

中华人民共和国国家标准

GB/T 20657—2006

石油天然气工业 套管、油管、钻杆 和管线管性能公式及计算

**Petroleum and natural gas industries—Formulae and calculation for
casing, tubing, drill pipe and line pipe properties**

(ISO 10400:1993, MOD)

2006-12-15 发布

2007-05-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言	Ⅲ
引言	Ⅳ
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 挤毁压力	1
3.1 挤毁压力公式	1
3.2 挤毁压力公式的推导	6
3.3 挤毁试验程序	10
4 管体屈服强度	13
4.1 管体屈服强度	13
5 内压抗力	13
5.1 内屈服压力	13
5.2 E_1 或 E_7 面的内压泄漏抗力	14
6 连接强度	15
6.1 圆螺纹套管连接强度	15
6.2 偏梯形螺纹套管连接强度	16
6.3 直连型套管连接强度	16
6.4 油管连接强度	17
6.5 弯曲和内压联合作用下圆螺纹套管的连接强度	18
6.6 管线管连接强度	19
7 重量	19
7.1 公称重量	19
7.2 平端管的计算重量	19
7.3 带螺纹和接箍的管子的计算重量	19
7.4 端部加厚和带螺纹的整体连接油管和直连型套管的计算重量	20
7.5 端部加厚管子计算重量	20
7.6 由于管端加工增加的重量	21
7.7 接箍的计算重量	22
7.8 加工螺纹减少的计算重量	23
7.9 外加厚端的计算重量	26
7.10 内加厚端的计算重量	26
7.11 内-外加厚的计算重量	27
7.12 直连型加厚端的计算重量	27
8 伸长率	28
9 压扁试验	28
9.1 套管和油管的压扁试验	28
9.2 管线管的压扁试验	29
10 静水压试验压力	29
	I

10.1	平端管、直连型套管和整体连接油管的静水压试验压力	29
10.2	带螺纹和接箍管子的静水压试验压力	30
11	上扣扭矩(圆螺纹)	32
12	导向弯曲试验	32
13	公制化	33
13.1	公制转换和计算	33
13.2	公制单位的圆整	34
14	计算精确度和圆整	34
14.1	精确度	34
14.2	中间圆整	34
14.3	最终圆整	35

前 言

本标准修改采用 ISO 10400:1993《石油天然气工业 套管、油管、钻杆和管线管性能公式和计算》(英文版)。

本标准在翻译 ISO 10400:1993 的基础上,做了以下修改:

- a) “本国际标准”一词改为“本标准”;
- b) 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”;
- c) 删去了国际标准表头中的数字序号;
- d) 删除国际标准的前言和引言,增加了本标准的前言、引言、第 1 章“范围”和第 2 章“规范性引用文件”,后面的章节保留原结构,序号顺次做了调整;
- e) 本标准中公式序号按标准叙述的前后顺序以阿拉伯数字序号表示。

由于 ISO 10400:1993 中部分公式的推导是在统计基础上由回归分析方法得到的,公式中的参数(包括有量纲参数及无量纲参数)在从英制向国际单位制转化过程中相对变化较大,从而导致原公式变形;而且,ISO 10400:1993 也采用英制单位,因此,本标准保留英制单位。

本标准由中国石油天然气集团公司提出。

本标准由石油管材专业标准化委员会归口。

本标准起草单位:中国石油天然气集团公司管材研究所。

本标准主要起草人:史交齐、解学东、方伟、赵克枫。

引 言

本标准是为满足石油工程设计和施工的需要而编写的,标准中明确规定了石油工程设计和施工通常采用的 API 标准给出的套管、油管、钻杆和管线管的使用性能所用的计算方法和公式以及公式的相关背景和来源,修改采用国际标准 ISO 10400:1993。本标准所采用的国际标准 ISO 10400:1993 是根据同名的 API Bul 5C3 的第 5 版制定的。ISO 在对 API 文本认可的同时也认为,在某些方面 API 文本在作为国际标准时,其形式和内容并不完全遵守现行的 ISO 规则,ISO/TC67 中相关的技术组织在 ISO 的指令下,在适当的时间将重新审定 ISO 10400:1993 并重新发布。因此,本标准也会在国际标准重新审定与发布后进行相应修订。

