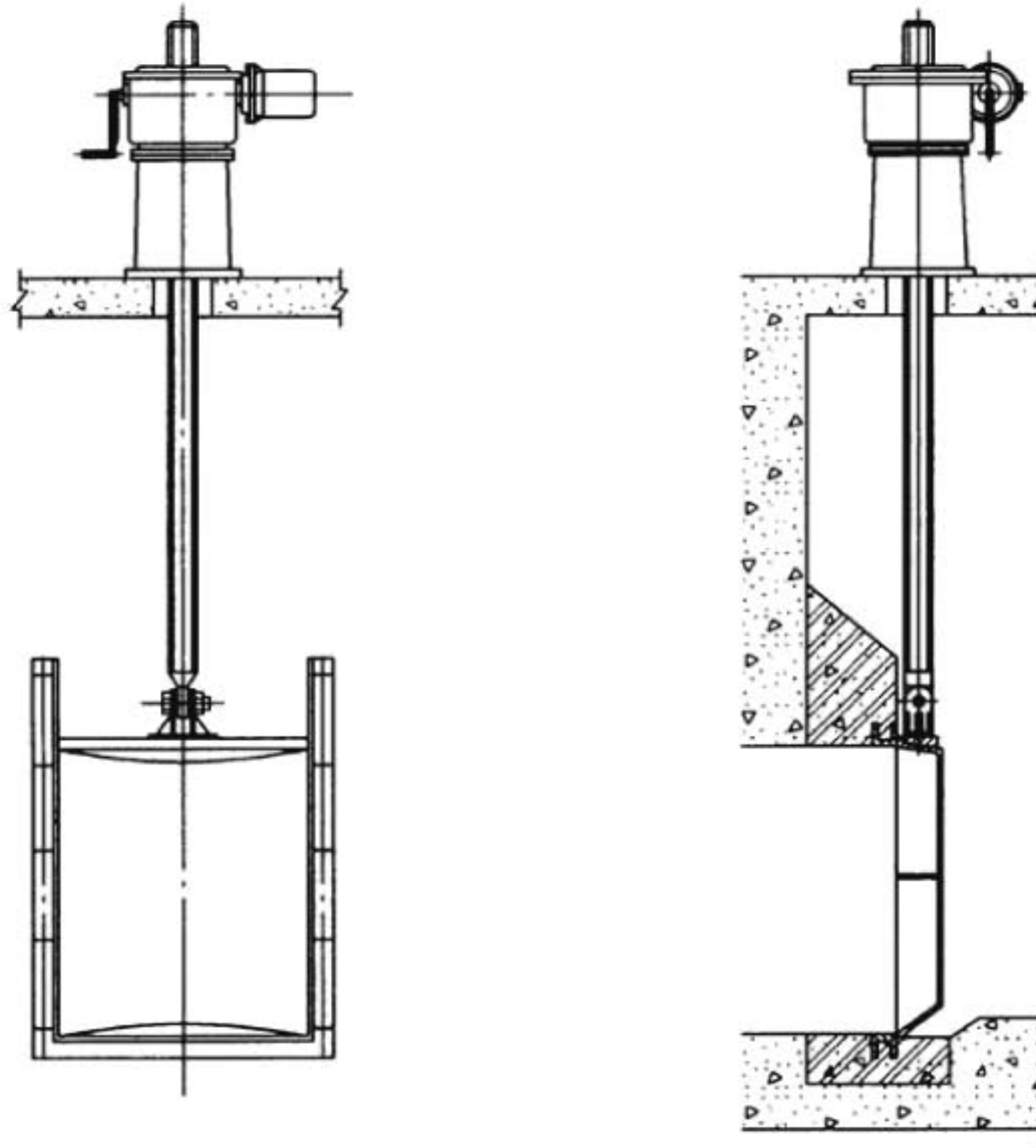


图 D.0.2 螺杆启闭机布置型式

附录 E 电动机使用环境的功率修正

E. 0. 1 当电动机使用地点的海拔超过 1000m 或使用环境温度与其额定环境温度不一致时，电动机功率修正计算应按公式 (E. 0. 1) 进行：

$$P'_N = \frac{P_N}{K} \quad (\text{E. 0. 1})$$

式中 P'_N ——根据环境温度和海拔修正后用来选用电动机的功率，kW；

P_N ——未修正的所需电动机的功率，kW；

K ——功率修正系数，由图 E. 0. 1 确定。

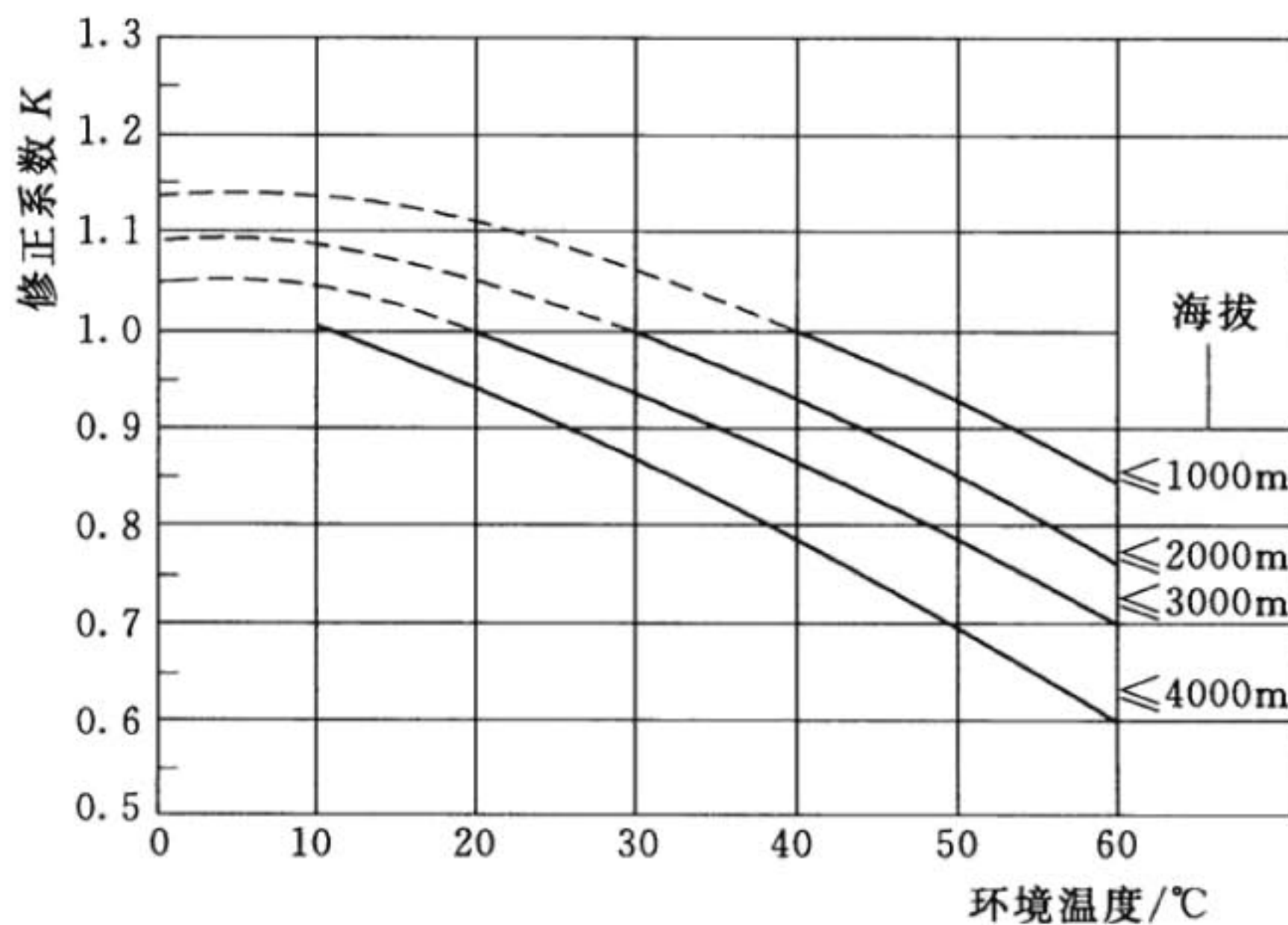


图 E. 0. 1 以环境温度和海拔为函数变量的修正值

E. 0. 2 功率修正系数 $K > 1$ 的值应由电动机制造商和启闭机制造商共同确定。海拔大于 1000m 时，应指出环境温度。

附录 F 行走机构加（减）速度 a 及相应的 加（减）速时间 t 的推荐值

表 F 行走机构加（减）速度 a 及相应的
加（减）速时间 t 的推荐值

行走速度 /(m/s)	行程很长的低速与中速的启闭机		通常使用的中速启闭机	
	加（减）速时间 t /s	加（减）速度 a /(m/s ²)	加（减）速时间 t /s	加（减）速度 a /(m/s ²)
1.00	6.6	0.150	4.0	0.25
0.63	5.2	0.120	3.2	0.19
0.40	4.1	0.098	2.5	0.16
0.25	3.2	0.078		
0.16	2.5	0.064		

注：变频调速机构按实际调速特性确定。

附录 G 启闭机偏斜行走时水平侧向力 P_s 的计算方法

G.0.1 启闭机偏斜行走时的水平侧向力可按公式 (G.0.1) 近似计算：

$$P_s = \sum P(\lambda/2) \quad (\text{G.0.1})$$

式中 $\sum P$ ——启闭机发生侧向力一侧的端梁上与有效轴距有关的相应车轮经常出现最大运行轮压之和，与小车位置有关，见图 G.0.1-1 和图 G.0.2；

λ ——水平侧向力系数，按图 G.0.1-2 确定，图中 L 为启闭机跨度， B 为启闭机基距，m。

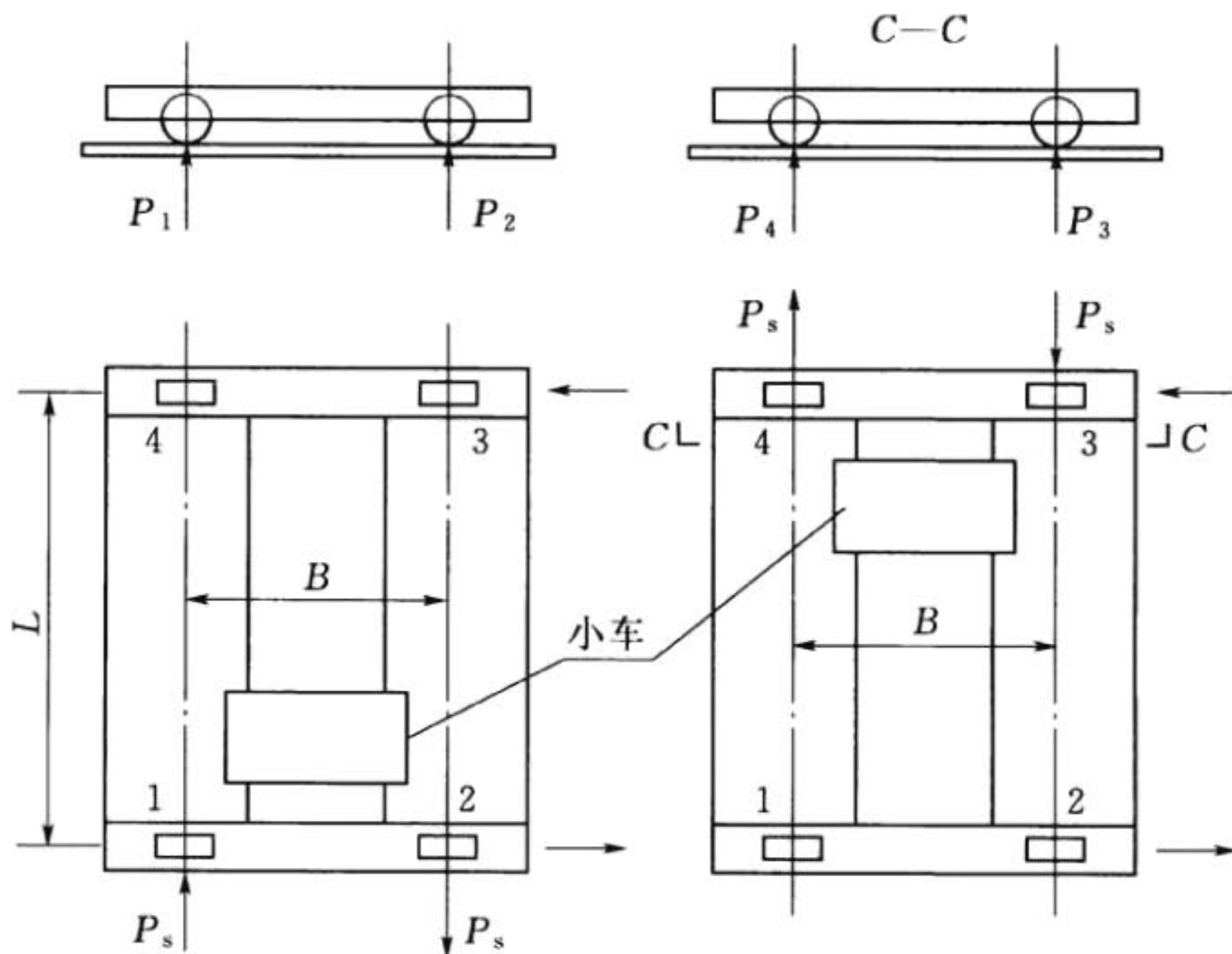


图 G.0.1-1

G.0.2 多车轮启闭机的有效轴距，宜用有效轴距 a 代替启闭机的基距 B 进行水平侧向力的计算，有效轴距 a 应按下列原则确定：

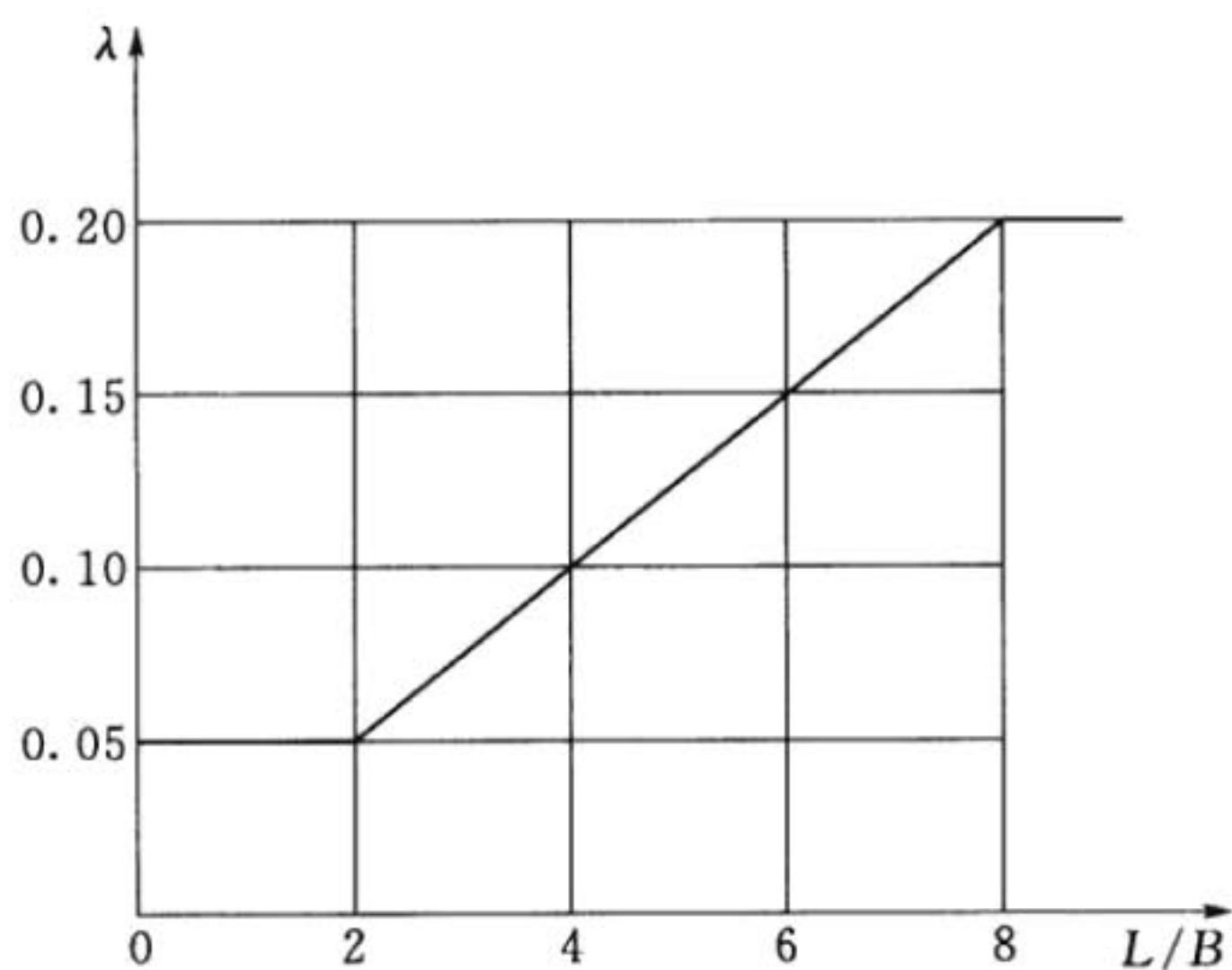


图 G.0.1-2 λ 与 L/B 的关系图

1 一侧轨道上装有两个或四个车轮时，有效轴距应取两端最外边车轮轴的间距，见图 G.0.2 (a)、图 G.0.2 (b)。

2 一侧轨道上的车轮不超过 8 个时，有效轴距应取两端最外边两个车轮中心的间距，见图 G.0.2 (c)、图 G.0.2 (d)。

3 一侧轨道上的车轮超过 8 个车轮时，有效轴距应取最外边 3 个车轮中心的间距，见图 G.0.2 (e)。

4 装有水平导向轮时，有效轴距应取最外边两对导向轮的间距。

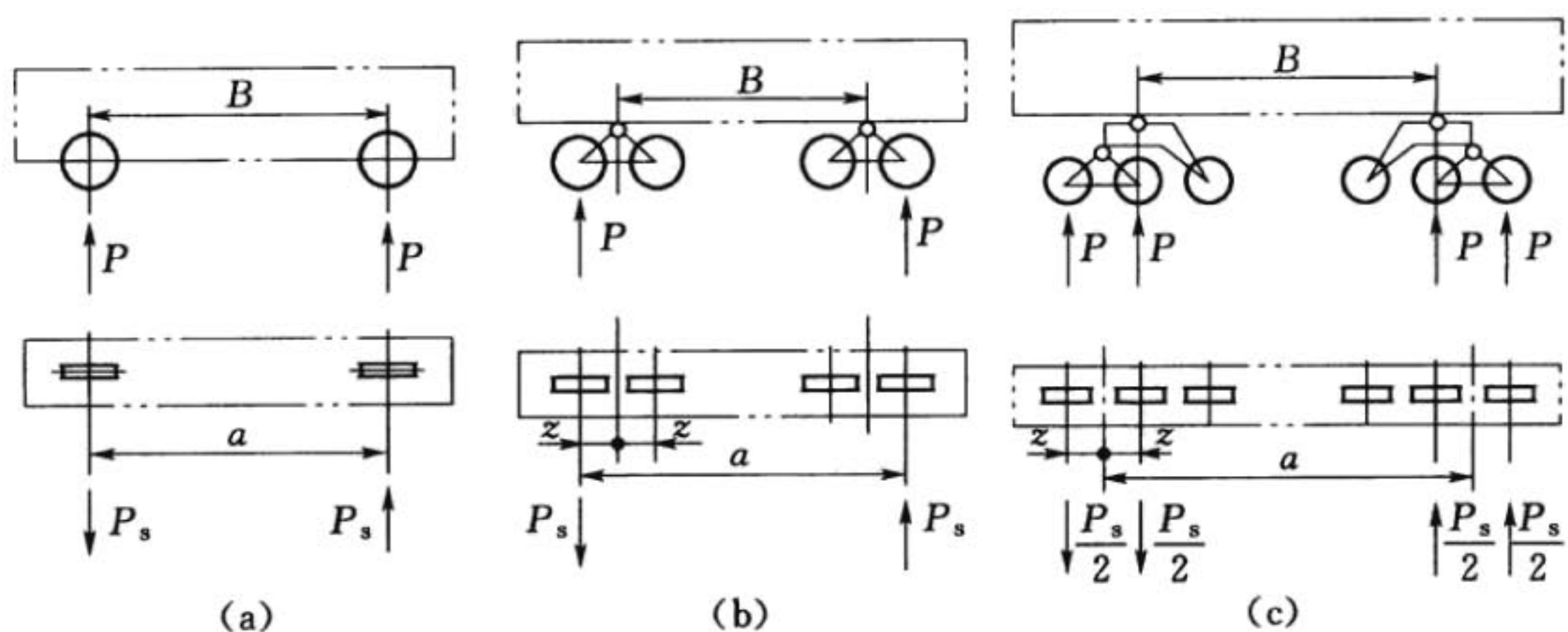


图 G.0.2 (一) 有效轴距的确定

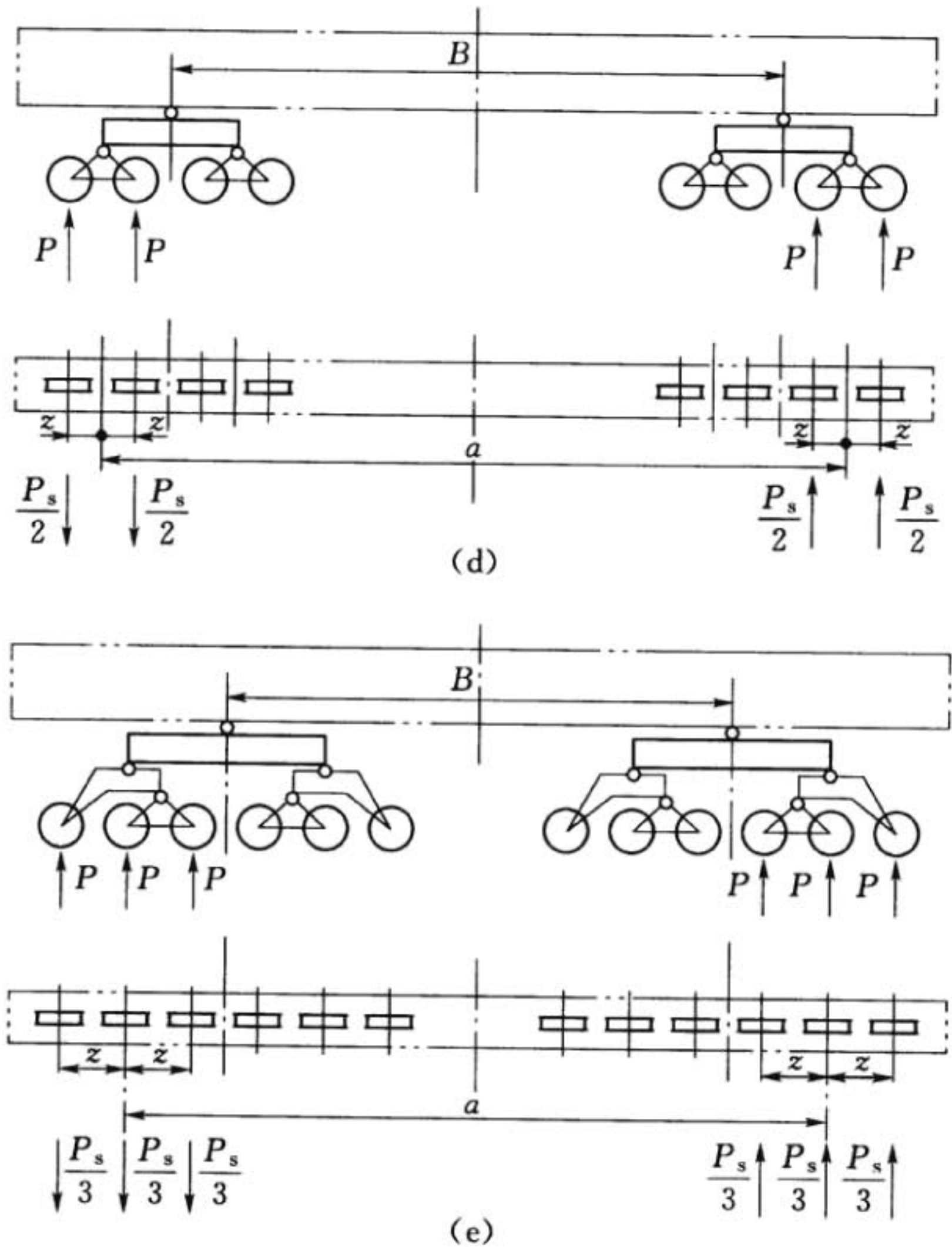


图 G. 0. 2 (二) 有效轴距的确定

附录 H 风荷载计算资料

H. 0. 1 工字形截面梁和桁架的混合结构，后片构件的挡风折减系数 η 应按下列不同组合情况分别确定：

1 当工字形截面梁在前、桁架在后时（图 H. 0. 1 - 1），挡风折减系数 η 应按表 H. 0. 1 - 1 查取。

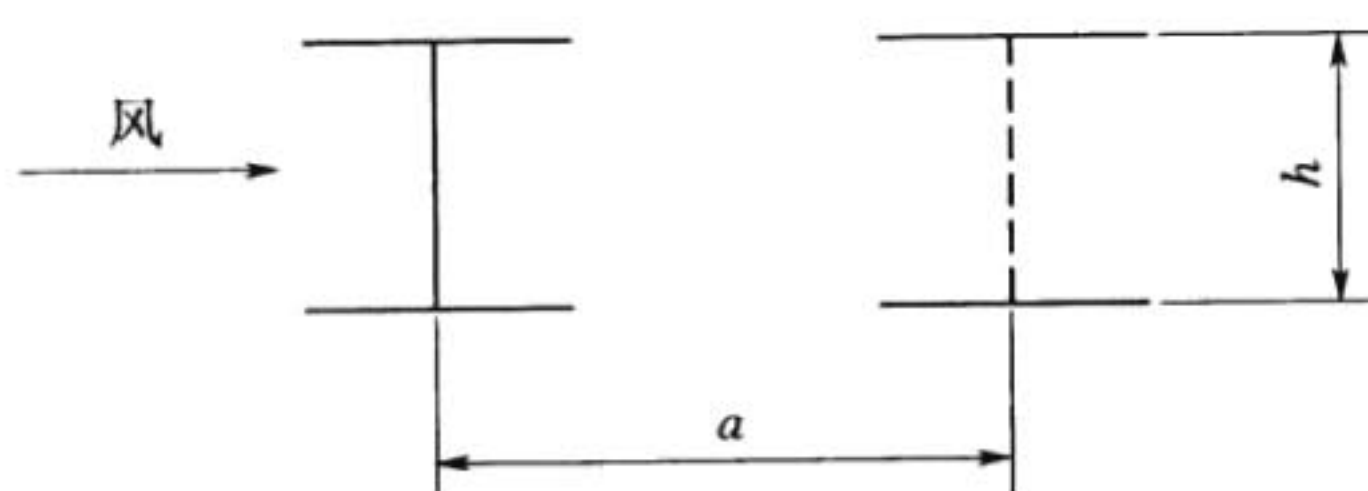


图 H. 0. 1 - 1 工字梁在前、桁架在后的混合结构

表 H. 0. 1 - 1 工字梁在前、桁架在后的混合构件的挡风折减系数 η

a/h	≤ 4	> 4
η	0	1

2 当桁架在前、工字形截面梁在后时（图 H. 0. 1 - 2），挡风折减系数 η 按表 H. 0. 1 - 2 查取。

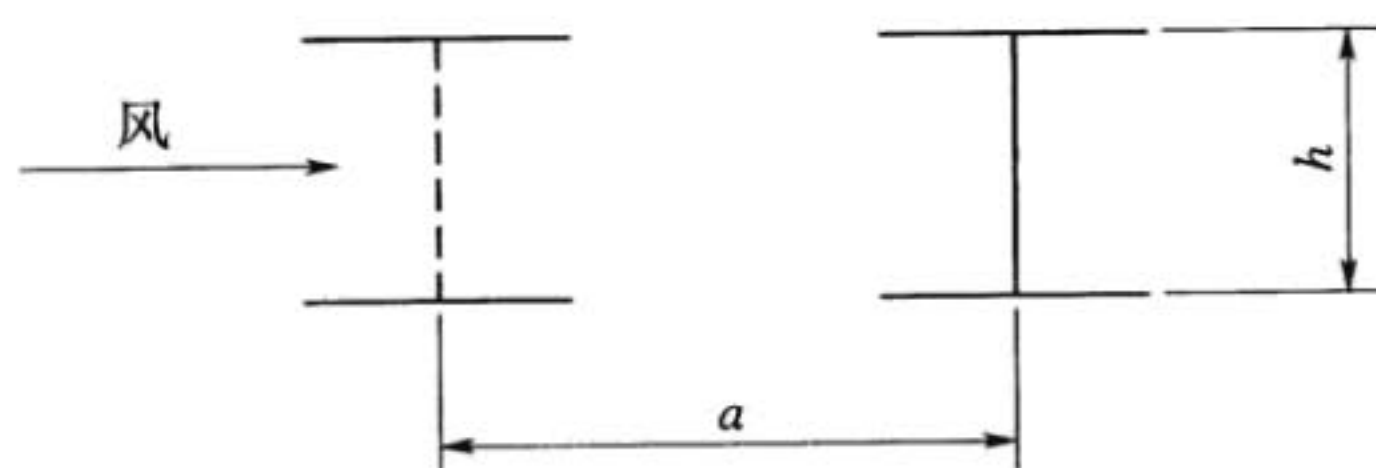


图 H. 0. 1 - 2 桁架在前、工字梁在后的混合结构

表 H. 0. 1 - 2 桁架在前、工字梁在后的混合构件的挡风折减系数 η

a/h	1	2	3	4	5	6
η	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.0
注：桁架迎风面的充实率 $\varphi=0.3\sim 0.4$ 。						

H. 0. 2 计算风压 q 、3s 时距平均瞬时风速 v_s 、10min 时距平均风速 v_p 与风力等级的对应关系，见表 H. 0. 2。

表 H. 0. 2 计算风压 q 、3s 时距平均瞬时风速 v_s 、10min 时距平均风速 v_p 与风力等级的对应关系

q /(N/m ²)	v_s /(m/s)	v_p /(m/s)	风力等级
43	8.3	5.5	4
50	8.9	6.0	4
80	11.3	7.5	5
100	12.7	8.4	5
125	14.1	9.4	5
150	15.5	10.3	5
250	20.0	13.3	6
350	23.7	15.8	7
500	28.3	18.9	8
600	31.0	22.1	9
800	35.8	25.6	10
1000	40.0	28.6	11
1100	42.0	30.0	11
1200	43.8	31.3	11
1300	45.6	32.6	12
1500	49	35.0	12
1800	53.7	38.4	13
1890	55.0	39.3	13

H. 0. 3 启闭机吊运物品迎风面积估算值，见表 H. 0. 3。

表 H. 0. 3 启闭机吊运物品迎风面积估算值

吊运物品 质量/t	1	2	3	5、 6.3	8	10	12.5	15、 16	20	25	30、 32	40
迎风面积 估算值/m ²	1	2	3	5	6	7	8	10	12	15	18	22

表 H. 0. 3 (续)

吊运物品 质量/t	50	63	75、 80	100	125	150、 160	200	250	280	300、 320	400	—
迎风面积 估算值/m ²	25	28	30	35	40	45	55	65	70	75	80	—

附录 I 摩擦系数及效率

I. 0. 1 机械传动中常见摩擦副的摩擦系数见表 I. 0. 1。

表 I. 0. 1 摩擦系数

摩擦副名称			摩擦系数					
滚动轴承	滚珠式或滚柱式		0. 015					
	锥形滚子式		0. 020					
	调心滚子式		0. 004					
滑动轴承	开式		0. 100					
	稀油润滑		0. 080					
车轮与 钢轨滚动 摩擦力臂 /mm	车轮 材料	钢轨型式	车轮踏面直径 /mm					
			100~ 160	200~ 315	400~ 500	630~ 710	800	900~ 1000
	钢	平头钢轨	0. 25	0. 3	0. 5	0. 6	0. 7	0. 7
		圆头钢轨	0. 3	0. 4	0. 6	0. 8	1. 0	1. 2
	铸铁	平头钢轨	—	0. 4	0. 6	0. 8	0. 9	0. 9
		圆头钢轨	—	0. 5	0. 7	0. 9	1. 2	1. 4
夹轨器钳口 与钢轨	钳口无齿纹		0. 12~0. 15					
	钳口有齿纹 (HRC≥55)		0. 25					

I. 0. 2 机械传动中常见传动零件的传动效率见表 I. 0. 2。

表 I. 0. 2 机械传动效率

传动零部件		效 率	
		滑动轴承	滚动轴承
圆柱齿轮副	开式 (润滑脂润滑)	0. 90~0. 92	0. 92~0. 94
	闭式 (润滑油润滑)		0. 96~0. 98

表 1.0.2 (续)

传动零部件			效 率	
			滑动轴承	滚动轴承
圆锥齿轮副	开式 (润滑脂润滑)		0.90~0.92	0.92~0.94
	闭式 (润滑油润滑)			0.95~0.97
链式启闭机的链轮			0.88~0.91	0.90~0.93
中间轴			0.95~0.97	0.97~0.99
卷筒			0.94~0.96	0.96~0.98
滑轮			0.950	0.980
滑轮组	倍率	2	0.975	0.990
		3	0.950	0.985
		4	0.925	0.975
		5	0.900	0.970
		6	0.880	0.960
		8	0.840	0.945
		10	0.800	0.915
普通减速器	单级圆柱齿轮		0.97	
	双级圆柱齿轮		0.95	
	单级圆锥齿轮		0.95	
	双级圆锥-圆柱齿轮		0.94	
硬齿面减速机	3级传动		0.95	
	4级传动		0.94	
	5级传动		0.93	
齿轮联轴器			0.96	

附录 J YZR 系列电动机在不同 FC 值和 CZ 值时的允许输出容量 P

J.0.1 6 极 YZR 系列电动机的允许输出容量 P 见表 J.0.1。

表 J.0.1 YZR 112M-6 ~ YZR 280M-6 允许输出容量 P

单位: kW

FC /%	YZR 112M-6					YZR 132M1-6				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	2.17	2.14	2.11	2.01	1.92	2.91	2.81	2.71	2.41	2.12
25	1.78	1.75	1.73	1.66	1.58	2.44	2.37	2.30	2.10	1.90
40	1.49	1.47	1.45	1.40	1.35	2.16	2.11	2.06	1.92	1.79
60	1.09	1.07	1.06	1.02	0.98	1.77	1.74	1.70	1.60	1.51
100	0.79	0.78	0.77	0.74	0.71	1.48	1.46	1.43	1.37	1.30
FC /%	YZR 132M2-6					YZR 160M1-6				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	4.91	4.80	4.70	4.39	4.08	7.28	7.03	6.79	5.45	5.40
25	3.94	3.87	3.80	3.60	3.40	6.17	6.02	5.87	4.93	5.04
40	3.66	3.61	3.57	3.43	3.30	5.41	5.31	5.22	4.60	4.65
60	2.97	2.94	2.91	2.81	2.71	4.94	4.87	4.80	4.79	4.40
100	2.48	2.46	2.44	2.37	2.31	3.96	3.91	3.86	3.71	3.57
FC /%	YZR 160M2-6					YZR 160L-6				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	10.70	10.37	10.05	9.09	8.17	14.62	14.19	13.77	12.54	11.34
25	8.31	8.09	7.88	7.26	6.65	12.76	12.49	12.22	11.43	10.66
40	7.38	7.23	7.10	6.69	6.29	10.84	10.65	10.47	9.94	9.42
60	6.21	6.12	6.01	5.72	5.43	8.88	8.75	8.62	8.23	7.85
100	5.44	5.38	5.32	5.13	4.94	7.42	7.34	7.25	6.99	6.74

表 J.0.1 (续)

FC /%	YZR 180L-6					YZR 200L-6				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	19.19	18.29	17.41	14.84	12.28	31.64	30.13	28.66	24.33	20.02
25	16.50	15.94	15.39	13.79	12.23	25.12	24.14	23.19	20.39	17.64
40	14.67	14.30	13.94	12.88	11.85	21.41	20.75	20.10	18.22	16.38
60	12.77	12.51	12.25	11.50	10.77	18.59	18.12	17.67	16.34	15.05
100	10.85	10.67	10.50	10.01	9.52	16.74	16.44	16.15	15.29	14.46
FC /%	YZR 225M-6					YZR 250M1-6				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	38.22	36.25	34.33	28.69	23.04	46.86	43.42	40.05	30.01	19.43
25	32.87	31.63	30.40	26.82	23.31	40.04	37.87	35.76	29.54	23.28
40	29.27	28.45	27.65	25.30	23.01	35.73	34.32	32.94	28.90	24.92
60	25.48	24.91	24.34	22.68	21.06	31.10	30.11	29.13	26.27	23.48
100	21.67	21.29	20.92	19.84	18.79	27.43	26.80	26.18	24.36	22.58
FC /%	YZR 250M2-6					YZR 280S-6				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	59.29	55.22	51.23	39.44	27.17	70.17	64.87	59.68	44.17	27.69
25	49.66	47.07	44.54	37.13	29.71	59.99	56.67	53.43	43.87	34.21
40	43.47	41.78	40.13	35.29	30.52	53.07	50.93	48.83	42.68	36.61
60	37.94	36.75	35.59	32.21	28.90	46.66	45.17	43.71	39.42	35.23
100	32.32	31.56	30.82	28.64	26.52	39.15	38.20	37.26	34.52	31.85
FC /%	YZR 280M-6									
	CZ									
	50	100	150	300	450					
15	94.05	87.52	81.12	62.14	42.32					
25	81.26	77.13	73.09	61.23	49.35					
40	72.57	69.88	67.24	59.52	51.93					
60	61.29	59.39	57.53	52.09	46.76					
100	48.87	47.60	46.36	42.75	39.24					
注 1: 平均起动电流倍数 $K=1.7$ 。 注 2: FC 为电动机负载持续率, CZ 为惯量增加率 C 与折合的每小时全起动次数 Z 的乘积。										

J.0.2 8极 YZR 系列电动机的允许输出容量 P 见表 J.0.2。

表 J.0.2 YZR 160L-8 ~ YZR 315M-8

允许输出容量 P

单位: kW

FC /%	YZR 160L-8					YZR 180L-8				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	10.78	10.53	10.29	9.58	8.88	14.59	14.12	13.67	12.34	11.03
25	8.86	8.69	8.54	8.07	7.61	12.74	12.45	12.16	11.32	10.49
40	7.40	7.30	7.19	6.88	6.57	10.83	10.65	10.46	9.92	9.39
60	5.93	5.85	5.77	5.54	5.31	8.88	8.74	8.60	8.20	7.81
100	4.95	4.90	4.85	4.69	4.53	7.42	7.33	7.24	6.98	6.73
FC /%	YZR 200L-8					YZR 225M-8				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	21.28	20.47	19.68	17.36	15.08	32.09	31.07	30.07	27.14	24.26
25	18.04	17.53	17.02	15.54	14.09	25.41	24.75	24.10	22.19	20.32
40	14.69	14.35	14.01	13.01	12.04	21.61	21.18	20.76	19.50	18.28
60	12.78	12.54	12.30	11.60	10.91	18.23	17.93	17.63	16.75	15.89
100	10.86	10.71	10.55	10.10	9.66	16.83	16.64	16.45	15.90	15.35
FC /%	YZR 250M1-8					YZR 250M2-8				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	40.19	38.19	36.23	30.49	24.76	49.91	47.57	45.34	38.70	32.11
25	33.86	32.60	31.37	27.75	24.20	40.67	39.20	37.76	33.54	36.39
40	29.25	28.41	27.59	25.18	22.83	36.13	35.17	34.22	31.44	28.73
60	25.47	24.88	24.30	22.61	20.96	31.39	30.71	30.04	28.08	26.16
100	21.66	21.28	20.90	19.80	18.72	26.61	26.17	25.74	24.47	23.23

表 J.0.2 (续)

FC /%	YZR 280S-8					YZR 280M-8				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	57.31	54.33	51.41	42.83	34.20	71.74	68.13	64.59	54.16	43.74
25	49.31	47.43	45.59	40.19	34.87	60.95	58.68	56.45	49.90	43.44
40	43.91	42.69	41.48	37.96	34.52	53.69	52.23	50.79	46.58	42.45
60	37.23	36.36	35.51	33.01	30.58	47.08	46.05	45.03	42.05	39.14
100	33.52	32.97	32.44	30.86	29.32	39.42	38.76	38.12	36.22	34.36
FC /%	YZR 315S-8					YZR 315M-8				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	460
15	91.71	82.65	73.77	46.62	14.52	115.01	104.08	93.38	60.80	23.17
25	79.75	74.00	68.39	51.71	34.22	93.60	86.59	79.74	59.39	37.90
40	71.58	67.82	64.14	53.35	42.54	85.78	81.13	76.59	63.28	49.92
60	60.58	57.91	55.30	47.69	40.18	72.02	68.73	65.52	56.17	46.92
100	53.46	51.74	50.07	45.18	40.41	61.06	58.91	56.81	50.70	44.75
注：同表 J.0.1。										

J.0.3 10极 YZR 系列电动机的允许输出容量 P 见表 J.0.3。

表 J.0.3 YZR 280S-10 ~ YZR 400L2-10 允许输出容量 P

单位：kW

FC /%	YZR 280S-10					YZR 280M-10				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	52.40	49.52	46.71	38.44	30.09	60.24	57.20	54.21	45.45	36.67
25	40.34	38.51	36.71	31.46	26.25	58.26	51.32	49.43	43.87	38.40
40	35.91	34.70	33.51	30.04	26.64	43.79	42.45	41.13	37.27	33.50
60	31.23	30.37	29.53	27.08	24.68	36.18	35.26	34.35	31.70	29.13
100	26.50	25.95	25.40	23.80	22.24	32.47	31.88	31.30	29.60	27.94

表 J.0.3 (续)

FC /%	YZR 315S - 10					YZR 315M - 10				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	69.44	63.38	57.45	39.61	19.88	93.44	86.26	79.24	58.32	36.07
25	59.50	55.65	51.90	40.86	29.54	80.87	76.30	71.84	58.76	45.56
40	52.69	50.15	47.67	40.42	33.22	72.27	69.24	66.28	57.63	49.10
60	46.39	44.61	42.87	37.79	32.82	61.08	58.95	56.87	50.80	44.86
100	38.96	37.80	36.66	33.36	30.15	48.73	47.32	45.94	41.93	38.03
FC /%	YZR 355M - 10					YZR 355L1 - 10				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	121.50	110.02	98.77	64.53	25.10	147.48	133.79	120.38	79.63	33.12
25	103.33	96.01	88.86	67.64	45.45	124.01	115.25	106.69	81.29	54.75
40	85.57	80.70	75.94	61.98	47.88	104.71	98.89	93.21	76.54	59.76
60	71.89	68.45	65.10	55.32	45.62	86.22	82.07	78.01	66.18	54.45
100	61.00	58.76	56.59	50.26	44.08	72.53	69.81	67.15	59.42	51.88
FC /%	YZR 355L2 - 10					YZR 400L1 - 10				
	CZ					CZ				
	50	100	150	300	450	50	100	150	300	450
15	170.83	155.32	140.11	94.01	41.90	216.27	194.73	173.59	108.93	32.04
25	140.93	130.98	121.25	92.38	62.22	177.58	164.00	150.74	111.26	69.37
40	126.11	119.61	113.25	94.63	75.98	151.81	142.81	134.05	108.32	82.29
60	105.83	101.22	96.71	83.57	70.59	129.16	122.73	116.48	98.24	80.15
100	87.27	84.35	81.30	72.71	64.33	106.11	101.83	97.66	85.58	78.78
FC /%	YZR 400L2 - 10									
	CZ									
	50	100	150	300	450					
15	248.42	224.85	201.73	131.41	50.22					
25	226.59	211.85	197.44	154.86	111.00					
40	191.16	181.41	171.89	144.01	116.16					
60	170.83	164.00	157.32	137.84	118.70					
100	140.96	136.49	132.10	119.35	106.94					
注：同表 J.0.1。										

附录 K 电动机过载和发热校验

K. 1 电动机的过载校验

K. 1. 1 起升机构电动机可按公式 (K. 1. 1) 计算:

$$P_n \geq \frac{H}{m\lambda_m} \frac{P_q v}{1000\eta} \quad (\text{K. 1. 1})$$

式中 P_n ——基准负载持续率时的电动机额定功率, kW;

P_q ——额定起升荷载, N;

v ——物品起升速度, m/s;

η ——机构总效率;

λ_m ——相对于 P_n 时的电动机最大转矩倍数 (电动机制造商提供), 对于直接全压起动的笼型电动机, 堵转转矩倍数 $\lambda_m \geq 2.2$;

H ——系数, 按有电压损失 (交流电动机为 15%, 直流电动机和变频电动机不考虑)、最大转矩或堵转转矩有允差 (绕线转子异步电动机为 10%, 笼型异步电动机为 15%, 直流电动机和变频电动机不考虑)、起升额定荷载等条件确定, 绕线转子异步电动机和笼型异步电动机取 2.5, 变频异步电动机取 2.2, 直流电动机取 1.4;

m ——电动机个数。

K. 1. 2 行走机构电动机可按公式 (K. 1. 2) 计算:

$$P_n \geq \frac{1}{m\lambda_a} \left\{ [P_{g\Sigma} (\omega + m_0) + P_w] \frac{v_0}{1000\eta} + \frac{n^2 \Sigma J}{91200t_a} \right\} \quad (\text{K. 1. 2})$$

式中 $P_{g\Sigma}$ ——运动部分所有质量的重力, N;

ω ——行走摩擦阻力系数, 见表 6. 1. 2 - 3;

m_0 ——坡度阻力系数, 对铺设在钢筋混凝土梁或钢梁上

的轨道可取 0.001;

P_w ——风阻力, N, 按 4.6 节中的工作状态最大计算风压 q_{\parallel} 计算, 在室内取 $P_w=0$;

ΣJ ——机构对电动机轴的总惯量, 即包含直线运动质量和传动机构的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量和电动机轴上自身的转动惯量之和, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

v_0 ——启闭机或小车的行走速度, m/s ;

n ——电动机的额定转速, r/min ;

t_a ——机构起动时间, s ;

λ_a ——相对于 P_n 的平均起动转矩倍数, 其值根据所选电动机的 λ_m 值及其控制系统方案确定, 对绕线型异步电动机取 1.7, 采用频敏变阻器时取 1, 笼型异步电动机取 $0.9\lambda_m$, 串励直流电动机取 1.9, 复励直流电动机取 1.8, 他励直流电动机取 1.7, 变频调速电动机取 1.7。

K. 1.3 回转机构电动机可按公式 (K. 1.3) 计算:

$$P_n \geq \frac{H}{m\lambda_m} \frac{(M_f + M_i + M_w + M_a) n}{9550i\eta} \quad (\text{K. 1.3})$$

式中 H ——系数, 绕线型异步电动机取 $H=1.55$, 笼型异步电动机取 $H=1.6$, 直流电动机取 $H=1$;

M_f ——回转摩擦阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_i ——回转最大坡道阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_w ——由计算风压 q_{\parallel} 引起的最大风阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_a ——由吊重绳偏摆角 α_1 (见 4.0.4 条 2 款) 引起的回转水平阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

i ——机构的总传动比。

K. 2 电动机的发热校验

K. 2.1 绕线转子异步电动机及变频笼型异步电动机根据稳态平

均功率进行发热校验时可按下列方法进行计算：

1 起升机构电动机稳态平均功率可按公式 (K. 2.1-1) 计算：

$$P_s = G \frac{P_q v}{1000 m \eta} \quad (\text{K. 2.1-1})$$

式中 P_s ——稳态平均功率，kW；

G ——稳态负载平均系数， $G_1 = 0.7$ ， $G_2 = 0.8$ ， $G_3 = 0.9$ ， G 的分级见表 K. 2.1；

m ——电动机个数。

表 K. 2.1 启闭机机构电动机容量选择计算中 FC 、 CZ 、 G 值

机构	型 式					
	链式、固定卷扬式			移动式		
	$FC/\%$	CZ	G	$FC/\%$	CZ	G
起升机构	15	150	G_1	15	150	G_1
	25	150	G_2	25	150	G_2
	40	300	G_2	40	300	G_2
	60	450	G_3	60	450	G_3
回转吊起升机构	—	—	—	15	150	G_1
	—	—	—	25	150	G_2
	—	—	—	40	300	G_2
小车行走机构	—	—	—	15	150	G_1
	—	—	—	25	150	G_2
大车行走机构	—	—	—	15	300	G_1
	—	—	—	25	450	G_2
回转机构	—	—	—	15	150	G_2