本标准给出的计算方法和公式的背景来源主要基于 API 标准规格的套管、油管、钻杆和管线管,非 API 标准规格产品可参照使用。

由于 ISO 10400:1993 中部分公式的推导是在统计基础上由回归分析方法得到的,公式中的参数(包括有量纲参数及无量纲参数)在从英制向国际单位制转化过程中相对变化较大,从而导致原公式变形;而且,ISO 10400:1993 也采用英制单位,因此,本标准同 ISO 10400:1993 保持一致,全部采用英制单位。

本标准并不排除使用本标准时进行合理的工程判断,即在何时或何种情况下使用本标准。而且,本标准的使用者应认识到,为满足特定服役条件下的需求,可能需要附加的或不同的要求。

本标准中的引用标准有被其他的能达到或超过引用标准要求的国际标准或国家标准代替的可能性。

石油天然气工业 套管、油管、钻杆 和管线管性能公式及计算

1 范围

本标准规定了石油天然气工业用各种套管、油管、钻杆和管线管性能的计算公式,并给出了有关推导和使用这些公式的背景资料。

本标准适用于石油天然气勘探开发用套管、油管、钻杆和管线管性能的计算。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

- API Spec 5B 套管、油管和管线管螺纹的加工、测量和检验规范
- API RP 5C1 套管和油管的维护与使用推荐作法
- API Bul 5C2 套管、油管和钻杆的使用性能公报
- API Spec 5CT 套管和油管规范
- API Spec 5D 钻杆规范
- API Spec 5L 管线管规范
- ASTM E4 试验机载荷校准方法

3 挤毁压力

3.1 挤毁压力公式

API Bul 5C2 中给出的最小挤毁压力由 1968 年 9 月发表于 API Bul PS—1360 并被 1968 年标准化会议采纳的式(1)、(3)、(5)、(7)计算。

以上 4 个挤毁压力公式交汇点的式(2)、(4)和(6)由代数法确定,用于计算各挤毁压力公式所适用的 D/t 范围。参数 A 、 B 、 C 、 F 和 G 由式(21)、(22)、(23)、(26)和(27)计算。对于给定的 D/t 值及最小屈服强度值,采取何种公式计算挤毁压力是由式(2)、(4)和(6)确定的 D/t 范围所决定的,而不是 4 个挤毁压力公式中给出挤毁压力最小值的公式所决定的。 D/t 值范围由表 1~表 4 给出。

API Bul 5C2 中的挤毁压力由规定的 D 和 t 值计算。其中, D/t 值圆整至两位小数,中间计算采用 8 位数,并将挤毁压力值圆整至最接近的 10 psi。

3.1.1 屈服强度挤毁压力公式

屈服强度挤毁压力并不是真正的挤毁压力,它实际上是使管子内壁产生最小屈服应力 Y_p 而施加的外压力 p_y ,由式(1)计算:

$$p_{y_p} = 2Y_p \left[\frac{(D/t) - 1}{(D/t)^2} \right] \quad \dots\dots\dots(1)$$

计算屈服强度挤毁压力的式(1)适用的 D/t 范围为: $D/t \leq (D/t)_{y_p}$,其中 $(D/t)_{y_p}$ 由式(1)与塑性挤毁式(3)共同决定的式(2)计算:

$$(D/t)_{y_p} = \frac{\sqrt{(A-2)^2 + 8(B+C/Y_p)} + (A-2)}{2(B+C/Y_p)} \quad \dots\dots\dots(2)$$