注：机构的负载持续率 FC 值用于工作循环时间不小于 10min 的场合，按下列公式计算。

$$FC = \frac{\text{在启闭机一个工作循环中机构的运转时间}}{\text{启闭机一个工作循环的总时间}} \times 100\%$$

2 行走机构电动机稳态平均功率可按公式 (K. 2. 1 - 2) 计算:

$$P_s = G [P_{g\Sigma} (\omega + m_0) + P_w] \frac{v_0}{1000m\eta} \quad (\text{K. 2. 1 - 2})$$

式中 G ——稳态负载平均系数, $G_1 = 0.75$, $G_2 = 0.80$, G 的分级见表 K. 2. 1;

P_w ——风阻力, N, 按启闭机受正常工作状态的计算风压 q_1 计算, 室内取 $P_w = 0$ 。

3 回转机构电动机稳态平均功率可按公式 (K. 2. 1 - 3) 计算:

$$P_s = G \frac{(M_f + M_i + M_w)n}{9550mi\eta} \quad (\text{K. 2. 1 - 3})$$

式中 G ——稳态负载平均系数, $G_1 = 0.50$, $G_2 = 0.60$, G 的分级见表 K. 2. 1;

M_i ——由倾斜引起的等效坡道阻力矩, N·m;

M_w ——按计算风压 q_1 (见 4. 0. 6 条 3 款) 计算的等效风阻力矩, N·m。

4 CZ 值中的惯量增加率 C 可按公式 (K. 2. 1 - 4) 计算:

$$C = \frac{J_d + J_e}{J_d} \quad (\text{K. 2. 1 - 4})$$

式中 C ——惯量增加率;

J_d ——电动机飞轮矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

J_e ——电动机以外的移动质量与转动质量折算到电动机轴上的飞轮矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

5 CZ 值中的折合全起动次数 Z 可按公式 (K. 2. 1 - 5) 计算:

$$Z = d_0 + gd_i + rf \quad (\text{K. 2. 1 - 5})$$

式中 Z ——折合的每小时全起动次数;

d_0 ——每小时全起动次数;

d_i ——每小时点动或不完全起动次数;

f ——每小时电气制动次数；

g 、 r ——折合系数，可取 $g = 0.25$ ， $r = 0.8$ 。

6 启闭机常用的 CZ 值可取 150、300 和 450，见表 K. 2. 1。

7 当 $P \geq P_s$ （稳态平均功率）时，电动机发热校验合格。
YZR 系列绕线型异步电机在不同负载持续率 FC 值和不同 CZ 值时的允许输出功率 P 见附录 J。

K. 2. 2 绕线转子异步电动机及变频笼型异步电动机按机构工作级别及等效负载持续率进行发热校验时可按下列方法进行计算：

1 起升机构电动机的发热可按下列方法进行校验：

1) 起升机构电动机静功率可按公式 (K. 2. 2 - 1) 计算：

$$P_j = \frac{P_q v}{1000 m \eta} \quad (\text{K. 2. 2 - 1})$$

式中 P_j ——起升机构电动机静功率，kW。

2) 机构工作级别与电动机等效负载持续率 FC' 值的关系，见表 K. 2. 2。

表 K. 2. 2 机构工作级别与电动机等效负载持续率 FC' 值的关系

起升机构工作级别	电动机等效负载持续率 FC' / %
Q ₁ —轻	15
Q ₂ —轻	25
Q ₃ —中	40
Q ₄ —重	60

3) 按表 K. 2. 2 查出机构所需的电动机的等效负载持续率，并采用公式 (K. 2. 2 - 1) 算出起升机构所需的电动机静功率，若电动机在相应的负载持续率下的输出功率 $P \geq P_j$ ，则电动机的发热校验通过。

2 运行机构电动机的发热可按下列方法进行校验：

1) 运行机构电动机发热计算功率可按公式 (K. 2. 2 - 2) 计算：

$$P_r = \frac{1}{m} \left\{ [P_{g\Sigma} (\omega + m_0) + P_w] \frac{v_0}{1000 \eta} + \frac{\sum J n^2}{182400 t_a} \right\} \quad (\text{K. 2. 2 - 2})$$

式中 P_r ——运行机构电动机发热计算功率，kW。

- 2) 按表 K. 2. 1 查出机构所需的电动机的等效负载持续率，并采用公式 (K. 2. 2 - 2) 计算出运行机构所需电动机的发热计算功率，若电动机在相应负载持续率下的输出功率 $P \geq P_r$ ，则电动机的发热校验通过。

附录 L 常用摩擦面材料的 允许物理量和性能

L. 0.1 制动器及离合器摩擦面材料的最大允许物理量见表 L. 0. 1。

表 L. 0.1 制动器及离合器覆面材料的最大允许物理量

摩擦面材料	物理量允许值							
	[P] /(N/mm ²)		[pv] /[N·m/(mm ² ·s)]				摩擦系数 μ	允许温度 T /°C
			支持用		下降控制用			
	支持用	下降控制用	块式	带式	块式	带式	无润滑时	
石棉橡胶辊 压带对钢	0.8	0.4	5	2.5	2.5	1.5	0.42~0.48	220
石棉钢丝制动 带对钢	0.6	0.3	5	2.5	2.5	1.5	0.35	220

L. 0.2 常用铜合金轴衬材料的最大允许物理量见表 L. 0. 2。

L. 0.2 铜合金轴衬材料的最大允许物理量

材料牌号		物理量允许值		
		[P] /(N/mm ²)	v /(m/s)	[pv] /[N·m/(mm ² ·s)]
锡青铜	ZCuSn10P1	15	10	15
	ZCuSn5Pb5Zn5	8	6	6
铸铝青铜	ZCuAl10Fe3	30	8	12
	ZCuAl10Fe3Mn2	20	5	15
铸铅青铜	ZCuPb30	15	8	60

附录 M 零部件及轨道的有关计算资料

M.1 卷筒

M.1.1 卷筒壁计算应符合下列规定:

1 当卷筒长度 $L \leq 3D$ 时 (D 为卷筒绳槽底径, L 为卷筒长度), 按公式 (M.1.1-1) 计算卷筒壁的压应力:

$$\sigma_y = A \frac{S_{\max}}{\delta t} \quad (\text{M.1.1-1})$$

$$\sigma_y \leq [\sigma_y]$$

式中 σ_y ——卷筒壁内表面最大压应力, N/mm^2 ;

A ——与钢丝绳缠绕层数有关的多层缠绕系数, 按表 M.1.1 选取;

S_{\max} ——钢丝绳最大拉力, N ;

δ ——卷筒壁厚, mm ; 对铸铁卷筒, $\delta \approx 0.02D + (6 \sim 10) \text{mm}$, 且 $\delta_{\min} \geq 12 \text{mm}$; 对钢卷筒, $\delta \approx d$ (d 为钢丝绳直径) 且铸钢卷筒 $\delta_{\min} \geq 15 \text{mm}$;

t ——卷筒上的螺纹绳槽节距, mm ;

$[\sigma_y]$ ——许用压应力, N/mm^2 , 对钢卷筒, $[\sigma_y] = \frac{\sigma_s}{1.5}$ (σ_s

为屈服点); 对铸铁卷筒, $[\sigma_y] = \frac{\sigma_y}{4.25}$ (σ_y 为抗压强度)。

表 M.1.1 钢丝绳多层缠绕系数

缠绕层数	1	2	3	≥ 4
A 值	1.0	1.4	1.8	2

2 当 $L > 3D$ 时, 按公式 (M.1.1-2) 计算由弯矩和扭矩

产生的换算应力：

$$\sigma_F = M_F / W \leq [\sigma] \quad (\text{M. 1. 1 - 2})$$

其中 $M_F = \sqrt{M_w^2 + M_n^2}$

式中 σ_F ——换算应力， N/mm^2 ；

M_F ——换算力矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；

M_w ——卷筒所受的弯矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；

M_n ——卷筒所受的扭矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；

W ——卷筒断面抵抗矩， mm^3 ；

$[\sigma]$ ——许用应力， N/mm^2 ；对钢卷筒， $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{2.5}$ (σ_s 为

屈服点)；对铸铁卷筒， $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{6}$ (σ_b 为抗拉强度)。

3 当 $D \geq 1200\text{mm}$ 、 $L > 2D$ 时，除进行强度计算外，应按公式 (M. 1. 1 - 3) 进行稳定性计算：

$$K = \frac{p_w}{p} \quad (\text{M. 1. 1 - 3})$$

式中 K ——稳定性系数， $K \geq 1.3 \sim 1.5$ ；

p_w ——稳定性临界应力， N/mm^2 ；对钢卷筒， $p_w = 52500 \frac{\delta^3}{R^3}$ ；对铸铁卷筒， $p_w = (25000 \sim 32500) \frac{\delta^3}{R^3}$ ；

$R = \frac{D}{2}$ ， R 为卷筒槽底半径， mm ；

p ——卷筒壁单位压应力， N/mm^2 ； $p = \frac{2S_{\max}}{tD}$ 。

M. 1. 2 卷筒轴可按图 M. 1. 2 计算。带大齿轮的卷筒轴，主要荷载包括 S_{\max} (钢丝绳的最大拉力)、 P_j (卷筒和卷筒轴的重量)、 P_c (大齿轮的重量)、 P_0 (大齿轮圆周力)、 P_r (大齿轮径向力)。 P_{a1} 、 P_{b1} 为在 S_{\max} 、 P_j 作用下的反力，根据卷筒轴受力

计算简图，可分别计算各截面的水平弯矩、垂直弯矩和相应的弯曲应力。

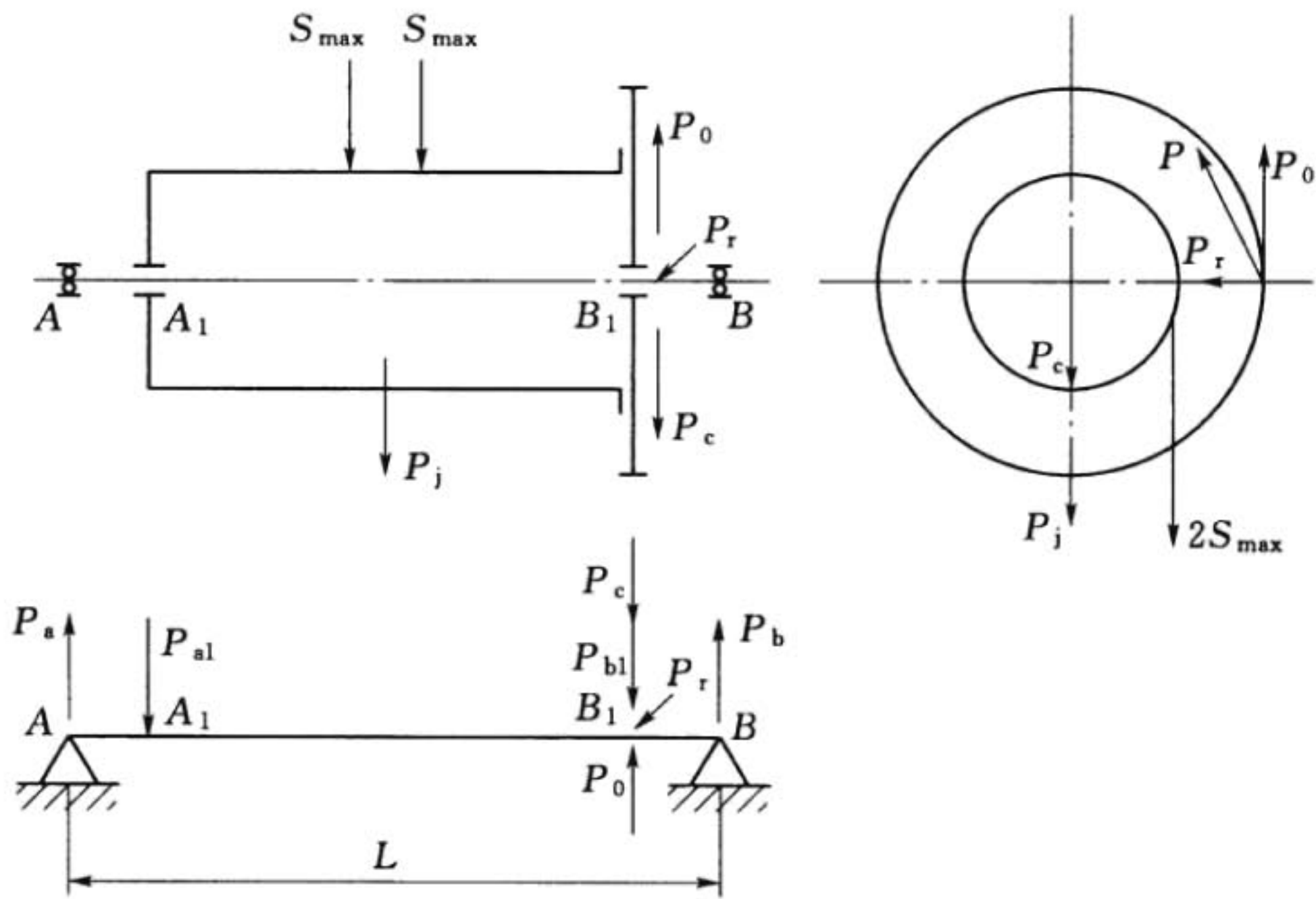


图 M. 1. 2 双联卷筒轴受力计算简图

M. 1. 3 大齿轮和卷筒的联接应按下列情况分别计算：

1 卷筒和大齿轮之间通过套管传递扭矩，连接螺栓不承受剪切，只起连接作用，见图 M. 1. 3。套管可按公式 (M. 1. 3 - 1) 计算剪应力：

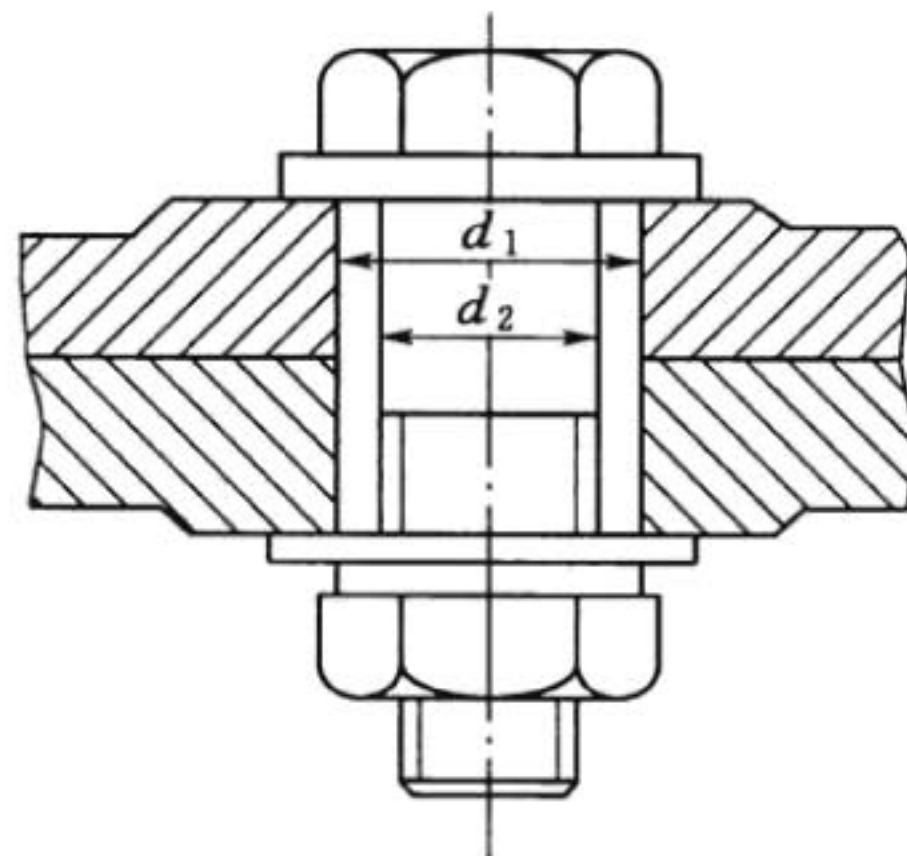


图 M. 1. 3 套管计算简图

$$\tau = \frac{8M}{n\pi(d_1^2 - d_2^2)D} \quad (\text{M. 1.3-1})$$

$$\tau \leq [\tau]$$

式中 M ——套管传递的扭矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；

n ——套管数量；

d_1 ——套管外径， mm ；

d_2 ——套管内径， mm ；

D ——套管间的中心圆直径， mm ；

$[\tau]$ ——许用剪应力， N/mm^2 。

2 卷筒和大齿轮之间通过铰制孔用螺栓直接传递扭矩，同时也起连接作用。铰制孔用螺栓可按公式 (M. 1.3-2) 计算剪应力：

$$\tau = \frac{8M}{n\pi d_1^2 D} \quad (\text{M. 1.3-2})$$

$$\tau \leq [\tau]$$

式中 d_1 ——铰制孔用螺栓光杆部分直径， mm 。

3 根据套管或铰制孔用螺栓传递扭矩部分的长度 L ，可按公式 (M. 1.3-3) 计算挤压应力：

$$\sigma_{\text{cm}} = \frac{2M}{nd_1LD} \quad (\text{M. 1.3-3})$$

$$\sigma_{\text{cm}} \leq [\sigma_{\text{cm}}]$$

式中 $[\sigma_{\text{cm}}]$ ——许用挤压应力， N/mm^2 。

4 经热处理的 45 号钢套管，其 $[\sigma_{\text{cm}}] = 280\text{N}/\text{mm}^2$ ， $[\tau] = 85\text{N}/\text{mm}^2$ 。铰制孔螺栓应根据精度确定 $[\tau]$ 。

M. 1.4 压板螺栓计算简图见图 M. 1.4。采用压板在卷筒上固定钢丝绳时，压板螺栓的拉应力包括由旋紧力引起的拉应力和垫圈与压板之间的摩擦力使螺栓弯曲引起的拉应力。压板螺栓拉应力应按钢丝绳安全圈在卷筒上的包角 α 及压板槽形状进行计算。

1 当 $\alpha = 3\pi$ 时，梯形压板槽可按公式 (M. 1.4-1) 计算压板螺栓的拉应力，圆形压板槽可按公式 (M. 1.4-2) 计算压板螺栓的拉应力：

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.785 + 0.986 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{M. 1.4-1})$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.869 + 1.091 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{M. 1.4-2})$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma_1]$$

$$[\sigma_1] = \frac{\sigma_s}{2.5}$$

式中 S_{\max} ——钢丝绳最大拉力；

n ——压板螺栓数量，不应小于 2；

L ——摩擦力作用的力臂（见图 M. 1.4）；

$[\sigma_1]$ ——许用拉应力。

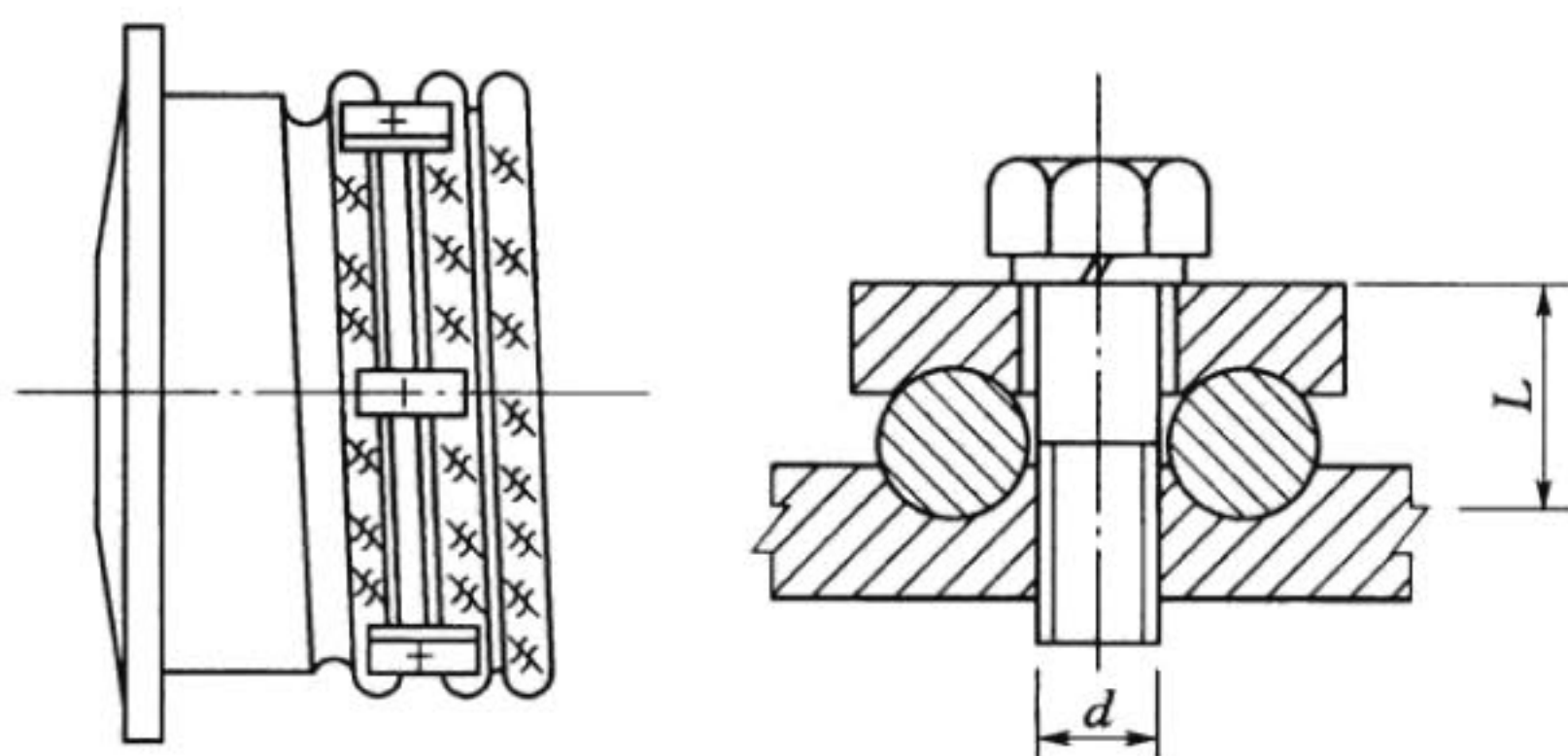


图 M. 1.4 压板螺栓计算简图

2 当 $\alpha=4\pi$ 时，梯形压板槽可按公式 (M. 1.4-3) 计算压板螺栓的拉应力，圆形压板槽可按公式 (M. 1.4-4) 计算压板螺栓的拉应力：

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.478 + 0.600 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{M. 1.4-3})$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{\max}}{nd^2} \left(0.529 + 0.686 \frac{L}{d} \right) \quad (\text{M. 1.4-4})$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma_1]$$

M. 2 吊 具

M. 2.1 吊叉应按下列方法计算，计算位置见图 M. 2.1-1。

1 A—A 截面轴孔内侧拉应力，可按公式 (M. 2.1 - 1) 计算。

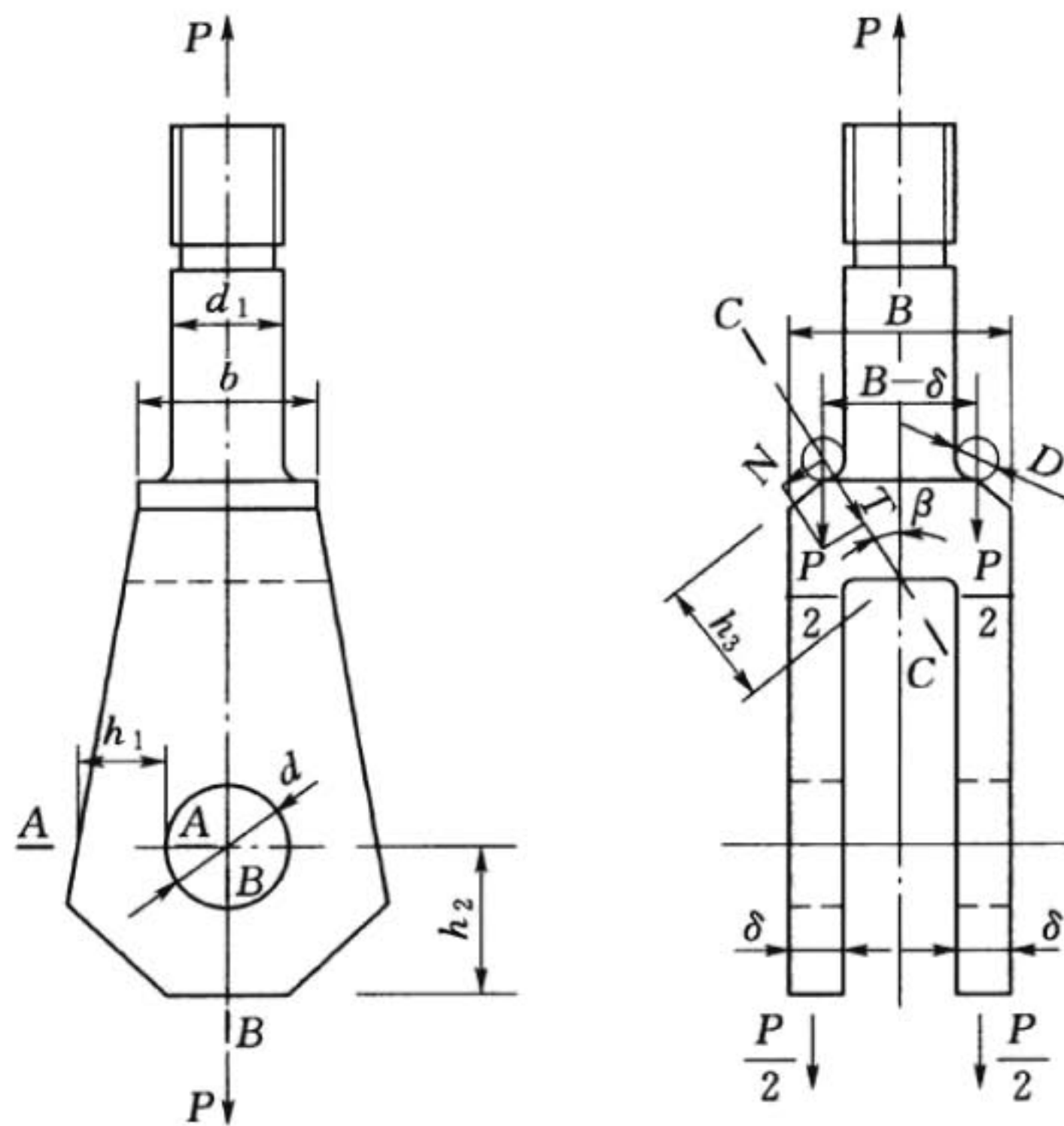


图 M. 2.1 - 1 吊叉

$$\sigma_1 = \frac{P}{h_1 \delta} \left[0.25 + 0.246 \frac{(d + h_1)}{h_1} \alpha \right] \quad (\text{M. 2.1 - 1})$$

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_s}{1.7}$$

式中 P ——吊叉计算荷载；

α ——应力换算系数，由 $\frac{d + h_1}{2h_1}$ 的值按图 M. 2.1 - 2 选取。

2 B—B 截面轴孔内侧压应力，可按公式 (M. 2.1 - 2) 计算：

$$\sigma_p = \frac{P(h_2^2 + 0.25d^2)}{2d\delta(h_2^2 - 0.25d^2)} \quad (\text{M. 2.1 - 2})$$

$$\sigma_p \leq \frac{\sigma_s}{3}$$

式中, h_2 、 d 、 δ 见图 M. 2. 1-1。

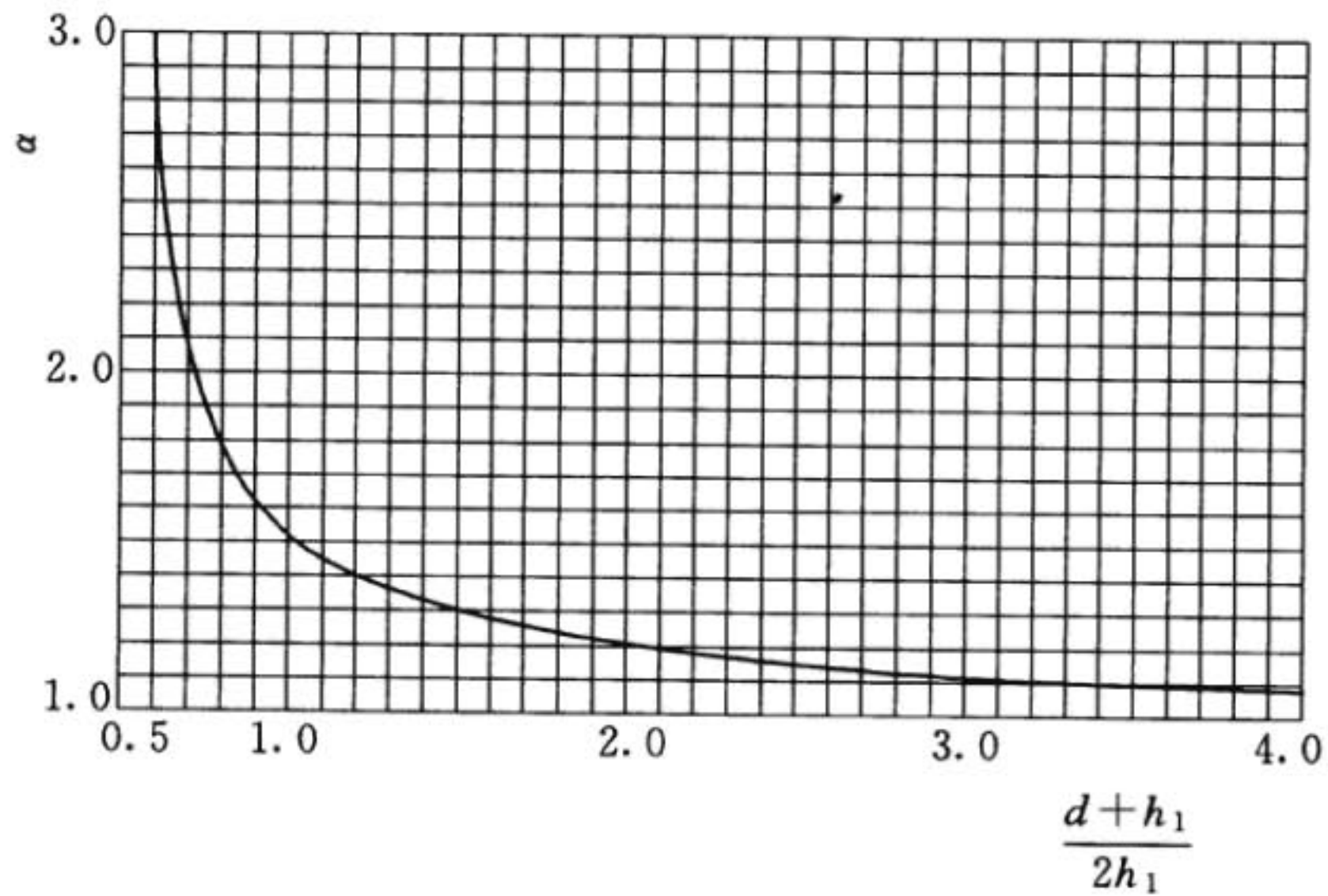


图 M. 2. 1-2 α 与 $\frac{d+h_1}{2h_1}$ 关系图

3 C—C 截面外侧拉应力, 可按公式 (M. 2. 1-3) 计算:

$$\sigma_1 \approx \frac{P \sin \beta}{2bDK} \quad (\text{M. 2. 1-3})$$

$$K = \frac{D+h_3}{2h_3} \times \ln\left(1 + \frac{2h_3}{D}\right) - 1 \quad (\text{M. 2. 1-4})$$

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_s}{2}$$

式中 K ——C—C 截面形状系数。矩形截面时 K 按公式 (M. 2. 1-4) 计算;

b 、 D 、 h_3 ——见图 M. 2. 1-1。

M. 2. 2 吊板可按下列方法计算, 计算位置见图 M. 2. 2-1:

1 吊板孔壁承压应力可按公式 (M. 2. 2-1) 计算:

$$\sigma_m = \frac{P}{d\delta} \quad (\text{M. 2. 2-1})$$

$$\sigma_m \leq \frac{\sigma_s}{4} \sim \frac{\sigma_s}{3} \quad (\text{工作面无相对转动或冲击较小})$$

$$\sigma_m \leq \frac{\sigma_s}{6} \sim \frac{\sigma_s}{5} \quad (\text{工作面有相对转动或较大冲击})$$

式中 P ——一个吊板承受的荷载, N;

δ ——吊板的厚度，mm；
 d ——吊板轴孔直径，mm。

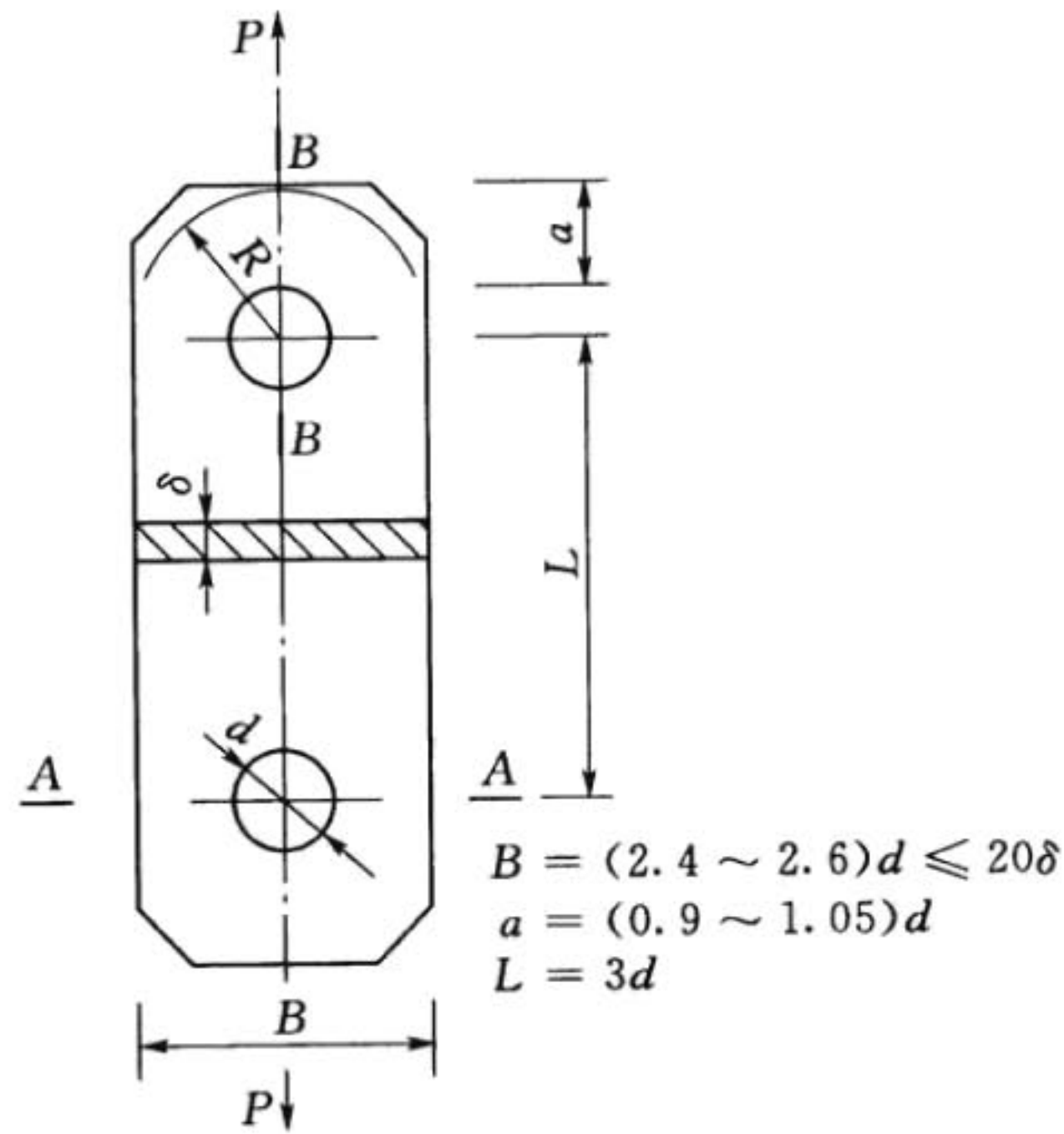


图 M. 2. 2 - 1 吊板

2 吊板轴孔水平截面拉应力可按公式 (M. 2. 2 - 2) 计算：

$$\sigma_1 = \frac{P}{(B-d)\delta} \times \alpha \quad (\text{M. 2. 2 - 2})$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_s}{1.7}$$

式中 B ——吊板宽度，mm；

α ——应力集中系数，根据 d/B 的比值按图 M. 2. 2 - 2 选取。

3 吊板轴孔垂直截面拉应力可按公式 (M. 2. 2 - 3) 计算：

$$\sigma_c = \frac{P(R^2 + 0.25d^2)}{d\delta(R^2 - 0.25d^2)} \quad (\text{M. 2. 2 - 3})$$

$$\sigma_c \leq \frac{\sigma_s}{3}$$

式中 R ——取值 $\frac{B}{2}$ ，mm，见图 M. 2. 2 - 1。

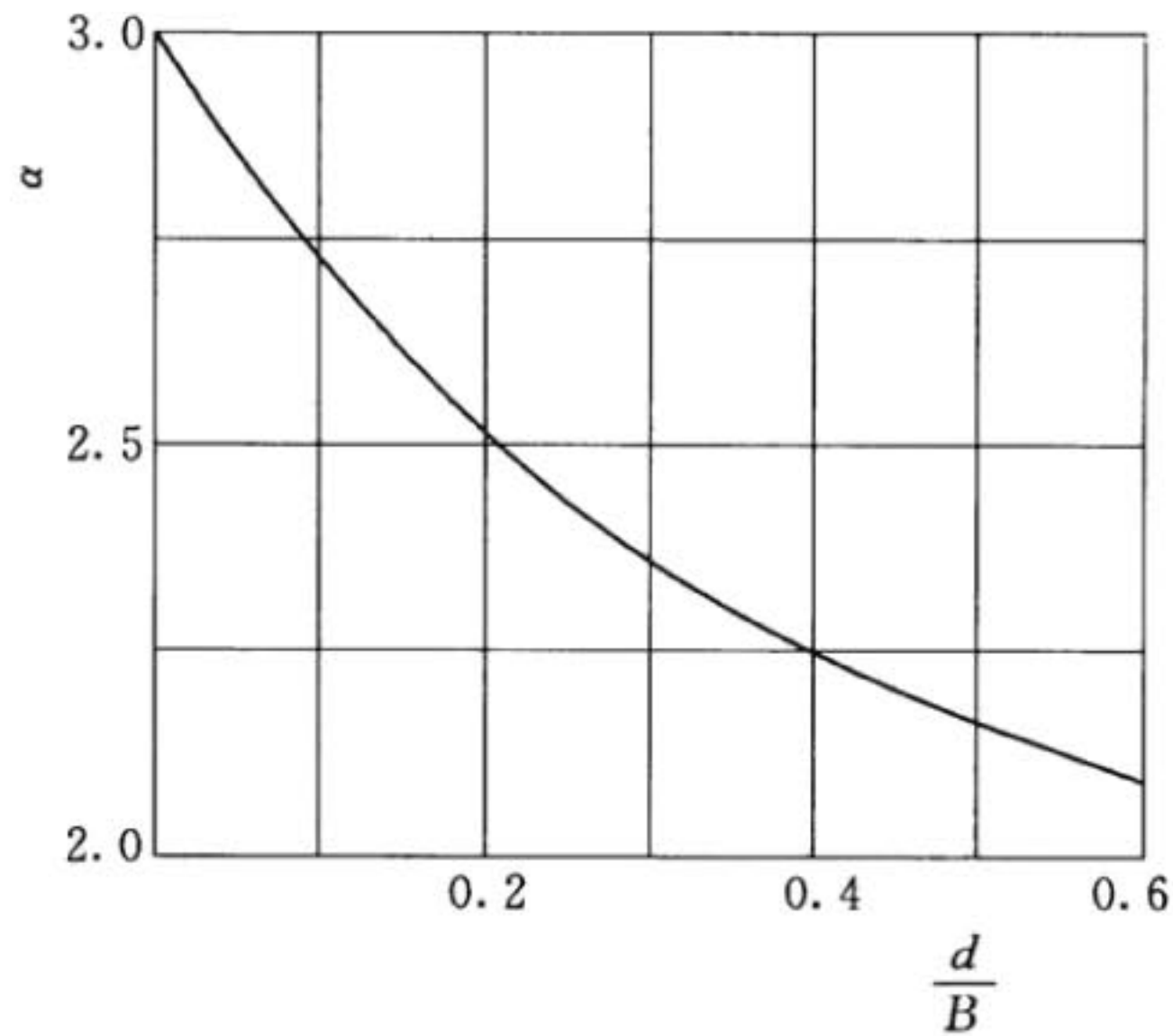


图 M. 2. 2 - 2 α 与 d/B 关系图

M. 3 车 轮

M. 3. 1 车轮踏面的疲劳强度应按下列方法计算：

1 车轮应根据等效工作轮压进行疲劳强度计算，且应按有风和无风情况分别计算，并取二者中的较大值。等效工作轮压 P_c 可按公式 (M. 3. 1 - 1) 计算：

$$P_c = \frac{2P_{\max} + P_{\min}}{3} \quad (\text{M. 3. 1 - 1})$$

式中 P_c ——大车或小车车轮的等效工作轮压，N；

P_{\max} ——大车或小车带载行走时的最大轮压，N；

P_{\min} ——大车或小车空载行走时的最小轮压，N。

2 车轮踏面的线接触疲劳强度按公式 (M. 3. 1 - 2) 计算：

$$P_c \leq K_1 D b c_1 c_2 \quad (\text{M. 3. 1 - 2})$$

式中 K_1 ——与材料有关的许用线接触应力常数， N/mm^2 ，钢制车轮 K_1 值按表 M. 3. 1 - 1 选取；

D ——车轮踏面直径，mm；

b ——车轮踏面与轨道的有效接触宽度，mm；

c_1 ——转速系数，按表 M. 3. 1 - 2 选取；

c_2 ——工作级别系数，按表 M. 3. 1 - 3 选取。

表 M. 3. 1 - 1 系数 K_1 及 K_2 值

σ_b	K_1	K_2
500	3.8	0.053
600	5.6	0.100
650	6.0	0.132
700	6.6	0.181
>800	7.2	0.245

注 1: σ_b 为未经热处理的材料抗拉强度, N/mm²。
 注 2: 钢制车轮一般需热处理, 踏面硬度, 线接触可采用 HB=300~340, 点接触可采用 HB=340~380, 热处理深度取 15~20mm。在确定许用的 K_1 、 K_2 值时仍取材料未经热处理时的 σ_b 。
 注 3: 当采用球墨铸铁时, $\sigma_b \geq 500$ N/mm² 的材料, K_1 、 K_2 值按 $\sigma_b = 500$ N/mm² 选取。

表 M. 3. 1 - 2 转速系数 c_1 值

车轮转速/(r/min)	c_1	车轮转速/(r/min)	c_1
35.50	0.99	14	1.10
31.50	1.00	12.50	1.11
28	1.02	11.20	1.12
25	1.03	10	1.13
22.40	1.04	8	1.14
20	1.06	6.30	1.15
18	1.07	5.60	1.16
16	1.09	5	1.17

表 M. 3. 1 - 3 工作级别系数 c_2

运行机构工作级别	c_2
Q ₁ —轻	1.25
Q ₂ —轻	1.12
Q ₃ —中	1.00
Q ₄ —重	0.90

3 车轮踏面的点接触疲劳强度按公式 (M. 3.1-3) 计算:

$$P_c = K_2 \frac{R^2}{m^3} c_1 c_2 \quad (\text{M. 3.1-3})$$

式中 K_2 ——与材料有关的许用点接触应力常数, N/mm^2 , 钢制车轮 K_2 值按表 M. 3.1-1 选取;

R ——车轮踏面与轨道头部曲率半径的大值, mm ;

m ——由轨道头部与车轮踏面曲率半径之比 (r/R) 而确定的系数, 按表 M. 3.1-4 选取。

表 M. 3.1-4 由轨道头部与车轮踏面曲率半径之比 (r/R) 而确定的系数 m

r/R	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.15	0.10	0.05
m	0.388	0.400	0.420	0.440	0.468	0.490	0.536	0.600	0.716	0.800	0.970	1.280
注 1: r/R 为其他值时, m 可用内插法计算。												
注 2: r 为二接触面曲率半径的小值, mm 。												