屈服强度挤毁压力公式适用的 D/t 范围见表 1。

表 1 屈服强度挤毁压力公式的 D/t 范围

钢 级	D/t 范 围
H-40	≤ 16.40
-50	≤ 15.24
J-K-55	≤ 14.81
-60	≤ 14.44
-70	≤ 13.85
C-E-75	≤ 13.60
L-N-80	≤ 13.38
C-90	≤ 13.01
C-T-X-95	≤ 12.85
-100	≤ 12.70
P-G-105	≤ 12.57
P-110	≤ 12.44
-120	≤ 12.21
Q-125	≤ 12.11
-130	≤ 12.02
S-135	≤ 11.92
-140	≤ 11.84
-150	≤ 11.67
-155	≤ 11.59
-160	≤ 11.52
-170	≤ 11.37
-180	≤ 11.23

注 1: 表中未给出字母符号的钢级不是 API 规格钢级,而是正在使用或考虑使用的钢级规格,供参考。
注 2: 由式(2)、(21)、(22)和(23)得到的 D/t 范围值计算到 8 位或更多位数。

3.1.2 塑性挤毁压力公式

塑性范围挤毁的最小挤毁压力 p_p 由式(3)计算:

$$p_p = Y_p \left[\frac{A}{(D/t)} - B \right] - C \quad \dots\dots\dots(3)$$

最小塑性挤毁压力公式适用的 D/t 范围为: $(D/t)_{y_p} < D/t < (D/t)_{p_T}$, 其中 $(D/t)_{y_p}$ 由式(2)计算, $(D/t)_{p_T}$ 由式(3)与过渡挤毁压力式(5)共同确定的式(4)计算:

$$(D/t)_{p_T} = \frac{Y_p(A - F)}{C + Y_p(B - G)} \quad \dots\dots\dots(4)$$

塑性挤毁公式中的系数及适用的 D/t 范围见表 2。

表 2 塑性挤毁压力公式系数和 D/t 范围

钢 级	公式系数			D/t 范围
	A	B	C	
H-40	2.950	0.046 5	754	16.40~27.01
-50	2.976	0.051 5	1 056	15.24~25.63
J-K-55	2.991	0.054 1	1 206	14.81~15.01
-60	3.005	0.056 6	1 356	14.44~24.42
-70	3.037	0.061 7	1 656	13.85~23.38
C-E-75	3.054	0.064 2	1 806	13.60~22.91
-N-80	3.071	0.066 7	1 955	13.38~22.47
C-90	3.106	0.071 8	2 254	13.01~21.69
C-T-X-95	3.124	0.074 3	2 404	12.85~21.33
-100	3.143	0.076 8	2 553	12.70~21.00
P-G-105	3.162	0.079 4	2 702	12.57~20.70
P-110	3.181	0.081 9	2 852	12.44~20.41
-120	3.219	0.087 0	3 151	12.21~19.88
Q-125	3.239	0.089 5	3 301	12.11~19.63
-130	3.258	0.092 0	3 451	12.02~19.40
S-135	3.278	0.094 6	3 601	11.92~19.18
-140	3.297	0.097 1	3 751	11.84~18.97
-150	3.336	0.102 1	4 053	11.67~18.57
-155	3.356	0.104 7	4 204	11.59~18.37
-160	3.375	0.107 2	4 356	11.52~18.19
-170	3.412	0.112 3	4 660	11.37~17.82
-180	3.449	0.117 3	4 966	11.23~17.47

注 1: 表中未给出字母符号的钢级不是 API 规格钢级, 而是正在使用或考虑使用的钢级规格, 供参考。
 注 2: 由式(2)、(4)、(21)、(22)、(23)、(26)和(27)得到的 D/t 范围值及公式系数计算到 8 位或更多位数。

3.1.3 过渡挤毁压力公式

从塑性到弹性过渡区的最小挤毁压力 p_T 由式(5)计算:

$$p_T = Y_p \left[\frac{F}{(D/t)} - G \right] \dots\dots\dots(5)$$

过渡挤毁压力公式适用的 D/t 范围为: $(D/t)_{p_T} < (D/t) < (D/t)_{T_E}$, 其中 $(D/t)_{p_T}$ 由式(4)计算, $(D/t)_{T_E}$ 由式(5)与弹性挤毁压力式(7)共同确定的式(6)计算:

$$(D/t)_{T_E} = \frac{2 + B/A}{3B/A} \dots\dots\dots(6)$$

过渡挤毁压力公式中的系数及适用的 D/t 范围见表 3。

表 3 过渡挤毁压力公式系数和 D/t 范围

钢 级	公式系数		D/t 范围
	F	G	
H-40	2.063	0.032 5	27.01~42.64
-50	2.003	0.034 7	25.63~38.83
J-K-55	1.989	0.036 0	25.01~37.21
-60	1.983	0.037 3	24.42~35.73
-70	1.984	0.040 3	23.38~33.17
C-E-75	1.990	0.041 8	22.91~32.05
L-N-80	1.998	0.043 4	22.47~31.02
C-90	2.017	0.046 6	21.69~29.18
C-T-X-95	2.029	0.048 2	21.33~28.36
-100	2.040	0.049 9	21.00~27.60
P-G-105	2.053	0.051 5	20.70~26.89
P-110	2.066	0.053 2	20.41~26.22
-120	2.092	0.056 5	19.88~25.01
Q-125	2.106	0.058 2	19.63~24.46
-130	2.119	0.059 9	19.40~23.94
S-135	2.133	0.061 5	19.18~23.44
-140	2.146	0.063 2	18.97~22.98
-150	2.174	0.066 6	18.57~22.11
-155	2.188	0.068 3	18.37~21.70
-160	2.202	0.070 0	18.19~21.32
-170	2.231	0.073 4	17.82~20.60
-180	2.261	0.076 9	17.47~19.93

注 1: 表中未给出字母符号的钢级不是 API 规格钢级, 而是正在使用或考虑使用的钢级规格, 供参考。
 注 2: 由式(4)、(6)、(21)、(22)、(23)、(26)和(27)得到的 D/t 范围值及公式系数计算到 8 位或更多位数。

3.1.4 弹性挤毁压力公式

弹性范围挤毁的最小挤毁压力 p_E 由式(7)计算:

$$p_E = \frac{46.95 \times 10^6}{(D/t)[(D/t) - 1]^2} \dots\dots\dots(7)$$

弹性挤毁适用的 D/t 范围见表 4。

3.1.5 轴向拉伸应力下的挤毁压力

轴向应力作用下套管的挤毁压力 Y_{pa} 是将屈服应力修正为轴向应力等效值由式(8)计算的:

$$Y_{pa} = [\sqrt{1 - 0.75(S_a/Y_p)^2} - 0.5S_a/Y_p] Y_p \dots\dots\dots(8)$$

式中:

- S_a ——轴向应力(拉伸为正), 单位为磅每平方英寸(psi);
- Y_p ——管子最小屈服强度, 单位为磅每平方英寸(psi);
- Y_{pa} ——轴向应力等效值的屈服强度, 单位为磅每平方英寸(psi)。

表 4 弹性挤毁压力公式的 D/t 范围

钢 级	D/t 范围
H-40	≥ 42.64
-50	≥ 38.83
J-K-55	≥ 37.21
-60	≥ 35.73
-70	≥ 33.17
C-E-75	≥ 32.05
L-N-80	≥ 31.02
C-90	≥ 29.18
C-T-X-95	≥ 28.36
-100	≥ 27.60
P-G-105	≥ 26.89
P-110	≥ 26.22
-120	≥ 25.01
Q-125	≥ 24.46
-130	≥ 23.94
S-135	≥ 23.44
-140	≥ 22.98
-150	≥ 22.11
-155	≥ 21.70
-160	≥ 21.32
-170	≥ 20.60
-180	≥ 19.93

注 1: 表中未给出字母符号的钢级不是 API 规格钢级, 而是正在使用或考虑使用的钢级规格, 供参考。
注 2: 由式(6)、(21)和(22)得到的 D/t 范围值计算到 8 位或更多位数。