M. 3.2 车轮踏面的接触强度应按下列方法计算:

1 车轮踏面的接触强度计算荷载 P_b 应取各种荷载组合中最不利工况下发生的最大轮压。

2 车轮踏面的线接触强度按公式 (M. 3.2-1) 计算:

$$P_b \leq 2.2K_1 D b \quad (\text{M. 3.2-1})$$

3 车轮踏面的点接触强度按公式 (M. 3.2-2) 计算:

$$P_b \leq 3.3K_2 \frac{R^2}{m^3} \quad (\text{M. 3.2-2})$$

M. 4 轨 道

M. 4.1 轨道在车轮强度计算荷载 P_b 作用下的计算简图见图 M. 4.1。轨道底板的基础承压应力可按公式 (M. 4.1-1) 计算。当相邻两滚轮的中心距小于 $3h_k$ 时, 可按公式 (M. 4.1-2) 近似计算。

$$\sigma_p = \frac{P_b}{3h_k B_k} \quad (\text{M. 4.1-1})$$

$$\sigma_P = \frac{P_b}{B_k L} \quad (\text{M. 4. 1 - 2})$$

$$\sigma_P \leq [\sigma_0]$$

式中 P_b ——车轮强度计算荷载，N；

h_k ——轨道高度，mm；

B_k ——轨道底板宽度，mm；

L ——相邻两滚轮的中距，mm；

$[\sigma_0]$ ——许用承压应力，N/mm²；轨道基础为混凝土时按表 M. 4. 1 采用。

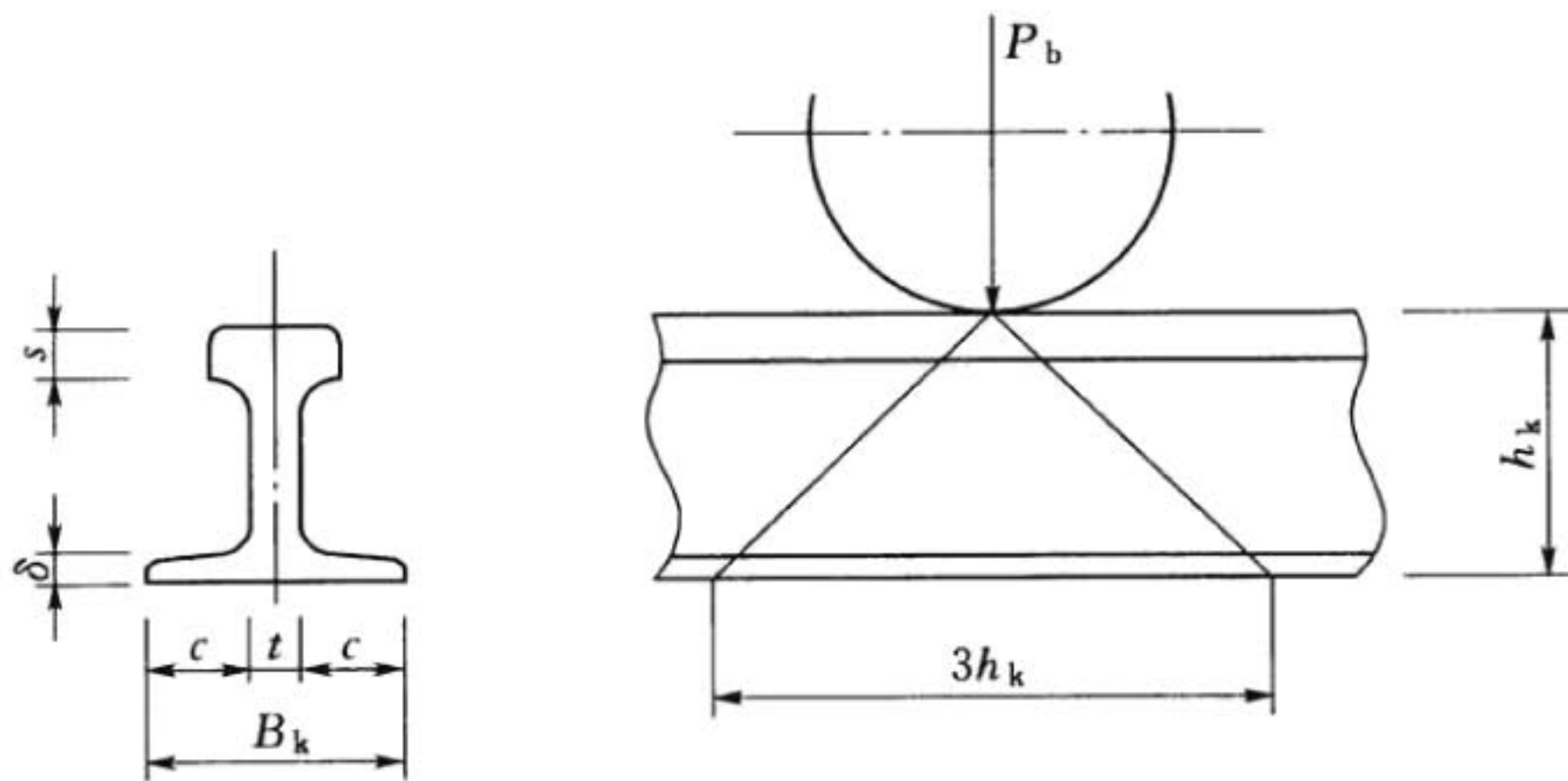


图 M. 4. 1 轨道计算简图

表 M. 4. 1 混凝土许用应力 $[\sigma_0]$ 单位：N/mm²

符号	混凝土标号				
	C15	C20	C25	C30	C40
$[\sigma_0]$	5	7	9	11	14

M. 4. 2 轨道横截面的弯曲应力可按公式 (M. 4. 2) 计算：

$$\sigma_w = \frac{3P_b h_k}{8W_k} \quad (\text{M. 4. 2})$$

$$\sigma_w \leq [\sigma_w]$$

式中 W_k ——轨道横截面抵抗矩，mm³；

$[\sigma_w]$ ——材料的许用弯曲应力，N/mm²。

M. 4. 3 轨道颈部的局部承压应力可按公式 (M. 4. 3) 计算：

$$\sigma_{cd} = \frac{P_b}{3st} \quad (\text{M. 4. 3})$$

$$\sigma_{cd} \leq [\sigma_{cd}]$$

式中 s ——颈部至轨面的距离，mm；

t ——颈部厚度，mm。

M. 4. 4 轨道底板的弯曲应力可按公式 (M. 4. 4) 计算：

$$\sigma_w = \frac{P_b c^2}{h_k B_k \delta^2} \quad (\text{M. 4. 4})$$

$$\sigma_w \leq [\sigma_w]$$

式中 c ——底板悬臂段长度，mm；

δ ——底板厚度，mm。

附录 N 双向或单向压弯构件稳定性计算

N.1 双向或单向压弯构件稳定性计算

N.1.1 双向或单向压弯构件稳定性可按公式 (N.1.1-1)、公式 (N.1.1-2)、公式 (N.1.1-3) 进行验算:

$$\frac{N}{A\phi\psi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{ex}}} \right) \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{W_x} + \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{ey}}} \right) C_{my} \frac{C_{oy}M_{oy} + C_{hy}M_{hy}}{W_y} \leq [\sigma] \quad (\text{N.1.1-1})$$

$$\frac{N}{A\phi\psi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{N}{0.9N_{ex}}} \right) \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{\phi_w W_x} \leq [\sigma] \quad (\text{N.1.1-2})$$

$$\frac{N}{A\phi} \leq [\sigma] \quad (\text{N.1.1-3})$$

$$\psi = \frac{0.9N_e - N}{0.9N_e - \phi[\sigma_s A(1 - \phi) + N]} \quad (\text{N.1.1-4})$$

$$C_{ox} = 0.6 + 0.4 \frac{M'_{ox}}{M_{ox}} \geq 0.4 \quad (\text{N.1.1-5})$$

$$C_{oy} = 0.6 + 0.4 \frac{M'_{oy}}{M_{oy}} \geq 0.4 \quad (\text{N.1.1-6})$$

$$C_{my} = 1 + \alpha \left(\frac{M_{ox}}{M_x \sigma_s} - \beta \right) \quad (\text{N.1.1-7})$$

$$N_{ex} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_x^2} \quad (\text{N.1.1-8})$$

$$N_{ey} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_y^2} \quad (\text{N.1.1-9})$$

- 式中 N ——计算轴向压力，N；
- ϕ ——根据结构件的最大长细比或最大的假想长细比选取的轴心受压构件稳定系数，其数值查表 N. 1. 1 - 1 和表 N. 1. 1 - 2；
- ψ ——轴压稳定修正系数，其数值可由公式 (N. 1. 1 - 4) 求得，或查表 N. 1. 1 - 3 和表 N. 1. 1 - 4；
- N_e ——为欧拉临界荷载 N_{ex} 和 N_{ey} 中的较小值，按公式 (N. 1. 1 - 8) 和公式 (N. 1. 1 - 9) 计算；
- A ——结构件毛截面面积， mm^2 ；
- M_{ox} 、 M_{oy} ——结构件端部弯矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；
- M_{hx} 、 M_{hy} ——由横向荷载在结构件中引起的最大弯矩；当 M_h 与 M_0 反向且 $|M_h| < 2M_0$ 时，则取 M_h 为零， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ；
- W_x 、 W_y ——结构件截面的抵抗矩， mm^3 ；
- ϕ_w ——受弯构件整体稳定系数，凡符合第 6. 7. 5 条 3 款 1 项所列条件者取 ϕ_w 为 1，不符合者按表 N. 2. 2 选择或按公式 (N. 2. 3)、公式 (N. 2. 4) 计算；
- C_{ox} 、 C_{oy} ——端部弯矩不等的折减系数，按公式 (N. 1. 1 - 5)、公式 (N. 1. 1 - 6) 求得；
- $\frac{M'_{ox}}{M_{ox}}$ 、 $\frac{M'_{oy}}{M_{oy}}$ ——构件两端的端部弯矩比值，带各自的正负号，其绝对值不大于 1；
- C_{hx} 、 C_{hy} ——横向荷载弯矩系数，当横向荷载为一个集中力时， $C_h = 1 - 0.2N/N_e$ ，其他情况取 1；
- C_{my} ——绕强轴的端部弯矩对绕弱轴的端部弯矩的影响系数，当截面为封闭截面，抗扭性能强的截面或结构件对两轴的长细比相同 ($\lambda_x = \lambda_y$) 时， C_{my} 值可取为 1，一般 C_{my} 大于 1，可按公式 (N. 1. 1 - 7) 计算；
- α ——系数，按表 N. 1. 1 - 5 和表 N. 1. 1 - 6 选取；

β ——常数，对一般开口截面（如工字形钢和槽钢）取 0.15。

表 N. 1. 1 - 1 Q235 钢轴心受压构件的稳定系数 ϕ 值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.998	0.997	0.996
10	0.995	0.994	0.993	0.992	0.991	0.989	0.988	0.987	0.985	0.983
20	0.981	0.979	0.977	0.975	0.973	0.971	0.969	0.966	0.963	0.961
30	0.958	0.956	0.953	0.950	0.947	0.944	0.941	0.937	0.934	0.931
40	0.927	0.923	0.920	0.916	0.912	0.908	0.904	0.900	0.896	0.892
50	0.888	0.884	0.879	0.875	0.870	0.866	0.861	0.856	0.851	0.847
60	0.842	0.837	0.832	0.826	0.821	0.816	0.811	0.805	0.800	0.795
70	0.789	0.784	0.778	0.772	0.767	0.761	0.755	0.749	0.743	0.737
80	0.731	0.725	0.719	0.713	0.707	0.701	0.695	0.688	0.682	0.676
90	0.669	0.663	0.657	0.650	0.644	0.637	0.631	0.624	0.617	0.611
100	0.604	0.597	0.591	0.584	0.577	0.570	0.563	0.557	0.550	0.543
110	0.536	0.529	0.522	0.515	0.509	0.501	0.494	0.487	0.480	0.473
120	0.466	0.459	0.452	0.445	0.439	0.432	0.426	0.420	0.413	0.407
130	0.401	0.396	0.390	0.384	0.379	0.374	0.369	0.364	0.359	0.354
140	0.349	0.344	0.340	0.335	0.331	0.327	0.322	0.318	0.314	0.310
150	0.306	0.303	0.299	0.295	0.292	0.288	0.285	0.281	0.278	0.275
160	0.272	0.268	0.265	0.262	0.259	0.256	0.254	0.251	0.248	0.245
170	0.243	0.240	0.237	0.235	0.232	0.230	0.227	0.225	0.223	0.220
180	0.218	0.216	0.214	0.212	0.210	0.207	0.205	0.203	0.200	0.199
190	0.197	0.196	0.194	0.192	0.190	0.188	0.187	0.185	0.183	0.181
200	0.180	0.178	0.176	0.175	0.173	0.172	0.170	0.169	0.167	0.166
210	0.164	0.163	0.162	0.160	0.159	0.158	0.156	0.155	0.154	0.152
220	0.151	0.150	0.149	0.147	0.146	0.145	0.144	0.143	0.142	0.141
230	0.139	0.138	0.137	0.136	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131	0.130
240	0.129	0.128	0.127	0.126	0.125	0.125	0.124	0.123	0.122	0.121
250	0.120	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 N. 1. 1 - 2 Q345 钢轴心受压构件的稳定系数 ϕ 值

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.998	0.997	0.996	0.994
10	0.993	0.992	0.990	0.989	0.987	0.985	0.983	0.980	0.978	0.976
20	0.973	0.972	0.967	0.964	0.961	0.958	0.955	0.951	0.948	0.944
30	0.940	0.936	0.932	0.928	0.923	0.919	0.915	0.910	0.905	0.900
40	0.895	0.890	0.885	0.880	0.874	0.869	0.863	0.858	0.852	0.846
50	0.840	0.834	0.828	0.822	0.815	0.809	0.803	0.796	0.789	0.783
60	0.776	0.769	0.762	0.755	0.748	0.741	0.734	0.727	0.719	0.712
70	0.705	0.697	0.690	0.682	0.674	0.667	0.659	0.651	0.643	0.635
80	0.627	0.619	0.611	0.603	0.595	0.587	0.579	0.571	0.563	0.554
90	0.546	0.538	0.530	0.521	0.513	0.504	0.496	0.488	0.479	0.471
100	0.462	0.454	0.445	0.436	0.428	0.420	0.413	0.405	0.398	0.391
110	0.384	0.378	0.371	0.365	0.359	0.353	0.347	0.341	0.336	0.331
120	0.325	0.320	0.315	0.310	0.305	0.301	0.296	0.292	0.288	0.283
130	0.279	0.275	0.271	0.267	0.263	0.260	0.256	0.253	0.249	0.246
140	0.242	0.239	0.236	0.233	0.230	0.227	0.224	0.221	0.218	0.215
150	0.213	0.210	0.207	0.205	0.202	0.200	0.197	0.195	0.193	0.190
160	0.188	0.186	0.184	0.182	0.180	0.178	0.176	0.174	0.172	0.170
170	0.168	0.166	0.164	0.162	0.161	0.159	0.157	0.156	0.154	0.152
180	0.151	0.149	0.148	0.146	0.145	0.143	0.142	0.140	0.139	0.138
190	0.136	0.135	0.134	0.132	0.131	0.130	0.129	0.128	0.126	0.125
200	0.124	0.123	0.122	0.121	0.120	0.118	0.117	0.116	0.115	0.114
210	0.113	0.112	0.111	0.110	0.109	0.108	0.108	0.107	0.106	0.105
220	0.104	0.103	0.102	0.101	0.101	0.100	0.099	0.098	0.097	0.097
230	0.096	0.095	0.094	0.094	0.093	0.092	0.091	0.091	0.090	0.089
240	0.089	0.088	0.087	0.087	0.086	0.085	0.085	0.084	0.084	0.083
250	0.082	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注：屈服点 σ_s 大于 345N/mm² 的钢材，用假想长细比由此表查取 ϕ 值。

表 N. 1. 1 - 3 Q235 钢 ($\sigma_s = 235\text{N/mm}^2$) 的轴压稳定修正系数 ψ

λ	α							
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
10	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
20	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
30	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
40	1.007	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
50	1.022	1.009	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
60	1.052	1.035	1.014	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
70	1.101	1.081	1.055	1.021	1.000	1.000	1.000	1.000
80	1.174	1.151	1.122	1.083	1.029	1.000	1.000	1.000
90	1.279	1.253	1.220	1.177	1.118	1.031	1.000	1.000
100	1.422	1.394	1.358	1.311	1.246	1.151	1.000	1.000
110	1.607	1.575	1.536	1.483	1.411	1.305	1.134	1.000
120	1.825	1.786	1.738	1.674	1.587	1.460	1.259	1.000
130	2.052	2.001	1.938	1.855	1.743	1.584	1.340	1.000
140	2.289	2.225	2.146	2.043	1.906	1.715	1.428	1.000
150	2.531	2.452	2.354	2.229	2.065	1.839	1.509	1.000
160	2.799	2.707	2.593	2.448	2.260	2.003	1.631	1.048
170	3.076	2.969	2.837	2.671	2.455	2.164	1.750	1.111
180	3.353	3.229	3.007	2.887	2.642	2.315	1.855	1.163
190	3.653	3.512	3.340	3.126	2.853	2.489	1.984	1.233
200	4.033	3.882	3.696	3.464	3.166	2.769	2.214	1.382
210	4.360	4.190	3.982	3.724	3.394	2.957	2.351	1.456
220	4.807	4.626	4.405	4.129	3.773	3.300	2.638	1.647
230	5.229	5.033	4.793	4.493	4.107	3.593	2.874	1.795
240	5.810	5.610	5.363	5.051	4.647	4.099	3.318	2.110
250	6.465	6.264	6.015	5.698	5.281	4.706	3.865	2.516
注: $\alpha = \frac{N}{A} / \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ 。								

表 N. 1. 1 - 4 Q345 钢 ($\sigma_s = 345\text{N/mm}^2$) 的轴压稳定修正系数 ψ

λ	α							
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
10	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
20	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
30	1.004	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
40	1.020	1.007	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
50	1.056	1.039	1.018	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
60	1.121	1.100	1.074	1.039	1.000	1.000	1.000	1.000
70	1.226	1.203	1.173	1.134	1.080	1.000	1.000	1.000
80	1.386	1.360	1.328	1.285	1.225	1.137	1.000	1.000
90	1.611	1.584	1.549	1.502	1.438	1.341	1.183	1.000
100	1.895	1.862	1.820	1.764	1.686	1.570	1.381	1.013
110	2.195	2.147	2.086	2.006	1.897	1.739	1.492	1.045
120	2.509	2.445	2.364	2.259	2.119	1.919	1.615	1.095
130	2.841	2.759	2.657	2.526	2.353	2.111	1.751	1.159
140	3.183	3.082	2.957	2.798	2.589	2.303	1.885	1.221
150	3.578	3.461	3.315	3.131	2.891	2.562	2.088	1.343
160	3.952	3.812	3.641	3.424	3.144	2.767	2.232	1.412
170	4.406	4.249	4.055	3.812	3.498	3.075	2.476	1.563
180	4.895	4.719	4.503	4.232	3.882	3.411	2.746	1.732
190	5.347	5.147	4.902	4.595	4.201	3.676	2.941	1.838
200	6.019	5.809	5.550	5.224	4.801	4.231	3.418	2.169
210	6.615	6.384	6.101	5.744	5.281	4.655	3.763	2.390
220	7.531	7.305	7.024	6.665	6.190	5.532	4.564	2.992
230	8.603	8.394	8.131	7.789	7.327	6.667	5.650	3.877
240	10.009	9.856	9.658	9.394	9.024	8.468	7.540	5.674
250	10.722	10.539	10.306	9.997	9.566	8.924	7.869	5.809

注 1: $\alpha = \frac{N}{A} / \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ 。

注 2: 屈服点 σ_s 大于 345N/mm^2 的钢材, 用假想长细比由此表查取 ψ 值。

表 N. 1. 1 - 5 工字形截面的 α 值

λ_x/λ_y	λ_y							
	60	80	100	120	140	160	180	200
0.100	0.097	0.242	0.833	1.333	2.250	3.000	4.667	5.667
0.125	0.093	0.233	0.750	1.200	2.010	2.800	4.333	5.333
0.150	0.092	0.225	0.660	1.083	1.833	2.580	4.000	5.000
0.175	0.090	0.217	0.560	1.000	1.700	2.417	3.667	4.500
0.200	0.088	0.208	0.500	0.917	1.500	2.250	3.333	4.166
0.225	0.086	0.200	0.483	0.883	1.433	2.160	3.166	4.033
0.250	0.085	0.195	0.450	0.850	1.367	2.080	2.917	3.750
0.275	0.0	0.190	0.433	0.833	1.300	1.966	2.667	3.533
0.300	0.080	0.183	0.417	0.800	1.250	1.833	2.417	3.333
0.325	0.078	0.178	0.400	0.767	1.217	1.800	2.333	3.200
0.350	0.076	0.175	0.383	0.733	1.200	1.750	2.283	3.083
0.400	0.075	0.167	0.366	0.670	1.167	1.667	2.166	2.833
0.450	0.072	0.158	0.333	0.633	1.083	1.533	2.033	2.633
0.500	0.067	0.150	0.300	0.583	1.020	1.483	1.917	2.417
0.550	0.063	0.142	0.280	0.533	0.906	1.333	1.750	2.250
0.600	0.058	0.133	0.250	0.500	0.820	1.167	1.583	2.083
0.650	0.050	0.125	0.233	0.467	0.670	1.050	1.467	1.867
0.700	0.042	0.117	0.200	0.400	0.583	0.917	1.333	1.667
0.750	0.037	0.100	0.183	0.332	0.500	0.700	1.083	1.467
0.800	0.033	0.075	0.167	0.250	0.416	0.580	0.830	1.250
0.850	0.025	0.053	0.133	0.200	0.333	0.500	0.700	1.133
0.900	0.017	0.030	0.083	0.167	0.250	0.416	0.583	0.833

表 N. 1. 1 - 6 槽形截面的 α 值

λ_x/λ_y	λ_y								
	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0.10	0.100	0.117	0.230	0.567	1.182	4.167	5.167	7.600	10.170
0.15	0.092	0.108	0.216	0.500	1.116	2.350	4.500	6.670	9.180
0.20	0.083	0.100	0.200	0.467	1.067	2.240	3.830	6.020	8.316
0.25	0.075	0.091	0.167	0.400	0.917	1.867	3.540	5.417	7.520
0.30	0.067	0.083	0.150	0.350	0.800	1.533	3.083	4.500	6.663
0.35	0.058	0.075	0.133	0.267	0.533	1.100	1.966	3.490	5.330
0.40	0.050	0.067	0.116	0.200	0.400	0.850	1.416	2.667	4.583
0.45	0.042	0.058	0.100	0.150	0.300	0.577	0.967	1.810	2.983
0.50	0.033	0.050	0.083	0.117	0.217	0.410	0.683	1.183	1.833
0.55	0.030	0.042	0.067	0.100	0.150	0.283	0.533	0.755	1.240
0.60	—	0.033	0.058	0.083	0.116	0.210	0.350	0.535	0.850
0.70	—	—	0.033	0.053	0.085	0.115	0.183	0.252	0.416
0.80	—	—	—	0.042	0.068	0.085	0.110	0.133	0.200
0.90	—	—	—	—	0.052	0.075	0.092	0.118	0.152

N. 1. 2 空间桁架式构件计算时可令 $\phi\psi=1$ ，并将制造误差引起构件的初始位移 f_0 所形成的附加弯矩 Nf_0 加在公式 (N. 1. 1 - 1) 的第二项中的弯矩 M_{ox} 和第三项中的弯矩 M_{oy} 上。

N. 2 受弯构件的整体稳定性计算

N. 2. 1 当受弯构件不符合第 6. 7. 5 条 3 款 1 项的情况之一时，构件的整体稳定性可按公式 (N. 1. 1 - 1) 和公式 (N. 1. 1 - 2) 进行验算。

N. 2. 2 轧制普通工字钢、两端简支构件的 ϕ_w 值可从表 N. 2. 2 选取，也可按公式 (N. 2. 3) 计算。

表 N. 2. 2 轧制普通工字钢、两端简支构件的 ϕ_w 值

荷载情况		工字钢 型号	自由长度 l/m									
			2	3	4	5	6	7	8	9	10	
跨内无侧向 支承点的构件	集中 荷载 作用 位置	上翼缘	10~20	2.0	1.30	0.99	0.80	0.68	0.58	0.53	0.48	0.43
		22~32	2.4	1.48	1.09	0.86	0.72	0.62	0.54	0.49	0.45	
		36~63	2.8	1.60	1.07	0.83	0.68	0.56	0.50	0.45	0.40	
	下翼缘	10~20	3.1	1.95	1.34	1.01	0.82	0.69	0.63	0.57	0.52	
		22~40	—	2.80	1.84	1.37	1.07	0.86	0.73	0.64	0.56	
		45~63	—	—	2.30	1.62	1.20	0.96	0.80	0.69	0.60	
	均布 荷载 作用 位置	上翼缘	10~20	1.7	1.12	0.84	0.68	0.57	0.50	0.45	0.41	0.37
			22~32	2.1	1.30	0.93	0.73	0.60	0.51	0.45	0.40	0.36
			36~63	2.6	1.45	0.97	0.73	0.59	0.50	0.44	0.38	0.35
下翼缘		10~20	2.5	1.55	1.08	0.83	0.68	0.56	0.52	0.47	0.42	
		22~40	—	2.20	1.45	1.10	0.85	0.70	0.60	0.52	0.46	
		45~63	—	—	1.80	1.15	0.95	0.78	0.65	0.55	0.49	
跨内有侧向 支承点的构件 (不论荷载作 用于何处)	10~20	3.2	1.39	1.01	0.79	0.66	0.57	0.52	0.47	0.42		
	22~40	3.0	1.80	1.24	0.96	0.76	0.65	0.56	0.49	0.43		
	45~63	—	2.20	1.38	1.01	0.80	0.66	0.56	0.49	0.43		

注 1: 集中荷载指少数几个集中荷载位于跨中 1/3 范围内的情况, 其他情况的荷载均按均布荷载考虑。

注 2: 轧制工字钢的 ϕ_w 值按本表选取, 当 $\phi_w > 0.8$ 时, 按表 N. 2. 3 - 1 选取 ϕ'_w 替代原来的 ϕ_w 值。

注 3: 本表只适用于 Q235 钢, 当用其他钢号时, 表中查的 ϕ_w 应乘以 $235/\sigma_s$ (σ_s 以 N/mm^2 计)。

注 4: $\phi_w \geq 2.5$ 时不需再验算其整体稳定性; 表中大于 2.5 的 ϕ_w , 为其他钢号换算查用, 未列出的 ϕ_w 均大于 3.60。

N. 2. 3 工字形组合截面受弯构件的整体稳定系数 ϕ_w 可按公式 (N. 2. 3) 计算:

$$\phi_w = k_1 \left(k_2 + k_3 \times \frac{l\delta_b}{bh} \right) \frac{I_y}{I_x} \times \left(\frac{h}{l} \right)^2 \frac{235}{\sigma_s} \quad (\text{N. 2. 3})$$

式中 ϕ_w ——整体稳定系数, 当算得之值大于 0.8 时, 按表

N. 2. 3 - 1 查出的 ϕ'_w 值代之;

k_1 ——与构件组合截面类型及两端支承情况有关的系数, 见表 N. 2. 3 - 2;

δ_b ——受压翼缘的厚度, mm;

k_2 、 k_3 ——系数, 按表 N. 2. 3 - 3 和表 N. 2. 3 - 4 选取;

l ——构件受压翼缘的自由长度, mm;

b ——受压翼缘宽度, mm;

h ——构件全高, mm;

I_x 、 I_y ——对 x 轴和 y 轴的截面惯性矩, mm^4 ;

σ_s ——钢材的屈服点, N/mm^2 。

表 N. 2. 3 - 1 稳定系数 ϕ'_w 值

ϕ_w	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15
ϕ'_w	0.800	0.818	0.835	0.850	0.862	0.874	0.883	0.892
ϕ_w	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	
ϕ'_w	0.901	0.908	0.913	0.919	0.925	0.930	0.934	
ϕ_w	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	≥ 2.50	
ϕ'_w	0.938	0.941	0.953	0.961	0.968	0.973	1.000	

表 N. 2. 3 - 2 与构件组合截面类型及两端支承情况有关的系数 k_1

工字形组合截面受弯构件类型	系数 k_1	
双轴对称的组合截面两端简支构件	当 $\frac{\delta_b}{\delta_h} \leq 3$	$k_1 = 1$
	$\frac{\delta_b}{\delta_h} > 3$	$k_1 = 0.9$
具有加强的受压翼缘板且腹板轴线对称的组合截面两端简支构件	$\frac{l\delta_b}{bh} \leq 1$	$k_1 = \frac{2I_1}{I_1 + I_2} + 1 - y$
	$\frac{l\delta_b}{bh} > 1$	$k_1 = \frac{0.8 \left(\frac{I_1}{I_1 + I_2} + 1 \right)}{h} - y$
双轴对称的组合截面悬臂构件	$k_1 = 1$	
注 1: I_1 、 I_2 分别为受压翼缘和受拉翼缘对 y 轴的惯性矩, mm^4 ; δ_h 为腹板的厚度, mm。		
注 2: y ——形心轴至受压最大纤维的距离, mm。		

表 N. 2.3-3 工字形截面两端简支构件的系数 k_2 、 k_3 值

系数		跨内无侧向支承点的构件				跨内有侧向支承的构件， 不论荷载作用于何处	
		集中荷载		均布荷载			
		沿上翼缘	沿下翼缘	沿上翼缘	沿下翼缘	双轴对称截面	单轴对称截面
$\frac{l\delta_b}{b\delta} \leq 0.85$	k_2	1480	4750	1350	3600	2360	1970
	k_3	1200	1200	1040	1040	1180	980
$\frac{l\delta_b}{b\delta} > 0.85$	k_2	460	3730	460	2710	1450	1210
	k_3	2400	2400	2080	2080	2240	1870

注：集中荷载指少数几个集中荷载位于跨中 1/3 范围内的情况，对其他情况的荷载均按均布荷载考虑。

表 N. 2.3-4 工字形等截面悬臂构件的系数 k_2 、 k_3 值

集中荷载作用位置		k_2	k_3
上翼缘	$\frac{l\delta_b}{b\delta} \leq 0.5$	480	1330
	$\frac{l\delta_b}{b\delta} > 0.5$	-300	2890
截面形心		2650	2500
下翼缘		5690	1350

注：本表适用于构件自由端受集中荷载而支承为固定端的情况。

N. 2.4 轧制槽钢、两端简支构件的整体稳定系数 ϕ_w 值，不论荷载的形式和作用位置，均可按公式 (N. 2.4) 计算，但其值不应大于 1.0。

$$\phi_w = \frac{570b\delta_b}{lh} \frac{235}{\sigma_s} \quad (\text{N. 2.4})$$

N. 3 板的局部稳定性计算

N. 3.1 压缩应力 σ_1 、剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 分别作用时的临界应力可按公式 (N. 3.1-1)、公式 (N. 3.1-2)、公式 (N. 3.1-3) 计算。当加劲肋符合第 6.7.5 条 6 款的构造尺寸要求时，可

仅计算局部区格的稳定性，否则应同时计算局部区格和带肋板两种情况的稳定性。

$$\sigma_{1k} = xK_{\sigma}\sigma_e \quad (\text{N. 3.1-1})$$

$$\tau_k = xK_{\tau}\sigma_e \quad (\text{N. 3.1-2})$$

$$\sigma_{mk} = xK_m\sigma_e \quad (\text{N. 3.1-3})$$

$$\sigma_e = 19 \left(\frac{100\delta}{b} \right)^2 \quad (\text{N. 3.1-4})$$

式中 σ_{1k} ——临界压缩应力， N/mm^2 ；
 τ_k ——临界剪切应力， N/mm^2 ；
 σ_{mk} ——临界局部挤压应力， N/mm^2 ；
 x ——板边弹性嵌固系数，一般可在 $1 \sim 1.26$ 选取，当一边受强翼缘板或强纵向加劲肋嵌固时取大值；
 K_{σ} 、 K_{τ} 、 K_m ——四边简支板的屈曲系数，取决于板的边长比 a/b 和板的边荷载情况，对于局部区格简支板按表 N. 3.1-1 求得，对于包括加劲肋在内的带肋简支板按表 N. 3.1-2 求得；
 σ_e ——欧拉应力， N/mm^2 ，按公式 (N. 3.1-4) 计算；
 δ ——板厚， mm ；
 b ——区格宽或板高， mm 。

N. 3.2 板的局部稳定临界复合应力计算应符合下列规定：

1 压缩应力 σ_1 ，剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时的临界复合应力 σ_{ik} 可按公式 (N. 3.2-1) 计算：

$$\sigma_{ik} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1\sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1 + \psi\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1k}}\right)}{4} + \sqrt{\left[\frac{3 - \psi\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1k}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mk}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2}} \quad (\text{N. 3.2-1})$$

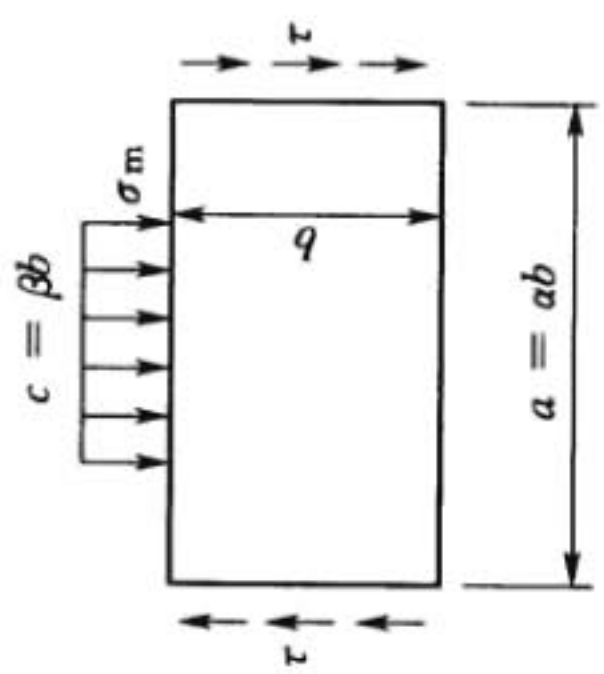
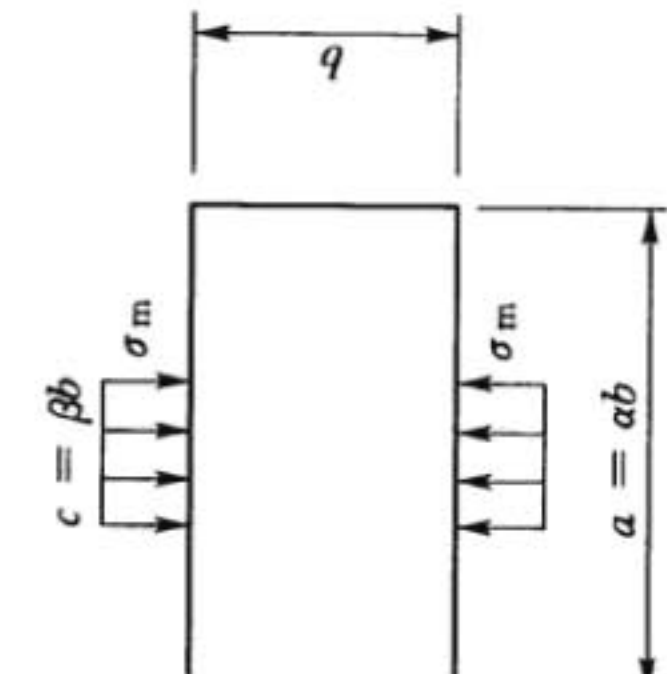
式中 ψ ——见表 N. 3.1-1。

2 下列特殊情况， σ_{ik} 应按下列要求取值：

表 N.3.1-1 局部区格简支板的屈曲系数

序号	荷载情况	$\alpha = a/b$	K
1	均匀或不均匀压缩 $0 \leq \psi \leq 1$	$\alpha \geq 1$	$K_{\sigma} = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$
		$\alpha < 1$	$K_{\sigma} = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$
2	纯弯曲或以拉为主的弯曲 $\psi \leq -1$	$\alpha \geq 2/3$	$K_{\sigma} = 23.9$
		$\alpha < 2/3$	$K_{\sigma} = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
3	以压为主的弯曲 $-1 \leq \psi \leq 0$		$K_{\sigma} = (1 + \psi) K'_{\sigma} - \psi K''_{\sigma}$ $+ 10\psi (1 + \psi)$ $K'_{\sigma} - \psi = 0$ 时的屈曲系数 (序号 1) $K''_{\sigma} - \psi = -1$ 时的屈曲系数 (序号 2)
4	纯剪切	$\alpha \geq 1$	$K_{\tau} = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
		$\alpha < 1$	$K_{\tau} = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$

表 N.3.1-1 (续)

序号	荷载情况	$a=b$	K
5	单边局部压缩 	$a \geq 1$	$K_m = \frac{2.86}{a^{1.5}} + \frac{2.65}{a^2 \beta}$
6	双边局部压缩 	$1 < a \leq 3$	$K_m = \left(2 + \frac{0.7}{a^2}\right) \left(\frac{1+\beta}{a\beta}\right)$ 当 $a > 3$ 时, 按 $a=3b$ 计算 α, β, K_m 值 $K_m = 0.8K'_m$ $K'_m \text{ 为按序号 5 计算的 } K_m \text{ 值}$

注 1: σ_1 为板边最大压应力, $\psi = \sigma_2 / \sigma_1$ 为板边两端应力比, σ_1, σ_2 各带其正负号。

注 2: 对有一条纵向加劲肋, 受局部压应力作用的腹板, 其上区格可参照序号 6 栏计算屈曲系数, 其下区格在确定局部压应力的扩散区宽度后可参照序号 5 栏计算屈曲系数。对有两条和两条以上纵向加劲肋的情况, 也可按照上述原则进行计算。

表 N.3.1-2 带肋筒支板的屈曲系数

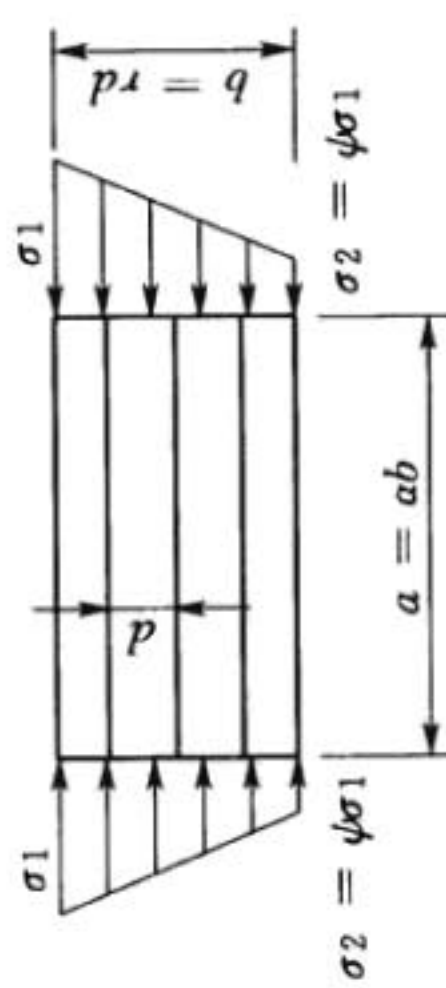
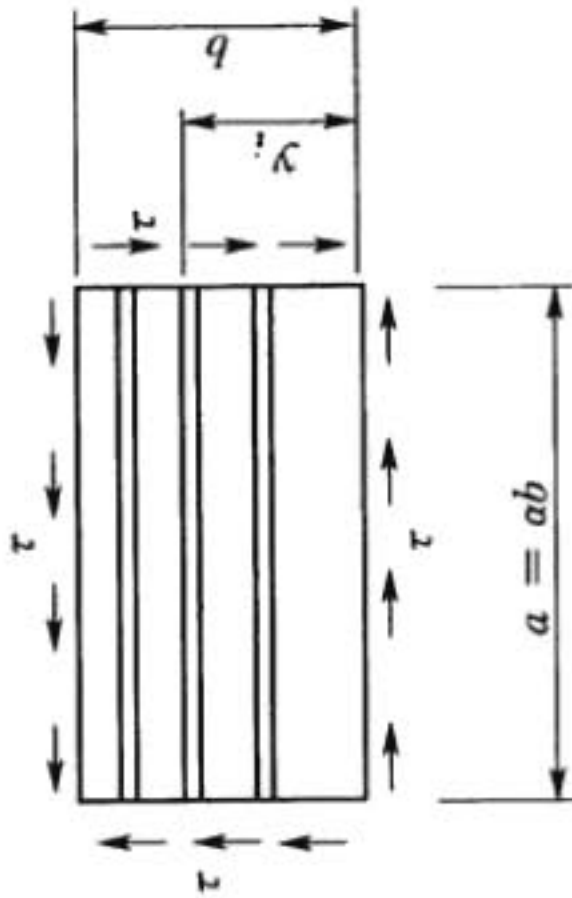
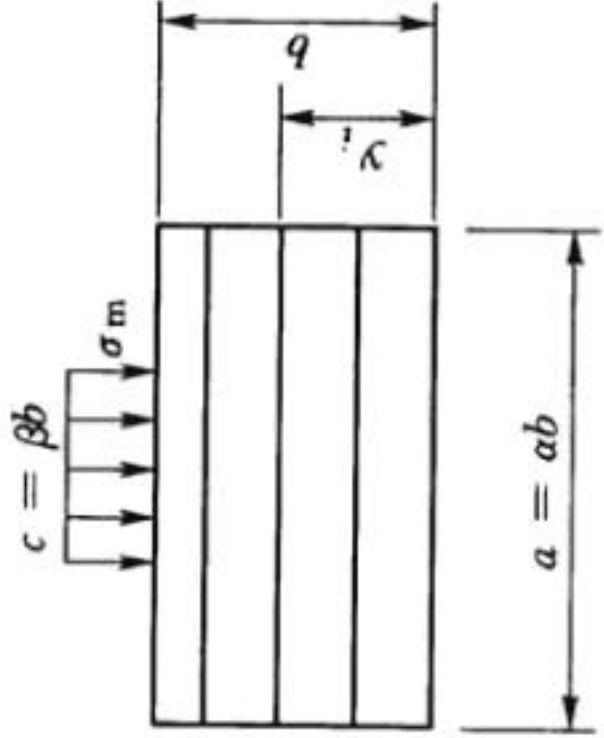
序号	荷载情况	K																												
1	<p>压缩</p> 	$K_{\sigma} = \frac{(1 + \alpha^2)^2 + r v_a}{\alpha^2 (1 + r \delta_a)} \left(\frac{2}{1 + \psi} \right)$																												
2	<p>纯剪切</p> 	<p style="text-align: center;">K_{τ} 表</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>m</th> <th>5</th> <th>10</th> <th>20</th> <th>30</th> <th>40</th> <th>50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K_{τ}</td> <td>6.98</td> <td>7.7</td> <td>8.67</td> <td>9.36</td> <td>9.6</td> <td>10.4</td> </tr> <tr> <td>m</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td>90</td> <td>100</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>K_{τ}</td> <td>10.8</td> <td>11.1</td> <td>11.4</td> <td>11.7</td> <td>12</td> <td>—</td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center;"> $m = 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) v_a$ 加肋等距离平分板宽时 $2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) = r$ </p>	m	5	10	20	30	40	50	K_{τ}	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	m	60	70	80	90	100	—	K_{τ}	10.8	11.1	11.4	11.7	12	—
m	5	10	20	30	40	50																								
K_{τ}	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4																								
m	60	70	80	90	100	—																								
K_{τ}	10.8	11.1	11.4	11.7	12	—																								

表 N.3.1-2 (续)

序号	荷载情况	K
3	<p style="text-align: center;">局部挤压</p> 	$K_m = K'_m (1 + \eta)$ <p>K'_m——按表 N.3.1-1 中的序号 5 计算的 K_m 值</p> $\eta = \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left(\sin \frac{\pi y_i}{b} - \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi y_i}{b} \right)^2}{\alpha^4 + \frac{5}{4} \alpha^2 + \frac{17}{32}} v_a$
<p>注: $v_a = \frac{EI_z}{bD}$, $\delta_a = \frac{A_z}{b\delta}$, $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$</p> <p>式中 I_z——加劲肋截面对于板中面轴线的惯性矩, mm^4; A_z——加劲肋截面面积, mm^2; r——加劲肋的分隔数; μ——材料的泊松比。</p>		

—— $\tau=0, \sigma_m=0$ 时, $\sigma_{ik}=\sigma_{lk}$;

—— $\sigma_1=0, \sigma_m=0$ 时, $\sigma_{ik}=\sqrt{3}\tau_k$;

—— $\tau=0, \sigma_1=0$ 时, $\sigma_{ik}=\sigma_{mk}$ 。

3 当局部压力作用于板的边缘时, σ_1 与 σ_m 不相关, 可分别取 $\sigma_m=0$ 或 $\sigma_1=0$ 进行计算。

4 当临界复合应力 (包括上述特殊情况) 超过 $0.75\sigma_s$ 时, 应按公式 (N. 3. 2-2) 求得折减临界复合应力 σ_k 。

$$\sigma_k = \sigma_s \left(1 - \frac{\sigma_s}{5.3\sigma_{lk}} \right) \quad (\text{N. 3. 2-2})$$

式中 σ_s ——材料的屈服点, N/mm^2 。

N. 3. 3 局部稳定性许用应力及局部稳定性可按下列方法计算:

1 局部稳定性许用应力 $[\sigma_k]$ 可按公式 (N. 3. 2-2) 或公式 (N. 3. 3-1)、公式 (N. 3. 3-2) 计算。

$$\text{当 } \sigma_{ik} \leq \sigma_p \text{ 时, } \quad [\sigma_k] = \frac{\sigma_{lk}}{n} \quad (\text{N. 3. 3-1})$$

$$\text{当 } \sigma_{ik} > \sigma_p \text{ 时, } \quad [\sigma_k] = \frac{\sigma_k}{n} \quad (\text{N. 3. 3-2})$$

式中 n ——安全系数, 对于第 I 类荷载取 1.5, 对于第 II 类荷载取 1.3;

σ_p ——假想比例极限, 取 $0.75\sigma_s$ 。

2 局部稳定性可按公式 (N. 3. 3-3) 验算:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1\sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_k] \quad (\text{N. 3. 3-3})$$

附录 O 液压启闭机计算

O.1 液压泵电机组计算

O.1.1 液压泵最高工作压力 p_i 可按公式 (O.1.1-1) 计算, 液压泵最大工作流量 Q 可按公式 (O.1.1-2) 计算; 液压泵的额定压力选择应大于或等于 $1.25p_i$, 如有试验工况, 应满足试验压力要求。

$$p_i \geq p + \sum \Delta p \quad (\text{O.1.1-1})$$

$$Q \geq K \sum Q_i \quad (\text{O.1.1-2})$$

式中 p ——液压缸额定工作压力;

$\sum \Delta p$ ——系统中的总压力损失, 初步估算时可取额定工作压力 p 的 5%~10%;

$\sum Q_i$ ——同时动作的液压缸最大总工作流量, L/min;

K ——系统的泄漏系数, 取 1.1~1.3。

O.1.2 液压泵的驱动功率 P 可按公式 (O.1.2) 计算。

$$P = \frac{p_i Q}{60 \eta_p} \quad (\text{O.1.2})$$

式中 P ——液压泵的驱动功率, kW;

p_i ——液压泵最高工作压力, MPa;

Q ——液压泵最大工作流量 (定量泵为其额定流量), L/min;

η_p ——液压泵的总效率, 可按表 O.1.2 初选。

表 O.1.2 液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.60~0.70	0.60~0.75	0.80~0.90

O.2 油管的直径和壁厚计算

O.2.1 油管的内径 d 应满足流量及流速的要求, 可按公式 (O.2.1) 计算:

$$d \geq 4.63 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (\text{O.2.1})$$

式中 d ——油管内径, mm;

Q ——工作流量, L/min;

v ——允许流速, m/s (吸油管, v 取 0.6~1.2m/s; 压力油管, v 取 2.5~5m/s; 回油管, v 取 1.5~2.5m/s; 短管道及局部收缩处, v 取 5~7m/s)。

O.2.2 油管的壁厚 δ 可按公式 (O.2.2-1) 计算:

$$\delta \geq \frac{p_g d}{2[\sigma]} \quad (\text{O.2.2-1})$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (\text{O.2.2-2})$$

式中 δ ——油管壁厚, mm;

p_g ——油管最大工作压力, MPa;

d ——油管内径, mm;

$[\sigma]$ ——油管的许用应力, 按公式 (O.2.2-2) 计算, 对于铜管 $[\sigma] \leq 25\text{N/mm}^2$;

σ_b ——抗拉强度, N/mm^2 ;

n ——安全系数, 当 $p_g < 7.0\text{MPa}$, $n=8$; 当 $7.0\text{MPa} \leq p_g \leq 17.5\text{MPa}$, $n=6$; 当 $p_g > 17.5\text{MPa}$, $n=4$ 。

O.3 密封的摩阻力计算

O.3.1 密封圈的摩阻力应为活塞密封摩阻力和活塞杆密封摩阻力之和。

O.3.2 密封圈的摩阻力 P_v 可按公式 (O.3.2) 计算:

$$P_v = f\pi(\Delta p_D D h_D k_D + \Delta p_d d h_d k_d) \quad (\text{O. 3. 2})$$

式中 P_v ——摩阻力, N;

f ——密封圈摩擦系数, 取 0.05~0.2;

Δp_D ——活塞密封圈两侧压力差, MPa;

Δp_d ——活塞杆密封圈两侧压力差, MPa;

D ——液压缸内径, mm;

d ——活塞杆内径, mm;

h_D 、 h_d ——活塞和活塞杆密封有效高度, mm;

k_D 、 k_d ——活塞和活塞杆密封圈摩擦修正系数, O形密封圈 $k \approx 0.15$, 压紧型密封圈 $k \approx 0.2$, 唇形密封圈 $k \approx 0.25$ 。

O. 4 液压缸主要结构推荐尺寸

O. 4. 1 活塞杆导向套的长度应为活塞杆直径的 0.8~1.5 倍, 斜置、卧置布置宜取大值。斜置、卧置液压缸导向距离 (活塞杆全伸状态时活塞导向套中心至活塞杆导向套中心的距离) L 宜大于 $\frac{D}{2} + \frac{H}{20}$, 且不宜小于 3 倍的活塞杆直径。 D 为活塞直径, H 为液压缸行程。无导向的柱塞缸活塞杆导向套长度应为活塞杆直径的 1.5~2.5 倍, 斜置、卧置布置宜取大值。

O. 4. 2 活塞宽度 b 应取液压缸内径的 0.6~1.0 倍。

O. 4. 3 活塞杆直径 d 初选时可取为液压缸内径的 0.4~0.6 倍, 然后进行强度计算和稳定计算。

O. 5 缸壁强度计算

O. 5. 1 按中等壁厚 ($3.2 \leq D/\delta < 16$) 确定缸壁厚度 δ , 初选时可按公式 (O. 5. 1-1) 计算。

$$\delta = \frac{pD}{2.3[\sigma]\psi - p} + c \quad (\text{O. 5. 1-1})$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (\text{O. 5. 1-2})$$

- 式中 δ ——缸壁厚度, mm;
- p ——缸内额定工作压力, MPa;
- D ——液压缸内径, mm;
- ψ ——焊缝系数: 无缝钢管和锻件, $\psi=1$; 双面对接焊缸体, 100%无损检验时 $\psi=1.00$, 局部无损检验时 $\psi=0.85$; 单面对接焊缸体(焊接时沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板), 100%无损检验时 $\psi=0.90$, 局部无损检验时 $\psi=0.80$;
- c ——计入壁厚公差及腐蚀的附加厚度, 通常圆整到标准厚度值;
- $[\sigma]$ ——缸体材料的许用应力, N/mm^2 , 按公式(O.5.1-2)计算;
- σ_s ——缸体材料的屈服强度, N/mm^2 ; 当 $\sigma_s/\sigma_b > 0.7$ 时, 采用假想屈服强度, 见公式(6.5.4-1);
- n ——安全系数, $n=2.5$ 。

O.5.2 距法兰和支承凸缘足够远的断面处 ($D/\delta \geq 10$), 缸壁的折算应力 σ_{zh1} 应按公式(O.5.2-1)计算; 缸体与法兰接头断面处, 缸壁强度计算需与均布弯矩 M_0 产生的纵向应力、环向应力叠加, 其折算应力 σ_{zh} 应按公式(O.5.2-4)计算。

$$\sigma_{zh1} = \sqrt{\sigma_{z1}^2 + \sigma_{h1}^2} - \sigma_{z1}\sigma_{h1} \quad (\text{O.5.2-1})$$

$$\sigma_{z1} = \frac{q}{\delta} = \frac{p(D^2 - d^2)}{4D_1\delta} \quad (\text{O.5.2-2})$$

$$\sigma_{h1} = \frac{pD_1}{2\delta} \quad (\text{O.5.2-3})$$

$$\sigma_{zh} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_h^2} - \sigma_z\sigma_h \quad (\text{O.5.2-4})$$

$$\sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2} = \frac{p(D^2 - d^2)}{4D_1\delta} + \frac{6M_0}{\delta^2} \quad (\text{O.5.2-5})$$

$$M_0 = \frac{qe}{1 + \frac{\beta h}{2} + \frac{1 - \mu^2}{\beta D_1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^3 \ln \frac{D_3}{D}} \quad (\text{O. 5. 2 - 6})$$

$$\beta = \frac{1.818}{\sqrt[4]{D_1 D \delta^2}} \quad (\text{O. 5. 2 - 7})$$

$$\sigma_h = \sigma_{h1} + \sigma_{h2} = \frac{pD_1}{2\delta} + \mu \frac{6M_0}{\delta^2} \quad (\text{O. 5. 2 - 8})$$

- 式中 σ_{z1} ——纵向应力，按公式 (O. 5. 2 - 2) 计算；
 σ_{h1} ——环向应力，按公式 (O. 5. 2 - 3) 计算；
 p ——缸内额定工作压力，MPa；
 q ——由额定工作压力产生的在缸筒中径圆周上分布的纵向线荷载，N/mm；
 σ_z ——纵向主应力，按公式 (O. 5. 2 - 5) 计算；
 M_0 ——均布弯矩，按公式 (O. 5. 2 - 6) 计算；
 β ——系数，按公式 (O. 5. 2 - 7) 计算；
 σ_h ——环向主应力，按公式 (O. 5. 2 - 8) 计算；
 μ ——钢的泊松比， $\mu=0.3$ ；
其他符号见图 O. 5. 2。

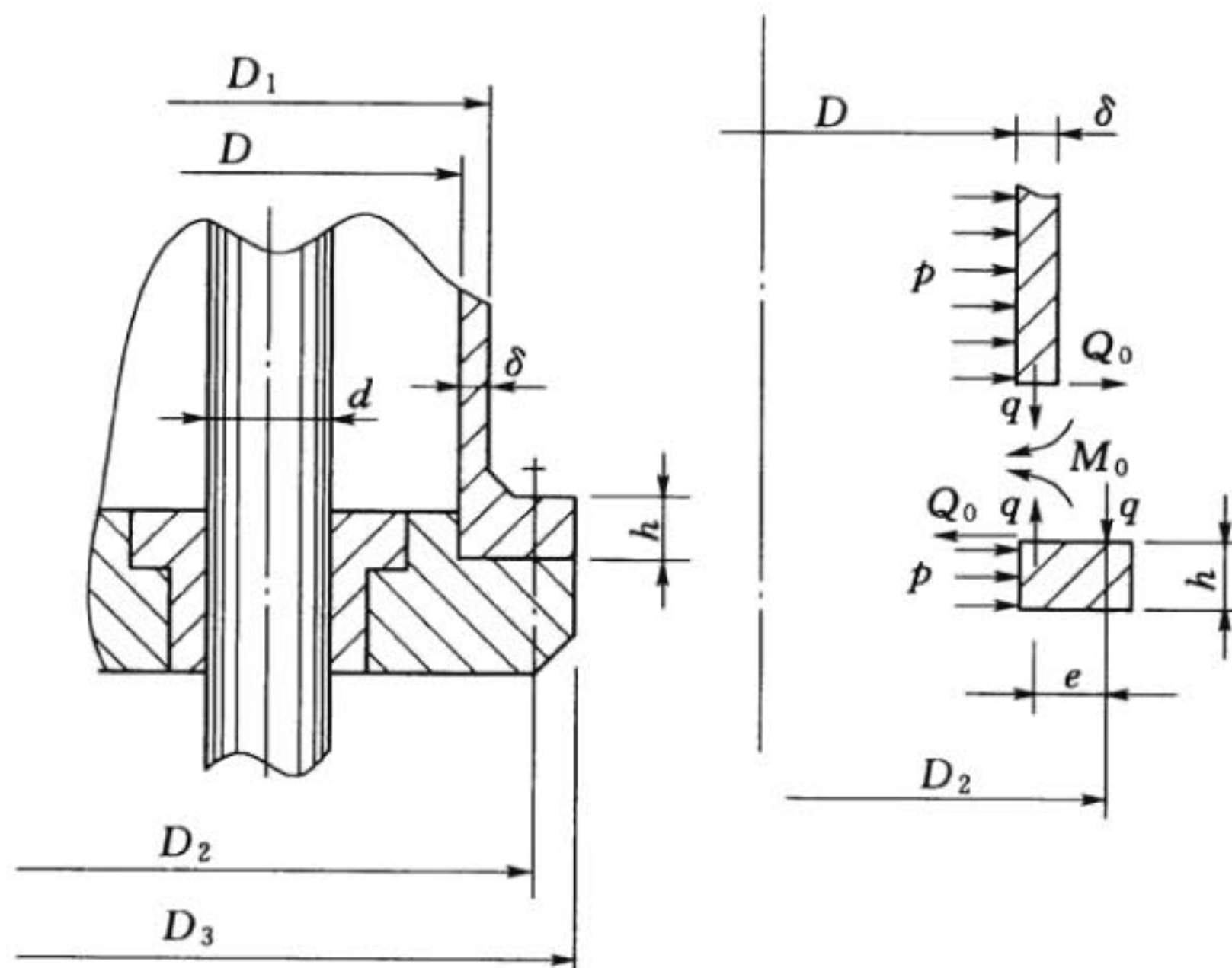


图 O. 5. 2 缸体法兰强度计算简图

O.6 活塞杆计算

O.6.1 单拉力作用液压缸安装在刚性支座上的活塞杆应按下列方法计算：

1 闸门无侧向位移时，活塞杆承受拉力，可按公式 (O.6.1-1) 计算拉应力：

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} \quad (\text{O.6.1-1})$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力，N；

d_0 ——活塞杆断面的最小直径，mm；

n ——安全系数， $n=2.5$ 。

2 闸门可能发生侧向位移时（图 O.6.1），活塞杆承受拉力和弯矩，可按公式 (O.6.1-2) 计算活塞杆的应力。

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} + \frac{M}{0.1d_0^3} \quad (\text{O.6.1-2})$$

$$M = M_2 - M_1 \quad (\text{O.6.1-3})$$

$$M_2 = P_0 a \quad (\text{O.6.1-4})$$

$$P_0 = \frac{6EI\Delta + M_1 a(3a + 2b)}{2a^2(a + b)} \quad (\text{O.6.1-5})$$

$$M_1 = P_1 f \frac{d_1}{2} \quad (\text{O.6.1-6})$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力，N；

d_0 ——活塞杆断面的最小直径，mm；

M ——活塞杆计算弯矩，N·mm，按公式 (O.6.1-3) 计算；

M_2 ——作用在活塞杆上的弯矩，N·mm，按公式 (O.6.1-4) 计算；

P_0 ——活塞杆端部产生侧向位移 Δ 时相应的水平力（活塞杆在上限位置），按公式 (O.6.1-5) 计算；

- E ——活塞杆材料的弹性模量， N/mm^2 ；
- I ——活塞杆断面的惯性矩， mm^4 ；
- a 、 b ——见图 O. 6. 1， mm ；
- M_1 ——闸门吊耳中的摩擦力产生的弯矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ ，按公式 (O. 6. 1-6) 计算；
- d_1 ——闸门吊耳轴直径， mm ；
- f ——活塞杆吊耳处的摩擦系数，其值按表 O. 6. 1 选取。

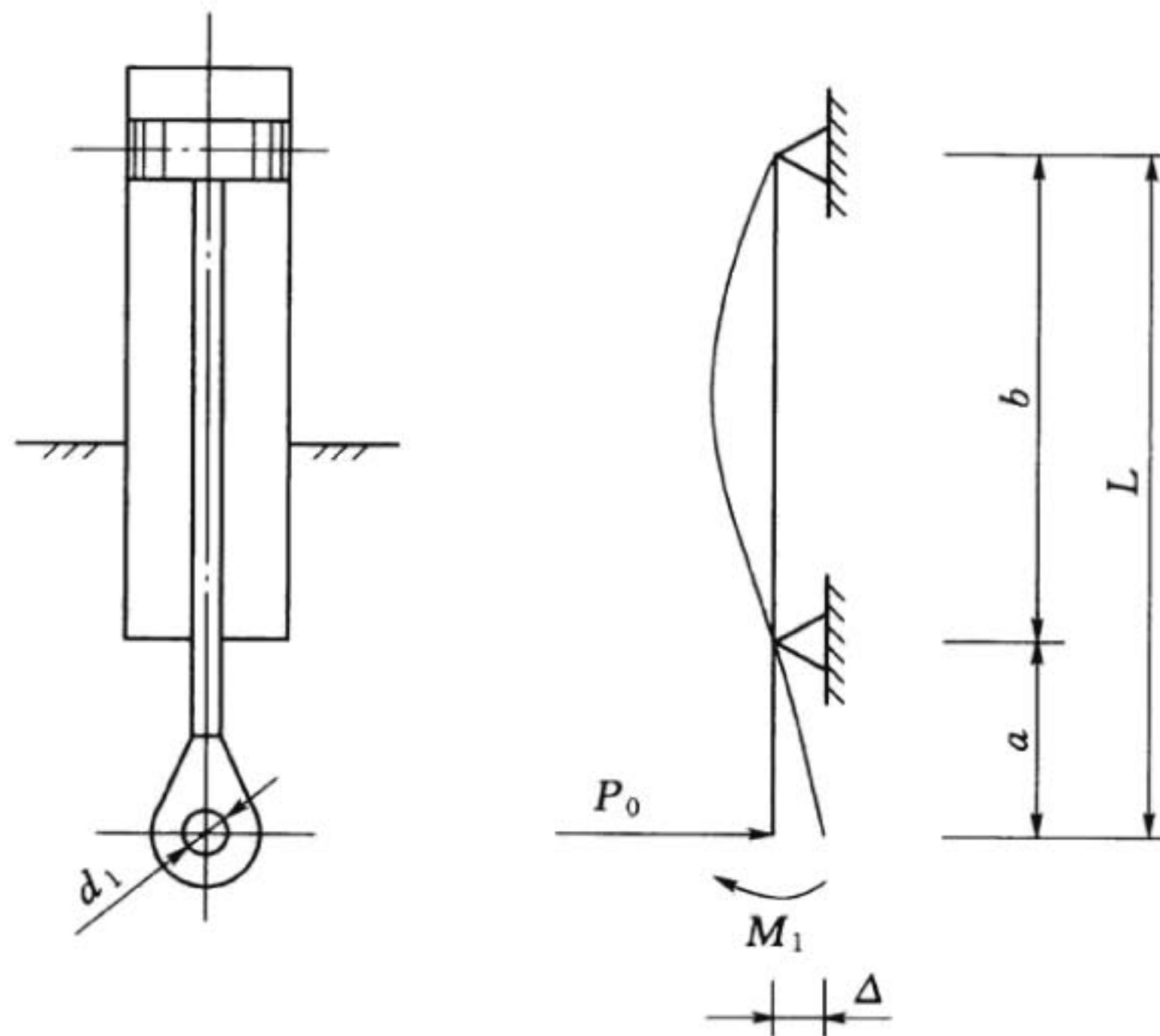


图 O. 6. 1 单作用液压缸刚性支座活塞杆计算简图

表 O. 6. 1 转动支座中的摩擦系数 f

轴承型式		摩擦系数	
		无润滑	黄油润滑
滑动轴承	钢对钢	—	0.09~0.11
	钢对生铁	0.11~0.13	0.07~0.09
	钢对青铜	0.1	0.06~0.08
滚动轴承	滚珠轴承	0.01~0.015	
	滚柱轴承	0.015~0.02	

O. 6. 2 安装在转动支座上的单作用液压缸（图 O. 6. 2），活塞杆承受拉力和吊耳与转动支座间摩擦力产生的弯矩，可按公式（O. 6. 2 - 1）计算活塞杆的应力。

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} + \frac{M}{0.1d_0^3} \quad (\text{O. 6. 2 - 1})$$

$$M = \frac{(M_1 x_1 - M_2 x_2)}{L} \quad (\text{O. 6. 2 - 2})$$

$$M_2 = P_1 f \frac{d_2}{2} \quad (\text{O. 6. 2 - 3})$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力，N；
 d_0 ——活塞杆断面的最小直径，mm；
 M ——活塞杆危险断面计算弯矩，N·mm，按公式（O. 6. 2 - 2）计算；
 M_1 ——闸门吊耳轴摩擦力产生的弯矩，N·mm，按公式（O. 6. 1 - 6）计算；
 M_2 ——液压缸缸体转动支座摩擦力产生的弯矩，N·mm，按公式（O. 6. 2 - 3）计算；
 f ——液压缸缸体转动支座摩擦系数按表 O. 6. 1 选取；
 d_2 ——转动支座支承轴直径，mm；
 x_1 、 x_2 ——从支座分别到危险断面的距离，mm；
 L ——两支铰之间的距离，mm。

O. 6. 3 安装在刚性支座上的双作用液压缸，活塞杆应按下列方法计算：

1 闸门无侧向位移时（图 O. 6. 3 - 1），活塞杆承受拉力或压力，可按公式（O. 6. 1 - 1）计算拉（压）应力，并按公式（O. 6. 3 - 1）验算稳定。

$$\sigma = \frac{4P_2}{\phi \pi d^2} \quad (\text{O. 6. 3 - 1})$$

式中 P_2 ——活塞杆的压力，N；
 d ——活塞杆的直径，mm；

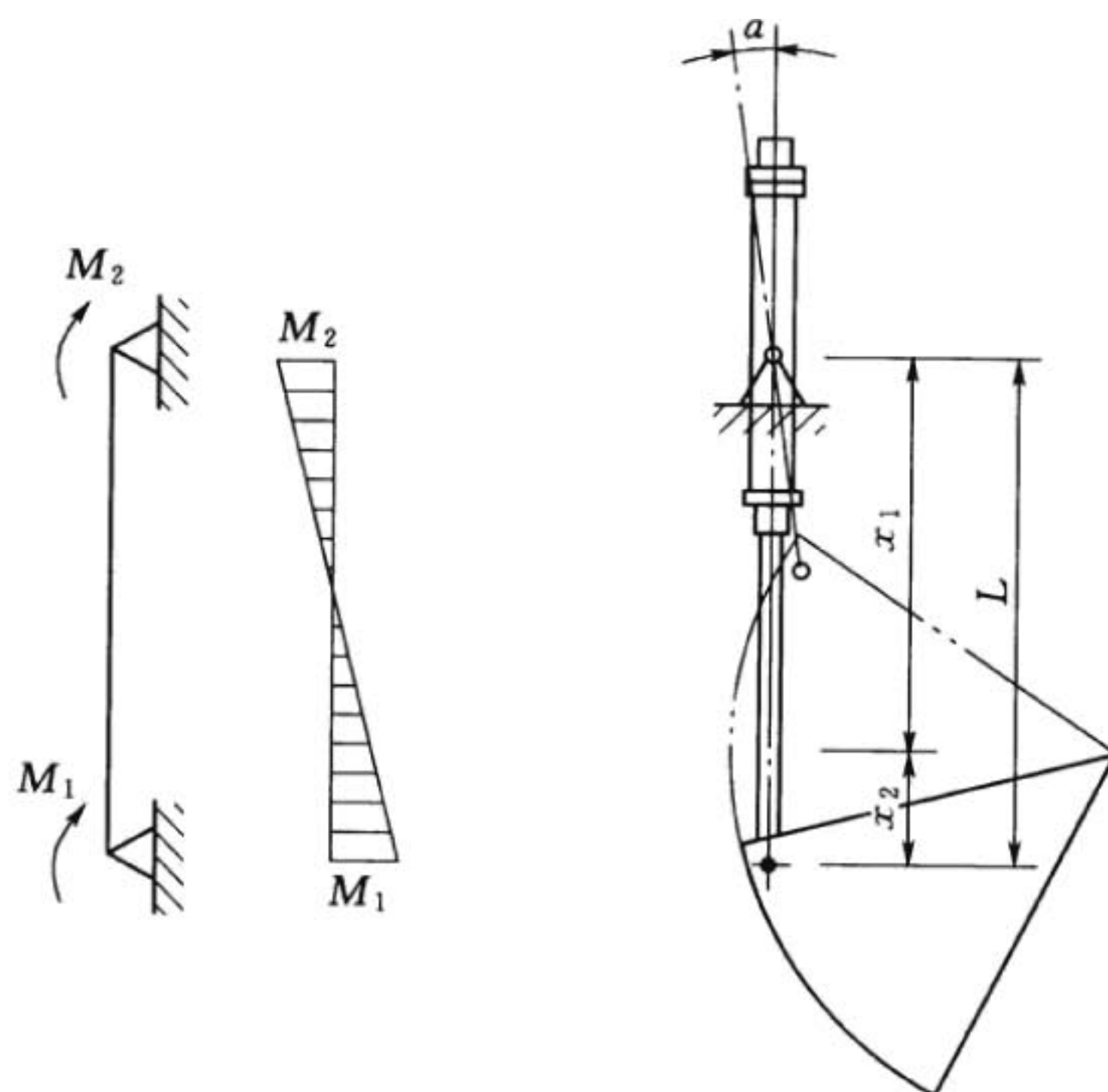


图 0.6.2 单作用液压缸转动支座活塞杆计算简图

ϕ ——纵向弯曲系数，根据活塞杆的柔度 λ 按表 0.6.3-1 取值。

表 0.6.3-1 中心受压的活塞杆纵向弯曲系数 ϕ

材料	柔度 λ										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Q235、20	1.00	0.99	0.97	0.95	0.92	0.89	0.86	0.81	0.75	0.69	0.60
Q275、35	1.00	0.98	0.95	0.93	0.90	0.84	0.80	0.74	0.66	0.59	0.50
材料	柔度 λ										
	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	
Q235、20	0.52	0.45	0.40	0.36	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	
Q275、35	0.43	0.38	0.32	0.28	0.27	0.24	0.21	0.19	0.17	0.15	

注： $\lambda=4L_0/d$ ， L_0 为活塞杆的折算长度，mm，与液压缸缸体的固定方式有关，见图 0.6.3-1。

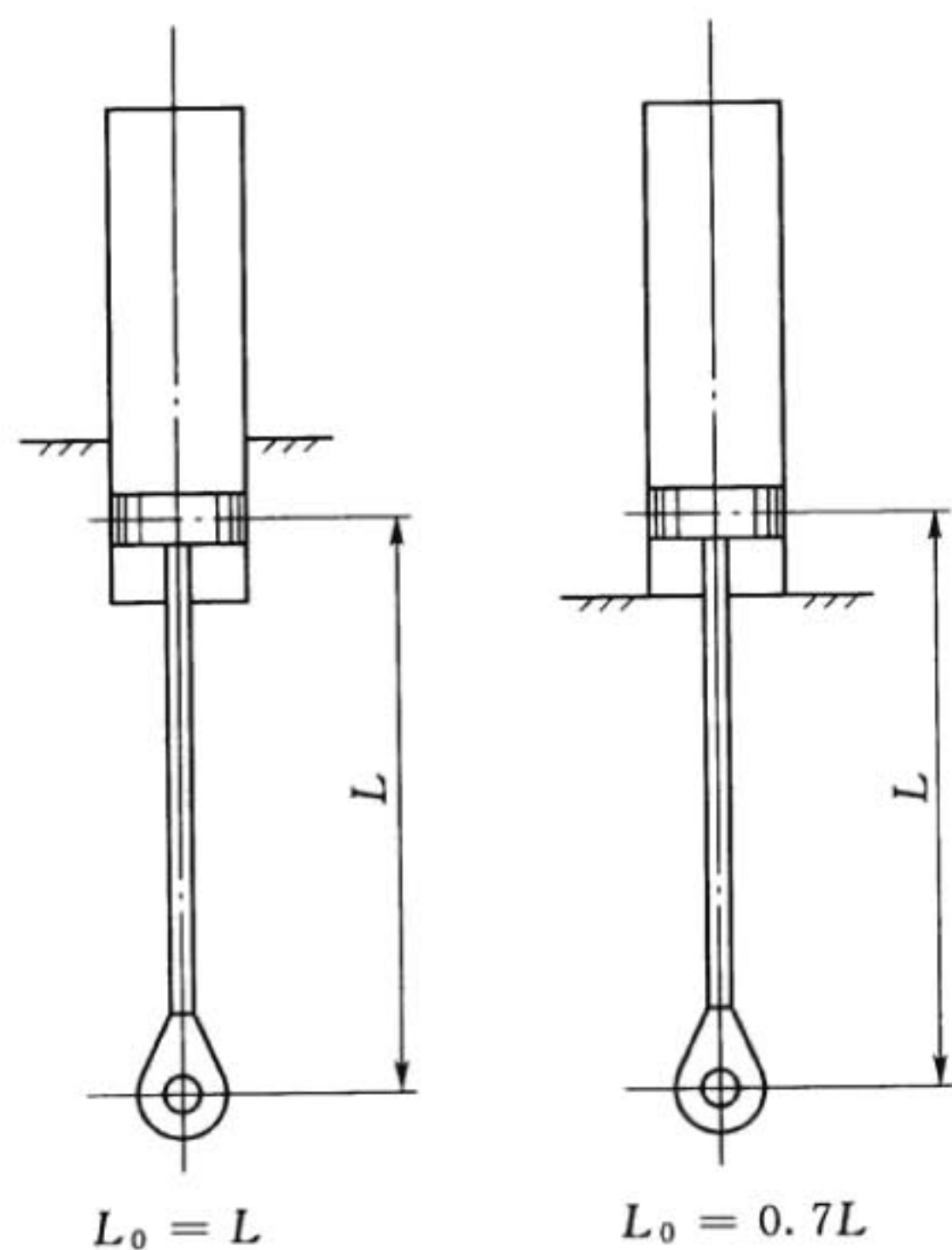


图 O.6.3-1 活塞杆折算长度计算简图

2 闸门可能发生侧向位移时 (图 O.6.3-2), 活塞杆承受拉 (压) 力和弯矩, 活塞杆应按下列方法计算:

1) 活塞杆的应力可按公式 (O.6.3-2) 计算。

$$\sigma = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} + \frac{M}{0.1d_0^3} \quad (\text{O.6.3-2})$$

$$M = M_2 - M_1 \quad (\text{O.6.3-3})$$

$$M_2 = P_0 L \quad (\text{O.6.3-4})$$

$$P_0 = \frac{6EI\Delta + 3M_1 L^2}{2L^3} \quad (\text{O.6.3-5})$$

式中 P_1 ——活塞杆的拉力, N;

M ——活塞杆计算弯矩, N·mm, 按公式 (O.6.3-3) 计算;

M_2 ——作用在活塞杆上的弯矩, N·mm, 按公式 (O.6.3-4) 计算;

M_1 ——闸门吊耳轴摩擦力产生的弯矩， $N \cdot mm$ ，按公式 (O. 6. 1 - 6) 计算；

d_0 ——活塞杆断面的最小直径， mm ；

P_0 ——活塞杆端部产生侧向位移 Δ 时的水平力， N ，按公式 (O. 6. 3 - 5) 计算；

E ——活塞杆材料的弹性模数， MPa ；

I ——活塞杆断面的惯性矩， mm^4 ；

其他符号见图 O. 6. 3 - 2。

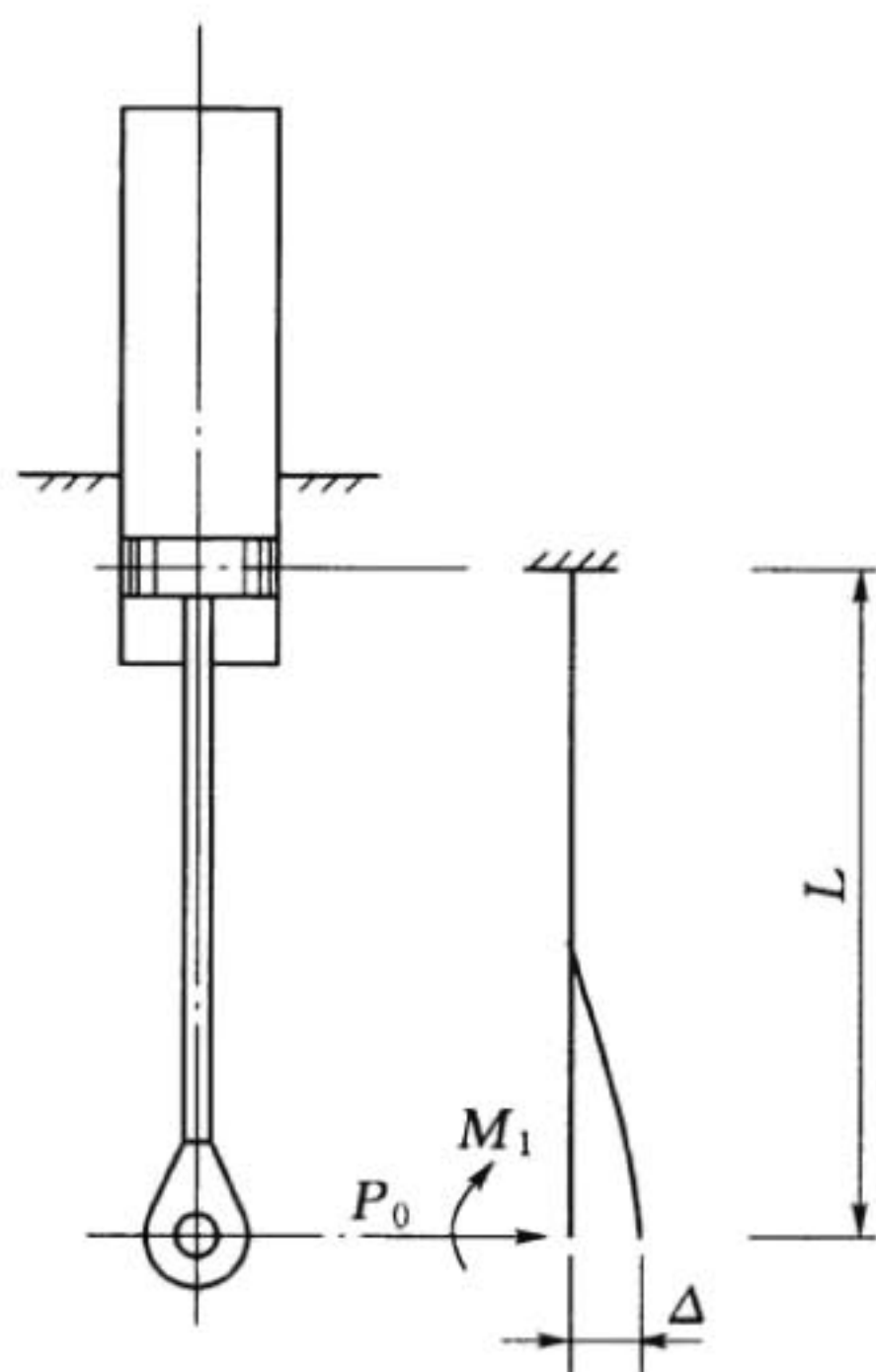


图 O. 6. 3 - 2 活塞杆稳定计算简图

2) 活塞杆的稳定可按公式 (O. 6. 3 - 6) 验算。

$$\sigma = \frac{4P_2}{\phi' \pi d^3} \quad (\text{O. 6. 3 - 6})$$

式中 ϕ' ——活塞杆纵向弯曲时的允许应力折减系数，根据条件柔度 λ_1 及折算偏心率 m_0 按表 O. 6. 3 - 2 选取；

P_2 ——活塞杆的压力， N 。

表 O.6.3-2 偏心受压的活塞杆纵向弯曲时的允许应力折减系数 ϕ'

条件柔度 λ_1	不同折算偏心率 m_0 的 ϕ' 值							
	0.1	0.25	0.5	0.75	1.0	1.25	1.5	
0.5	0.967	0.922	0.850	0.782	0.722	0.669	0.620	
1.0	0.925	0.845	0.778	0.711	0.653	0.600	0.563	
1.5	0.875	0.804	0.716	0.647	0.593	0.548	0.507	
2.0	0.813	0.742	0.653	0.587	0.536	0.496	0.457	
2.5	0.742	0.672	0.587	0.526	0.480	0.442	0.410	
3.0	0.667	0.597	0.520	0.465	0.425	0.395	0.365	
3.5	0.587	0.522	0.455	0.408	0.375	0.350	0.325	
4.0	0.505	0.447	0.394	0.356	0.330	0.309	0.289	
4.5	0.418	0.382	0.342	0.310	0.288	0.272	0.257	
5.0	0.354	0.326	0.295	0.273	0.253	0.239	0.225	
条件柔度 λ_1	不同折算偏心率 m_0 的 ϕ' 值							
	1.75	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
0.5	0.577	0.538	0.469	0.417	0.370	0.337	0.307	0.280
1.0	0.520	0.484	0.427	0.382	0.341	0.303	0.283	0.259
1.5	0.470	0.439	0.388	0.347	0.312	0.283	0.262	0.240
2.0	0.425	0.397	0.352	0.315	0.286	0.260	0.240	0.222
2.5	0.383	0.357	0.317	0.287	0.262	0.238	0.220	0.204
3.0	0.342	0.320	0.287	0.260	0.238	0.217	0.202	0.187
3.5	0.303	0.287	0.258	0.233	0.216	0.198	0.183	0.172
4.0	0.270	0.256	0.232	0.212	0.192	0.181	0.168	0.158
4.5	0.242	0.229	0.208	0.192	0.178	0.165	0.155	0.146
5.0	0.215	0.205	0.188	0.175	0.162	0.150	0.143	0.135
注: $m = \frac{8M}{P_2 d} \omega$, m 为相对偏心率。								

3) 条件柔度 λ_1 可按公式 (O.6.3-7) 计算, 折算偏心率 m_0 可按公式 (O.6.3-8) 计算。

$$\lambda_1 = \lambda \sqrt{\sigma_s / nE} \quad (\text{O. 6. 3 - 7})$$

$$m_0 = \omega m \quad (\text{O. 6. 3 - 8})$$

式中 λ ——活塞杆柔度, $\lambda = 4L_0/d$, L_0 取值见图 O. 6. 3 - 1;

σ_s ——活塞杆材料的屈服点, N/mm^2 ;

n ——活塞杆材料的安全系数, n 取 1.1~1.2;

ω ——断面形状影响系数, 当 $\lambda_1 > 5$ 时, $\omega = 1$, 当 $\lambda_1 \leq 5$ 时, 若 $0.1 \leq m \leq 5$, 则 $\omega = 1.3 - 0.06\lambda_1$, 若 $5 \leq m \leq 20$, 则 $\omega = 1.2 - 0.04\lambda_1$ 。

O. 6. 4 安装在转动支座上的双作用液压缸, 活塞杆应按下列方法计算:

1 立式双作用液压缸的活塞杆应按下列方法计算:

1) 活塞杆承受拉(压)力和弯矩, 按公式 (O. 6. 3 - 2) 计算活塞杆应力, 并按公式 (O. 6. 3 - 6) 验算稳定。

2) 在稳定计算中, 条件柔度 λ_1 按公式 (O. 6. 3 - 7) 计算。折算长度 L_0 根据图 O. 6. 4 - 1 按下列方法计算:

——当 $0 \leq b \leq 0.4\text{m}$ 时, 折算长度 L_0 按公式 (O. 6. 4 - 1) 计算;

$$L_0 = L + b \quad (\text{O. 6. 4 - 1})$$

——当 $b > 0.4\text{m}$ 时, 折算长度 L_0 按公式 (O. 6. 4 - 2) 计算;

$$L_0 = \mu L' \quad (\text{O. 6. 4 - 2})$$

$$\mu = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{2I_2}} \quad (\text{O. 6. 4 - 3})$$

式中 L_0 ——活塞杆稳定计算的折算长度, m ;

μ ——换算长度系数, 按公式 (O. 6. 4 - 3) 计算;

I_1 、 I_2 ——活塞杆和液压缸缸体断面的惯性矩, mm^4 ;

L' ——见图 O. 6. 4 - 1, m 。

3) 折算偏心率 m_0 , 根据活塞杆的弯矩图特性 (图 O. 6. 2)、两端的端弯矩比值 K 、条件柔度 λ_1 以及相

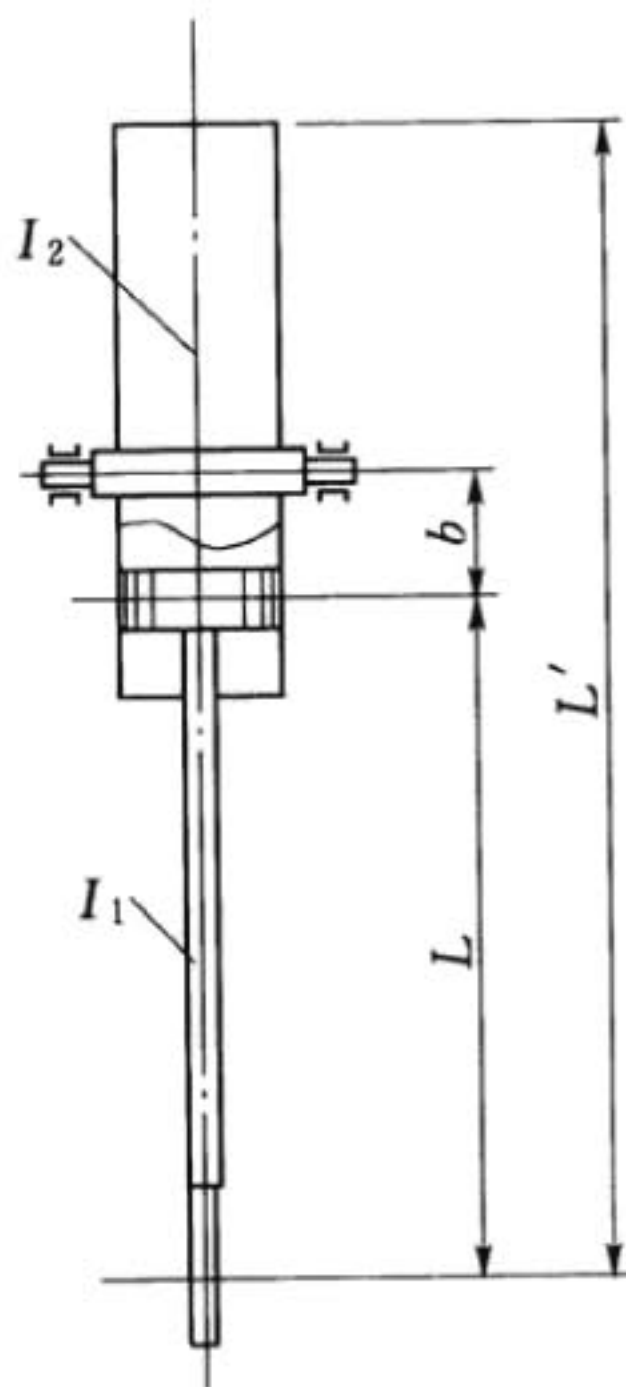


图 O. 6. 4 - 1 双作用液压缸转动支座活塞杆计算简图

对偏心率 m ，查表 O. 6. 4 确定。相对偏心率 m 可按公式 (O. 6. 4 - 4) 计算：

$$m = \frac{8M_{\max}}{P_2 d} \omega \quad (\text{O. 6. 4 - 4})$$

式中 M_{\max} ——端弯矩 M_1 和 M_2 中的大值，N·mm；

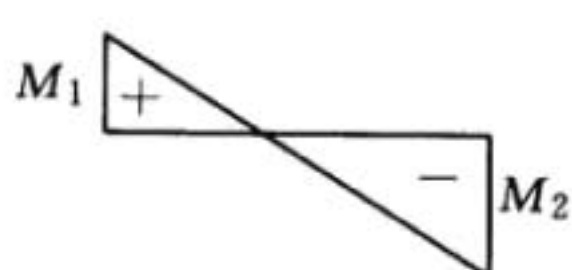
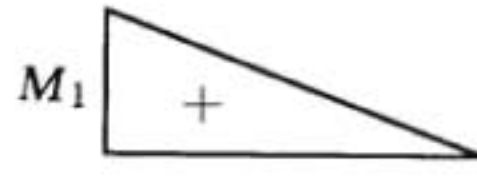
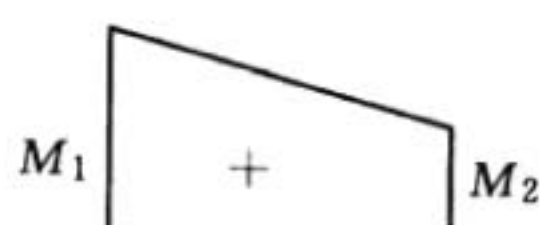
ω ——断面形状影响系数， $\omega = 1.3 - 0.06\lambda_1$ ；

P_2 ——活塞杆的压力，N。

表 O. 6. 4 折算偏心率 m_0

$K = M_{\min} / M_{\max}$	条件柔度 λ_1	相对偏心率 m							
		0.1	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
$K = -1$ 	1	0.1	0.3	0.68	1.12	1.6	2.62	3.55	4.55
	2	0.1	0.17	0.39	0.68	1.03	1.8	2.75	3.72
	3	0.1	0.1	0.22	0.36	0.55	1.17	1.95	2.77
	4	0.1	0.1	0.1	0.18	0.3	0.57	1.03	1.78
	5	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15	0.23	0.48	0.95

表 O. 6. 4 (续)

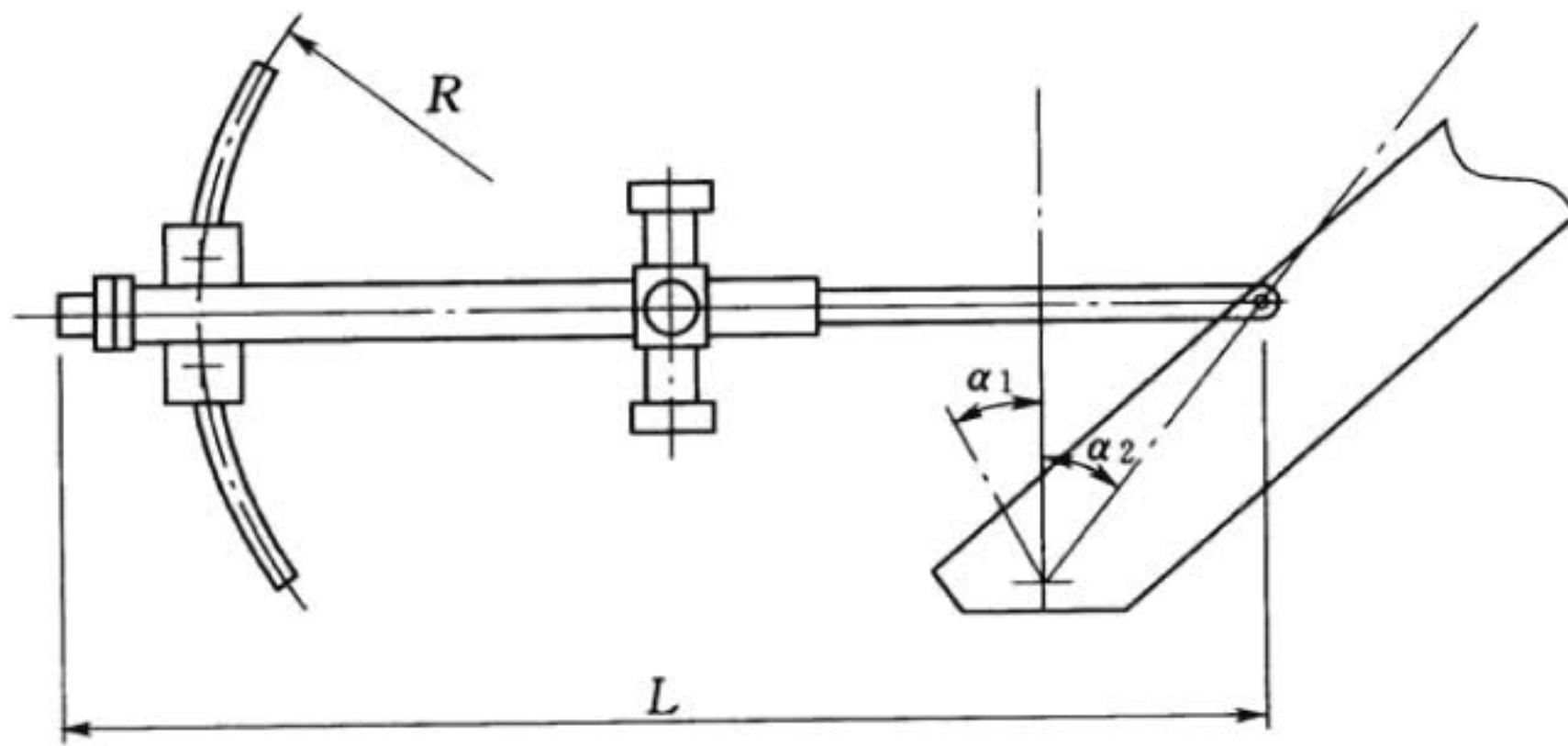
$K = M_{\min}/M_{\max}$	条件柔度 λ_1	相对偏心率 m							
		0.1	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
$K = -0.5$ 	1	0.1	0.31	0.68	1.12	1.6	2.62	3.55	4.55
	2	0.1	0.22	0.48	0.73	1.05	1.88	2.75	3.72
	3	0.1	0.17	0.38	0.58	0.8	1.33	2.0	2.77
	4	0.1	0.14	0.32	0.49	0.66	1.05	1.52	2.22
	5	0.1	0.1	0.26	0.41	0.57	0.95	1.38	1.8
$K = 0$ 	1	0.1	0.32	0.7	1.12	1.6	2.62	3.55	4.55
	2	0.1	0.28	0.6	0.9	1.28	1.96	2.75	3.72
	3	0.1	0.27	0.55	0.84	1.15	1.75	2.43	3.17
	4	0.1	0.26	0.52	0.78	1.1	1.6	2.2	2.83
	5	0.1	0.25	0.52	0.78	1.1	1.55	2.1	2.78
$K = 0.5$ 	1	0.1	0.4	0.8	1.23	1.68	2.62	3.55	4.55
	2	0.1	0.4	0.78	1.2	1.6	2.3	3.15	4.1
	3	0.1	0.4	0.77	1.17	1.55	2.3	3.1	3.9
	4	0.1	0.4	0.75	1.13	1.55	2.3	3.05	3.8
	5	0.1	0.4	0.75	1.1	1.55	2.3	3.0	3.8

注：计算 $K = M_{\min}/M_{\max}$ 时，取端弯矩 M_1 和 M_2 的小值（绝对值）为 M_{\min} ，大值为 M_{\max} 。

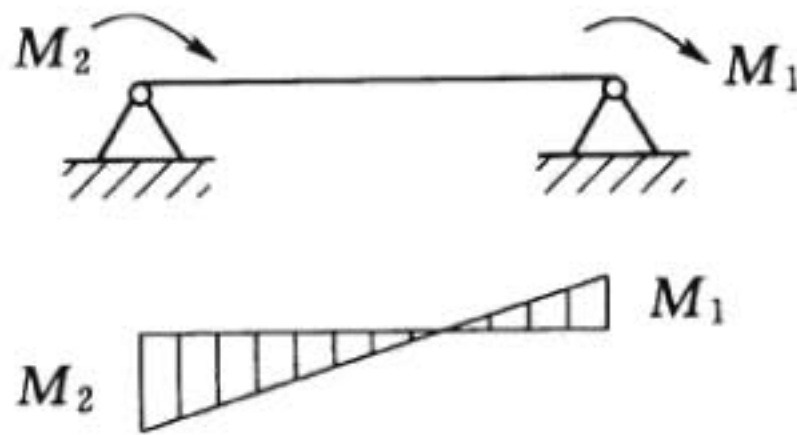
2 卧式双作用液压缸的活塞杆计算应按下列方法计算：

- 1) 活塞杆承受拉（压）力和弯矩，可按公式 (O. 6. 3 - 2) 计算活塞杆应力，并按公式 (O. 6. 3 - 6) 验算稳定，活塞杆的荷载图和弯矩图见图 O. 6. 4 - 2。
- 2) 吊耳轴的摩擦力产生的弯矩 M_1 可按公式 (O. 6. 1 - 6) 计算。
- 3) 液压缸支座中的摩擦力产生的弯矩 M_2 可按公式 (O. 6. 4 - 5) 计算。

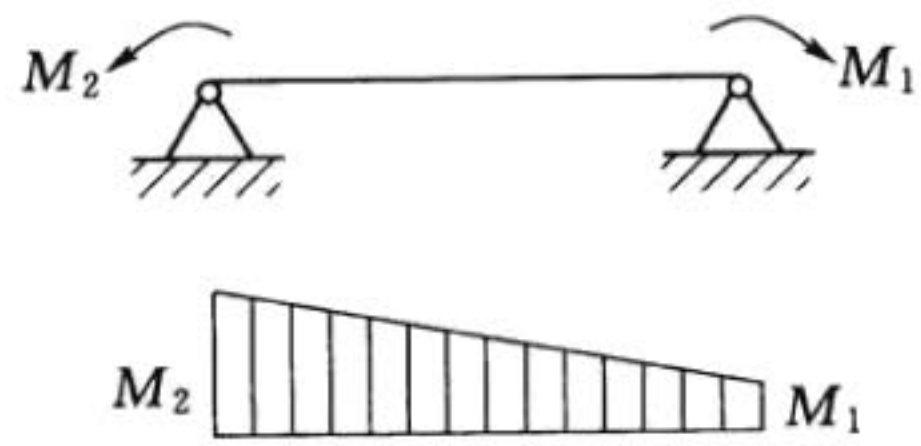
$$M_2 = M_2' + M_2'' \quad (\text{O. 6. 4 - 5})$$



(a) 油缸布置图



(b) 当闸门旋转 α_1 角时的荷载图和弯矩图



(c) 当闸门旋转 α_2 角时的荷载图和弯矩图

图 O. 6. 4 - 2 卧式液压缸活塞杆计算简图

$$M'_2 = P_2 f \frac{d_2}{2} \quad (\text{O. 6. 4 - 6})$$

$$M''_2 = \frac{G}{2} \left(\frac{f d' + 2\mu_0}{D} \right) R \quad (\text{O. 6. 4 - 7})$$

式中 M'_2 ——转动支座横梁的轴颈处摩擦力产生的弯矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$,
按公式 (O. 6. 4 - 6) 计算;

M''_2 ——尾部托架的摩擦力对液压缸旋转中心的力矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$,
按公式 (O. 6. 4 - 7) 计算;

d_2 ——支座横梁轴颈的直径, mm ;

P_2 ——活塞杆的压力, N ;

G ——液压缸 (包括液压油) 的总重;

D ——尾部支承轮的直径, mm ;

d' ——尾部支承轮轮轴的直径, mm ;

μ_0 ——滚动摩擦力臂, 取 $0.5 \sim 0.6 \text{mm}$;

f ——转动轴颈处的摩擦系数，按表 O. 6. 1 选取；

R ——尾部支承轮至液压缸转动中心的半径，mm。

- 4) 在稳定计算中，条件柔度 λ_1 可按公式 (O. 6. 3 - 7) 计算。折算长度 L_0 可按图 O. 6. 4 - 1 及公式 (O. 6. 4 - 1)、公式 (O. 6. 4 - 2) 进行计算。相对偏心率 m 可按公式 (O. 6. 4 - 4) 计算。
- 5) 折算偏心率 m_0 ，根据活塞杆的弯矩图特性 (图 O. 6. 4 - 2)、两端的端弯矩比值 K 、条件柔度 λ_1 以及相对偏心率 m ，查表 O. 6. 4 选定。

O. 7 液压油的污染等级

O. 7. 1 GB/T 14039 规定的液压油固体颗粒污染等级见表 O. 7. 1。

表 O. 7. 1 GB/T 14039 规定的液压油固体颗粒污染等级

1ml. 中颗粒数		代码	1ml. 中颗粒数		代码
>	≤		>	≤	
2500000		>28	80	160	14
1300000	2500000	28	40	80	13
640000	1300000	27	20	40	12
320000	640000	26	10	20	11
160000	320000	25	5	10	10
80000	160000	24	2.5	5	9
40000	80000	23	1.3	2.5	8
20000	40000	22	0.64	1.3	7
10000	20000	21	0.32	0.64	6
5000	10000	20	0.16	0.32	5
2500	5000	19	0.08	0.16	4
1300	2500	18	0.04	0.08	3
640	1300	17	0.02	0.04	2
320	640	16	0.01	0.02	1
160	320	15	0.00	0.01	0

O.7.2 常用液压系统适用的污染等级见表 O.7.2。

表 O.7.2 常用液压系统适用的污染等级

系统种类	GB/T 14039 规定的污染度等级
滑阀系统	—/18/15
比例阀系统	—/17/14
伺服阀系统	—/16/13

附录 P 螺杆启闭机零部件计算

P. 0. 1 起重螺杆的强度应按下列方法计算：

1 启门力通常大于闭门力，应以启门力 P_1 为强度计算荷载。起重螺杆承受的扭转力矩 M_K 可按公式 (P. 0. 1 - 1) 计算：

$$M_K = P_1 \tan(\alpha + \rho') \frac{d_2}{2} \quad (\text{P. 0. 1 - 1})$$

$$\rho' = \arctan\left(\frac{f}{\cos(\beta/2)}\right) \quad (\text{P. 0. 1 - 2})$$

式中 P_1 ——启门力，N；

α ——螺纹升角；

ρ' ——螺纹当量摩擦角，按公式 (P. 0. 1 - 2) 计算；

f ——螺杆与螺母的滑动摩擦系数，与所用材料、加工精度及润滑情况等有关，一般取 0.07~0.15，平均值可用 0.12；

β ——螺纹剖面角，矩形螺纹 $\beta=0^\circ$ ，梯形螺纹 $\beta=30^\circ$ ；

d_2 ——螺纹中径，mm。

2 起重螺杆的扭转剪应力 τ_K 可按公式 (P. 0. 1 - 3) 计算：

$$\tau_K = \frac{M_K}{0.2d_1^3} \quad (\text{P. 0. 1 - 3})$$

式中 M_K ——扭转力矩，N·mm；

d_1 ——螺纹内径，mm。

3 起重螺杆承受的弯曲力矩 M 可按公式 (P. 0. 1 - 4) 计算：

$$M = \frac{P_1 \mu d_0}{2} \quad (\text{P. 0. 1 - 4})$$

式中 μ ——摆动支座的摩擦系数；

d_0 ——摆动支座铰轴直径，mm。

4 起重螺杆的弯曲应力 σ_w 可按公式 (P. 0. 1 - 5) 计算：

$$\sigma_w = \frac{M}{0.1d_1^3} \quad (\text{P. 0. 1 - 5})$$

式中 M ——弯曲力矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

d_1 ——螺纹内径, mm 。

5 起重螺杆的轴向应力 σ_p 可按公式 (P. 0. 1 - 6) 计算:

$$\sigma_p = \frac{4P_1}{\pi d_1^2} \quad (\text{P. 0. 1 - 6})$$

式中 P_1 ——启门力, N ;

d_1 ——螺纹内径, mm 。

6 起重螺杆的合成应力 σ_F 可按公式 (P. 0. 1 - 7) 计算:

$$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_w + \sigma_p)^2 + 3\tau_k^2} \quad (\text{P. 0. 1 - 7})$$

$$\sigma_F \leq \frac{\sigma_s}{2.5}$$

式中 σ_w ——弯曲应力, N/mm^2 ;

σ_p ——轴向应力, N/mm^2 ;

τ_k ——剪切应力, N/mm^2 。

P. 0. 2 起重螺杆的稳定验算应符合下列规定:

1 当起重螺杆的长细比 $\lambda > 100$, 可按公式 (P. 0. 2 - 1) 进行验算:

$$P_2 \leq \frac{\pi^3 E d_1^4}{64n (\mu L)^2} \quad (\text{P. 0. 2 - 1})$$

式中 P_2 ——闭门力, N ;

E ——材料的弹性模量, N/mm^2 ;

n ——稳定安全系数, 一般取 2~3;

μ ——长度换算系数;

L ——起重螺杆受压计算的实际长度, mm ;

d_1 ——螺杆螺纹内径, mm 。

2 当起重螺杆的长细比 $\lambda < 100$, 以及有附加弯矩作用时, 可按公式 (P. 0. 2 - 2) 进行验算:

$$P_2 \leq A \left(\frac{\sigma_s}{2.3} \phi_P \right) \quad (\text{P. 0. 2 - 2})$$

式中 P_2 ——闭门力, N;

σ_s ——材料的屈服点, N/mm²;

ϕ_P ——偏心受压的稳定系数, 按表 P. 0. 2 采用;

A ——螺杆内径的截面面积, mm²。

表 P. 0. 2 偏心受压的稳定系数 ϕ_P 值

λ	ϵ							
	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
0	1.000	0.930	0.875	0.819	0.766	0.720	0.675	0.630
10	0.995	0.920	0.855	0.795	0.742	0.695	0.648	0.610
20	0.981	0.900	0.826	0.766	0.710	0.662	0.620	0.533
30	0.958	0.875	0.795	0.730	0.680	0.630	0.591	0.555
40	0.927	0.830	0.753	0.688	0.635	0.597	0.560	0.526
50	0.888	0.788	0.712	0.647	0.598	0.558	0.524	0.492
60	0.842	0.736	0.668	0.606	0.560	0.523	0.491	0.459
70	0.789	0.676	0.618	0.559	0.518	0.482	0.453	0.428
80	0.731	0.630	0.572	0.521	0.480	0.446	0.417	0.393
90	0.669	0.571	0.521	0.477	0.440	0.411	0.388	0.364
100	0.604	0.530	0.478	0.441	0.408	0.379	0.357	0.336
λ	ϵ							
	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
0	0.596	0.562	0.534	0.468	0.414	0.370	0.333	0.303
10	0.575	0.546	0.518	0.455	0.404	0.362	0.325	0.298
20	0.550	0.520	0.495	0.439	0.390	0.349	0.315	0.288
30	0.525	0.496	0.473	0.420	0.373	0.335	0.303	0.277
40	0.494	0.469	0.449	0.390	0.355	0.320	0.290	0.265
50	0.462	0.436	0.420	0.377	0.338	0.304	0.277	0.253
60	0.433	0.412	0.395	0.355	0.319	0.289	0.263	0.241

表 P. 0. 2 (续)

λ	ϵ							
	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
70	0.403	0.381	0.370	0.334	0.301	0.273	0.249	0.230
80	0.370	0.358	0.344	0.314	0.283	0.258	0.236	0.218
90	0.347	0.333	0.322	0.294	0.266	0.2434	0.22	0.207
100	0.317	0.303	0.292	0.275	0.250	0.229	0.211	0.197
λ	ϵ							
	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	8.0	9.0	10
0	0.277	0.256	0.235	0.220	0.205	0.182	0.162	0.147
10	0.271	0.251	0.231	0.217	0.210	0.179	0.160	0.141
20	0.263	0.243	0.225	0.210	0.196	0.174	0.157	0.145
30	0.254	0.234	0.218	0.203	0.191	0.169	0.152	0.138
40	0.243	0.226	0.210	0.196	0.184	0.164	0.148	0.135
50	0.234	0.216	0.201	0.189	0.177	0.159	0.143	0.130
60	0.224	0.207	0.193	0.182	0.171	0.153	0.138	0.126
70	0.213	0.198	0.185	0.174	0.164	0.147	0.134	0.122
80	0.203	0.189	0.177	0.167	0.157	0.142	0.129	0.118
90	0.192	0.180	0.169	0.160	0.151	0.136	0.124	0.114
100	0.183	0.172	0.161	0.153	0.144	0.131	0.120	0.110
λ	ϵ							
	12	14	16	18	20	25	30	
0	0.123	0.106	0.094	0.084	0.075	0.060	0.050	
10	0.122	0.105	0.093	0.083	0.074	0.060	0.050	
20	0.120	0.102	0.090	0.080	0.072	0.059	0.049	
30	0.117	0.100	0.087	0.078	0.071	0.058	0.048	
40	0.114	0.098	0.086	0.077	0.070	0.057	0.047	
50	0.111	0.096	0.085	0.075	0.069	0.056	0.046	
60	0.107	0.094	0.084	0.074	0.068	0.055	0.045	

表 P. 0. 2 (续)

λ	ϵ						
	12	14	16	18	20	25	30
70	0.104	0.091	0.082	0.073	0.066	0.054	0.044
80	0.101	0.089	0.080	0.072	0.065	0.053	0.043
90	0.098	0.087	0.078	0.070	0.063	0.052	0.042
100	0.095	0.084	0.075	0.068	0.062	0.051	0.042

注 1: 偏心率 $\epsilon = \frac{M A}{P_2 W}$, W 为螺杆内径 d_1 的截面抵抗矩。

注 2: 长细比 $\lambda = \frac{4\mu L}{d_1}$ 。

P. 0. 3 承重螺母的强度计算应符合下列规定:

1 承重螺母的工作高度 H , 应满足螺纹接触表面的承压应力要求, 可按公式 (P. 0. 3 - 1) 计算:

$$\sigma_q = \frac{4P_1 t}{\pi(d^2 - d_1^2)H} \quad (\text{P. 0. 3 - 1})$$

$$\sigma_q \leq [\sigma_q]$$

式中 P_1 ——启门力, N;

t ——螺距, mm;

d ——螺纹外径, mm;

d_1 ——螺纹内径, mm;

H ——螺母高度, mm, H/t 为螺纹工作牙数, 超过 10 牙以 10 牙计;

$[\sigma_q]$ ——允许承压应力, N/mm^2 , 按表 P. 0. 3 选用。

2 螺纹根部的抗弯强度可按公式 (P. 0. 3 - 2) 进行计算:

$$\sigma_w = \frac{3hP_1}{\pi d Z b^2} \quad (\text{P. 0. 3 - 2})$$

$$\sigma_w \leq [\sigma_w]$$

式中 Z ——螺纹工作牙数, 超过 10 牙以 10 牙计;

h ——螺纹高度, mm, 取 $h = 0.5t$;

b ——螺纹根部厚度, mm, 梯形螺纹 $b = 0.61t$;

$[\sigma_w]$ ——允许弯曲应力, N/mm^2 , 按表 P. 0. 3 选用。

表 P. 0. 3 承重螺母常用材料的允许应力

单位: N/mm^2

材料名称	承压应力 $[\sigma_c]$	弯曲应力 $[\sigma_w]$	剪切应力 $[\tau]$
ZCuSn5Pb5Zn5	6~8	30~40	25~30
ZCuSn10P1	10~13	40~55	30~41
ZCuAl10Fe3	15~20	66~78	50~58
HT250	4~6	46~48	30~38

注: 砂型铸造时取小值, 金属模铸造时取大值。

3 螺纹根部的抗剪强度可按公式 (P. 0. 3 - 3) 进行计算:

$$\tau = \frac{P_1}{\pi dbZ} \quad (\text{P. 0. 3 - 3})$$

$$\tau \leq [\tau]$$

式中 $[\tau]$ ——允许剪切应力, N/mm^2 , 按表 P. 0. 3 选用。

附录 Q 导线的载流量

Q. 0. 1 导线允许载流量可按公式 (Q. 0. 1-1) 计算:

$$I_z \leqslant KI_g \quad (\text{Q. 0. 1-1})$$

$$K = \sqrt{(T_1 - T_0)/(T_1 - T_2)} \quad (\text{Q. 0. 1-2})$$

式中 I_z ——导线允许的载流量, A;

I_g ——导线载流量的基准值, A, 无资料时可查表 Q. 0. 1-1;

K ——不同敷设条件下综合校正系数: 空气中单根敷设 $K = K_1$; 空气中多根敷设 $K = K_1 K_1$; 空气中穿管敷设 $K = K_2 K_1$;

K_1 ——空气中并列敷设电缆的校正系数, 常用值见表 Q. 0. 1-2;

K_2 ——空气中穿管敷设时的校正系数, 截面为 95mm^2 及以下取 0. 9, 截面为 $120 \sim 185\text{mm}^2$ 取 0. 85;

K_1 ——环境温度校正系数, 常用值见表 Q. 0. 1-3, 也可按公式 (Q. 0. 1-2) 计算;

T_1 ——线芯最高工作温度, $^{\circ}\text{C}$;

T_0 ——工作环境温度, $^{\circ}\text{C}$;

T_2 ——额定工作环境温度, 25°C (或 45°C)。

Q. 0. 2 启闭机上所用电线不论其敷设方式, 敷设部位, 可按三根单芯电线穿钢管空气中敷设选用截面; 当穿管电线根数超过三根时, 选用的截面应适当降低载流量。

表 Q.0.1-1 导线载流量的基准值

线芯截面 /mm ²	铜芯电线				重型橡胶套电缆		船用电缆	
	25℃时载流量/A				YC、YCW 单芯电缆 25℃时载 流量/A	YC、YCW 三芯电缆 25℃时载 流量/A	CF、CFR 单芯电缆 45℃时载 流量/A	CR、CFR 三芯电缆 45℃时载 流量/A
	BX、BXR 铜芯橡皮线		BV、BVR 铜芯塑料线					
	明敷	穿管	明敷	穿管				
1.5	27	18	24	17	—	20	14	
2.5	35	25	32	24	37	26	19	
4	45	33	42	31	47	35	25	
6	58	43	55	41	52	44	32	
10	85	60	75	57	75	61	44	
16	110	77	105	73	112	81	58	
25	145	100	138	95	148	105	77	
35	180	122	170	115	183	135	94	
50	230	154	215	146	226	165	120	
70	285	193	265	183	289	205	145	
95	345	235	325	225	353	250	180	
120	400	270	375	260	415	290	205	
150	470	310	430	300	—	335	240	

注 1: 本表数值取自《电力工程设计手册》电气一次部分, 环境温度+25℃(或+45℃)时的载流量为基准值。

注 2: 表中穿管电线载流量以三根单芯电线穿钢管空气中敷设情况为基准。

表 Q.0.1-2 导线在空气中多根并列敷设时的载流量的校正系数 K_1

导线根数		1	2	3	4	6	4	6		
排列方式		导线单排并列平行排列							导线双排并列平行排列	
导线中心距离	$S=d$	1.0	0.9	0.85	0.82	0.80	0.8	0.75		
	$S=2d$	1.0	1.0	0.98	0.95	0.90	0.9	0.90		
	$S=3d$	1.0	1.0	1.0	0.98	0.96	1.0	0.96		

注 1: S ——相邻导线中心距离。
注 2: d ——导线的外径, 当导线的外径不同时, 建议取各产品外径的平均值。

表 Q.0.1-3 导线载流量的温度校正系数 K_2

额定工作环境 温度/°C	线芯最高工作 温度/°C	工作环境温度/°C										
		+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50	+55	+60
+25	+50	1.265	1.183	1.095	1.000	0.894	0.775	0.632	0.447	—	—	—
	+60	1.195	1.134	1.069	1.000	0.926	0.845	0.756	0.655	0.535	—	—
	+65	1.173	1.118	1.061	1.000	0.935	0.865	0.791	0.707	0.612	0.500	—
	+80	1.128	1.087	1.044	1.000	0.953	0.905	0.853	0.798	0.739	0.674	0.603
+45	+65	—	—	—	—	1.323	1.225	1.118	1.000	0.866	0.707	—
	+70	—	—	—	—	1.265	1.183	1.095	1.000	0.894	0.775	0.632
	+80	—	—	—	—	1.195	1.134	1.069	1.000	0.926	0.845	0.756
	+85	—	—	—	—	1.173	1.118	1.061	1.000	0.935	0.866	0.791

标准用词说明

标准用词	严格程度
必须	很严格，非这样做不可
严禁	
应	严格，在正常情况下均应这样做
不应、不得	
宜	允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做
不宜	
可	有选择，在一定条件下可以这样做

标准历次版本编写者信息

SL 41—93

本标准主编单位：电力工业部 水利部 西北勘测设计研究院

成都勘测设计研究院

水利水电规划设计总院

本标准主要起草人：陆长生 赵辅鑫 沈德民 陈文洪

SL 41—2011

本标准主编单位：湖南省水利水电勘测设计研究总院

黄河勘测规划设计有限公司

本标准主要起草人：李 球 黄廷璞 孙鲁安 陈 霞

段 斌 胡 荃 穆建军 阳建平

曾宪时 周维亚

SD 297—88

本标准主编单位：水利电力部中南勘测设计院

本标准主要起草人：薛瑞宝

SL 491—2010

本标准主编单位：黄河勘测规划设计有限公司

本标准主要起草人：杨 立 姚乐燕 杜伟峰

SD 296—88

本标准主编单位：水利电力部中南勘测设计院

本标准主要起草人：薛瑞宝

SL 40—92

本标准主编单位：能源部、水利部西北勘测设计院

本标准主要起草人：陈文洪 陆长生

SL 507—2010

本标准主编单位：黄河勘测规划设计有限公司

本标准主要起草人：唐松智 孙鲁安 王国栋

SD 113—83

本标准主编单位：江苏省武进液压启闭机厂

SD 114—83

本标准主编单位：江苏省武进液压启闭机厂

SL 39—92

本标准主编单位：能源部、水利部华东勘测设计院

本标准主要起草人：汪云祥 陈文伟 余耀坤

SL 508—2010

本标准主编单位：黄河勘测规划设计有限公司

本标准主要起草人：杨 光 陈 霞 毛明令

中华人民共和国水利行业标准

水利水电工程启闭机设计规范

SL 41—2018

条文说明

目 次

1	总则	199
2	术语和符号	201
3	基本规定	202
4	荷载	214
5	材料	223
6	卷扬式启闭机	225
7	液压启闭机	268
8	螺杆启闭机和链式启闭机	279
9	电气	282

1 总 则

1.0.1 本条规定了制定启闭机设计规范的目及设计必需遵循的基本原则。本次修订增加了绿色环保、操作智能，以吸收成熟的先进科技成果。“运行可靠”和“操作安全”意义相近，故合并后放在首位，体现“安全第一、以人为本”思想。绿色环保不仅要求节约资源、保护环境和自然生态，还要求与周围的建筑和景观相协调。

1.0.2 本条规定了本标准的适用范围。本标准按照传力介质的不同将启闭机分为卷扬式启闭机、液压启闭机、螺杆启闭机和链式启闭机，又将不能移动的启闭机如液压启闭机、固定卷扬式启闭机、螺杆启闭机和链式启闭机等称为固定式启闭机，将可移动的启闭机如门式启闭机、桥式启闭机及台车式启闭机等称为移动式启闭机。

有些工程因条件限制，需要一些特殊动力或结构的启闭机（如齿轮齿条传动的启闭机），经论证可行，也可参照本标准执行。另外，清污机不属于启闭机，但有些清污机带有卷扬机构和行走机构或液压系统，由于目前尚未制定设计规范，实践中一些金属结构设备的招标文件也都将清污机划归到启闭机的类别中，基于这种既成事实，清污机设计也可参照本标准执行。

1.0.3 本条为新增，规定了移动式启闭机设计与国家特种设备相关标准的协调要求。

移动式启闭机归类为特种设备，其一切生产活动（包括设计、制造、安装、验收、使用、维护、管理等）均需遵循《中华人民共和国特种设备安全法》和《特种设备安全监察条例》。这两个法规的主要作用是加强对特种设备的安全监督与管理，至于特种设备的设计，不同设备都各自有相应的设计规范，如《特种设备目录》中的起重机，设计遵循的规范为 GB/T 3811《起重

机设计规范》。本标准在编制与修订中也主要参照了这个标准。

1.0.4 新增引用标准 12 项，更新 9 项，删除 5 项。本条列出了引用标准共 38 项。

2 术语和符号

2.1 术语

2.1.1~2.1.17 本节为新增。本标准根据条文共列出术语 17 条并进行了定义，以便在本行业内对启闭机有关专业名词的提法和含义得到统一。部分术语定义参照了 GB 6974.1~4《起重机械名词术语》；“高扬程启闭机”术语定义参照了 SL 40《QPG 型卷扬式高扬程启闭机系列标准》；有关液压部分的术语定义参照了 NB/T 35020《水电水利工程液压启闭机设计规范》。本标准未列出的有关术语见 SL 26—2012《水利水电工程技术术语》和 SL 543—2001《水工金属结构术语》。

2.2 符号

同原规范 2.2 节。本标准涉及有关符号较多，为表达方便，只把基本符号列出，其他则分别写在有关章、节、条中。

3 基本规定

3.1 一般规定

3.1.1 原规范第 1.0.3 条。本条规定了启闭机的机构与整机工作级别。水利水电工程启闭机的工作对象明确，使用条件相对稳定。一般水电站启闭机每年使用时间较少，水利工程的启闭机使用时间要稍多一些，但与其他行业使用的起重机相比，总体来说利用率相对较低。机构的设计寿命较多的属于轻级，仅极少数属于重级，故启闭机工作级别划分为 Q_1 —轻、 Q_2 —轻、 Q_3 —中和 Q_4 —重 4 个级别，基本上涵盖了本标准所适用的启闭机的常见工况。由于较低的利用率，其启闭机结构一般不考虑疲劳强度，所以机构的工作级别也就代表了启闭机的工作级别。当有多个机构时，各机构的工作级别可以不同，其主起升机构的工作级别就是启闭机的工作级别。根据以往实际经验，本次修订对启闭机工作级别选择进行了细化，见附录 A。表 1 为本标准与 GB/T 3811 的机构工作级别的大致对照，仅供参考。

表 1 机构工作级别对照表

SL 41 工作级别	GB/T 3811 工作级别	SL 41 工作级别	GB/T 3811 工作级别
Q_1 —轻	M1~M3	Q_3 —中	M5
Q_2 —轻	M4	Q_4 —重	M6

3.1.2 原规范第 1.0.4 条。本条说明设计和布置启闭机所需有关输入和接口资料。设计时要考虑枢纽总布置对启闭机的要求，确定启闭机型式，根据启闭机型式确定所需资料。如弧形闸门主要用在泄水系统，没有快速下门的要求。启闭机吊耳不进入门槽，一般不需要考虑钢丝绳与门槽相干扰的资料和水质资料等问题。

3.1.3 原规范第 1.0.5 条的修订。本次修订将 SL 507—2010《卷扬式启闭机系列参数》、SL 508—2010《液压启闭机系列参数》和 SL 491—2010《螺杆式启闭机系列参数》修改后作为附录并入本标准，便于使用和标准化、系列化工作。

启闭机的工作对象明确，基本参数变化不大，有可能逐步达到标准化、系列化。本标准对启闭机的容量、扬程、跨度、速度等基本参数作出规定，在一般情况下要求尽可能按此规定执行。由于这是个循序渐进的过程，同时考虑到所列系列参数的局限性，因此本条并不是强制性技术要求，仍是推荐性的。

3.1.4 原规范第 1.0.7 条。启闭机使用场所多位于深山峡谷或江河湖海处，维护条件差，湿度大，因此专门提出防潮、防腐蚀和防风沙等保护措施，要求设计、使用单位注意。另外，《中华人民共和国消防法》明文规定未经验收或者经验收不合格的建筑工程不得投入使用，因此本标准对启闭机机房和控制房提出消防要求，具体要求可参考有关消防设计的标准。

3.1.5 原规范第 1.0.8 条。补充了位于强震区的重要启闭机需进行抗震验算的要求。

启闭设备中的金属结构，对于固定式启闭机，其机构直接安装在结构上，因此一般由挠度控制，强度应力较低；对于移动式启闭机，（如门机、桥机等）由于总的使用频率不高，而且季节性较强，有充裕的检修时间，一般不会造成疲劳破坏，其金属结构部分可不进行疲劳强度验算，如用户及有关部门专门提出要求，则也可进行验算。

2008 年“5·12”汶川地震时，个别水库出现电源失电、启闭设备损坏无法及时开启闸门泄洪的危急事件，故补充此规定，以提醒设计者注意强震区启闭机的抗震安全问题。有关启闭机抗震的其他要求见第 3.1.19 条和第 4.0.11 条。

3.1.6 原规范第 1.0.9 条。启闭机的制造地点和使用地点一般相隔甚远，除了铁路运输以外，很多情况下要采用公路运输甚至水运，所以其运输单元和重量需要考虑工地的情况和条件。如小

浪底水利枢纽进水塔顶 4000kN 门机的偏轨梁长达 41m，采用铁路运输不能直达工地，采用公路运输无法通过弯道。因此，设计时分为三段，在工地再拼装为一根主梁。所以启闭机的运输单元和重量要满足抵达工地的铁路运输和公路运输要求。

3.1.7 原规范第 3.1.1 条。将原规范第 3.1.1 条第 4 款合并到第 1 款；增加“具有防洪、排涝功能的工作闸门，应选用固定式启闭机，一门一机布置”作为第 2 款，并规定为强制性技术内容；其余各款根据内容调整了编排次序。

本条针对各种用途的闸门对启闭设备选型提出一些原则性的要求。由于各个工程的自然条件、水工建筑物的使用条件等均不完全相同，因此在选用和设计启闭机时尚需结合上述因素进行全面的经济技术指标论证才能确定。在论证和比较时，除了考虑启闭设备自身的制造、安装等费用外，尚要顾及相应的水工结构和其他的辅助设备。

用于防洪、排涝的工作闸门，工作时具有一定的紧迫性，要求各孔闸门能在短时间内开启或关闭，以防发生危及工程及生命财产的安全事故。因此，这类闸门需要采用固定式启闭机一门一机布置，并要严格执行。

对于分节启闭的分节式闸门（如叠梁闸门）或闸门扇数少于孔口数（如多孔口的检修闸门或事故检修闸门）则需要采用移动式启闭机。

快速闸门启闭机在中华人民共和国成立初期以卷扬式居多，随着国内液压技术的发展，液压启闭机的性能不断得到提高，制造成本逐渐降低，液压启闭机的应用逐渐增多，故本条第 5 款将液压启闭机排在卷扬启闭机之前，以鼓励选用液压启闭机。另外，当机组故障引起电厂交流电源失电时，启闭机的正常运行电源也随之断电，其快速关闭的控制电源一般取自电厂备用电源并随之自动投入，以便快速关闭闸门，保护机组安全。

对施工导流封堵闸门的启闭机，规定启闭力要有一定的富裕量和扬程指示装置，目的是确保闸门下到底槛，完全封堵住导流

孔。由于这种启闭机属于临时性质（封孔后即拆卸搬走），所以可借用本工程中的永久启闭设备（如碧口水电站工程、宝珠寺水电站工程）或采用施工用起重设备（盐锅峡水电站工程），也可租借由其他工程上拆卸下来的适合导流用的启闭设备。但对于某些大型项目，由于启闭容量较大或其他原因，无法借用，只能另行设计、制造。

螺杆启闭机主要用于小型的水利水电工程，其特点是启闭扬程较低（见附录 D 表 D.0.1），闭门时具有一定的下压力，而且造价低，制造技术较简单，但运行和维护相对困难，设计选型时可酌情考虑。

3.1.8 原规范第 3.1.2 条。增加了电气设备防护要求和风沙严重地区采用闭式齿轮传动要求。

本条提出启闭机的防护措施。启闭机的工作条件大多较差，实践表明，采用局部防护（如防护罩）时效果不如机房，所以一般情况下要尽可能设置机房。只有在个别情况下（如无设置机房的空間或液压启闭机的油缸等）才允许露天布置，但要根据环境条件采取相应保护措施。此外，对在严寒地区工作的启闭机提出了保温要求，主要是确保启闭机能在冬季安全可靠地投入运行。炎热地区且在夏季有运行要求的启闭机，为改善操作人员的工作条件，要考虑降温措施。电气设备要防尘、防潮和防雨。在风沙严重地区，卷扬式启闭机要尽量采用闭式齿轮传动。

3.1.9 合并了原规范第 3.1.3 条、第 3.1.4 条。

本条指出启闭机的最大扬程除满足启闭闸门的最大扬程外，还要留有适当的裕度。主要是考虑水工建筑物的施工误差和设备的安装误差。对潜孔弧门启闭机而言，其扬程尚要考虑更换侧水封、门楣顶水封的需要。以前实践中就出现过由于扬程裕度不足导致投入运行后更换水封困难的案例，本条提出上述要求，希望在设计和布置时考虑。

近些年来，一些高坝大库不断涌现，采用折线绳槽卷筒和变频调速的高扬程卷扬式启闭机应用越来越多，其相应的设计和制

造能力也有了很大提高。由于运行中不再需要反复装拆拉杆，劳动强度大大降低，同时改善了闸门存放条件，受到工程运行单位的欢迎，设计人员对采用高扬程启闭机的认知也趋于一致。因此当闸门的扬程较高时，推荐选用高扬程启闭机。

3.1.10 原规范第 3.1.7 条。固定卷扬式启闭机由于自身布置的关系，当钢丝绳经过动滑轮、定滑轮和平衡滑轮后，动滑轮组的中心线不一定和定滑轮组中心线一致（主要取决于定滑轮组和卷筒间的距离与定滑轮组和平衡滑轮间的距离），使闸门启闭时产生一个侧向力。其他类型启闭机（如液压式、螺杆式）也存在闸门起吊中心和启闭机起吊中心不一致的问题，但一般不易疏忽，故针对固定卷扬式启闭机的这一问题在本标准中提出以期引起注意。

3.1.11 原规范第 3.1.9 条，对文字进行了简化调整。启闭机一般需安装在可能被水淹的高程以上。对于液压启闭机，特别是机组进水口的快速液压启闭机的液压缸则常常浸泡在水中，其上端机架需布置在洪水位以上，以防动力部分和电气设备被水淹。当有条件在某重现期洪水来临前将电气设备及动力设备移走时，也可适当降低安装高程，但不能低于设计洪水位。

3.1.12 原规范第 3.1.10 条。对于危及水利水电工程安全的启闭机需要有可靠的备用电源。这是因为某些闸门（如泄水、溢洪系统的工作闸门）的启闭直接影响水工建筑物甚至整个枢纽的安全。我国曾有因暴雨来临、电源发生故障造成闸门不能开启使洪水泛坝的事例，要吸取教训，故提出对这类启闭机需要设置可靠的备用电源，如柴油发电机等。对于启闭力不大的中小型启闭机，采用人力操作是可能的，所以可以根据闸门重要性等具体情况设置手摇启闭装置，以便在电源失电的情况下仍能操作闸门。

3.1.13 原规范第 3.1.12 条。由于电站进水口快速闸门和泵站出水口快速闸门在关闭孔口时有时间要求，所以操作快速闸门的启闭机下降速度要根据要求确定。但当闸门接近底槛时，若下降速度过大则易对闸门底槛产生冲击甚至造成破坏。根据过去的实

实践经验，一般认为下降速度在不大于 $5\text{m}/\text{min}$ 时，不会造成破坏。限速装置针对于快速闸门卷扬式启闭机，液压启闭机则为缓冲装置，以示区分。

3.1.14 原规范 3.1.8 条，对文字进行了调整。本条主要是针对启闭力较大（一般单个吊点大于 800kN ）的移动式启闭机和固定式启闭机，其吊具与闸门吊耳的连接轴重量较大，操作时困难，需要考虑设置移轴装置，其目的是减少劳动量，便于经常拆卸。同时，需要在装移轴装置吊板的另一侧吊板增加配重，以便动滑轮组在空载升降时保持平衡。对于液压式或其他类型启闭机，采用多节吊杆连接进行工作时，也要予以考虑。

3.1.15 原规范第 3.1.15 条。采用小开度或充水阀充水的闸门，由于开度范围仅为 $100\sim 300\text{mm}$ ，相比启闭机的扬程而言甚是微小，如用常规的机械式主令控制装置误差较大，不易调整，容易造成过量。因此，这种情况下启闭机起升机构需要设置测量精度较高的扬程控制装置，如设置带有传感器和显示仪且集测量、显示、控制为一体的电子式扬程指示器，则可满足小开度精度要求。

3.1.16 原规范第 3.1.13 条。双吊点启闭机，特别是双吊点的高扬程启闭机，如不能保证两个吊点的升降速度同步将使闸门出现倾斜（这在好几个工程中发生过）甚至被卡住，直接影响闸门运行，因此双吊点启闭机需有同步措施。常用同步措施有机械同步、液压同步和电气同步等，可根据启闭机的类型、布置方式等具体情况而定。同时启闭机各部分的误差（如卷筒直径的误差、钢丝绳的直径和张紧误差、油管的布置长度、阀件控制精度等）也影响闸门两吊点的升降速度，因此在设计时要对制造、安装和调试过程中可能使两吊点升降速度不一致的因素进行严格控制，防止因各部分误差累积而影响闸门运行。

3.1.17 原规范第 3.1.14 条。双吊点启闭机在正常工作中，由于闸门重心位置的偏差和（或）左、右摩阻力的不一致，使得左、右吊点的启闭荷载有所不同。但根据过去的运行经验，每个

吊点的启闭荷载仍可按 $1/2$ 启闭荷载计算，这适用于门前无泥沙淤积或较少的场合。事实上，对于有泥沙淤积的闸门，其两个吊点的荷载有时相差甚多，故在考虑左、右吊点启闭荷载时要适当加大，其值要根据河流情况、设置位置、泥沙情况等确定。

3.1.18 本条为新增。当启闭机安装使用地点海拔超过 1000m ，或当启闭机使用环境温度超过 40°C ，电动机的输出功率就会下降，因此需对电动机的容量进行校验和修正。由于精确的计算取决于电动机类型、冷却方式和绝缘等级，因此修正系数会因不同的电动机制造厂商而不同，故更为准确的修正系数需由电动机制造厂商提供，本标准附录 E 内容参照了 GB/T 3811—2008。

3.1.19 本条为新增。在地震烈度Ⅶ度及以上地区工作的启闭机，地震发生时承受较大的冲击荷载。根据 2008 年“5·12”汶川地震后紫坪铺水利枢纽启闭机破坏情况的调查，发现启闭机采用铸铁材料的零部件多有损坏，有些损坏严重，如卷筒轴承座底板断裂，轴承端盖破碎甩出，减速电机外壳整体断裂等。分析认为铸铁材料的脆性较大，遭受剧烈冲击荷载后易产生裂纹，反复冲击后引起断裂。在地震烈度大于Ⅶ度时，为防止启闭设备由于地震破坏无法操作闸门而导致严重后果，对一些重要的闸门，启闭设备一般设置应急启动装置。另外铸铁类材料在温度较低的情况下承载时易发生裂纹或脆断，故本标准提出此条规定，以提醒设计者注意。

3.1.20 原规范第 3.3.6 条。此规定在原规范中本是针对液压启闭机的，实际对所有启闭机均适用，包括对启闭机行走机构有行程定位要求的情况，故将原规范 3.3.6 条的后半部分内容单独成条并前移，作为对所有启闭机的要求。

3.1.21 本条为新增。本条对启闭机的铭牌需要标示的内容项和安装位置进行了规定，以便于快速对启闭机主要技术性能及整机情况识别、了解。本条参照了 GB/T 3811—2008 中的 9.2.1 条。

3.1.22 本条为新增。本条规定主要是为了保证启闭机投入运行后的使用安全。为此，需在设计时就做出规定，以便制造企业有

所遵循和形成规范。本条参考了 FEM 1.001—1998《欧洲起重机械设计规范》的 7.3.3 条和 ISO 9942—1:1994《起重机 信息标牌 第 1 部分:总则》以及 GB/T 3811—2008 的 9.2.1.4 款等标准的相关规定。

3.1.23 本条为新增,合并了原规范第 3.1.5 条。本条是启闭机在整体布置时需要考虑的与外界的最小安全距离问题。

启闭机的动滑轮组和钢丝绳都要进入闸门门槽,若配合不好,则容易与门槽发生干扰,特别是对于一些将吊耳设置在闸门边柱上的双吊点启闭机更易出现这种问题,需要特别注意。必要时需与闸门设计人员配合,将闸门吊点向中间靠拢,对移动式启闭机也可通过自动挂脱梁或平衡梁改变吊点间距,但如果吊点间距过小则会造成启闭机布置困难。本标准参照了 GB/T 3811—2008,要求动滑轮组和钢丝绳与门槽等建筑物之间的净距离间隙不小于 50mm。

原规范对于启闭机相对建筑物运动的部分与建筑物的最小安全距离要求未作明确规定,但在设计中却经常遇到此类问题,本次修订参考 GB/T 3811—2008 中的 9.2.2 予以补充。

3.1.24 本条为新增。如果启闭机工作区域有输电线,则启闭机设计布置时需考虑与输电线间的安全距离。ISO 12480—1:1997《起重机 安全使用 第 1 部分:总则》的 8.3.2 条中对安全距离的要求简单分为两档,一档是对配电线路,在半径为 3m 的范围内均视为危险点;另一档是对输电线路,在半径为 6m 的范围内均视为危险点。虽然这样的处理简单明了,但从设计角度看,还是显得有些粗放而不尽合理。GB 6067.1—2010《起重机械安全规程 第 1 部分:总则》表 3 对此安全距离的划分比国际标准更精细,更适合我国国情。因此本标准参照 GB 6067.1—2010 划分此安全距离,其中删除了在水电行业不常用的 154kV 电压等级。

3.1.25 本条为新增。对饮用水源或饮用水调水工程中使用的启闭机,吊具(动滑轮组、挂脱梁、油缸吊头)的轴承和钢丝绳等

部位涂有润滑脂，为避免润滑脂对水质造成污染，需采用水利工程专用食品级润滑脂。

3.2 控制方式

3.2.1 原规范 3.4.1 条。本条规定了启闭机控制方式选择的原则。启闭机的控制方式有现地控制、集中控制、远程控制，各种控制方式的选择要根据水利水电工程对闸门运行的要求确定。

3.2.2 原规范 3.4.2 条。本条规定了固定式启闭机采用集中控制或远程控制的前提条件，主要针对固定卷扬式启闭机和液压启闭机。泄水系统的固定式启闭机是承担着水库调控的主要设备，采用集中控制和远程控制有利于提高工程安全运行和智能化管理水平，故推荐采用。

3.2.3 原规范 3.4.3 条。电站进水口快速闸门肩负着厂房及机组的安全运行的任务，其关闭反应时间越短越好，故其启闭机要有远程控制的闭门功能。泵站出口的快速闸门启闭机也是如此。

3.2.4 原规范 3.4.4 条。对重要的启闭机，增加在线监测系统的应用。

目前，信息监控、监视技术的应用已非常广泛，技术也较成熟，设备成本大幅降低，启闭机在采用集中控制和远程控制时，为了能同步了解闸门位置情况、前后水流状况及启闭机的运行状况，避免误操作，需要设置可靠的监测、监视装置。在线监测系统为近几年出现的新技术，有利于提高启闭机的安全性，对远程监控的重要启闭机推荐采用。2012 年，国家对起重机械出台了 GB/T 28264—2012《起重机械 安全监控管理系统》，体现了国家对特种设备安全的重视。

3.3 安全保护装置

3.3.1 原规范 1.0.6 条。启闭机和其他起重机械相比，对起升机构的安全保护特别重要。这主要是因为其工作对象大部分在水中，工作情况不易摸清。起重机的吊物大多在陆地上，不安全情

况容易被人们发现。如果启闭机发生意外，不仅影响闸门的启闭，有时后果不堪设想。为了安全可靠地工作，对安全措施要重视，要强调其重要性。除了起升机构以外，其他机构也要装设相应的安全装置。

3.3.2 原规范第 3.5.1 条。制动装置是启闭机重要的安全保护装置，特别是卷扬式启闭机的起升机构需设置安全可靠的制动装置。20 世纪 60 年代初期，吉林云峰电站发生过台车式启闭机起升机构制动失灵，使闸门坠落、启闭机电机飞逸事故。对于链式、盘香式启闭机的制动装置，也要予以重视。液压启闭机由于主要靠控制油量和油速操作闸门升降，因此一般情况下不存在闸门坠落问题。螺杆启闭机一般靠螺杆传动的自锁来控制闸门位置，如不能自锁也要设置制动装置。此外，启闭机的其他机构（如行走机构、回转机构等）也要有制动装置，以便于控制位置和防止事故。

3.3.3 原规范第 3.5.2 条。起升荷载限制器在大多数卷扬式启闭机械中是需要且可以装设的，但其要求不一致，有的要求在提升时起作用，有的则要求在下降时起作用，有的要求在上升和下降容量不同的情况下分别起作用，这些均可通过电气控制达到目的。对于液压启闭机，一般通过设置安全溢流阀进行过载保护。

3.3.4 原规范第 3.5.3 条。启闭机的起升机构、行走机构、回转机构等的运动行程，一般情况下均要有所限制，故需安装相应的扬程和行程限制器。对起升机构来讲，要考虑控制上、下极限位置，如在上、下极限位置之间还有要求的，也要予以满足。装设在门机支腿上的回转吊，其回转行程无法超过 270° ，因此也要设回转行程限制器。同样对于在轨道上行走的移动式启闭机，其端部要装设行程限制器。

3.3.5 原规范第 3.5.4 条。对轨道端部斜接圆弧形挡块的使用限定为中小型启闭机。

在一般移动式启闭机中，轨道两端除了安装行程限制器外，尚要装设车挡并同时在行走机构上装设缓冲装置，以防止行程限

制器失灵时门机超行程行走。车挡一般为立柱式，根部埋入钢筋混凝土基础内，需要根据最大撞击力核算强度，通常用于大型移动式启闭机。对于中小容量的移动式启闭机，可在轨道端部设置向上倾斜并连接圆弧形的挡块，使启闭机的动能转变为势能，从而达到阻挡和缓冲目的，这种做法较为紧凑，也较为节省材料，但当车轮前装有清轨器、防爬器以及铁鞋时不适合这种缓冲方式。对于超大型移动式启闭机，可将这两种缓冲型式并用，形成二次缓冲，以减小车挡的撞击力，避免车挡尺寸过大。

3.3.6 本条为新增。本条规定参照了 GB/T 3811—2008 中 7.4.10 的规定。车轮、滚轮、铰接等均不能作为接地导体，需设专门的接地线，以提供接地电流通路，且建议设专用接地线至所有用电设备。

3.3.7 原规范第 3.5.5 条，明确了避雷针装设位置及防腐要求。

室外移动式启闭机要安装风速仪，这是因为水利水电工程大多建在深山峡谷之间，容易遭受突发大风，启闭机自身也易于挡风，所以要求当风速大于工作极限风速时，能发出停止作业的警报，并自动切断行走机构电源。当夹轨器为电动时要与夹轨器联动。

3.3.8 原规范第 3.5.6 条。本条规定参照了 GB/T 3811—2008 中 9.7.4.1 和 FEM 1.001—1998 中 7.7.1.2 的规定。在 GB/T 3811—2008 中的表述为：“在工作状态下的抗风制动装置可采用制动器、轮边制动器、夹轨器、顶轨器、压轨器、别轨器等，其制动与释放动作要考虑与运行机构连锁并要能从控制室内自动进行操作。起重机只装设抗风制动装置而无锚定装置的，抗风制动装置要能承受起重机非工作状态下的风荷载；当工作状态下的抗风制动装置不能满足非工作状态下的抗风防滑要求时，还要装设牵揽式、插销式或其他形式的锚定装置。起重机有锚定装置时，锚定装置要能独立承受起重机非工作状态下的风荷载。”而在 FEM 1.001—1998 中的表述为：“装有司机室的起重机和起重小车，受风载作用的，要配备非工作状态暴风锚定装置。”两者对

设置锚定装置的要求并不相同。考虑到水电工程移动式启闭机大多位于深山峡谷之间，正是大风风口之处，启闭机易于遭受大风突袭，故本条的前半句参照的是 FEM 1.001—1998，后半句参照的是 GB/T 3811—2008。

对于水利水电工程移动式启闭机，锚定装置只能设置在特定的位置，如设置在靠近轨道端头等部位，当启闭机由于各种原因未处于锚定位置时，其对抗滑稳定不起作用，非工作状态抗滑稳定仍依靠夹轨器承担，因此不能因为设置了锚定装置而减小夹轨器的制动力。

3.3.9 原规范 3.5.7 条。有关电气保护装置详见第 9.5 节。

4 荷 载

4.0.1 启闭机的自重荷载主要用来计算启闭机不同部位质量产生的荷载。如卷扬式启闭机在计算起升机构时，除了启闭荷载外尚要包括动滑轮组及吊具的重量，对于大于 50m 的高扬程还要增加钢丝绳重量，计算机架时则要把设置在机架上的机械设备（如有电气设备也要加上）和机架的自重予以计入。计算门机时，对于大车架主梁的活动荷载，按小车轮压计入；当计算大车轮压时，则要把大车架、小车和大车上的各类设备自重（也包括压重）均按自重荷载计入。

4.0.2 由于启闭力在启闭过程中是变化的，因此本条所指的是在启闭过程中可能发生的最大计算启闭力。启闭力的作用位置为启闭机与闸门连接的吊耳上（如有吊杆、自动挂脱梁，则为吊杆或自动挂脱梁与启闭机下吊耳连接处）。对于卷扬式启闭机，启闭力的作用位置即为动滑轮组下吊耳，液压启闭机、螺杆启闭机启闭力的作用位置则为活塞杆下部吊耳和螺杆下部吊耳，链式启闭机的启闭力则指闸门吊耳或固定在闸门上的链轮所承受的荷载。如果某些移动式启闭机在编制设计任务书时，其启闭荷载中没有包括自动挂脱梁的自重，那么要在任务书中注明，设计时则要把该部分的重量计算进去。

4.0.3 水利水电工程中启闭荷载值和行走荷载值往往不一致，有时可以相差一倍以上，这一特性是启闭机所特有的。所以在设计移动式启闭机时，要单独作为一个荷载因素提出，以便在使用荷载进行强度计算（如行走轮）或在荷载组合中加以考虑，使启闭机设计更加符合使用情况，同时还能节约材料。

4.0.4

1 行走惯性力系由启闭机质量或小车质量和行走时的携带质量（行走荷载）在行走机构起动或制动时产生的惯性力，其值

为考虑启闭机或小车驱动力突变时结构的动力效应，取其质量和行走加速度乘积的 1.5 倍，系数 1.5 是参照德国标准 DIN 15018/1：1984《起重机 钢结构 验证和分析》4.1.5 条规定，是考虑动力对结构产生的效应。GB/T 3811—2008 表 12 中也乘以系数 1.5。

2 回转机构运动时的水平力，其吊重绳偏摆角 α_1 、 α_{II} 系参照 GB/T 3811—2008 的 4.2.1.2.2.2 和表 14 中有关数值。系数 1.5 也是参照德国标准 DIN 15018 规定。在 GB/T 3811—2008 表 12 中，对于传动系统存在微小的间隙，采用其他一般的控制系统，加速力呈连续的但非平稳的变化时也乘以系数 1.5。在计算离心力时该系数取 1。通常情况下，这些离心力对结构起减载作用，可忽略不计。

3 移动式启闭机由于制造、安装方面的原因，实际上在行走时不可能是一条直线或规定的曲线，而是不规则的折线或曲线。因此在行走时必然有偏斜现象出现，也就是发生水平侧向力，其计算可参考附录 G 的规定。该计算方法为经验估算法，它是在把起重机金属结构认为是刚性系统的假设，且起重机车轮为双轮缘导向的模型基础上得出的。这与 FEM 1.001—1998 和 GB/T 3811—2008 的方法一致。由于许多启闭机在起吊额定起重量时小车并不在极限位置，如电站吊装转子时起重量最大，但此时小车不在极限位置，又如坝顶门机最大轮压出现在起吊闸门时，但此时大车不运行，因此用“最大运行轮压”计算偏斜运行侧向力较合理，所以是“最大运行轮压”，而不是“最不利轮压”和“极限轮压”。

4.0.5

1 碰撞荷载的值取决于设备的自身质量、行走荷载和行走速度。1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》中（第 365 页）提到对于桥式类型起重机，可取 $V_0 = (0.3 \sim 0.7) V_{\text{额}}$ ，对于高速行走的装卸桥小车或全部是驱动轮的起重机，可取 $V_0 \approx V_{\text{额}}$ （ $V_{\text{额}}$ 为额定行走速度）。GB/T 3811—2008 则提出不小于额

定行走速度的 50%。据了解“不小于 50%的额定行走速度”是根据我国历年起重机的经验和产品的实际情况提出的。考虑到水利水电工程用的移动式启闭机，作为工程的永久设备其行走限位开关均要齐全，且行走速度一般在 20m/min 左右，和其他起重机相比速度较低，但其重要程度较高。所以本规范取不小于 50%的额定运行速度作为碰撞速度，这也和 GB/T 3811—2008 相一致。

对于缓冲器的固定连接和缓冲器的止挡件，要求按额定行走速度下碰撞的条件进行计算，主要是出于安全起见。

2 启闭机的吊重能自由摆动时，碰撞时吊重所具有的动能转化为自身位能的变化，故计算碰撞荷载时不考虑吊重所具有的动能。而对于装有导架以限制吊重摆动的启闭机，要将吊重计算在内。

4.0.6 调整了风力系数和挡风折减系数等。

工作状态风荷载是启闭机在正常工作时所能承受的最大计算风力。非工作状态风荷载是启闭机在非工作时所受的最大计算风力。

在 GB/T 3811—2008 中，工作状态计算风压是按空旷地区离地面 10m 高度处 10min 时距的平均风速乘以“工作风速换算系数 1.5”后得到时距 3s 的短时距平均风速即瞬时风速，从而求得计算风压，这与欧盟标准 EN 13001—2：2004《起重机安全 通用设计 第 2 部分：载荷效应》相一致。

非工作状态计算风压是按离地面 10m 高度处，50 年一遇的 10min 时距的年平均最大风速乘以“非工作风速换算系数 1.4”来确定相当于 3s 时距的最大瞬时风速，从而求得非工作状态计算风压。从理论上分析，非工作风速换算系数不是定值，它与基准大风重现周期、地形地貌的阻力及阵风瞬时响应情况等有关系。欧盟标准 EN 13001—2：2004 第 4.2.4.2 款中所计算出的非工作风速换算系数为 1.3996，约为 1.4。

在附录 H 的表 H.0.2 中，对超过工作风压（即 $q > 500\text{N/m}^2$ ）

的区段，列出的计算风压、3s 时距平均瞬时风速 v_s 、10min 时距平均风速 v_p 和风级的对应关系，就是依据此换算系数计算得出的。附录 H 的表 H.0.3 给出的吊运物品迎风面积估算值参考了 JT/T 90—1994《港口起重机风荷载规范》附录 A。

关于启闭机的计算风压 q 的基准面，1985 年水利电力出版社出版的《水工建筑物的启闭机械》一书中 q 的基准面按最低水位算起，但这种情况甚少出现，而最低运行水位出现情况可能较多。在水利水电工程中，如按离地 10m 高（如坝顶门机按坝顶高程，尾水门机按尾水平台高程）作为计算风压 q 的基准面，似乎并不安全。按最低运行水位（如坝顶门机按上游最低运行水位，尾水门机按尾水最低运行水位）可能比较接近实际情况。因此本标准规定移动式启闭机按最低运行水位为基准面进行计算。这一点与 GB/T 3811—2008 的规定有所不同，设计者需要注意。

表 4.0.6-1 中风压计算值参照 GB/T 3811—2008 表 15、表 18 确定，其中海南省是指南海诸岛。各国使用的工作风压值见表 2。

表 2 不同国家使用的工作风压值的比较

单位：N/m²

国别	内陆风压	沿海风压
德国	250	250
苏联	150	250
日本	170	170
英国	250	250
美国	250	250
法国	250	250
中国	150	250

从表 2 风压值可以知道各国的工作风压大体上比较接近。本标准使用的工作风压大体上可以概括为：内陆的工作状态计算风压相当于 5~6 级风（风速为 15.6m/s），沿海的工作状态计算风

压相当于 6~7 级风 (风速为 20.19m/s)。但很多情况下, 水利水电工程各类资料较完整, 因此可以参照当地多年气象资料进行计算, 确定计算风压。

原规范计算风压的计算公式 $q=0.613v^2$ 采用的是工程单位制 (kgf/m^2), 改为国际单位制 (N/m^2), 即为 $q=0.613v^2/0.981=0.625v^2$, 与最新的欧盟标准 EN 13001—2: 2004 一致。GB/T 3811—2008 也是据此进行修订的。

q 有三种, 分别为 q_1 、 q_{II} 、 q_{III} 。其中 q_1 是启闭机正常工作状态计算风压, 用于选择电动机功率时的阻力计算及机构零部件发热验算; q_{II} 是工作状态最大计算风压, 用于计算机构零部件和金属结构的强度、刚度和稳定性, 验算驱动装置的过载能力和整机工作状态下的抗倾覆稳定; q_{III} 是非工作状态计算风压, 用于验算此时启闭机机构零部件及金属结构的强度、整机抗倾覆稳定和启闭机防风抗滑安全装置、锚定装置的设计计算。

工作状态计算风压不考虑高度变化, 主要是使计算工作简化和偏于安全, 可通过在门机顶部装设风速仪来限制工作时的风速不超过工作要求的极限值。

计算非工作状态风压时, 按照习惯, 沿高度划分成 10m 高的等风压区较为合适, 因为划分过细会使计算繁琐, 划分过粗则会使误差太大。

表 4.0.6-2 所示风力系数 C 摘自 GB/T 3811—2008 中表 16。风压高度变化系数 K_h 见表 3。

挡风折减系数也参照 GB/T 3811—2008 进行了调整, 调整后与 ISO 4302: 1981《起重机风载荷估算》相吻合, 与原规范数据相比, 挡风折减系数的值有所增大, 因而是偏安全的。

本次修订中, 结构的充实率修改为在图 4.0.6 (b) 中定义的计算公式, 按此公式计算的结构的充实率 φ 是比较精确的。但在门机方案设计阶段或投标阶段, 结构的细部尺寸还未确定, 计算充实率 φ 会有困难, 故将原规范附录 D 中的表 D.1.2 移至第 4.0.6 第 6 款中, 供启闭机在方案阶段设计时使用。

表 3 风压高度变化系数 K_h

离地(海)面高度 h/m	≤ 10	10~20	20~30	30~40	40~50	50~60	60~70	70~80
陆地 $(h/10)^{0.3}$	1.00	1.13	1.32	1.46	1.57	1.67	1.75	1.83
海上及海岛 $(h/10)^{0.2}$	1.00	1.08	1.20	1.28	1.35	1.40	1.45	1.49
离地(海)面高度 h/m	80~90	90~100	100~110	110~120	120~130	130~140	140~150	150~200
陆地 $(h/10)^{0.3}$	1.90	1.96	2.02	2.08	2.13	2.18	2.23	2.36
海上及海岛 $(h/10)^{0.2}$	1.53	1.56	1.60	1.63	1.65	1.68	1.70	1.77

注：计算非工作状态风荷载时，可沿高度分成 10m 高的等风压区段，以各段中点高度的系数 K_h 乘以计算风压。

4.0.7 一般不考虑温度荷载，这是因为启闭机的支承跨度一般均较小，对温度变化影响不大。特殊情况下需要计算温度荷载时，需根据用户提供的有关资料计算。计算时，以金属结构安装时的温度为初始 t_0 ，使用时温度为末温 t ，计算温差为 $\Delta_t = t - t_0$ 。根据 Δ_t 和钢材线膨胀系数计算结构的温度变形 Δ ，进而算出温度应力。

4.0.8 需要考虑安装荷载，这是因为在安装过程中，一方面要考虑风荷载，另一方面要在设计时考虑安装时要起吊的部件、构件吊点位置的强度和对其自身可能产生的变形。

4.0.9 我国地域宽广，南方炎热，北方和西北方寒冷，因此冰、雪荷载要根据当地情况考虑。还要考虑由于冰、雪积结引起受风面积的增大。

4.0.10 坡度荷载在 GB/T 3811—2008 中规定为：当坡度为 0.5% 以下时可不计算坡度荷载。欧洲搬运工程协会 FEM 1.001—1998 第 8.2.3 条中规定：轨道滚动面相对于理论位置，其纵向和横向的倾斜度不要超过 0.3%。SL 381—2007《水利水电工程启闭机制造、安装及验收规范》第 8.2.3 条的要求远较 GB/T 3811 严格，如每条轨道在全行程上最高点与最低点之差要小于 2mm 等。本标准确定坡度不超过 0.3% 时可不计算坡度荷载，也就是在一般情况下可以不计算坡度荷载，如有需要也可按 0.3% 计算，但超过 0.3% 时要按实际坡度计算坡度荷载，相对于 GB/T 3811 稍严一些。

4.0.11 根据有关资料介绍，除自然地震外还存在水库诱发地震，所以在启闭机设计中，要根据当地有关资料确定考虑与否。1985 年水利电力出版社《水工建筑物的启闭机械》一书中提出：“当启闭机所在地区的震级大于 6 级时，要考虑地震荷载，并按建筑法规 (СНиП) II—69 计算”。1966 年机械工业出版社《起重机手册》中提到：“在地震区安装高架起重机要考虑水平地震荷载作用。水平地震荷载 $P = KG$ ，式中 G 为起重机自重或所考虑部分的重量， K 为与地震烈度有关的地震系数，7 度区为

0.025, 8度区为0.05, 9度区为0.1”。2013年中国铁道出版社《起重机设计手册》上卷关于地震荷载也有相同论述,与地震烈度有关的地震系数 k_d ,7度为0.025,8度为0.05,9度为0.1,10度为0.2,这与1966年机械工业出版社《起重机手册》中的相同。日本工业规范JISB 8831—2004《起重机 荷载及荷载组合设计原则》第4.4.1条规定:“对移动起重机、固定式起重机均按20%自重的水平荷载考虑,但不考虑用钢丝绳悬挂的物品的水平荷载。”日本学者对以往所观测到的地震波形进行了研究,发现地震力的三个方向的大小比率在每一次地震记录中有所不同,但在两个水平方向上大致相同,而铅垂方向的大小多为水平方向的 $1/2\sim 1/3$ 。考虑了上述情况,本规范规定:“当启闭机工作地区的地震烈度大于或等于Ⅶ度时,要计及地震水平荷载。”

验算地震荷载作用时,起重机空载、静止不动,不考虑风荷载。起重机的结构在垂直方向的强度比水平方向的强度大,因此重点考虑水平地震力的影响。由于地震波方向存在不确定性,地震水平力的方向要取启闭机或机构最薄弱方向计算。地震荷载作用下产生的水平加速度,还受移动式启闭机驱动车轮与轨道间的黏着力或制动转矩的限制。

紫坪铺水利枢纽电站进水塔门机行走机构电动减速机构采用悬伸布置,2008年“5·12”汶川地震时,其外壳整体断裂,导致不能运行,地震垂直作用力是引起破坏的主要原因。因此对启闭机的某些特殊部位,尚需考虑水平作用力和垂直作用力的综合影响。

4.0.12 启闭机调试和安装完成后,在正式使用前,要进行动载和静载试验。一般情况下,要尽可能使用试重块进行试验(龙羊峡5000kN门机、小湾6600kN门机和小浪底4000kN门机等均采用了试重块试验),不能采用闸门进行试验,以防发生意外。对于大容量的移动式启闭机因各方面条件限制无法采用试重块进行试验,也可考虑采用液压测力计进行试验,但无法进行动载试验,动载试验仍需采用别的方法进行。为达到试验目的,试验要

按 GB/T 5905—2011《起重机试验规范和程序》和 SL 381—2007 的规定制订详细的试验步骤，明确加载位置、次序、时间和方法等。静载试验和动载试验的荷载系数分别为 1.25 和 1.1，这与 ISO 4310：2009《起重机 试验规范和程序》和 GB/T 3811—2008 的规定一致。

启闭机的动载和静载试验主要是针对卷扬式启闭机的。液压启闭机要按规定的试验压力分别进行系统试验和缸体试验。

5 材 料

5.1.1~5.1.6、5.2.1~5.2.3 为启闭机常用的铸、锻件材料，包括铸钢件、铸铁件、铜合金铸件和锻钢等。主要修订内容为采用了一些新的材料标准和材料代号。其中合金钢铸件采用了新标准 JB/T 6402—2006《大型低合金钢铸件》，轴承铜合金铸件采用了 GB/T 1176—2013《铸造铜及铜合金》，不锈钢锻件采用了 JB/T 6398—2006《大型不锈钢、耐酸、耐热钢锻件》；本次修订将原规范第 5.1.2 条中的 ZG35CrMo、ZG42CrMo 和 ZG40Cr 分别修正为 ZG35Cr1Mo、ZG42Cr1Mo 和 ZG40Cr1，将原规范第 5.1.5 条中的 ZCuSn10Pb1 修正为 ZCuSn10P1，并增加了 GB/T 7659—2010《焊接结构用铸钢件》的应用，用于需要与钢板焊接的大体积零件，如大型焊接卷筒或焊接齿轮的轮毂等。

由于启闭机的材料使用品种较多，同时材料品种发展也较快，所以在标准中所列出的仅为常用的主要材料。根据我国新材料发展情况，对于未列出的或者其他新型材料，也可根据不同情况使用。

5.3.1~5.3.4 将原规范第 5.3.2 条和第 5.3.3 条合并为 1 条，增加了启闭机常用的轨道材料。

本规范列出了目前启闭机常用的结构材料：GB/T 700《碳素结构钢》中规定的 Q235 或 GB/T 1591《低合金高强度结构钢》中规定的 Q345。至于其他材料如 Q390 和 Q420 等因在水电工程启闭机上使用较少，因此在本规范中未予列出，如确有需要也可使用，以积累经验，为以后规范修编作准备。

以往对钢材冲击韧性、特别是低温使用的钢材需要具有何种低温下的冲击韧性性能的规定不够明确，本节引用国家标准 GB 50017《钢结构设计规范》第 3.3.4 条的内容，作了明确规定。

本条对不锈钢板材与型材种类进行了修订。

5.4.1、5.4.2 因铆接连接在启闭机设计中几乎不用，故本次修订予以删除。

焊接用焊条要选择与主体金属强度相适应的牌号，对于 Q235 钢选择 GB/T 5117 《非合金钢及细晶粒钢焊条》中 E43 焊条系列，对于 Q345 钢则选择 E50 焊条系列。当 Q235 与 Q345 钢焊接时，从连接韧性和经济方面考虑用 E43 系列的焊接材料。

螺栓连接包括普通螺栓、不锈钢螺栓和高强度螺栓 3 种，其材料性能都按有关国标要求列出。新版 GB/T 3098.6 《紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱》中只包括不锈钢螺栓、螺钉和螺柱，不锈钢螺母在 GB/T 3098.15 《紧固件机械性能 不锈钢螺母》中进行了规定。

5.5.1、5.5.2 为新增条文。启闭机的防腐是启闭机设计的一个重要部分，设计时要根据 SL 105 《水工金属结构防腐蚀规范》中的有关规定，根据工作环境、环保要求、工作年限、使用工况等予以考虑。

6 卷扬式启闭机

6.1 一般规定

6.1.1、6.1.2 原规范第 3.2 节。因本节为卷扬式启闭机的一般规定，故放到卷扬式启闭机章节中更为合适。

6.1.1 原规范第 3.2.1 条。卷扬式启闭机分为固定式和移动式两类，主要用于操作依靠闸门自重、水柱或其他加重方式关闭孔口的闸门或拦污栅，本条针对卷扬式启闭机的设计基本要求进行归纳。

1 主要强调机架上因设置传动零部件，为保证正常运行，除强度外，还要有足够的刚度和稳定性。其允许值见结构部分。

2 个别文字有调整。当启闭机的启闭荷载方向为非重力方向时，则启闭机的某些零部件在计算时要考虑倾斜力的影响并采取相应措施，如设置抗剪块等。若出现铸铁件受拉情况更要进行核算，必要时要以铸钢来代替铸铁，以改善应力情况。

3 个别文字有调整。本款的 1) ~ 3) 项中有关钢丝绳的允许偏斜角参照了 GB/T 3811。除偏离螺旋槽两侧的角度外，此处钢丝绳偏斜角均指钢丝绳中心线与垂直于轴心线的平面之间的角度。多层缠绕的光卷筒在水电工程中应用不多，其钢丝绳偏斜角可参考本款。

本款的 4) 项是针对折线绳槽卷筒多层缠时允许的钢丝绳偏斜角，参照了美国得克萨斯州 LEBUS 国际有限公司 (Lebus International Inc.) 的有关资料。该公司规定折线绳槽卷筒的钢丝绳偏角在 $0.25^{\circ} \sim 1.5^{\circ}$ 为可允许的范围，在 $0.25^{\circ} \sim 1.25^{\circ}$ 为理想范围，超过允许范围时，需设置角度补偿装置。LEBUS 国际有限公司正是以折线绳槽卷筒发明人 Mr. Frank L. LeBus 而命名，自 20 世纪 30 年代起就将这种卷筒用于石油钻井设备，并逐步拓展到深海探测、拖网渔船、大型水上浮吊的绞车和各种其他提升

绞车以及建筑塔吊等设备的卷扬机构上，因此该公司对折线绳槽卷筒钢丝绳偏角的规定可作为本规范的参考依据。但是 LEBUS 公司认为较为理想的钢丝绳偏角是不大于 1.25° 的，相对于螺旋绳槽这个角度减小了不少，这会使启闭机吊具至卷筒中心的最小距离增大，进而加高固定卷扬式和台车式启闭机的布置高程或门式启闭机的门架高度，对水工建筑物的布置有较大影响。

由于早期我国相关设计规范都未提及折线绳槽卷筒，因此，最初采用折线绳槽卷筒时钢丝绳偏角取值比较混乱，从 1.5° 到 2° 甚至 2.5° 都曾出现过。近些年来，特别是在 SL 41—2011 发布以来，多数已逐渐控制在 1.5° 以内，但仍有个别控制在 $1.6^\circ \sim 2^\circ$ 。从使用效果看，钢丝绳偏角大于 1.5° 的，出现跳槽的概率明显大一些。对于钢丝绳在返回处的最小允许偏角，美国一直确定为 0.25° ，德国的早期资料中为 0.5° ，最近的一些资料中改为 0.25° ，而我国的 GB/T 3811—2008 对此无规定。根据多年实践，当卷筒设有阶梯式凸缘且缠绕层数大于 3 时，最小偏角按 0.5° 控制较为困难，如非要按 0.5° 控制，就会严重限制缠绕层数，也就限制了折线卷筒在多层缠绕方面的优势，不利于这项技术的应用发展，故本规范参照美国和德国 LEBUS 公司的最新资料，规定折线绳槽卷筒的钢丝绳返回角不大于 1.5° ，并不小于 0.25° 。至于螺旋绳槽卷筒，自由缠绕时多限于两层，第一层有绳槽不会乱绳，第二层闸门已提至孔口以上，故偏角控制在 $0.5^\circ \sim 2^\circ$ 。

4 本款所述的安全圈是指吊具处于下极限位置时，在卷筒上除钢丝绳固定圈外还留在卷筒上的钢丝绳圈数。启闭机的设计规范需要对卷筒上钢丝绳预留的安全圈做出规定，作为启闭机安装、验收时对钢丝绳预留安全圈是否满足设计要求的依据。安全圈不少于 2 圈，参照了 GB/T 3811—2008 和 GB 6067.1—2010 的有关规定。

5 增加了对凸缘高度的规定。

所谓卷筒凸缘也就是卷筒的端部法兰。多层缠绕的卷筒在端

部或中部（双联卷筒）设置凸缘有两个目的：一是使钢丝绳在凸缘位置自动实现反向回缠，二是防止卷筒脱绳引发事故。ISO 10972—1：1998《起重机 对机构的要求 第1部分：总则》中4.8.1.1第6段的表述为：“卷筒应该被设计成钢丝绳不会从卷筒的边缘滑落”，第7段表述为“单层缠绕的卷筒宜用凸缘作为卷筒端部限制器或其他绳索导向的端部限制，防止绳索在卷筒端部堆积”，第8段的表述为“多层缠绕的卷筒应该在每一处绳索进入相邻层的地方至少都具备一个凸缘”。FEM 1.001—1998第7册第7.5节的7.5.1.1第2段的表述为：“卷筒两端应有凸缘，除非采取了其他措施防止绳索超越端部或从卷筒上落下”。

FEM 1.001—1998第7册7.5.1.1规定：“卷筒凸缘的直径应满足以下条件：当绳索全部缠绕在卷筒后，凸缘要超出最上面一层绳索，超出的高度不小于绳索直径的1.5倍（对于建筑起重机，是绳索直径的两倍）”。ISO 10972—1：1998第1部分4.8.1.1第9段的表述为：“凸缘和其他的限制装置在圆周方向上应是同一直径的，并且超过最外层钢丝绳不小于1.5倍的钢丝绳直径”。GB 5144—2006《塔式起重机安全规程》中5.4.2的表述为：“卷筒两侧边缘超过最外层钢丝绳的高度不应小于钢丝绳直径的2倍”；建筑类起重机之所以取绳索直径的两倍是由于其卷筒大多为光卷筒，出现乱绳的可能性大一些。启闭机的卷筒多层缠时或采用排绳机构，或采用平行绳槽导向，不会采用光卷筒，即使采用螺旋绳槽卷筒多层自由缠绕时也不会超过两层，因此本标准对这个高度取为不小于钢丝绳直径的1.5倍。

6 对容绳量提出了量值，以方便设计。

钢丝绳在多层自由缠绕时存在不均匀缠绕的可能性，达到一定程度就可能导致钢丝绳缠满卷筒时启闭机的吊具达不到规定的扬程。为避免发生这种现象，卷筒的实际容绳量要留有余量，具体量值需根据钢丝绳偏角和缠绕层数确定。GB/T 3811—2008的9.4.1.3.3要求“当吊钩处于工作位置最高点时，卷筒上至少还宜留有1整圈的绕绳余量”，ISO 10972—1：1998第1部分中

4.8.1.1 与 GB/T 3811—2008 有同样的表述。根据近些年国内采用折线绳槽卷筒的启闭机运行情况看，少数卷筒从第二层开始有跳槽现象，跳槽位置多出现在钢丝绳返回处，有的一端出现跳槽，有的两端同时出现跳槽，每层的跳槽圈数多为 1 圈。故吊具在上极限位置时，钢丝绳的最少余量圈数只要不少于缠绕层数就基本是安全的。对螺旋绳槽卷筒，从第二层开始相当于光卷筒，绳槽余量参照了 2008 年化学工业出版社《机械设计手册》第五版第 2 卷表 8-1-73，取为卷筒工作长度的 1.1 倍。

7 “同向双层缠绕”一词源于 1998 年铁道出版社《起重机设计手册》，其他资料上也有称“双双联滑轮组系统缠绕”的，多用在高扬程桥式和门式起重机上。由于卷筒上每一端有两根钢丝绳放出，卷筒和传动机构受力都成倍增大，起升机构重量较重，在大型或超大型启闭机上不建议采用。设计时定滑轮直径一般取较大值，这是为了防止与定滑轮支承梁发生干扰。在倍率为 2 以上时，定滑轮需要错开布置以避免钢丝绳相互干扰，或铰接在滑轮组支架上以便于钢丝绳的长度调节和受力均匀。由于这种缠绕方式是将第一层钢丝绳的沟槽作为第二层钢丝绳的导向，所以第一层要多于第二层 2~3 圈。

8 排绳装置过去使用较多，目前在水电行业已逐渐为折线绳槽卷筒多层缠绕技术所取代，故本标准不做过多规定，只针对采用双向螺纹传动的排绳装置提出需要重点注意的几点事项：①在卷筒的端部和钢丝绳返回处要防止钢丝绳相互挤压；②排绳装置的导向螺杆螺旋角和钢丝绳返回的圆弧半径要合适；③作为螺母的月牙板体形要选择恰当。对于①一般做法是加工时使端部和返回处有一个偏心凸缘，使钢丝绳由第一层过渡到第二层时不相互挤压；对于②因为导向螺杆是双向螺纹，螺旋角选择大时则旋转阻力大，滑块（月牙板）到端部返回困难；如螺旋角太小则滑块可能在螺杆中部任一圈螺纹滑至反向螺纹中去，导致排绳失败。另外，导向螺杆加工完成后，要在厂内与螺母（月牙板）进行配合试验，检查螺母（月牙板）能否顺利返回，若有卡阻现

象，可对此处的螺纹表面半径进行修磨，根据经验返回处的圆弧半径略大，且要光滑；对于③要合理确定月牙板的包角和体形，使其接触应力较小，以保证其弯曲强度和顺利返回，同时还要注意月牙板的润滑，以防发生严重磨损而折断。

9 折线绳槽卷筒的折线段长度、绳槽倾斜角和绳槽节距是此类卷筒的三个主要设计参数。由于目前在取值上尚未统一，故本标准暂不作硬性规定，仅在此给出一些建议，供设计人员参考：

折线段长度建议取一整圈的 $0.2 \sim 0.3$ 倍，一般为 0.25 倍；螺旋升角 β 一般控制在 $1^\circ \sim 1.5^\circ$ ，最大不超过 2° ，并由此得出比较适宜的卷筒直径 $D = t / (0.2 \sim 0.3) \pi \tan \beta$ 。折线绳槽的节距 t ，根据钢丝绳型号和直径公差确定。当采用 GB 8918—2006 规定的圆股钢丝绳时，其钢丝绳直径允许偏差为 $+5\%$ ，则 $t = 1.05d$ ；当采用 YB/T 5359 中规定的压实股钢丝绳（即所谓面接触钢丝绳）时，其钢丝绳直径允许偏差为 $+7\%$ ，则 $t = 1.07d$ 。节距 t 可以采用小数，也可就近向上取整。如钢丝绳的生产商能提供出钢丝绳的实际最大直径 d_s ，则可取 $t = d_s$ 。折线绳槽的节距取值不可过小，否则可能造成钢丝绳侧向挤压或个别圈的钢丝绳拱起，或累计一定圈数后，钢丝绳被挤入另一绳槽而发生跳槽现象。折线绳槽的节距取值也不可太大，太大造成折线段螺旋升角过大，不利于钢丝绳沿折线轨迹折拐，并加重钢丝绳在折线段的磨损。同时，当层数超过 3 层时，还会导致第 4 层钢丝绳在靠近法兰处塌陷并挤入第 3 层内，引起钢丝绳乱绳和局部挤压。

10 原规范第 3.1.6 条，增加了护罩与滑轮体间隙的规定。

为防止钢丝绳脱槽或物体落入滑轮槽内，动滑轮组需要设置护罩加以保护。护罩与滑轮轮缘之间需要留有合适的间隙，间隙过大不能起到防止脱槽的作用，间隙过小则因制造、安装有误差，外壳稍有变形就可能与滑轮碰擦。GB/T 3811 第 9.4.1.4 款中对这个间隙规定为不大于钢丝绳直径的 20% ，实践发现，这对于大直径钢丝绳是合适的，对于直径较小的钢丝绳，其间隙

稍有偏小。如钢丝绳直径为 14mm 时，其间隙仅有 2.8mm，而护罩外壳一般为几毫米厚的皮型薄板结构，稍有变形就可能与滑轮碰擦。故本标准规定护罩与滑轮体之间的间隙不大于钢丝绳直径的 1/3，且不小于 5mm，不大于 20mm。

对于进入水中的动滑轮组，根据多年的实践经验推荐采用滑动轴承。1985 年水利电力出版社《水工建筑物的启闭机械》一书在第 36 页中提出：“通常滑轮组的滑轮都采用滚动轴承，以减少钢丝绳的运行阻力，并延长部件的寿命。但是，当滑轮浸没于水中时，则要采用 Бр • АЖ9 - 4Л 号青铜（9 - 4 铸造铝铁青铜），或 ДСП - Б 型层压胶木滑动轴承。”采用滑动轴承时可选用自润滑滑动轴承，以便于维护，目前国内生产的自润滑轴承品种已很多，可根据需要进行选用。但国内有些高扬程、大容量的启闭机（特别是门机），为能选到合适的钢丝绳，需要提高滑轮传动效率，这时就需要采用滚动轴承。为防止泥沙进入轴承内，滚动轴承需要考虑密封装置。对于滑动轴承，当泥沙较多时也要考虑密封装置。

工程实践中有一些高扬程启闭机采用改性塑料材料的自润滑轴承时，出现了过热、冒烟和严重磨损现象，导致轴承过早损坏，具体原因尚待进一步研究。后期处理时有些更换了轴承并增加了润滑措施，有些直接换成了滚动轴承。因此，高扬程启闭机需慎重选用改性塑料类的自润滑轴承，可选用双金属镶嵌、铜合金镶嵌等其他型式的自润滑轴承，在此提醒设计者注意。

11 原第 10、11、12 款。这几款均为启闭弧门时对卷扬启闭机的要求，故合并到同一款。

- 1) 原第 10 款。吊点设在挡水面板前的弧形闸门卷扬式启闭机、盘香式启闭机，其起吊力臂大，受力明确，但钢丝绳及吊具一般都紧贴弧形闸门面板，以达到闸门升降平稳、钢丝绳不致被水冲击而引起抖动的目的。因此弧门卷扬启闭机都不设置定滑轮组和动滑轮组。当启门力不大时，吊具可采用钢丝绳楔形接头或铝合

金压制接头，也可用单个平衡滑轮平贴面板的形式，从而调节钢丝绳的拉力。当启门力较大时，需要多根（一般为4根）钢丝绳起吊同一吊点，可采用具有自动调整拉力的双轮平衡梁式吊具。弧门卷扬式启闭机的启门力不建议太大，一般单吊点不超过1600kN，太大时机构庞大、选择钢丝绳困难，且不经济，此时宜采用液压启闭机。

- 2) 原第11款。本项专指用普通平面闸门卷扬启闭机启闭弧形闸门的情况。平面闸门卷扬启闭机可有两种改装方式，第一种是在闸墩上设置导向滑轮组，第二种是将定滑轮组置于承重梁下部或在承重梁下部设置导向滑轮。20世纪60年代末至70年代初，国内液压启闭机技术尚不成熟，曾采用第一种改装方案用于启闭表孔弧形闸门，其特点是避免布置启闭机排架及钢丝绳泡水，但需要在孔口两侧闸墩上加装若干组导向滑轮，钢丝绳缠绕较为复杂，弧形闸门下游侧需布置启闭机桥。目前，除了早年建设的工程尚在运用外，该布置型式已被后拉式液压启闭机布置所取代。

对于启闭潜孔弧形闸门，当将平面闸门卷扬式启闭机定滑轮组改装置于承重梁下部，或在承重梁下部设置导向滑轮（如葛洲坝水利枢纽工程泄水闸门启闭机）时，容易出现平衡滑轮或其上的钢丝绳与承重梁下面的定滑轮、导向轮或钢丝绳发生干扰，这在陕西省石砭峪水库采用QPQ2×40t启闭机启闭泄洪洞7×7—36m弧门时曾发生过。另外，由于滑轮在机架下部，润滑、检查、维护较为困难，需有相应解决措施，如加设润滑油管拉高润滑点或采用自润滑轴承，有条件的也可设置专门的检修吊篮。

改装的卷扬式启闭机在启闭潜孔弧门时，动滑轮组吊耳（或吊杆）与弧门吊耳连接部位有相对转动，因

此该处要设有轴套和润滑点。当直接采用平面闸门卷扬式启闭机时，由于吊点在升降过程中前后摆动，要注意防止钢丝绳和定滑轮组支承梁的干扰，有时需要对支承梁下翼缘进行处理。

- 3) 原第 12 款，增加了钢丝绳预拉处理要求。盘香式启闭机是弧门卷扬启闭机的一种派生系列，目前国内应用尚不多，其主要特点是用多组大法兰深槽绳轮串成一体代替卷筒，用多根钢丝绳起吊一个吊点，每根钢丝绳在轮槽内仅作径向盘绕，如同盘香一般，结构紧凑。由于钢丝绳重叠挤压，推荐使用线接触或面接触型钢芯钢丝绳。使用时要注意调节同一吊点的多根钢丝绳，尽量做到使钢丝绳受载均匀。同时要求钢丝绳在安装前进行预拉处理，以便使钢丝绳在受载后变形尽量趋于一致。

12 原 14、15、16 款。这几款均为启闭升卧式闸门时对卷扬式启闭机的要求，故合并到同一款。

- 1) 原第 14 款。升卧式闸门的吊点位置较低，为防止泥沙对滑轮和钢丝绳等造成危害，动滑轮组要布置在泥沙淤积高程以上，必要时可设置短拉杆抬高滑轮组位置。
- 2) 原第 15 款。此规定的目的是防止闸门在升降过程中与机架桥相碰，因此机架桥布置时不一定要高过整条门顶运行轨迹线，而只要使机架桥底缘离开闸门顶的运行轨迹线一定距离即可。
- 3) 原第 16 款。升卧式闸门的吊点中心布置时一般需偏离闸门的重心位置，以便形成翻转力矩促使闸门在门槽顶部时顺利翻转卧倒。但要注意闸门全开后吊耳中心至启闭机起吊中心的连线与铅垂线的夹角不宜过大，以便闸门在门槽内能顺利起吊，同时要注意在启闭过程中钢丝绳不能与启闭机的机架、门叶以及建筑物干扰。根据原河北省水利水电勘测设计院提供的资料，

推荐闸门全开后吊耳中心至启闭机起吊中心的连线与铅垂线的夹角不大于 15° 。

6.1.2 原规范第 3.2.2 条。

1 本款提出确定移动式启闭机跨度时需要考虑的因素，除要尽量满足附录 B.1.3 中跨度参数外，尚要满足跨内、跨外的启闭闸门要求，即能在设计要求下，满足操作各类闸门的启闭和吊运。需要注意的是，门机的轨上扬程要考虑某些闸门需吊出孔口（整体吊出或分节吊出），并据此确定门式启闭机的高度尺寸。另外，吊钩在水平方向的四个极限位置都要满足起吊要求。吊钩至两侧轨道中心的极限距离不宜太小，否则门腿易与闸门等设备干扰；吊钩至轨道两端的极限位置必需留出能布置车挡、限位装置的空间，故在此提出以引起注意。

2 移动式启闭机的工作荷载分为启闭荷载和行走荷载。在很多情况下，二者的值是不一致的，有时相差很多。因此在确定最大启闭荷载和最大行走荷载时，要对所有工作对象（闸门和拦污栅）的启闭力进行比较，以确定其最大启闭荷载；对所有工作对象的自重（如闸门和拦污栅有分节吊运的，则按分节吊运计算自重）进行比较，以确定其最大行走荷载。根据上述两类荷载对有关零部件进行计算。当行走轮的轮压进行强度计算时要以启闭荷载为依据；当进行疲劳计算时要以行走荷载为依据。在结构的荷载组合时同样要分别考虑这两类荷载。本规范第 4.0.2 条和第 4.0.3 条分别对这两种荷载进行了规定。

3 电动机、制动器和减速器一体化的“三合一”减速机构布置紧凑，占用空间较小，适宜用作启闭机移动机构的驱动装置。目前都已标准化和系列化，国际、国内型号规格较为齐全，技术较为成熟，设计时选型即可，故推荐采用。

4 提出用变频调速技术控制内外轨上车轮同步要求。

移动式启闭机在曲线弯道上运行时，常见问题有内外轨上的车轮角速度不同步、车轮打滑、啃轨、卡轨、过载等，因此，需要采取措施防止这些不良现象的发生。为使内外轨上的车轮角速

度相同而不产生滑动，需要改变在两条轨道上走行的车轮直径，同时将其垂直于轨道布置（即其走行台车的台车架中心线与曲线轨道的切线相平行），也可采用变频调速技术或其他电气同步措施控制内外轨上的车轮的角速度。对于啃轨、卡轨、过载等问题，可以通过确定合适的轨道曲率半径，适当加宽走轮踏面宽度，采用允许绕立轴转动（如设置回转支承轴承等）的行走台车，以及加上一定的电气措施来解决。

5 本款为新增。当两台或两台以上的启闭机或小车行走在同一轨道上时，其行程有相互重叠的部分，在轨道的中部是不能设置阻挡器的，为防止相邻启闭机相互碰撞，需在启闭机的端部装设防碰撞装置，故增加此项规定。

6 原第5款。根据有关设计院的实践，小容量移动式启闭机选用电动葫芦较为经济，但由于电动葫芦主要应用在工厂，所以其起升速度和行走速度不一定能完全符合启闭闸门的要求，操作时要注意。此外，当为双吊点且扬程较高时，如不加以改造，则其同步升降困难。

7 原第6款。移动式启闭机通常存在采用同一吊钩启闭多种闸门的情况，一般门机按最大启门力设计起升机构，而被启闭的闸门启门力可能差别较大，这些闸门不可能都按最大启门力设计。如启闭机按最大启门力设置荷载保护，则当操作小启闭容量的闸门时，启闭机可能将这些闸门拉坏。因此，根据闸门启闭力的大小，分别限制荷载是必要的。

8 原第7款。参照 GB/T 3811—2008 调整了荷载系数取值，较之 SL 41—2011 及以前版本，部分荷载系数值有所增大。

关于移动式启闭机抗倾覆稳定性的验算工况，根据启闭机的特点并参照 GB/T 3811—2008 第 8.1.4 条表 54 的验算工况提出启闭机的 3 种验算工况，列于表 6.1.2-1 中。对应于表 6.1.2-1 的“验算工况”，表 6.1.2-2 分别给出了参与抗倾覆稳定性验算的各类荷载的“荷载系数”。参考 GB/T 3811—2008 表 54 中的取值，并考虑到水利水电工程启闭机多为非标准设备且初步设

计时自重难以精确计算的特点，自重系数仍维持为 0.95；荷载（最大启闭荷载和行走荷载）系数取 1.5、1.3 和 0；水平惯性力系数取 0、1.0 和 0；风力系数取 0、1.0 和 1.2。在 GB/T 3811—2008 中，这部分内容主要参照了 ISO 4304：1987《除流动式起重机和浮式起重机以外的起重机 稳定性基本要求》的规定。

9 原第 8 款。参照 GB/T 3811—2008 调整了正常工作状态下防风抗滑安全性的验算公式，公式右侧增加了停车减速惯性力，使启闭机更加安全。

启闭机的防风抗滑安全性按两种工况（即正常工作状态和非工作状态）进行验算，分别叙述如下：

(1) 在正常工作状态时按本规范公式（6.1.2 - 1）进行计算。

规范中表 6.1.2 - 3 “行走摩擦阻力系数”摘录于 GB/T 3811—2008 表 55。在本规范中是作为防风抗滑安全性的验算，所以要将行走摩擦阻力系数理解为可能产生的最小行走摩擦系数。当制动力 P_{z1} 大于车轮与轨道的黏着力时， P_{z1} 用黏着力代替，此时的黏着系数取 0.12 是按可能发生的最小黏着系数选取，而没有区分室内和室外。需要注意的是，当仅有部分车轮制动力大于车轮与轨道的黏着力时，则应按不同情况的车轮分别进行计算。

(2) 非工作状态时按本规范公式（6.1.2 - 2）进行验算，此时轨道和夹轨钳（表面有刻痕并经淬火的）的摩擦系数取 0.25，最大操作力不得大于 200N，此值摘自 GB/T 3811—2008 第 8.2.1.2 款。1980 年机械工业出版社《起重机设计手册》提到：对于无齿纹未经热处理的 45 号、50 号钢的钳口，其摩擦系数取 0.12~0.15；对有齿纹，65Mn、60Si2Mn 钢，齿面淬硬 HRC \geq 55 的钳口，其摩擦系数为 0.3~0.35，齿峰不尖或变钝后，也可降低（ $\mu\approx 0.2$ ）。移动式启闭机和其他轨道式起重机相比，其工作频繁程度较低，启闭机的工作条件和工作对象相对稳定，因此

采用 GB/T 3811—2008 之值。

6.2 起升机构

6.2.1 原规范第 6.1.1 条。增加了电动机最低转矩要求；调整了行走机构电动机过载校验公式；增加了变频笼型异步电动机发热校验；合并了原规范附录 L、附录 M 和附录 P；更新并补充了 YZR 系列电动机在不同 FC 值和 CZ 值时的允许输出容量表。

起升机构电动机的选择时，要先按荷载值及启闭速度确定功率，再根据启闭机的类型选择电动机型式，具体计算参见 GB/T 3811 有关规定。对电动机最低转矩提出要求，主要是为了加速起升额定荷载或起升试验荷载，以及补偿电源电压和频率变化所导致的转矩损失，适应启闭机低速重载启动的工作特点，参照 GB/T 3811—2008 的 6.1.1.1.3.2 而修订。

由于闸门在启闭过程中，启闭荷载随着不同开度而变化。若采用最大启闭荷载作为计算电动机容量的依据，则一般可不校验过载和发热。当荷载按等效的启闭荷载（如采用分段计算启闭荷载）作为计算电动机容量的依据，特别是高扬程启闭机，则要校验其过载和发热，其计算公式摘自 GB/T 3811—2008 和欧洲搬运协会标准 FME 1.001—1998。

一般卷扬式启闭机的起升机构的工作特性为满载启动、工作时间短、停歇时间长，所以电动机要按满载启动、短时或断续工作制选择力矩倍数较大的冶金及起重用电动机。有调速要求时建议选择起重机专用变频电机。

启闭机起升机构的速度一般不会过大（除有快速下门要求的启闭机外），大多数在 1~2.5m/min，因此平均加速度一般不会过大。如果平均加速度太大则易造成过大冲击。参阅 1980 年机械工业出版社《起重机设计手册》，可以认为机构的平均加速度，在一般情况下小于 0.3m/s^2 是合适的，对启闭机而言也是可以达到的。对于快速闸门启闭机，由于其快速下降速度由孔口高度和关闭时间决定，要在满足关闭时间的要求下，尽量加长启动时

间，以求得运行平稳。

启闭机起升机构电动机的选择，还要考虑其工作方式及闸门的工作性质。按一般情况提出下列意见供参考：

(1) 按最大启闭荷载计算、一次工作时间小于或等于 10min 的启闭机，其电动机可按 10min 短时工作制或 S3、 $FC=15\%$ 断续工作制选择。

(2) 按最大启闭荷载计算、一次工作时间大于 10min，小于或等于 30min 的启闭机，其电动机可按 S2 - 30min 短时工作制或 S3、 $FC=25\%$ 断续工作制选择。

(3) 按最大启闭荷载计算、一次工作时间大于 30min，小于或等于 60min 的启闭机，其电动机可按 S2 - 60min 短时工作制或 S3、 $FC=40\%$ 断续工作制选择。

(4) 按最大启闭荷载计算、一次工作时间大于 60min 的启闭机，其电动机可按 S3、 $FC=60\%$ 断续工作制或 S3、 $FC=100\%$ 连续工作制选择。

(5) 按等效启闭荷载计算的启闭机，其电动机一般可按 S3、 $FC=25\%$ 断续工作制或按 S2 - 30min 短时工作制选择。如其工作较为频繁，则可上提一级即按 S3、 $FC=40\%$ 或按 60min 短时工作制选择。

(6) 对于海拔高于 1000m 的使用场地，则要考虑适当加大电动机容量，参见附录 E。

(7) 当启闭机工作级别为 Q_1 时，一般可按 S3 - 15% 工作制选取；为 Q_2 时一般可按 S3 - 25% 或 S2 - 30min 短时工作制选取；为 Q_3 时一般可按 S3 - 40% 或按 S2 - 60min 工作制选取；当为 Q_4 时，一般可按 S3 - 60% 或 S3 - 100% 工作制选取。此处给出的仅是一些大致原则，可供参考，实际选用要视具体情况而定，不能完全照套。

6.2.2 原规范 6.1.2 条。增加了安全制动器要求。

与液压启闭机和螺杆启闭机不同，卷扬式启闭机的起升机构的制动器是必需设置的安全装置，其型式为常闭式的支持制动

器，这是为了保证在停电状态下，机构始终处于制动状态，使荷载不会自动坠落。由于制动装置的选择一般是以最大外荷载为依据，对于大多数启闭机而言，最大荷载往往发生在开始启门或即将闭门的很短时间内，所以制动安全系数是偏于安全的。

对于工作制动器，制动轮（盘）要装在与传动机构刚性联结的轴上，即制动轮既可以装在电动机轴上，也可以装在减速机轴上，不能装在浮动的轴上。

当既要考虑增加安全度又要考虑平稳制动、减小制动冲击时，制动器可以全部安装在高速输入轴上。松闸时同时打开全部制动器，制动时依次抱闸。对于一套驱动装置设两个制动器的机构，先投入一个，再延时投入另一个。对于两套刚性联接的驱动装置设四个制动器的机构，先投入两个，再延时并同时投入其余两个，可达到制动平稳、减少剧烈冲击的目的。

工作制动器的安全系数摘自 GB/T 381—2008。对于一套驱动装置和两套有刚性联接的驱动装置设两个制动器的机构，要考虑其中一个失效后另一个制动器仍能单独停机，故每个制动器的安全系数按总制动荷载计算不低于 1.25；对于两套有刚性联接的驱动装置设四个制动器的机构，要考虑在延迟投入的两个制动器动作前，已投入工作的两个制动器中有一个失效后另一个制动器仍能单独停机，故每个制动器的安全系数按总制动荷载计算不低于 1.1。此处的取值 1.1 既保证了单个制动器整机停机的最低要求，又不至于使总制动安全系数过高。

对于特别重要的高扬程启闭机，如工作繁重、荷载较大的超大型高扬程启闭机，为防止由于某种原因（如制动器本身故障、传动轴系断轴、齿轮轴滚键打滑等）造成工作制动失效后导致闸门坠落从而引发重大安全事故，则可考虑在卷筒上安装安全制动器。安全制动器一般采用盘式制动器。在工作制动失效导致闸门超过 1.5 倍额定下降速度前，安全制动器自动起作用，这需要对卷筒进行测速。

关于安全制动器的安全系数，当一套驱动装置设一个工作制

动器和一个安全制动器时，如果工作制动失效，则安全制动就变为工作制动。根据 GB/T 3811—2008 中 6.1.1.3.1.3 的规定：“重要起升机构（通常为 M6 级及其以上级别）不要低于 1.75”。故此时安全制动的安全系数要与工作制动相同，即不要低于 1.75。有时由于布置原因或无法选到合适的安全制动器时，常采用两个小型制动器替代一个大制动器，并且同时投入工作，合在一起产生的总制动力矩的安全系数也不要低于 1.75。同理，对于双吊点启闭机设置多个安全制动器的情况，所有安全制动器同时投入工作，合起来产生的总制动力矩也不能小于 1.75 倍由双吊点额定荷载产生的静力矩。

需要指出的是，在卷筒上设置安全制动器只是针对特别重要的启闭机，在起重行业，多见于重要的冶金起重机上才考虑安全制动器。虽然这样可以提高启闭机的安全性，但卷筒上的扭矩通常是高速输入轴扭矩的几百倍，常常需要在卷筒上安装较大的制动盘，并需选用有更大制动力的制动器或增加制动器数量，这会导致启闭机的成本加大，只有认为确实有必要或者用户明确提出时才予以考虑。

6.2.3 原规范 6.1.3 条。大、中容量卷扬式启闭机的传动机构一般均由减速器（一台或二台）和开式齿轮组成。由于目前大传动比的标准减速器品种已有很多，因此选用标准减速器可减少启闭机设计工作量并降低制造成本。目前启闭机的起升机构常用的标准减速器有“中硬齿面减速器”“硬齿面减速器”“三环减速器”“混合少齿差减速器”和“齿轮连环少齿差减速器”等，运行机构多用“三合一”减速装置，可以在设计时通过经济比较采用闭式传动，优点是整体结构尺寸较小，维护方便。

开式齿轮的单级传动比一般不超过 6，再结合已制造过的二级和三级减速器的传动比的分配情况，推荐开式齿轮的单级传动比 $i \leq 6.3$ 。当然实际设计中也有大于 6.3 的情况，但仅用于回转机构中。

6.3 行走机构

6.3.1 原规范 6.2.1 条。由于移动式启闭机在一般情况下为有轨移动，因此其摩擦阻力包括带载行走时车轮轴承的摩擦阻力、车轮踏面沿轨道的滚动阻力和由于行走时偏斜（总是不可避免的）引起的轮缘沿轨道侧面的附加摩擦阻力三部分，这三种摩擦阻力之和可按公式（1）表示。

$$F_f = (Q_z + G_0) \frac{\mu d + 2k}{D} C \quad (1)$$

式中 F_f ——三种摩擦阻力之和；

Q_z ——行走荷载；

G_0 ——启闭机（或小车）自重；

D ——车轮直径；

μ ——轴承摩擦系数：滑动时 $\mu=0.08$ ，滚动时 $\mu=0.015$ ；

d ——轴承内径；

k ——车轮沿轨道的滚动摩擦力臂，可取 $k=0.5\text{mm}$ ；

C ——侧向附加阻力系数， C 取 $1.2\sim 1.8$ 。

坡道阻力按本标准 4.0.10 条规定，当坡度不超过 0.3% 时，一般可以不加考虑，这是因为电动机有一定的超载能力。

风阻力按本标准 4.0.6 条规定执行。

6.3.2 原规范 6.2.2 条。由于电动机的选择是由行走荷载产生的摩擦阻力、坡道阻力、风阻力和行走速度、机构效率等决定的，因此在一般情况下，电动机要校验过载和发热。如行程较短，则可不验算。

6.3.3 原规范 6.2.3 条。行走机构制动器的选择，既要能满足在一定时间或一定距离内停住，又要满足尽量减少冲击力以及避免驱动轮与轨道间打滑。

对一些不能调速的启闭机行走机制动中的冲击力较大，门机可能会有较大晃动而引起司机不适，有的操作人员因此把制动器完全松开，这种做法是不合适的。正确的做法是适当调整制动器

的制动力矩，使之制动时既不产生较大冲击，又能满足安全制动要求。

6.3.4 原规范 6.2.4 条。行走机构的正常工作状态是指移动式启闭机带载行走或空钩行走时的工作状态。所谓正常工作状态驱动轮最小轮压，是指在启闭机空钩行走时驱动轮的最小轮压，要按最不利的工况组合进行计算，并考虑工作状态计算风压以及惯性力的影响。

打滑验算的黏着系数，其值取自 GB/T 3811—2008 和《起重机设计手册》。

6.4 回转机构

6.4.1~6.4.4 原规范 6.3 节。因回转吊多设置在门机上，主要用来起吊拦污栅或其他物品，因此，回转机构的速度不要求太高，主要是考虑保证回转时平稳。参照 GB/T 3811—2008 中 6.1.3.3.3 提出的加（减）速度推荐值，即：“对于回转速度较低的安装用起重机，根据起重量大小，此值一般为 $0.1\sim 0.3\text{m/s}^2$ ”。荷载大者可取小值，荷载小者可取大值。

制动器的选择。国内外较多的是选择可操纵的常开式制动器，以使制动平衡准确。但启闭机上习惯使用常闭式制动器，主要原因是启闭机的回转机构一般速度低，没有工作效率要求（如需兼作施工起重设备用，则另当别论），但要将减速度控制在 $0.1\sim 0.3\text{m/s}^2$ 。

极限力矩联轴器主要应用在有自锁可能的传动机构中，如蜗轮蜗杆传动机构，这是因为当紧急制动时，如果没有极限力矩联轴器，机构自锁时，制动器与制动盘不能打滑，传动机构就要承受特大的冲击荷载，甚至引起破坏。但对非自锁的传动机构，如齿轮传动机构，当紧急制动时，力矩超过制动力矩，制动器打滑，即可起到保护作用，如果回转臂架在回转过程中碰到障碍物，无法继续回转，此时传动机构所承受的为电动机最大力矩，传动机构要验算这一工况（即事故状态下）的静强度，确保传动

机构不致破坏。

6.5 零部件的计算原则

6.5.1 原规范第 6.4.1 条。本标准采用通用的零部件的计算方法，即静强度计算和疲劳强度计算两种。静强度计算对于大多数启闭机零部件来说是需要的，但由于启闭机的部分零部件为高速传动（如高速轴），其总循环应力次数往往超过疲劳循环次数的 10^7 倍，所以对某些零部件来说要进行疲劳计算。由于启闭机的零部件较多，除了上述两类计算外，有的还需进行刚度计算，有的要进行稳定计算或临界转速计算，这些在有关零部件的计算中提出。总之，不同零部件其计算要求也不同。

6.5.2 原规范第 6.4.2 条。

1

- 1) 起升机构疲劳计算的基本荷载，按闸门类别和工作性质确定的启闭力传递至计算零部件承受的力矩或力乘以 0.6~1.0 的值为计算依据。当启闭水柱下门的“动闭静起”的事故闸门时，因为闭门力为最大启闭力，启门力则较小，因此以最大闭门力作为计算依据较为合适；当为检修闸门或工作闸门时，一般情况下是以起门力为控制值。取值 0.6~1.0 主要是考虑最大启闭力不会发生在启闭全过程，一般仅是在较短时间（如起门开始或接近闭门），水压力为全压情况，所以要考虑闸门工作性质。对于高速轴上的零部件，需考虑启动和制动时的动载因素，参考 1989 年北京科学技术出版社《起重机设计计算》一书的公式（13-8），故按电动机额定力矩乘以 1.3~1.4 计算。
- 2) 运行和回转机构的疲劳计算荷载，由于其低速运行质量的惯性比机构高速轴上回转件的惯性大得多，根据 1989 年北京科学技术出版社《起重机设计计算》一书第 394 页介绍：桥机运行小车的低速惯量与高速轴上

的回转件惯性之比为 α 取 2~5；大车运行机构， α 取 5~15。刚体动载系数 φ 与计算轴两侧的惯性比 α 及电动机起动转矩倍数 β 有关。当 β 取 1.6~2.1， α 取 5~30 时， φ 的范围为 1.2~2.0，见图 1。

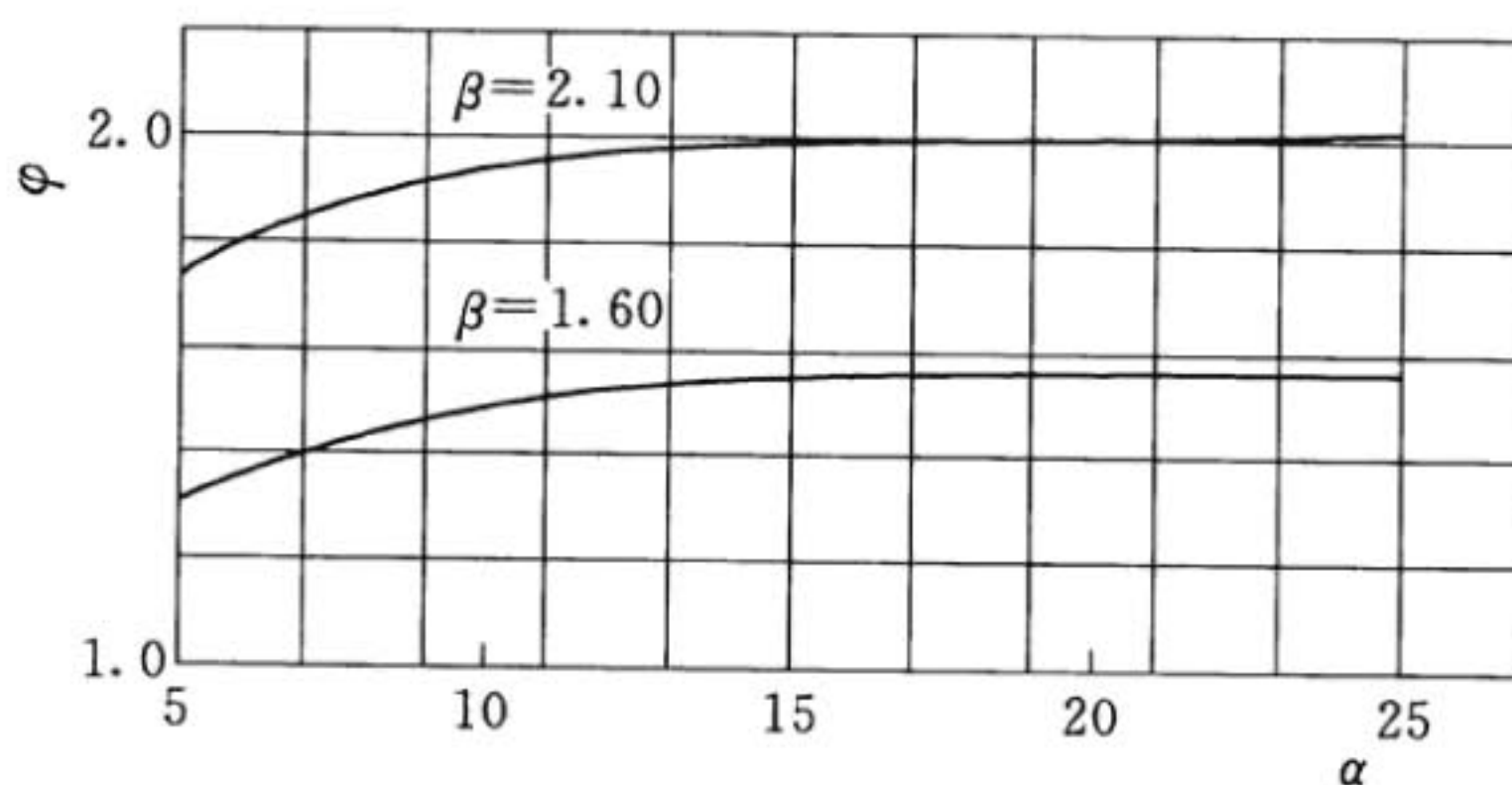


图 1 刚体动载系数

2

- 1) 起升机构的工作最大荷载的确定，由于荷载限制器在起升机构中作用时，一般调整在 110% 基本荷载左右，加之荷载限制器自身的误差及相应的安全度，因此选取最大启闭力的 1~1.2 倍作为计算依据，该值的选取要与第 6.5.2 条 1 款选取对应，即大者选大值、小者选小值。1985 年水利电力出版社《水工建筑物的启闭机械》一书中提出：起升机构要能在超载达 25% 的情况下工作，这和本条确定的值大致相同。此外，为计算简化，不再考虑其他动载系数。高速轴上零部件按电动机额定力矩乘以 2.0~2.5 计算，参见 GB 3811—83 的 4.3.2.2-b。如果启闭机自身无荷载限制器或为遥控操作的启闭机，其零部件的强度计算要考虑以电动机最大力矩作为计算依据，这作为特殊情况考虑。此时，零件的许用应力可取材料的 $0.9\sigma_s$ 。
- 2) 公式 (6.5.2-2) 参照了 2013 年中国铁道出版社《起重设计手册》公式 (1-3-54)。

3 本条主要适用于在室外工作的启闭机，特别是经常遭受强风作用的移动卷扬式启闭机，需要计算非工作最大荷载，并用其验算某些构件的静强度。

4 特殊荷载包括缓冲器碰撞荷载、安装荷载、试验荷载，上述荷载在一般情况下是不产生的，所以作为特殊荷载对待。

6.5.3~6.5.5 原规范第 6.4.3~6.4.5 条。

原规范的第 6.4.3 条应力循环次数、第 6.4.4 条强度极限及第 6.4.5 条疲劳强度极限是参照 GB 3811-83 编写的。2013 年中国铁道出版社第二版《起重机设计手册》中提出应力循环数小于 8000 次时，可不必进行疲劳计算。

6.5.6 原规范第 6.4.6 条。补充静强度计算的原则性要求。

原规范强度验算中强度安全系数摘自 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》。对特别重要的启闭机，其安全系数还可适当加大。由于启闭机工作场所和工作对象较差（工作场所较潮湿、维护条件差、工作对象在水下情况不明），因此没有选用 GB/T 3811-2008 中的强度安全系数。本次修订仍采用原规范数据。

6.5.7 原规范 6.4.7 条。磨损计算对于在运行中处于经常摩擦的零件是很重要的，所以本规范予以列入。磨损计算主要是验算工作面的单位面积的压力强度 p 及其与速度 v 的乘积 pv 值，使计算的 pv 值不大于许用值 $[pv]$ 。

6.6 零部件的设计

6.6.1 原规范第 6.5.1 条。删除了附录中吊钩计算部分。

吊钩在启闭机设计中多为选用，个别需要设计的可参照有关吊钩的标准 GB/T 10051.1。吊叉与吊轴为启闭机中常用零件，特别是吊轴用得较多，本条叙明这些零件的常用材料选择和计算方法。吊叉的计算公式源自 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》中的表 15-7。

对于附录 M.2 关于吊板孔壁承压的许用应力的规定，闸门

设计规范与启闭机设计规范的差别较大。闸门设计规范系按许用应力表进行查取,其值约为材料屈服极限 σ_s 的 $1/3$ 。而原启闭机设计规范中取为 $\sigma_s/6 \sim \sigma_s/5$,是出自1980年机械工业出版社《起重机设计手册》。两者相比,差别较大。

2013年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》中对吊板孔壁承压的许用应力则按工作时孔壁与轴之间有无相对转动而区别对待。有相对转动时,孔壁承压的许用应力取为 $\sigma_s/6 \sim \sigma_s/5$,无相对转动时取为 $\sigma_s/4 \sim \sigma_s/3$ 。苏联的有关资料也有根据孔壁工作状况分别选取许用应力的类似规定。普遍认为这种取法较为合理,故本规范按此确定许用应力。这样,对速度不高、直线运动的启闭机吊具,其吊板与轴之间基本无相对转动,孔壁承压的许用应力取为 $\sigma_s/4 \sim \sigma_s/3$,基本与闸门规范一致。对于启闭弧门的启闭机吊具(包括液压启闭机的吊头),由于吊板与吊轴有相对转动,则孔壁承压许用应力仍要取为 $\sigma_s/6 \sim \sigma_s/5$ 。对于启闭速度较高(如 $3\text{m}/\text{min}$ 以上)和较大冲击的情况,则孔壁承压许用应力也要取为 $\sigma_s/6 \sim \sigma_s/5$ 。

6.6.2 原规范6.5.2条,增加了YB/T 5359面接触钢丝绳的使用,对启闭机钢丝绳提出预拉要求,对卷筒轮毂可采用符合GB/T 7659要求的焊接结构用铸钢件。另外,在附录M中调整了卷筒合成应力的计算公式。

1 本款提出一般建议采用镀锌钢丝绳,主要因为启闭机多使用在潮湿地区,为防止或减缓钢丝绳锈蚀,采取选用镀锌钢丝绳的措施。采用纤维芯也是基于潮湿浸水这一原因。高扬程时,为防止钢丝绳扭转或吊具打转,要求选用阻旋转钢丝绳并进行预拉处理。高扬程双吊点时要求两边的钢丝绳捻向对称也是为了防止吊具发生旋转。

钢丝绳的强度计算采用通用的方法,即 $F_0 \geq nS$,因为这种方法较为简单。这与最新的国际标准ISO 16625—2013《起重机和起重机械—钢丝绳、卷筒和滑轮选择》第5.3节中采用的公式本质相同,见公式(2)。

$$F_{\min} \geq SZ_p \quad (2)$$

式中 F_{\min} ——钢丝绳的最小破断拉力，kN；

Z_p ——设计最小安全系数；

S ——钢丝绳最大静拉力，kN。

国际标准 ISO 4308—1：2003《起重机和起重机械 钢丝绳选择 第1部分：总则》里采用的是 C 系数法，计算较为繁琐，ISO 4308—1 已经被 ISO 16625—2013 所替代。但 GB/T 3811—2008 由于发布时间早于 ISO 16625—2013，故仍将 C 系数法列入，这一点需要注意。

启闭扬程大于 50m 时要计及钢丝绳的重量，最早见于 1987 年中国铁道出版社出版的《桥式起重机设计计算》一书，1998 年和 2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》中也有相同表述，GB/T 3811—2008 也增加了同样的规定。

与 GB/T 3811—2008 相比，本规范中钢丝绳的安全系数相对提高了一级，这是因为闸门处于水下，钢丝绳浸泡水中易锈蚀。1985 年水利电力出版社出版的《水工建筑物的启闭机械》一书中提到关于轻级工作制的钢丝绳安全系数不小于 5，中级工作制不小于 5.5；1979 年辽宁人民出版社出版的《起重机设计手册》表 3.2.5 和 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》表 12-2 中对于机动的钢丝绳安全系数：轻级工作制不小于 5，中级工作制不小于 5.5。所以本规范中钢丝绳安全系数除 Q1 为 4.5 外，取 Q2 为 5，Q3、Q4 为 5.5 可以认为是合适的。

2 关于卷筒和滑轮的最小缠绕直径，在第一次修订时就根据反馈意见进行了调整，调整后对于卷筒（滑轮）与钢丝绳的直径比给出了一个取值范围，其结果是卷筒和滑轮的最小直径有所减小，本次修订对工作级别为轻级的保留不变，对中级和重级区别对待。该比值与 GB/T 3811—2008 的对照见表 4。

本标准规定平衡滑轮直径取定滑轮直径的 0.8 倍，而 1980 年机械工业出版社和 2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》中均为 0.6~0.8 倍。

表 4 卷筒（滑轮）与钢丝绳的直径比取值的对照表

SL 41		GB 3811			
工作级别	卷筒和滑轮 e	工作级别	卷筒 h_1	滑轮 h_2	平衡滑轮 h_3
Q ₁ - 轻	16~18	M1	11.2	12.5	11.2
		M2	12.5	14	12.5
		M3	14	16	12.5
Q ₂ 轻	18~20	M4	16	18	14
Q ₃ 中	20~22	M5	18	20	14
Q ₄ 重	22~25	M6	20	22.4	16

3 滑轮材料多用铸铁、球墨铸铁和铸钢铸造。铸铁滑轮（如 HT200）的工艺好，易于切削加工，而且对钢丝绳的损伤小，但因强度低且较脆，使用时易引起轮缘破裂。球墨铸铁（如 QT400-18）滑轮的工艺性较好，且有一定的强度和冲击韧性，使用时不易破裂。铸钢（如 ZG230-450 或 ZG270-500）滑轮的强度和冲击韧性均较高，但工艺性较差，且由于绳槽表面硬度高，钢丝绳较易磨损。

用 Q235 钢制造的焊接滑轮，其特点是重量较轻且性能和铸钢滑轮相似。另一种滑轮是热轧滑轮，主要特点是外形美观、强度高、重量轻，比同规格的铸钢滑轮轻 40%，切削量比铸造滑轮少约 90%，焊接加工比全焊接滑轮少约 70%，使用寿命比一般滑轮高 1~2 倍。以上两种滑轮目前在启闭机上的使用逐渐增多。

卷筒材料一般不低于 HT200 铸铁，对于大容量的启闭机宜采用 ZG230-450、ZG270-500 铸钢制造或采用 Q235、Q345 钢板卷焊而成。从实践来看，钢板卷焊制造多用于大容量启闭机中，其特点是强度高、重量轻。对卷筒的轮毂，用钢板制作有一定困难，可采用符合 GB/T 7659 要求的焊接结构用铸钢件。目前国内对较大的卷筒多采用钢板卷焊制造，降低了制造中的废品率。

4 本款列出卷筒强度和稳定性计算（验算）的控制条件和内容。前两个条件用于卷筒的强度计算，第三个条件用于卷筒的

稳定性验算。

卷筒在钢丝绳的拉力作用下，产生压缩、弯曲和扭转剪应力。当卷筒较短 ($L \leq 3D$) 时，主要是钢丝绳箍紧产生的压应力，而弯曲和扭转应力较小，一般忽略不计；当卷筒较长 ($L > 3D$) 时，弯曲应力随卷筒长度的加长而增大，这时就需要计算弯曲应力和扭转应力的合成应力，其计算公式摘自 2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》。对于卷筒稳定性验算的方法，GB/T 3811—2008 并没有规定，本规范附录 M 中的计算方法摘自 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》。

关于多层缠绕时卷筒的压应力计算，国内一些学者认为要考虑启闭荷载的变化因素。从启闭机使用工况来看，操作检修闸门时，启闭荷载在启闭全程变化不大，而操作事故闸门或工作闸门时，启闭荷载会有较大变化，计入荷载变化也是合理的。但如出现闸门在门槽上部被卡阻的情况，则由于启闭机的过载保护是额定荷载的 1.1 倍，而此时卷筒上的缠绕层数也较多，因此卷筒表面的压应力很大。这时，按荷载随层数变化设计的卷筒则不安全。另外，多层缠绕的启闭机在做动、静负荷试验时是在钢丝绳处于最上面一层时进行的，特别是静负荷试验，荷载十分大。而且试验期间常常需要进行一些有关刚度的检测工作，因此负荷的作用时间也较长。如试验中考虑荷载的变化问题，则试验过程将会十分不便。为此，本次修订仍维持原计算方法。

关于卷筒的稳定性验算问题，国内的一些出版物中介绍的方法并不一致。如 1979 年辽宁人民出版社出版的《起重机设计手册》和 1998 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》以及其他一些有关起重机械的出版物中介绍的卷筒稳定性验算方法与 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》就有些不同。主要是在稳定验算条件、验算公式和稳定安全系数上有差异。如安全系数 K ，就有大于等于 1.3~1.5、大于等于 2 和大于等于 2~2.5 等区别。目前，国内采用较多的是 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》介绍的验算方法，这也是本规范采

用的验算方法。

卷筒的稳定性可近似看作筒壳类结构的稳定性问题，钢丝绳箍紧卷筒产生的压力类似于两端简支的筒壳受均布外压的情形。国外一些致力于薄壳结构稳定性研究的学者根据圆柱形筒壳长度、壁厚和直径的相互关系，大体上将这种筒壳分为短壳、中长壳和长壳，并分别给出了稳定性临界径向压应力的计算公式。但这些公式都是在“理想筒壳”（材料无任何缺陷，筒壳在径向或轴向均无任何变形）条件下推导的，当筒壳上除作用均布外压以外，还作用有集中力和（或）弯矩时，这些公式则不适用。

国内也有人对起重机卷筒的设计计算进行了专门研究，推导出了计算公式，并已应用于工程实例中。总的来看，用这些新公式计算的卷筒壁厚较薄。由于这些公式的形式和计算结果尚存在不少差异，仍需通过进一步实践验证，目前尚未被广泛接受。考虑到上述因素，本次修订仍维持了原规范推荐的卷筒稳定性计算方法。

6.6.3 原规范第 6.5.3 条。将原第 1 款按齿轮和蜗轮分为两款单列。

配对齿轮要采用不同的材料，以避免发生胶合现象。大、小齿轮均为软齿面或中硬齿面时，其齿面硬度要有所差别；均为硬齿面时，则齿面硬度大致相同；当软、硬齿面配对时，则齿面硬度相差很大。齿轮工作面硬度及其组合应用举例见表 5。

目前启闭机上除开式齿轮传动采用软齿面外，闭式齿轮传动多采用“中硬齿面”或“硬齿面”。“中硬齿面”硬度值在 290~360HB，这种齿面介于软齿面硬度的上限和硬齿面硬度的下限范围内，实际属于软齿面或软硬组合齿面类型。这种配对齿轮的齿面硬度差一般为 30HB。

关于齿轮计算国内常用的方法有两种，一种为 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》推荐的方法，也是以前苏联的一些起重机设计资料中普遍采用的方法，这种方法计算较为简便，自 20 世纪 50 年代就在中国使用，基本经过了实践的考验。另一种是 GB/T 3811—2008 第 6.3.7 条中推荐的方法，即 ISO 的

表 5 齿轮工作面硬度及其组合应用举例

齿面类型	齿轮种类	热处理		两轮工作面 硬度差	工作齿面硬度组合举例		备注
		小齿轮	大齿轮		小齿轮	大齿轮	
软齿面 ($HB \leq 350$)	直齿	调质	正火 调质	$20 \sim 25 \geq (HB)_{1min}$ — $(HB)_{2max} > 0$	HB240~270	HB180~210	用于重载中低速固 定式传动装置
	斜齿及 人字齿	调质	正火 正火 调质	$(HB)_{1min} - (HB)_{2max} \geq 20 \sim 30$	HB240~270 HB260~290 HB270~300	HB160~190 HB180~210 HB220~250	
软硬组合齿面 $HB1 > 350$ $HB2 \leq 350$	斜齿及 人字齿	表面 淬火	调质	齿面硬度差很大	HRC45~50	HB270~300	用于负载冲击及过 载都不大的重载中低 速固定式传动装置
		渗碳	调质		HRC45~50	HB200~230	
		调质	调质		HRC56~62	HB200~230	
硬齿面 ($HB > 350$)	直齿、 斜齿及 人字齿	表面 淬火	表面 淬火	齿面硬度大致相同	HRC45~50		用于传动尺寸受结 构条件限制和运输机 械上的传动装置
		渗碳	渗碳		HRC56~62		

齿轮强度算法，计算较为繁琐。这两种计算方法的计算结果有较大差异，前者的计算结果用后者验算时往往通不过。具体哪种方法更符合实际尚需进一步通过实践检验，故本次修订仍不作硬性规定。

6.6.4 原规范第 6.5.4 条，增加了同步轴设计要求。

本标准只列出轴的常用材料。由于材料工业发展较快，选用时可不限于列出的材料品种。

对于初步计算的转轴和心轴，其许用弯曲应力值可按 2008 年化学工业出版社出版的《机械设计手册》中列出的轴的材料牌号和强度极限选用。

启闭机的工作小时数，按 3.1.1 条中表 3.1.1-1 取为 800~6300h。经初步核算某些高速轴零件的循环数已超过 10^7 次，如高速轴的转速为 1000r/min，则 800h 高速轴的循环次数 $n=1000 \times 60 \times 800=4.8 \times 10^7$ 次。因此在启闭机设计中有必要加以限定对称循环的许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}]$ 。

轴的最大挠度不超过支点间距的 0.0003、最大偏转角不超过 0.001 弧度摘自 1960 年机械工业出版社出版的《起重机构和起重运输机械零件的计算》。2008 年化学工业出版社出版的《机械设计手册》第五版第二卷表 6-1-43 规定，一般用途的轴允许挠度不超过支点间距的 0.0003~0.0005，金属切削机床主轴不超过支点间距的 0.0002；至于轴的允许偏转角，在滑动轴承处为 0.001rad，在安装齿轮处为 0.001~0.002rad。两者相比，本规范取值基本合适。对轴的许用扭转角，按该手册表 6-1-42 给出的值：“许用扭转角 ϕ_p ，一般传动轴 ϕ_p 取 $0.5 \sim 1^\circ/\text{m}$ ；精密传动轴 ϕ_p 取 $0.25 \sim 0.5^\circ/\text{m}$ ”。本次修订仍按原标准选取 $[\phi] \leq 0.5^\circ/\text{m}$ 。

轴的临界转速计算系摘自 2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》。

同步轴的作用是保持两个吊点的升降速度一致。理论上，当两个吊点的速度差为零时，同步轴上的力矩为零。当两个吊点的速度不一致时，同步轴上会产生力矩，其大小与两个吊点的速度差有关。速度差的产生与电机特性参数的差异性、门槽两侧摩擦

力不等以及传动机构制造安装误差等因素有关，而且在启闭全程是变化的。虽然不能确定速度差在同步轴上产生多大力矩，但可以肯定该工况不是同步轴最不利的工况。同步轴可能出现下列最不利的工况：①电机起动不同步或一边电机突然故障停机；②一边传动机构轴系或轮齿突然发生断裂；③一边键联接破坏导致齿轮与轴出现打滑；④一边制动器失灵；⑤一边制动器延迟动作等。发生这些情况中的任何一种，都可能使一边吊点的起升荷载通过同步轴传递到另一边，故同步轴要按一边驱动机构失去驱动或制动力的条件进行设计。而减速机、电动机及联轴器等部件的破坏试验荷载均大于两倍额定荷载，故不会造成减速机、电动机的破坏。

6.6.5 原规范第 6.5.5 条。提出低温条件下减速机润滑油的选择要求及加热措施。

启闭机使用的减速器，其特点是短时断续工作，直接满载启动（起升机构经常带载启动）。根据使用经验，这种工作方式容易使齿轮齿面干接触啮合而引起严重磨损和胶合。因此减速器要有良好的润滑措施。

目前减速器壳体由铸造向焊接发展，特别是国外（如德国）生产的减速器壳体多用钢板焊接，其特点是重量轻、强度高、造型美观。目前可供启闭机选用的减速器有 JB/T 8905 系列标准中规定的起重机用减速器、JB/T 10816 规定的起重机用底座式硬齿面减速器以及国外进口的大传动比硬齿面减速器等，当能满足要求时，宜尽量选用标准型减速器。另外，在温度低于 0℃ 工作时，要考虑设置润滑油加热装置或使用满足低温要求的润滑油。

6.6.6 原规范第 6.5.6 条。修订了原规范联轴器选择计算公式。

启闭机中使用的联轴器一般为标准产品，目前大多为齿轮联轴器（包括全齿轮联轴器和半齿轮联轴器）、弹性柱销联轴器和梅花形联轴器。本次修订计算公式及安全系数取值参照了 GB 3811，起升机构安全系数取 1.8，其他机构安全系数取 1.5，与 GB 3811 相比，安全系数有所提高。经核对，原规范中联轴器选

择计算公式中的符号 $M_{\parallel \max}$ 为 $M_{I \max}$ ，见 GB 3811—83 第 4.4.8 条中的公式 (82)。2007 年人民交通出版社出版的《港口起重机设计规范》、1989 年北京科学技术出版社出版的《起重机设计计算》及 1985 年中国铁道出版社出版的《起重机计算实例》等都采用了 GB 3811—83 的计算公式。由于联轴器需要满足频繁起、制动和正反转传递交变荷载等复杂工况，所以产品样本中给出的许用转矩（公称转矩）一般为长期连续传递的转矩，因此需按第 I 类荷载组合选取联轴器。另外，联轴器都具有一定的短时过载能力，一般短时过载可达 2~3 倍公称转矩，再加上联轴器选择时的安全系数，可确保在起动、堵转、突然制动等情况下电动机发生短时较大荷载时联轴器不会发生破坏。

在闭式齿轮传动中要用到卷筒联轴器，目前常用的型号为 DC 型和 WJ 型，DC 型为齿轮传动结构，WJ 型为渐开线花键传动配球轴承结构。对于卷筒联轴器的选择计算，产品样本或产品标准中都附有说明，一般按说明的方法计算选择即可，本标准不做规定。

JB/T 7511—94《机械式联轴器选用计算》中联轴器的计算转矩 T_c 是由理论转矩 T 乘以动力机系数 K_w 、工况系数 K 、起动系数 K_z 及温度系数 K_t 而得到，选择计算时除满足计算转矩 $T_c \leq$ 公称转矩 T_n 外，还需满足尖峰转矩 T_{\max} （如起动转矩） \leq 许用最大转矩 $[T_{\max}]$ 。但由于我国目前发布的联轴器标准或产品样本中大多没有给出许用最大转矩 $[T_{\max}]$ 值，使该标准的推广应用受到一定限制，故本规范未予采用。

6.6.7 原规范第 6.5.7 条。启闭机采用的轴承，除了经常浸水的高扬程卷扬式启闭机的动滑轮组以外，其他部位通常采用滚动轴承，但需定期灌注润滑油（脂），检修维护费用相对较高。滚动轴承的选用，在已知荷载条件下，可参照现有机械设计手册中有关滚动轴承计算方法进行选择。滑动轴承主要是验算压强 p 及其转动摩擦面的相对滑动线速度 v 的乘积。滑动轴承的材料除传统的铜合金外，目前尚有增强聚四氟乙烯材料、钢基铜塑复合

材料及铜合金镶嵌固体润滑材料等，这几种材料的轴承属于自润滑轴承，近年来在启闭机上应用较多，可根据具体情况选用。但由于目前自润滑轴承的性能参数尚无统一标准可循，各生产企业在产品样本上给出的性能参数也不甚统一，故本标准暂不列入。

6.6.8 原规范第 6.5.8 条。将原第 4 款内容改为：严寒、高海拔地区的启闭机除设置电子式荷载限制器外，一般同时设置机械式荷载限制器。

荷载限制器是起升机构必需的安全装置，常用的荷载限制器有机械式（如杠杆式或偏心式）和电子式（如拉、压力传感器等）。过去多采用机械式。随着电子技术的不断发展，电子式荷载限制器产品日趋完善，除控制精度提高外，功能上也有所增加，可兼有“超载”和“欠载”两种保护功能，目前已成为主要采用型式，因此，本规范推荐选用电子式荷载限制器。但在严寒、高海拔地区，电子式荷载限制器的故障率有所增加，故提出除设置电子式荷载限制器外，同时设置机械式荷载限制器。

6.6.9 原规范第 6.5.9 条。将原第 1 款、第 2 款合并，将原第 3 款分为 2 款。

扬程指示及位置控制是启闭机不可缺少的部分。当使用电子显示时扬程指示的误差范围一般显示分辨率不大于 10mm，每 100m 内的测量误差不大于 50mm。正常工作时，电子扬程指示器控制闸门全开至全关过程中的各个位置（包括闸门充水阀位置，闸门锁定位置等），机械式限位装置作为双重保护，一般控制起升机构的上、下极限位置。

对于施工导流封堵闸门，由于下闸时需要将闸门沉放到底槛，否则容易发生重大事故，所以启闭机扬程指示精度如果达不到上述要求时，则需采取其他措施给予解决。

行走机构的端部行程限位和回转机构的回转限位，这些都关乎启闭机设备的运行安全，需设置相应的位置保护，切勿疏忽大意。对于高速运行或停车定位要求较严的情况，可根据需要装设两级行程限位，第一级发出减速信号并按规定要求减速，第二级

要自动断电并停车。

6.6.10 原规范第 6.5.10 条。缓冲器虽然不经常使用，但在操作失灵时就有可能使用。因此缓冲器壳体要按启闭机额定行走速度碰撞时发生的最大撞击力作为设计依据。缓冲器型式最初（20 世纪 50 年代）多为木质，后来较多采用弹簧缓冲器或液压缓冲器。20 世纪 90 年代末，水利水电工程的启闭机，由于运行速度相对较低，多采用橡胶缓冲器和聚氨酯泡沫塑料缓冲器，且橡胶缓冲器多用于小车，聚氨酯缓冲器多用于大车运行机构。

6.6.11 原规范第 6.5.11 条。车轮踏面的疲劳计算主要用于启闭机携带走行荷载走行时的工况（计算见附录 M.3），其中 P_{\max} 为携带额定走行荷载且小车在一侧位置时引起的大车（或小车）最大轮压， P_{\min} 为空载走行时的最小轮压。

关于轮压的计算，1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》采用的公式与 GB 3811—83 并不相同。经实际计算验证，GB 3811—83 的计算方法（欧州规范的轮压计算公式）更为简便、安全。强度计算荷载为启闭机（小车）在启闭闸门时产生的最大轮压。本计算方法适用于轨道安装与维护良好、车轮调整正确、直径不超过 1.25m 的车轮。如需要采用更大直径的车轮，则要降低车轮与轨道间的许用压力。

选用移动式启闭机轨道时，根据以往经验，轮压较小的要尽量选用 GB 2585 中规定的铁路钢轨。这种钢轨自重轻，价格较便宜。轮压大时可选用 YB/T 5055 中规定的 QU 型起重机专用钢轨。电动葫芦一般采用热轧工字钢。

启闭机的轨道基础多为混凝土，所以计算轨道时，混凝土的承压强度要作为计算的主要内容。此外，轨道颈部的挤压应力、轨道横断面的弯曲应力和轨道底板的弯曲应力也需计算，但在一般的起重机设计资料中并无介绍。本规范附录 M.4 的计算公式借鉴了 SL 74—2013《水利水电工程钢闸门设计规范》附录 L 中对闸门定轮轨道计算时所采用的公式。

电动葫芦用的工字钢轨道计算，可按一般起重机设计资料中

介绍的方法进行。对于多支承点的工字钢轨道，可以按连续梁计算弯矩和反力，并对照电动葫芦产品样本上允许的工字钢型号（主要是工字钢下翼缘能否支承电动葫芦走轮）进行选定，然后验算稳定和刚度，计算支承点所需固定螺栓直径和数量。

6.7 结构设计计算

6.7.1 原规范第 6.6.1 条，规定了强度验算的安全系数。

结构计算仍采用许用应力法，主要是考虑与 SL 74—2013《水利水电工程钢闸门设计规范》和 GB/T 3811—2008 的协调，强度安全系数取值也参照了这两个规范。

由于启闭机的工况特点是年利用率不高、工作速度慢、运行较平稳，一般不会有较大冲击荷载，也不会出现疲劳破坏的情况。为了简化结构计算，取消了各类动力系数，只按两类荷载情况进行强度和稳定计算。第一类荷载按工作时的最大荷载进行强度、刚度和稳定性计算，第二类荷载按非工作时的最大荷载或工作时的特殊荷载进行强度和稳定性的验算。与 GB/T 3811—2008 和 1980 年机械工业出版社、2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》相比较，实质上去掉了结构的疲劳强度计算。

由于启闭机的启闭荷载和行走荷载往往不一致，所以本规范把这两种情况均作为第一类荷载计算。

6.7.2 原规范第 6.6.2 条。移动式启闭机结构的荷载组合是根据启闭机工作时可能发生的荷载而组合，启闭机荷载组合分为基本组合和特殊组合，其中基本组合有 5 种工况，特殊组合有 4 种工况，不同的荷载组合用来计算结构的不同部位。计算荷载组合时要取最不利的工作状况。另外，如需要考虑温度荷载、冰雪荷载、安装荷载、坡度荷载等时，可增加到荷载组合中。

6.7.3 原规范第 6.6.3 条。调整了原条目下的几个表格中的内容，删除了铆钉连接部分。

表 6.7.3-1 中 Q235 钢的厚度分组及相应的屈服极限取自 GB/T 700—2006，Q345 钢的厚度分组及相应的屈服极限取自

GB/T 1591—2008。

钢材的基本许用应力计算：拉、压、弯， $[\sigma] = \sigma_s/n$ （I类荷载 $n=1.48$ ，II类荷载 $n=1.22$ ）；剪切， $[\tau] = [\sigma] / \sqrt{3}$ ；局部承压（磨平顶紧）， $[\sigma_{cl}] = 1.4 [\sigma]$ ；局部紧接承压， $[\sigma_{cj}] = 0.75 [\sigma]$ 。注意计算的值以5进位取整。其中 $[\sigma]$ 、 $[\tau]$ 和 $[\sigma_{cl}]$ 参照了GB/T 3811—2008， $[\sigma_{cj}]$ 参照了SL 74—2013。

焊缝许用应力计算：当为对接缝时，抗拉， $[\sigma_t] = [\sigma]$ ，抗压， $[\sigma_n] = [\sigma]$ ，抗剪， $[\tau] = [\sigma] / \sqrt{3}$ ；当为贴角焊缝时，抗拉、抗压、抗剪， $[\tau_t] = [\sigma] / \sqrt{2}$ 。焊缝许用应力取值与SL 74—2013相同。

螺栓和销轴连接的许用应力参照了GB/T 3811—2008，其算式见表6。

表6 螺栓、销轴连接的许用应力 单位：N/mm²

接头种类	应力种类	螺栓、销轴许用应力	被连接构件许用应力
A、B级螺栓连接 (I类孔)	拉伸	$0.8\sigma_{SP}/n$	—
	剪切	$0.6\sigma_{SP}/n$	—
	承压	—	$1.8 [\sigma]$
C级螺栓连接	拉伸	$0.8\sigma_{SP}/n$	—
	剪切	$0.6\sigma_{SP}/n$	—
	承压	—	$1.4 [\sigma]$
销轴连接	弯曲	$[\sigma]$	—
	剪切	$0.6 [\sigma]$	—
	承压	—	$1.4 [\sigma]$

注1： σ_{SP} 与螺栓性能等级相应的螺栓保证应力，按GB/T 3098.1《紧固件机械性能螺栓、螺钉和螺柱》选取。

注2： n 安全系数，I类荷载 $n=1.48$ ，II类荷载 $n=1.22$ 。

注3： $[\sigma]$ 与螺栓、销轴或构件相应钢材的基本许用应力，见表6.7.3-2。

至于铆钉连接部分，由于目前启闭机上几乎不用，故本次修订予以删除。

修订后结构的应力取值总体上与现行闸门规范应力取值相当，虽然启闭机的结构件使用不频繁，不会出现疲劳现象，但考虑到在结构计算中未考虑动力系数以及工作环境较潮湿的特点，其安全度不低于 GB/T 3811—2008。

6.7.4 原规范 6.6.4 条。增加构件在同一计算点上受到有两个方向的正应力 σ_x 、 σ_y 和剪应力 τ_{xy} 时该点复合应力的验算，并去掉了所有复合应力计算公式右边系数 1.1。

由于启闭机结构件受拉、压、弯、扭情况时的强度计算公式属于一般公式，先前版本均未列入，本次修订仍未列入。

公式 (6.7.4-1) ~ 公式 (6.7.4-4) 摘自 GB/T 3811—2008 的 5.4.1 条，其复合应力计算与 FEM 1.001—1998 相一致，且在所有复合应力计算公式等号右边均取消了强度增强系数 1.1，与原规范相比更为安全。

摩擦型高强度螺栓连接的结构件的强度计算，参照了 GB/T 3811—2008 第 5.4.1.4 款里的计算公式。根据摩擦型高强度螺栓连接的传力特点，利用公式 (6.7.4-6) 计算由螺栓孔削弱的截面（最外列螺栓处），在该截面上考虑了内力的一部分已由摩擦力在孔前传走。公式中的系数 0.5 即为孔前传力系数。根据试验，孔前传力系数大多数情况可取为 0.6，少数情况取为 0.5，为了安全可靠，本规范取 0.5，与 GB 50017—2003 和 GB/T 3811—2008 一致。

对接焊连接的强度计算公式 (6.7.4-7) 和公式 (6.7.4-8) 参见 GB/T 3811—2008 的第 5.4.2.1 款，与欧洲搬运协会标准 FEM 1.001—1998 相一致。

摩擦型高强度螺栓的强度计算、预拉力 P 值等参照了 GB/T 3811—2008，但摩擦面抗滑移系数取自 GB 50017—2003，该规范在条文说明中指出：“通过近十余年的实践经验证明，原规范规定的当接触面处理为喷砂（丸）或喷砂（丸）后生赤锈时对

Q345 钢、Q390 钢所取的 $\mu=0.55$ 过高，在实际工程中常达不到，现在改为 $\mu=0.5$ （含 Q420 钢）”，因此，本规范对摩擦系数进行了调整。另外，螺栓预拉力表中规格扩展到 M39。

6.7.5 原规范第 6.6.5 条。参照 GB/T 3811—2008 及原规范，构件许用长细比取值仍采用原规范值，详见表 6.7.5-1。假想长细比的计算按实腹式构件和等截面格构式构件分别计算。当屈服点高于 345N/mm^2 时，按求出的假想长细比 λ_F 或 λ_{hF} ，从 Q345 钢对应的表中查取轴压稳定系数 ϕ 和轴压稳定修正系数 ψ 。

附录 N 仍采用原规范附录 Q 中的内容。其中 N.1 双向或单向压弯构件的稳定性计算与 GB/T 3811—2008 附录 M 的计算结果相比，本规范更安全一些。

受弯构件可不计算整体稳定性的规定参见 GB/T 3811—2008 和 GB 50017—2003。其中工字形截面简支梁受压翼缘板的自由长度与其宽度之比 l/b 由原规范的查表改为由公式计算，更为简便。

板的局部稳定，包括腹板局部稳定、受压翼缘板的局部稳定和板的局部稳定性计算，同原规范。为适应高强度结构钢材料的应用，一些算式中引入了 $\sqrt{235/\sigma_s}$ 项。附录 N.3 中板的局部稳定性计算方法根据送审稿审查意见仍采用原规范内容。

加劲肋的构造尺寸要求基本同原规范。其中，横向加劲肋的外伸宽度按仅在腹板一侧配置和腹板两侧成对配置分别进行计算，参见 GB/T 3811—2008 和 GB 50017—2003，SL 74 也进行了同样的调整。受压翼缘板纵向加劲肋的截面惯性矩 I_{z_3} 的计算仍采用原规范中的简化计算公式。

6.7.6 原规范第 6.6.6 条。规定刚度值主要为了保证启闭机能正常运行。小车的刚度要求主要是保证机械传动设备的正常运行，门架或桥架的刚度要求主要为保证小车能正常运行。

桥式、双向门式启闭机在主梁跨中的挠度参照了 GB/T 3811—2008，按公式 (6.7.6-1)、公式 (6.7.6-2) 控制。

桥式、台车式启闭机在主梁跨中的水平变位值按公式

(6.7.6-4) 控制, 参见 2013 年铁道出版社出版的《起重机设计手册》的表 2-1-1。本条规定主要为防止双轮缘车轮卡轨或保证单轮缘车轮与轮轨的正常接触长度。

门式启闭机悬臂端的垂直静挠度计算方法参见 GB/T 3811-2008。

门架在两个方向的水平变位值, 在最不利的荷载组合时小于 $1.5‰H$, 且不大于 25mm, 取自 1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》(第 577 页), 实际是对支腿顶部的变形控制。经对已使用的 20 余台门机进行验算, 大部分均小于此值。

机械设备直接安装在其上的卷扬启闭机机架、小车架、台车架、单向门机门架, 为不影响机械传动, 刚度要求较高。本规范的许用刚度值摘自 1979 年辽宁人民出版社出版的《起重机设计手册》中小车架控制值。

上海交通大学曾对两台芬兰制造的龙门起重机进行实测, 其结果为跨中挠度均小于 $L/750$, 悬臂挠度小于 $L_c/350$ 。

启闭机的动态刚度, 以满载情况下钢丝绳绕组的悬吊长度相当于额定起升高度时, 系统在垂直方向的最低阶固有频率 (即满载自振频率) 来表征。也可以用起重机振动系统的振动衰减时间或对数衰减率等来表征。通常对一般的启闭机不规定校核动态刚度, 如用户特别提出要求或设计者认为有必要时 (如认为对启闭机司机健康有影响, 对启闭机正常工作平稳性有影响, 或对启闭机金属结构疲劳有影响), 则可进行校核, 其指标由设计者与用户协商确定, 并在提交给用户的有关资料中注明。动态刚度可参照下列条件控制:

当荷载作用在悬臂有效工作位置时: 垂直方向满载自振频率要满足 $2\text{Hz} \leq f_2 < 4\text{Hz}$ 。

当荷载作用在任意位置, 起、制动时: 水平纵向满载自振频率要满足 $f_2 \geq 1\text{Hz}$ 。

这里荷载是指额定起升荷载+小车自重, 水平纵向是指小车行走方向。动刚度详细计算可参见有关起重机设计手册。

6.7.7 原规范第 6.6.7 条。早期设计制造的门架结构型式主要是板梁截面和格子截面，20 世纪 50 年代后期陆续开始设计为箱形截面。目前启闭机门架主要采用箱形截面，特别是对大容量门机更为合适。门架按运行要求可以设计成无悬臂门架、单悬臂门架或双悬臂门架，还可设计成半门架以及带有悬臂吊的门架。这些门架型式在我国已有水电站中都有应用实例。

门机的支腿型式主要取决于门机的跨度。1980 年机械工业出版社出版的《起重机设计手册》第 557 页指出：“当跨度 $L \leq 30\text{m}$ 时，门架带有两个刚性支承腿，而跨度 $L > 30\text{m}$ 时，一般都制成带一个刚性支承腿和一个柔性支承腿。”2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》第 373 页（1998 年版第 683 页）指出：“当跨度 $L \leq 35\text{m}$ 时，门架可采用两个刚性支腿；而跨度 $L > 35\text{m}$ 时，为补偿温差所造成的结构变形，可以制成一个刚性支腿和一个柔性支腿。”本规范采用了 2013 年中国铁道出版社出版的《起重机设计手册》中的数据。由于水电站门机跨度均较小，一般情况下不大于 $16 \sim 25\text{m}$ ，所以门架支腿与主梁均采用刚性连接，实践证明这样的假设是合适的。

由于门式启闭机的荷载有启闭荷载和行走荷载两种，且启闭荷载多数情况下大于行走荷载，所以在内力计算时，用启闭荷载计算门架平面内和支腿平面内的内力。在门架平面内，主梁按静定结构计算，支腿按一次超静定结构计算，这是考虑到这两种工况均可能出现，按上述假定计算，主梁和支腿的内力均为最大，是偏于安全的计算。在支腿平面内，采用三次超静定结构计算还是按一次超静定结构计算则要根据支腿与下横梁连接处两者刚度之比来决定，这主要是为了简化计算且将误差控制在允许范围之内。在大多数情况下，上述两类计算的选择截面可以作为设计截面，能满足强度、刚度等要求。由于门机行走时，有可能产生侧向力，故将门机行走时的各种荷载组合作为对门架结构的验算条件，以确定选择的门架结构是否满足要求。

对于大型门机和结构较复杂的门机，可采用计算机三维有限

元软件计算，其计算结果比平面体系计算更符合实际情况，但需要准确确定计算模型和边界条件。

6.7.8 原规范第 6.6.8 条。取消了铆钉连接构造要求；对走台、梯子、栏杆及司机室补充了构造内容。

对于启闭机金属结构，其工作性能与实际构造设计及施工质量的关系极大，因此设计人员要清楚地认识到，合理的构造要求对产品的制造、安装、运行和维护等具有重要的意义。

考虑到水利水电工程地区湿度较大，从防腐的观点提出主要承载构件厚度不小于 5mm。表 6.7.8-1 中的节点板厚度摘自 GB/T 3811—2008。

主要承载结构件在同一连接处不允许采用混合连接方式。这是因为要保证连接处的可靠受力，所以在新设计的主要承载结构中要避免采用。

主梁上拱度，主要是为了保证启闭机携带额定行走荷载行走时主梁尽可能接近水平。1980 年机械工业出版社《起重机设计手册》第 489 页指出：“主梁在满载小车轮压作用下产生变形，使小车轨道有一定的坡度。坡度过大会增加小车运行阻力，甚至在停车后会产生自动滑移现象。起重机运行机构采用集中驱动时，布置在走台上的驱动机构（如传动轴）也会因变形过大而影响正常工作。为此需将主梁作成一定的上拱度，跨中拱度一般取 $L/1000$ 。这样使主梁弹性变形的曲线无论在空载或满载时，均较为平缓”。跨中上拱度取 $L/1000$ ，悬臂端的上翘度取 $L_c/350$ ，参照了 GB/T 14406—93《通用门式起重机》和 JB/T 6128—2008《水电站门式起重机》。起重机的跨中上拱度一般为 $(0.9 \sim 1.4) L/1000$ ，有效悬臂处的上翘度一般为 $(0.9 \sim 1.4) L_c/350$ ，跨度 L 或有效悬臂长度 L_c 小时取小值，跨度 L 或有效悬臂长度 L_c 大时取大值。由于水电工程使用的启闭机跨度相对不大，所以跨中上拱度取靠近下限值 $L/1000$ 。梁上其他各点上拱值一般按二次抛物线或正弦曲线计算，具体计算方法可参考有关起重机设计手册。

单向门机和台车式启闭机的框架上直接安装有传动设备，为保证齿轮副啮合精度和传动轴的同轴度，避免产生振动，结构梁系的刚度控制较严，一般静刚度控制在 $L/2000$ 。

焊缝连接内容是参照 GB/T 3811—2008 有关条款编写的。在不等板厚或板宽的对接焊缝，要求制作成不大于 1:4 的过渡斜度，目的是减少应力集中，对于非主要承载结构也可不受上述限制。表 6.7.8-2 中角焊缝的最小高度 $h_{w\min}$ 摘自 GB/T 3811 的表 35。

螺栓连接内容是参照 GB/T 3811—2008 的内容修订的。铆钉连接在大多数设备中已被高强度螺栓替代，故予以删除。表 6.7.8-3 中螺栓的允许距离摘自 GB/T 3811—2008 的表 36。螺栓连接包含普通螺栓连接和高强度螺栓连接。

小车轨道的铺设，要求压板固定处正对横向加劲肋，因为该处可以作为轨道的支承点和计算相配，这样的固定要求压板成对地布置在横向加劲肋上部。大车轨道的温度伸缩一般作成 45° 斜接头，由于与伸缩缝间隙和轨道基础有关，本条未作具体规定。

考虑水工结构伸缩缝的问题，增加了“轨道接头应与水工结构伸缩缝相适应，两条轨道接头应错开布置”的要求。

走台、梯子、栏杆与司机室要符合劳动保护和安全的有关规定，本次修订扩充了部分内容。

司机室要有良好的视野，这对操作人员能否正确操作甚为重要。同时我国南北东西气温及其他自然条件差异很大，因此要根据不同地区采取降温或取暖措施。对于有特殊要求的要采取相应的防护措施，如广东、广西为多白蚁地区，司机室若用一般木材，可能在短时间内就被破坏，要采取相应措施（如用塑料代替木材）。

6.8 自动挂脱梁

6.8 原规范第 3.6 节。自动挂脱梁多与移动式启闭机配合使用，故放到卷扬式启闭机章节中更为合适。

6.8.1 原规范第 3.6.1 条。本条主要规定了自动挂脱梁的用途和分类。自动挂脱梁发展到现在，形式已有很多种，但从挂脱装置的传动方式来看，主要是机械传动和液压传动两种方式。液压式自动挂脱梁是利用电动机——油泵将压力油压向销轴，将销轴推入或推出轴孔。这种型式的挂脱梁是 20 世纪 60 年代从苏联引入的，首先使用在三门峡水利枢纽中。从使用情况看，液压式自动挂脱梁多用于大、中型或水头和扬程较高的闸门。

从设备特征来看，挂脱梁并不是启闭机，而是具有独立功能的另一类型的金属结构设备。虽然挂脱梁大体上分为两类，但其结构形式已是多种多样，设计要求也不尽相同。因此，宜制定专门的设计标准，本规范仅列出一些原则性要求。

6.8.2 原规范第 3.6.2 条。

1 原第 2 款，从中摘出导向支承装置单列一款。设置导向支承装置可使挂脱梁能够在闸槽内顺利升降而不发生卡阻。导向支承装置与门槽的配合间隙可与被操作闸门（拦污栅）的配合间隙一致，一般配合间隙取为 10~15mm。抓梁与闸门一起升降时，如闸门有偏摆，由于钢丝绳的柔性作用，最先与门槽碰撞的是闸门上最下面的导向支承装置。

2 原第 2 款的修订，从中摘出定位装置单列一款。设置定位装置可使挂脱梁与闸门准确对位，以保证挂、脱钩或穿、脱销动作的准确可靠。定位装置一般采用定位销和定位套筒，设计时套筒内径需比定位销的外径大 6~8mm。定位销端头做成锥体，斜面与轴线的夹角不能太大，目的是方便滑入套筒，不产生自锁，一般不大于 45°；锥体的大小头直径差值可根据导向支承装置与门槽的配合间隙确定，一般可取不小于 30mm。另外，如将定位套筒设在闸门上时，套筒根部要开设漏水、排沙孔，以防止套筒内集沙影响正常工作。

3 自动挂脱梁经常下水，因此在有相对转动和滑动的配合部位，要有合适的防腐措施和润滑措施，以防生锈后无法活动，影响正常工作，特别是对于机械式挂脱梁尤为重要。另外，当工

作温度低于 0℃时，挂脱部件可能会被冻住而失灵，因此要考虑防止挂脱部件内、外部结冰的措施。

4 本款为新增。自动挂脱梁采用箱型梁体时，如不在上、下翼缘上开孔，则会形成密闭的浮箱，容易受水流的扰动，既不利于准确对位，也不利于挂脱梁靠自重下放。

5 本款为新增。挂脱梁经常下水，由于联动部件较多，需要经常维护保养，其连接件需要防腐处理，以防部件锈死而不便检修或更换。

6 原第 2 款的修订。静平衡试验是保证自动挂脱梁主体结构水平度和铅垂度的措施，主要是为方便入槽、对位、就位和与闸门挂钩。由于现行的启闭机验收规范都只是笼统地提出要做静平衡试验，但并无具体验收指标，实践中常引起争议。为解决这一问题，本规范参照 GB/T 14173—2008《水利水电工程钢闸门制造、安装及验收规范》及 SL 425—2008，并结合自动挂脱梁的使用特点规定了挂脱梁在竖直和水平方向的静平衡要求。与平面闸门静平衡相比，偏差相对严一些，主要是考虑到自动挂脱梁的功能与闸门不同，需要完成与闸门对位、挂钩等复杂动作。

7 原第 1 款。闸槽有多孔时，门（栅）叶、门（栅）槽的实际误差不可能一致，要保证挂脱梁能在多孔门（栅）槽中操作，除提高挂脱梁制造精度外，需要与闸门设计密切配合，适当要求提高门（栅）叶、门（栅）槽的设计、制造与安装精度是必要的。

8 本款为新增。水下视频监控可以直观看到穿脱轴实况，发生故障时也能及时发现原因，便于有针对性地采取措施，但不适用于泥沙较多的浑水，可根据实际条件设置。

6.8.3 原规范第 3.6.3 条。

1 本款为新增。本款规定了液压挂脱梁的防水密封要求，以防止电气部分浸水失效。原规范只规定要有可靠的密封并通过密封试验进行检验，但并未规定具体试验和检验指标，而是在条文说明中提出了一些建议：将试验压力取为工作水深压力的两

倍，保压时间不少于 30min。实际上很多挂脱梁都将此建议作为密封试验技术要求写入图纸、技术文件或招标文件中，根据实践检验结果来看基本上合理，故本次修订将条文说明中的建议整理后纳入条文中。液压挂脱梁相对于液压启闭机的试验压力和保压时间都要严格一些，主要是考虑到自动挂脱梁工作在水下，情况不易摸清，防水密封一旦失效可能导致严重后果。

2 尽管已要求做防水密封试验，但密封件可能出现老化，因此对密封漏水进行实时监测和及时报警是必要的。另外，设置压力表和排气阀主要是方便安装调试和后期维护保养。

3 防止电缆被拉断的措施一是选用具有过载打滑保护功能的电缆卷筒，二是选用适宜卷绕的钢芯特制电缆。电缆插头不能被直接拉拽，以避免破坏插头密封，可设置电缆夹或摩擦辊，由接线盒引出的电缆先通过电缆夹或摩擦辊后再引入电缆卷筒，设计时注意电缆的弯曲半径。

4 本款主要考虑到液压挂脱梁在水下工作，为便于操作时掌握挂、脱钩情况，避免出现穿、脱轴不到位或双吊点只有一边挂钩等事故，需有穿脱轴到位的位置标志或信号显示。要求闸门做成梨形吊耳孔主要是为了方便穿轴。

6.8.4 原规范第 3.6.4 条。根据机械式挂脱梁的种类对其要求进行细化。

机械式自动挂脱梁发展到现在已有多种型式，本规范参照 1988 年水利电力出版社出版的《水电站机电设计手册金属结构（一）》第 593 页所述，从大的方面提出常用的几种型式：①重锤式自动挂脱梁；②挂钩自如式自动挂脱梁；③吊环式自动挂脱梁。其中挂脱自如式自动挂脱梁可用于操作大、中型闸门。

1 机械式挂脱梁活动部位相对较多，根据多年实践经验，这些部位不仅要防腐处理而且配合间隙要大一些，才能保持动作的灵活性。

2 本款针对挂脱自如式挂脱梁。参考了 1988 年水利电力出版社出版的《水电站机电设计手册金属结构（一）》，该手册中表

10-4 给出了挂体和卡体的系列尺寸，可供设计参考。需要注意的是，实践中按此表设计的个别挂脱梁的卡体与挂体仍然发生了卡阻，所以尺寸确定后最好通过纸板模型或其他方式（如计算机图形动态模拟）试验检验并修正。

3 本款针对重锤式挂脱梁。由于操作位置在门槽入口，搬动重锤时多不能保持最佳施力姿势，锤的重量太大时操作困难，需要分解成小锤片分次搬动。锤片位置在操纵把手上要能调整，主要为方便调试，以得到挂、脱钩实际需要的平衡力矩；挂脱系统的连杆长短可调，一般在杆间加正反扣，以适应制造、安装误差。重锤式挂脱梁又有重锤吊钩式、重锤转钩式及其改进型等，此处不作一一规定，仅对共性问题提出要求。

4 本款针对吊环式挂脱梁。这种挂脱梁的关键在于吊环长度要合适，要满足在闸门吊耳上、下斜面的滑动长度要求，防止吊环旋转到极限位置时闸门吊耳与挂脱梁发生干涉。要求闸门吊耳上、下斜面与水平线的夹角不小于 45° ，主要是方便吊环下滑，减小下滑压力，避免发生自锁。另外，这种挂脱梁要求闸门采用带有上下两个斜坡的特殊吊耳型式。

5 对机械式自动挂脱梁，为避免在下降中途发生意外脱钩事故，可在挂脱梁升降机构上设置欠载限制器并与电气联锁，一旦失载立即停止下降并发出警报，促使司机查看高度指示器，如果尚未下到底槛，就要提出闸门分析原因加以排除。也可设置专门的防脱钩装置，只有当抓梁下放到底触发解锁机关、解开防脱钩装置时才能实施脱钩。另外，双吊点机械式挂脱梁容易出现一边挂上钩而另一边没挂上的现象，这在以往的几个工程中都发生过，因此，要有应对此类情况的措施。

7 液压启闭机

7.1 一般规定

7.1.1~7.1.16 原规范第 3.3 节。本节为液压启闭机的一般规定，故放到液压启闭机章节中更为合适。

7.1.1 本条为新增。本条明确了液压启闭机的设计内容，主要包括：液压缸及其支承结构和埋件、液压系统与泵站、液压管道、电气控制和安全保护等。

7.1.2 原规范第 3.3.1 条，取其前半部分内容单独列为一条。

本条根据不同闸门对操作要求的不同，对水电工程使用的液压启闭机的液压缸的工况进行了分类，明确了液压启闭机的液压缸可分为双向作用式和单向作用式。工况不同，其活塞密封结构和活塞杆受力情况也不同。

7.1.3 原规范第 3.3.3 条。本条对弧形闸门液压启闭机布置要考虑的因素作了明确规定，有利于设计人员在启闭机布置时全面考虑。

7.1.4 原规范第 3.3.2 条，明确了双吊点液压启闭机闭环同步控制措施适用的条件。

双吊点液压启闭机需要考虑同步问题，具体采用何种同步方式需要根据闸门型式、孔口尺寸、结构刚度、侧导向支承情况、工作行程的大小、安装精度及同步精度要求等因素确定。对有良好侧向支承及抗扭刚度和宽度相对不大的弧形闸门可采用节流调速这种比较简单的同步措施，也可采用开环同步控制措施；对宽高比大于 1.0 的平面闸门和弧形闸门，可采用闭环同步控制措施。采用油缸油路对称布置而实现同步的方法，在工程实践中几乎难以做到，不推荐采用，但在管路布置上，仍建议尽量向对称布置靠拢。

7.1.5 原规范第 3.3.1 条，取其后半部分内容单独列为一条。

单作用式的液压启闭机如因维修、安装等需要，也可在油路设计中考虑对油缸上腔适当加压，压力值一般可控制在 0.5~1.0MPa。据了解主要是某些单作用式的液压启闭机因活塞阻力较大，靠活塞杆自重无法外伸，因而影响安装和检修，但工作时活塞杆不承受压力。这类活塞杆的长细比可以按受拉计算而不必按受压计算，这就可以加大长细比，减轻自重，简化机构。此外，如果仅由于安装时需要，也可考虑采取临时措施解决。

7.1.6 原规范第 3.3.12 条。快速闸门对关闭孔口都有时间要求（见第 3.1.13 条说明），为防止闸门高速撞击门槽底槛或活塞冲击油缸下端盖，需要采取限速、缓冲措施，一般在液压缸有杆腔中设置缓冲套等缓冲装置，液压回路设计也要满足快速闸门的工作特点。

7.1.7、7.1.8 同原规范第 3.3.13 条、第 3.3.14 条。单作用液压启闭机闭门时，尤其是快速闸门闭门时，要充分考虑无杆腔的补油，如吸程不够，布置上可采用补油箱等办法。

7.1.9 原规范第 3.3.15 条。为了避免液压缸由于系统泄漏而产生的下滑，防止因油管破裂而产生坠门事故，因此除进水口快速闸门液压启闭机外，须在液压缸下腔油口处设置液压安全锁定装置。

7.1.10 原规范第 3.3.4 条，明确了液压泵站最少要配备的液压泵电机数量。

液压启闭机油泵站数量需根据闸门的数量及操作运行要求确定，可采用一机（对双吊点来说为一机两缸）一站或多机一站，主要是由于同一功能的闸门数量较多，如水闸的多孔泄水闸门，当只要求所有闸门在较短的时间开启，而不是要求全部同步开启时，可减少泵站数量，便于布置及降低造价。

由于液压启闭机一般都是用在泄水系统或发电系统的重要部位，且油泵装置占启闭机总投资较少，为保证安全运行，故设置备用油泵电机。设计中具体选用哪种备用方式，要与整个工程运用方式统筹考虑。

7.1.11 原规范第 3.3.8 条，细化了试验压力分档。

根据液压启闭机的特点和目前工作压力实际制造、应用情况，提出液压系统工作压力一般小于 25MPa，液压泵额定压力一般大于 28MPa。快速门液压启闭机，由于其最高压力由持住力产生，可高于 25MPa。将液压启闭机的试验压力进一步细化，液压缸、液压阀组及压力管路的试验压力，当工作压力 $p \leq 16\text{MPa}$ 时取 $1.5p$ ，当 $16\text{MPa} < p \leq 19.2\text{MPa}$ 时取 24MPa，当 $p > 19.2\text{MPa}$ 时取 $1.25p$ ，回油管、排油管目前在液压系统设计时通常带有一定的背压，但压力值一般较小，故按 1.5 倍管内压力取值。保压时间不小于 10min，与 SL 381—2007 一致。

7.1.12 原规范第 3.3.9 条，细化了活塞杆防腐要求。

本条关于液压启闭机活塞杆的防腐蚀问题要重视，由于活塞杆长期处在潮湿的环境之中，有的在淡水中工作，有的在海水中工作，腐蚀后会引起密封破坏以至严重漏油到无法使用，因此要根据使用环境条件采取相应的防腐蚀措施。

7.1.13 原规范第 3.3.10 条。根据多年工程实践经验，为更好地适应闸门在制造、安装中产生的误差，减少支承阻力，液压缸两端的支承采用铰接结构是很好的解决办法，实践证明，采用球面自润滑轴承能较好地满足这种铰接结构要求，因此推荐采用。

7.1.14 原规范第 3.3.11 条。弧形闸门液压启闭机全关位置的液压缸自重引起的活塞杆挠度问题，自沙溪口弧门液压启闭机问题出现以来引起了足够的重视，为减小液压缸自重引起的活塞杆挠度过大问题，除增加液压缸在全关位置的活塞杆导向距离外（见附录 O.4），可在闸门全关状态液压缸下部设置防挠托架。

7.1.15 原规范第 3.3.5 条、第 3.3.6 条。原规范第 3.3.5 条、第 3.3.6 条均为液压启闭机的安全保护问题，故进行合并。

本条规定了液压启闭机在液压、机械和电气等方面需设置的安全保护和检测措施。根据 GB/T 3766—2001《液压系统通用技术条件》的要求，为保证人员安全和事故发生时设备损失最小，系统中需有过压保护。另外在采用“无人值班（少人值守）”

的工程中，为防止由于个别元件（如油泵电机组）故障使启闭机不能正常工作时，要有欠压保护装置发出信号进行系统自动切换操作并事故报警。

根据自动化控制的要求，当采用自动化元件控制液压启闭机工作时，液压启闭机的相关运行状态及参数要同步检测反馈至自动化元件中，这些检测装置要根据控制和监控的要求进行选择。

液压缸行程检测装置需为控制系统提供闸门开度和双缸同步偏差检测信号，其输出信号的连续性、稳定性、可靠性对控制系统的正常工作极为重要。从抗外界干扰、抗电磁干扰要求考虑，一般情况下优先采用内置式结构的检测装置，包括传动钢丝绳内置于液压缸中采用恒力自卷弹簧回收的型式和行程检测信号源内置于陶瓷涂层下的型式；从闸门开启运行工况考虑，由于泄洪系统闸门一般有局部开启运行要求，且泄洪运行的可靠性要求极高，因此行程检测装置要采用不受电源断电影响的绝对型输出信号的传感器。

7.1.16 原规范第 3.3.7 条，为强制性技术内容。

安全溢流阀主要用于偶然发生的过压保护，频繁用于行程限制时易损坏而失去保护作用，可能引发过载、爆管、环境污染和人身伤害事件，影响闸门安全运行，需强制执行。而行程限位则可能是经常性的动作，如闸门到达底槛，行程限位保护开关就要动作，切断电源，使其处在设计要求的位置上。所以本条提出行程限位要设行程控制装置，而不是采用溢流阀。同时为了确保上下极限位置保护的可靠性，规定要求另设一套与行程检测装置原理不同的极限位置保护开关。

7.2 液 压 系 统

7.2.1 原规范第 7.1.1 条。对液压系统要求进行了细化和补充。

本条为液压系统设计的基本要求，参考了 GB 3766—2001 和 JB/T 6996—2007《重型机械液压系统通用技术条件》的规定，使液压系统要做到安全可靠、合理简单、环保卫生、维修方

便、寿命长、噪声低、经济性能好。

7.2.2 原规范第 7.1.2 条。若将液压启闭机全部设备安装在室内，既做不到，也无必要，但液压泵站、控制阀组及电气控制设备要布置在机房内。机房除要有通风、防潮、保温和排水措施外，还要设置必要的消防设施以确保设备和操作人员的安全。对液压元器件、阀门、指示表以及需要调整或监视的液压元器件提出布置要求主要为了操作、维护和管理方便。

7.2.3 原规范第 7.1.3 条。在设计液压系统时，选定油压要考虑系统的压力损失，否则会出现启闭力不足的情况。当液压系统工作较频繁时（一般此类情况很少碰到）可能会引起油温升高，需要进行发热计算。规定液压泵吸入口的油温不得超过 60°C ，是参照了 JB/T 6996—2007 的第 3.5.2 条，超过规定温度时需考虑冷却措施。

7.2.4 原规范第 7.1.4 条。配备滤油机、油液检测仪等液压辅助设备，主要为方便滤油和油液检测，便于设备维护和管理，最终都是为启闭机的安全运行服务。

7.3 液 压 缸

7.3.1 原规范第 7.2.1 条。限定油缸的长细比主要是为了控制油缸活塞杆伸出时的整体稳定性。双向作用油缸的长细比要小于单向作用油缸，主要是为防止双向作用油缸的活塞杆受压时出现失稳问题。单向作用油缸虽然不存在失稳问题，但 λ 值也不可取得过大，以避免过于柔软，导致加工制造困难和安装运输不便，或使用中发生严重的抖动、振动，影响启闭机正常工作。1985 年水利电力出版社出版的《水工建筑物的启闭机械》一书提出：“活塞杆的最大柔度：双作用油缸 $\lambda \leq 160$ ；单作用油缸 $\lambda \leq 250$ ”。我国早期使用的油缸曾规定双作用油缸 $\lambda \leq 200$ ，单作用油缸 $\lambda \leq 250$ 。与苏联相比，对双作用油缸的 λ 取值已有所放大，主要是基于当时国内液压启闭机的设计、制造和使用情况。近些年来，随着国内液压启闭机在设计、制造和安装等方面的技术发展和进

步，一些超长、细长的油缸在制造加工方面也取得了突破。虽然如此，为防止使用中活塞杆伸出后产生较大变形引起振动，结合以往油缸的使用经验，本规范对活塞杆的许用长细比仍规定为：双向作用油缸 $\lambda \leq 200$ ，单向作用油缸 $\lambda \leq 250$ 。对于启闭船闸“人”字门和高压滑动闸阀的启闭机，由于拉、压值基本相同， λ 值可适当减小。

7.3.2 原规范第 7.2.2 条。补充了焊缝检测要求。

本条规定了缸体和活塞杆的常用材料以及焊缝检测要求。

7.3.3 原规范第 7.2.3 条。油缸壁厚的强度计算方法及公式参照了 1986 年国防工业出版社出版的《工程压力容器设计与计算》以及 1985 年水利电力出版社出版的《水工建筑物的启闭机械》一书，由于目前缸筒多采用 35 或 Q345 钢管制造，缸壁厚度计算公式按第四强度理论推导。缸壁强度计算中采用的焊缝系数取自 GB 150.1—2011《压力容器 第 1 部分：通用要求》第 4.5.2 条。附录 O 中的公式 (O.5.2-6) 参照了 1965 年科学出版社出版的《材料力学》中有关公式和 2007 年机械工业出版社出版的《液压机的设计与应用》一书中的公式 (2-128) 和公式 (2-130)。

7.3.4 原规范第 7.2.4 条。活塞杆受压稳定性计算方法参照了 1985 年水利电力出版社出版的《水工建筑物的启闭机械》一书。根据有关文献规定，对液压缸整体纵向受压工况需要进行稳定计算的条件为液压缸支点间距 L 与活塞杆直径 d 的比值大于或等于 10。因此，本标准对承受轴向压力的活塞杆，当其全行程外伸时支点间距 L 与杆径 d 的比值大于 10 时，才要求进行液压缸整体受压稳定性验算，并根据液压缸在上述条件下的柔度确定临界力的计算方法。当液压缸在活塞杆全行程外伸时的长细比 λ 大于或等于材料比例极限对应的极限长细比 λ_{limit} 时，采用欧拉公式计算液压缸整体受压临界力；当小于材料比例极限对应的极限长细比 λ_{limit} 时，采用经验公式之一的直线公式计算液压缸整体受压临界力。

7.3.5 原规范第 7.2.5 条。补充了 Ω 形密封圈的使用。

合理选择液压缸的密封件并正确设计其密封结构，对液压缸的安全可靠工作极其重要。液压缸的密封有动密封和静密封，活塞与缸体内壁、活塞杆与导向套之间为动密封，端盖与缸体、活塞与活塞杆之间为静密封。动密封可采用 Y 形密封圈或 V 形组合密封圈，由于液压启闭机的液压缸大都行程较长、缸径较大，根据多年实践观察，活塞与缸体内壁、活塞杆与导向套之间的动密封采用 V 形橡胶夹织物组合密封圈效果更好，使用寿命可达 8~10 年。液压缸的静密封基本都采用 O 形密封圈，但设计时需注意高压情况下端盖连接螺钉（栓）的弹性伸长或松动可能影响密封效果的情况。高压工况一般尽量采用径向密封式结构，只有在压力低于 5N/mm^2 时方可采用平面密封式结构。O 形密封圈对沟槽的加工精度要求较高，高压工况时还可能出现密封圈挤压受损的情况，为此，可在 O 形密封圈的承压面设置挡圈。

7.3.6 原规范第 7.2.6 条。液压缸活塞杆伸出端设置防尘圈、刮污圈主要为了防止灰尘或污物等进入缸体内部。

7.3.7 原规范第 7.2.7 条。增加柱塞缸设计要求，主要是减小柱塞杆缩回时对缸体的撞击。

7.4 液 压 阀

7.4.1 原规范第 7.3.1 条。本条明确了选择液压阀时，其最大工作压力及额定流量需满足的工况条件。

7.4.2 原规范第 7.3.2 条。插装阀与普通滑阀相比，具有组合机能强、集成度高、阀组体积小、噪声低、密封性好、结构紧凑和便于维护等优点，选择不同结构及型的先导控制阀，控制盖及集成块与插装件相组合，便可获得具有换向、调压、调速等功能的插装阀组。特别是用于高压大流量的水利水电工程的液压系统中，更能充分发挥其特长，故推荐采用。但在流量较小时，插装阀的优越性并不明显，因此，本标准规定对于公称通径大于或等于 25mm 的液压阀宜采用二通插装阀件。

7.4.3 原规范第 7.3.3 条。作为液压缸的安全阀，为防止先导阀堵塞等原因导致的溢流阀安全失效，要采用直动式结构。

7.4.4 原规范第 7.3.4 条。本条主要提出选择节流阀和调速阀时需要考虑的关键特性因素。

节流阀主要用在负载变化不大或对速度稳定性要求不高的液压系统中，在定量泵液压系统中，与溢流阀配合可组成进油、回油和旁路节流调速系统；行程节流阀配合溢流阀组成的节流调速系统，在定量泵液压系统中可用于运动部件的缓冲和减速。

调速阀能准确地调节和稳定油路的流量，适用于执行元件负载变化大、运动速度稳定性要求高的液压系统。单向调速阀可以使执行元件获得正反两方向不同的速度；电磁调速阀的调节量可通过遥控传感器或使用传感电位计进行控制。

7.4.5 原规范第 7.3.5 条。补充规定了电磁阀一般采用的工作电压值。电磁换向阀的电磁铁按使用电源的不同，可分为交流和直流两种。按衔铁工作腔是否有油液又可分为“干式”和“湿式”。油浸式电磁铁，衔铁和激磁线圈都浸在油液中工作，它具有寿命更长、工作更平稳可靠等特点。鉴于工程中电磁铁烧毁情况时有发生，建议采用工作电压为 DC 24V 的直流湿式结构。

7.4.6 原规范第 7.3.6 条。压力表可直观反映油路压力大小，便于现场观察以及维护管理，可根据液压系统实际需要设置。有监控要求时，要选择带压力传感器的压力表。

7.5 液压泵电机组

7.5.1、7.5.2 原规范第 7.4 节。补充了高海拔地点和使用环境温度与其额定环境温度不一致时输出功率计算的修正；提出液压泵现场试验要求。

启闭机液压泵型式的选择是一个比较重要的问题，根据目前的发展趋势，需要提高压力和减小缸体尺寸，以减轻缸体自重。国外曾进行此方面的研究工作，认为压力在 25MPa 左右较为经济。我国生产的叶片泵压力为 7MPa，双级叶片泵为 14MPa，只

有柱塞泵压力可到达 32MPa 以上。故启闭机液压泵目前一般选用柱塞泵。其工作压力和工作流量要根据需要确定，并考虑留有一定的裕度。

液压启闭机为空载启动，通常选用一般类型（如 Y 型）、不要求调速的、可连续运转的异步电动机。

7.6 油管和油箱

7.6.1 原规范第 7.5.1 条。本条规定了油箱设计时需要注意的事项。一般情况下油箱设计的强度均可满足，但运行要求容易被忽略，故本条列出了要满足的运行要求，供设计者设计时注意。油箱和油管采用不锈钢材料对保证油的清洁度有很大好处，故本规范规定油箱要采用不锈钢材料。

7.6.2 原规范第 7.5.2 条。本条规定了油管设计需要注意的事项。油路钢管要采用不锈钢材料，液压管道又增加了两款内容，对管路接口和管线固定作了要求，方便运行维护。

7.7 液压油与过滤器

7.7.1 原规范第 7.6.1 条。删除了附录中 ISO 4406 《液压传动 油液 固体颗粒污染等级代号》和 NAS 1638 《液压系统零件的清洁度要求》的油液污染度等级表。

液压工作油主要根据使用要求提出，特别是对于油的纯净要引起重视，当液压油含有机械杂质和水分时，有可能造成阀组漏油或者密封破坏，甚至局部锈蚀。

我国现行的 GB/T 14039—2002 《液压传动 油液 固体颗粒污染物等级代号》的规定与 ISO 4406：1999 《液压传动 油液 固体颗粒污染物等级代号》基本一致，二者规定的油液污染等级完全相同，故本次修订只列出 GB/T 14039—2002 规定的等级。NAS 1638 是美国航天工业部在 1964 年 1 月批准的，历经了 3 次修订，至 2011 年发布了第 4 版。但该标准声明：“INACTIVE FOR NEW DESIGN AFTER MAY 30, 2001. SEE

SAE AS4059. FOR DESCRIPTION OF STATUS NOTES, SEE NAS380”。意思是该标准不能用于2001年5月30日之后的新设计，新设计要执行SAE AS4059标准。有关状态说明，请参阅NAS 380标准。并且该标准在6.1.3条规定：“本标准不适用于自动粒子计数器”。总之，NAS 1638已被SAE AS4059所替代，因此，本次修订将规范中所列NAS 1638污染度等级表删除。SAE AS4059标准是美国汽车工程学会（SAE）于1988年发布的一个固体颗粒污染度等级标准，至今已历经5次修订，目前有效版本为SAE AS4059F—2013《航空航天流体动力—液压油的污染分类》。尽管SAE AS4059已替代NAS 1638多年，但由于颗粒计数标准的变化，该标准在推广应用较为缓慢，似乎还未得到广泛接受，故本标准暂不列入。

表7.7.1参照了2007年机械工业出版社出版的《新编液压工程手册》上册P79页表2.5-10。液压油的品种是按照ISO 6472/4:1982《润滑剂、工业润滑油和有关产品（L类）的分类—第四部分：H组（液压系统）》的规定分类的。我国于1987年等效采用上述ISO标准，制定了国家标准GB/T 7631.2—1987《润滑剂、工业用油和相关产品（L类）的分类 第2部分 H组（液压系统）》，表7.7.1中油的品种来自GB/T 7631.2。油的黏度分类按照GB/T 3141—1994《工业液体润滑剂 ISO 粘度分类》，而GB/T 3141—1994为等效采用ISO 3448:1992《工业液体润滑剂 ISO 粘度分类》是目前有效的最新标准。

7.7.2 原规范第7.6.2条。

1 提高过滤精度可以提高液压系统工作可靠性和元件寿命，但过滤精度越高，滤芯堵塞越快，滤芯清洗或更换周期就越短，成本也越高。所以，在选择过滤器时要根据具体情况合理地选择过滤精度，以达到所需的油液清洁度。一般要使杂质颗粒尺寸小于液压元件运动表面间隙（一般为间隙的一半）或油膜厚度，或小于系统中节流孔或缝隙的最小间隙，以免造成堵塞。

2 过滤器根据使用要求可安装在油泵吸油口、回油口或油

箱加油口等。液压启闭机多布置在回油口，以保证回油箱的油液是清洁的。布置在油泵吸油口时要求通油能力为油泵流量的2倍以上，其阻力在0.01~0.02MPa，一般多用于粗过滤器（网式或线隙式）。

3 要求除湿是为了提高空气过滤器的过滤效果。

7.8 行程检测装置

7.8.1、7.8.2 新增条文。规定了液压启闭机行程检测装置需具备的技术性能要求。

行程检测装置是液压启闭机必需设置的安全保护装置，为能准确控制闸门开度、双缸同步纠偏等，其输出信号要求连续、稳定和可靠，同时还要有良好的抗外界干扰、抗电磁干扰的能力。在此方面，内置式检测装置要优于外置式，但检修维护不方便。内置式检测装置常见型式有恒力自卷弹簧、钢丝绳内置于液压缸中和检测信号源内置于陶瓷涂层下等。另外，闸门有局部开启要求时，行程检测装置要采用不受电源断电影响的绝对型输出信号的传感器。

8 螺杆启闭机和链式启闭机

8.1 螺杆启闭机

8.1.1 起重螺杆在一般情况下要能自锁，所以螺纹中线的升角要控制在 $\alpha \leq 4.5^\circ$ ，升角取值参照了2008年化学工业出版社出版的《机械设计手册》第五版第3卷表12-1-4。

起重螺杆的长细比按如下因素考虑确定：①根据1965年10月14日批准试行的JB 767—65《螺杆式启闭机技术条件》第10条：重要的螺杆其长细比 λ 不超过200，而对一般用途的螺杆不超过250；②在有关设计手册中受压构件的稳定系数 ψ 值的长细比 λ 值到达200；③在螺杆启闭机使用中有时起升和下压荷载相差较大。所以本标准建议受压的长细比 λ 以200为控制值，受拉的 λ 以250为控制值，对于重要的受压螺杆其长细比可控制在 $\lambda \leq 160$ 。《水电站机电设计手册》金属结构分册中无此控制值。1985年水利电力出版社《水工建筑物的启闭机械》一书中，提到其极限柔度 $\lambda_{mp} \approx 90$ ，但国内从事启闭机设计的专家认为这一取值偏小。

螺杆长细比 $\lambda > 100$ 时，螺杆稳定性安全系数为2~3，参照了2008年化学工业出版社出版的《机械设计手册》第五版第1卷表1-1-120。原表中的数值为1.8~3，根据工程实际运行情况，本次修订将安全系数下限值提高到2（见附录P.0.2）。对于上限值，根据启闭机运用要求和重要程度，也可在设计时适当提高。

8.1.2 增加了对电动螺杆启闭机的减速器齿面硬度要求。

螺杆启闭机主要用于小型的水利水电工程，其特点是造价低，制造技术较简单，一些县、市属水利机械厂都可生产，目前已有系列化产品，便于订货。驱动方式有手动、电动和手电两用三种，可根据闸门型式、启门力和电源情况选用。手动的只用于

无法供电的场合，手电两用的用于配电不能完全保证的场合。

8.1.3 对过载和限位要求适当进行了调整。

据了解，螺杆启闭机在运行中常有螺杆压弯现象，主要可能由下列因素造成：过载保护装置没有调整好，未起作用，或运行后由于泥沙淤积等原因使下压力发生变化；闸门摩阻力过大；行程开关未调整好，或运用中行程开关动作发生偏移，使闸门到达底槛后继续下压等。因此螺杆启闭机的安装、调试和运行维护甚为重要，有关人员要引起注意。

8.2 链式启闭机

8.2.1 链式启闭机作为启闭机的一种型式，在西欧用得较多，在国内虽然 20 世纪 50~60 年代已经投入使用（如佛子岭水库），但应用并不广泛。这主要是由于大容量的链条价格较贵，在用量较少时，链条制造厂不愿生产（目前较多的用在冶金工厂的锻造起重机）。链式启闭机由于链轮直径小，其载重部件布置比较紧凑；在水下工作时，链条要比钢丝绳耐久性好。但由于其造价比卷扬式启闭机高，所以较少采用。尽管如此，在某些特殊场合下仍有可能被使用，故作为启闭机的一种机型仍将其列入本规范。

8.2.2 限制链式启闭机的提升速度主要是为了使闸门能平稳升降。由于链条经过链轮的速度是变动的，由此产生动荷载，速度越高，冲击越大。选择较低的提升速度，有利于减少动荷载，同时也可获得紧凑的结构，以降低造价。

8.2.3 将有关链条材料的内容移到了 8.2.4 条，增加了公式符号的注释，并调整了个别字词。

关于链条计算中的安全系数，苏联 OCT191—75 标准中规定，链条破坏荷载的强度安全系数采用 5（考虑了链条自重）；1979 年辽宁人民出版社出版的《起重机设计手册》中，链条的安全系数为当 $v < 1\text{m/s}$ 时取 $n_0 = 6$ ；2008 年化学工业出版社出版的《机械设计手册》第五版第 2 卷表 8-1-91 中，对于 $v < 1\text{m/s}$ 的链条，其安全系数 $n_0 = 6$ 。启闭机链传动一般速度很低，

通常为 $v \leq 1\text{m}/\text{min}$ ，但因使用中经常入水，链条对尘污及锈蚀较敏感，所以本规范中链条的安全系数 n_r 取 $5 \sim 5.5$ 。链式启闭机的容量一般较小，目前在国内应用较少，因此本规范不做过多的规定。

8.2.4 合并了 8.2.3 中关于链条材料的部分。

本条主要规定了片式起重链的链条和链轮常用材料以及链轮的常用齿数，参照了 1985 年水利电力出版社出版的《水工建筑物的启闭机械》一书 41~42 页中有关链式启闭机载重部件的计算内容。另外，下部链轮需要经常在水下工作，所以要采用滑动轴承，并要有相应的防腐措施。

8.2.5 为保证链式启闭机的两个吊点同步升降，因此要有可靠的同步装置。在条件许可时，最简单的办法就是机械同步（加同步轴），但有时需要设置工作桥。如无工作桥时也可考虑采用电气同步（如采用绕线式电动机时，可再增加一个辅助电动机，以使其获得同步转速）。总之，不管何种同步方式，只要实现同步以防止闸门歪斜而卡住都可采用。

8.2.6 链式启闭机在启闭闸门过程中，要尽量防止链条与水接触，这样可以减少锈蚀，保护链条，并可防止水冲击链条而引起不必要的振动；除此之外，还要有防锈蚀措施，以防止链条节间锈蚀而影响转动。

9 电 气

9.1 一 般 规 定

9.1.1 本条为新增。电气是启闭机设计的内容之一，主要分为电气一次和电气二次设计，电气一次包括供配电系统，电气二次包括控制保护系统。

9.1.2 本条为新增。启闭机电气设计要满足水工闸门运行和启闭机型式要求。根据闸门在工程运行中的作用确定负荷等级，如泄洪闸门除设置正常供电电源外，还需要设置应急备用电源。根据启闭机型式及运行要求确定控制方式，通常工作闸门除在启闭机旁操作外，还需在集中控制室或远方调度中心控制；固定式启闭机操作的事故闸门也可设置远方控制，但是事故闸门在实际运行中经常有机械锁定，在远方控制投入时需退出锁定装置；快速闸门关闭需与水轮发电机组或水泵联动控制；移动式启闭机采用现场操作方式。

9.1.4 原规范 9.2.3 条，增加了高扬程卷扬式启闭机变频调速内容。移动式启闭机，尤其是大型门式启闭机或大跨度桥式启闭机，大车行走机构采用变频调速可使启动平稳、变速平滑，提高设备运行的安全可靠。近年来，高扬程卷扬式启闭机越来越多采用变频调速，原因是高扬程卷扬式启闭机大多启闭容量大，采用变频调速可使启动平稳、防止冲击，且可满足调速运用的要求。

9.2 供 电 系 统

9.2.1 本条为新增。水利工程供电电源通常从当地配电网的 10kV 系统取得，水电工程一般取自厂用电系统 10kV 电源，厂用电供电的可靠性要高于当地配电网。启闭机 0.4kV 三相交流供电一般为 TN-S 系统，即需要设置专用 PE 线提供接地电流

通路，且专用 PE 线需接至所有用电设备。

9.2.2 本条为新增。强制性技术内容。有泄洪要求的闸门启闭机需要双重电源供电，与相关规范要求两个独立电源供电含义基本相同，双重电源取自 GB 50052—2009《供配电系统设计规范》中相关术语，国标对双重电源的定义是：“一个负荷的电源是由两个电路提供的，这两个电路就安全供电而言被认为是互相独立的”，条文解释称“地区大电力网在主网电压上部是并网的，用电部门无论从电网取几回电源进线，也无法得到严格意义上的两个独立电源。”水利水电工程通常一个取自厂（站）用电电源，另一个取自外部电源，可认为满足双重电源供电要求。对于重要的泄洪闸门启闭机，当厂（站）用电电源和外部电源有可能同时失电时，还需要设置能自动快速启动的柴油发电机组或其他应急电源，确保供电的可靠性。

9.2.3 本条为原规范第 9.2.2、第 9.2.3 条的修订。启闭机供电系统电压波动主要由电动机启动导致，当电压波动大于 10% 时，可能造成电动机启动失败，并对同一供电母线上其他设备运行造成不利影响，设计时需验算复核。对于卷扬式启闭机，不能采用可能降低电机输出扭矩的启动方式。通常只有当卷扬启闭机需要变频调速时，电动机才用变频启动。

9.2.4 原规范 9.4.2 条的修订。移动式启闭机常用供电方式有两大类，即软电缆供电和硬滑线供电，电缆卷筒、悬挂电缆小车、拖曳式软电缆均属软电缆供电方式。对于大型工程的门式启闭机，操作设备多，移动距离长，启闭容量大，需要计算供电线路电压降，低压供电不满足要求时可以采用高压供电方式。

9.3 配电系统

9.3.1 新增。启闭机电源进线回路设置总断路器的主要作用是过载和短路保护，总断路器下分设动力回路和控制回路，动力回路接电动机换向接触器，控制回路用于启闭机控制设备供电。

9.3.2 本条为新增。启闭机控制电源和辅助电源设置断路器或熔断器保护是为及时分断故障回路，避免事故扩大。辅助电源分支线路主要用于闸门开度仪、荷载控制器、加热除湿装置等的供电。

9.3.3 本条为新增。当启闭机供配电系统功率因素不满足电力系统要求时，需要设置无功补偿或谐波吸收装置进行补偿，通常采用变配电装置室集中补偿方式。

9.4 电气控制

9.4.1 本条为新增。可编程序控制器（PLC）通常为模块化设计，主要有 CPU 模块、电源模块、通信模块、开关量输入/输出模块、模拟量输入/输出模块等，开关量、模拟量输入/输出模块配置数量要根据启闭机控制点数确定。冗余系统有 PLC 或 CPU 双重化配置，要根据实际需求设计。极限位置、超速限制信号除作用于 PLC 外，还需直接作用于停机，确保启闭机运行安全。

9.4.2~9.4.4 摘自 GB/T 3811。

9.4.5

1 启闭机现地控制是基本要求。设有现地和远方两种控制方式时需要相互闭锁，以确保控制命令的唯一性，为保证操作安全，控制权要在现地切换，越靠近启闭机现场控制权限等级越高。

2 移动式启闭机操作时周边环境限制条件比较多，只能采用现场控制方式，确保启闭机运行在操作人员的视线范围内。

9.4.6 本条引用 GB/T 3811 有关要求。某些卷扬式启闭机除工作制动器外，还另设置安全制动器，这种情况下，正常操作停机时断开工作制动器电源，延时断开安全制动器电源；紧急停机时，同时断开总动力电源和工作制动器、安全制动器电源。

9.4.7 原规范 9.1.2 条第 2 款。对闸门启闭机调度、操作联络方式进行了规定。

9.5 电气保护

9.5.2 液压启闭机油压、油位保护要根据启闭机械设计要求设置。采用液压启闭机时，闸门全开以后依靠启闭机活塞杆腔内压力油锁定，少许漏油可能致使活塞杆伸出，造成闸门下滑，通常下滑 200mm 时要接通闸门自动提升回路，使闸门提至全开。如果闸门继续下滑，通常下滑 300mm 时发报警信号，说明启闭机液压系统故障，同时接通备用泵组提升回路使闸门复位。

9.5.3 移动式启闭机设置零位保护，即起升机构动作期间突然失去电源，恢复供电后重新启动时要先将操作手柄置于零位，再进行起升机构的操作；对于按钮操作的启闭机需要设计为断电自动复位。变频电机驱动的起升机构，变频器启动自检时间可能长于制动器抱闸打开时间，导致恢复电源后抱闸先行打开，而电动机尚无输出扭矩，发生闸门跌落事故，在设计和产品选型时需要特别注意。

9.5.5 控制柜、监测装置防护等级要根据工作环境确定，室内布置需满足防尘要求，室外布置还需满足防水要求。

9.6 导线选型及敷设

9.6.1 摘自 GB/T 3811 和 SL 344。

9.7 防雷接地及照明

9.7.1 此条为防雷接地要求。布置在户外的移动式门机、固定式卷扬机和螺杆启闭机，在空旷野外处于较高位置时容易受到雷电影响，启闭机的金属结构部件与基座要连接成电气通路，基座要可靠接地。

9.7.2、9.7.3 为启闭机保护接地要求，对原规范中相关内容进行归纳、修订。

9.7.4 本条增加了移动式启闭机的照明要求。水利水电工程设计消防规范要求移动式启闭机司机室设置移动式灭火器。

9.7.5 原规范 9.5.3 条。