轴向应力等效值的挤毁压力公式系数及 D/t 值范围由式(2)、(4)、(6)、(21)、(22)、(23)、(26)和(27)计算。轴向应力作用下的挤毁压力是对轴向应力等效值使用公式系数由式(1)、(3)、(5)和(7)计算。

计算减小的挤毁压力时, D/t 值圆整至两位小数, 中间运算过程采用 8 位数, 并将减小的挤毁压力圆整至最接近的 10 psi。

API 挤毁压力公式不适用于轴向应力等效值屈服强度 Y_p 小于 24 000 psi 的情况。

式(8)的推导以 Hencky-von Mises 屈服变形最大应变能理论为基础。

示例:

计算 7"×P110, 26 lb/ft 规格的套管在 11 000 psi 轴向应力作用下的挤毁压力, 套管壁厚为 0.362 in。

$$S_e = 11\,000 \text{ psi}$$

$$Y_p = 110\,000 \text{ psi}$$

代入式(8):

$$Y_{ps} = 104\,087 \text{ psi}$$

用 Y_p 代替 Y_p , 将其代入式(2)、(4)、(6)、(21)、(22)、(23)、(26)和(27), 得到

$$A=3.158, B=0.0789, C=2675, F=2.051, G=0.0512$$

$$(D/t)_{Y_p} = 12.59, (D/t)_{p_T} = 20.75, (D/t)_{T_E} = 27.02$$

屈服强度挤毁的 D/t 范围为小于或等于 12.59;

塑性挤毁的 D/t 范围为 12.59~20.75;

过渡挤毁的 D/t 范围为 20.75~27.02;

弹性挤毁的 D/t 范围为大于或等于 27.02。

$D/t=7/0.362=19.34$, 这表明挤毁为塑性范围挤毁。

将 $A=3.158, B=0.0789$ 和 $C=2675$ 代入塑性挤毁式(3):

$$p_p = Y_p [A/(D/t) - B] - C = 104087 \times (3.158/19.34 - 0.0789) - 2675$$

$$p_p = 6110 \text{ psi.}$$

3.1.6 内压对挤毁的影响

外部压力及内部压力联合作用下的等效外部压力 p_e 由式(9)确定。其中, 内部压力作用于管子内壁, 而外部压力作用于管子外壁。

$$p_e = p_o - [1 - 2/(D/t)]p_i \dots\dots\dots(9)$$

式(9)取自 1985 年 W. O. Clinedinst 发表于美国洛杉矶世纪大学的论文《管子的挤毁压力》。

3.1.7 挤毁压力公式符号

- D ——公称外径, 单位为英寸(in);
- t ——公称壁厚, 单位为英寸(in);
- Y_p ——管子最小屈服强度, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_y ——最小屈服强度挤毁压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_p ——最小塑性挤毁压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_T ——最小弹/塑性过渡挤毁压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_E ——最小弹性挤毁压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_e ——等效外部压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_i ——内压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- p_o ——外压力, 单位为磅每平方英寸(psi);
- $(D/t)_{Y_p}$ ——屈服强度挤毁和塑性挤毁间的 D/t 交汇点;
- $(D/t)_{p_T}$ ——塑性挤毁和过渡挤毁间的 D/t 交汇点;
- $(D/t)_{T_E}$ ——过渡挤毁和弹性挤毁间的 D/t 交汇点。

3.2 挤毁压力公式的推导

在以上四个挤毁压力公式中, 屈服强度挤毁压力公式和弹性挤毁压力公式是从理论基础推导而来的; 塑性挤毁压力公式是在 K-55、N-80 和 P-110 钢级钢管的 2488 次挤毁试验的基础上推导出的经验公式; 而弹/塑性过渡挤毁压力公式是根据 3.2.3 确定的。塑性挤毁压力公式和过渡挤毁压力公式及弹性挤毁压力公式的常数是由 Glen Hebard 修正的, 发表于 1968 年管材标准化委员会会议报告(API Bul PS-1360 的附录 2-K-4)。

3.2.1 屈服强度挤毁压力公式的推导

对厚壁管来说, 应用塑性挤毁压力式(3)计算 p_p 将导致大于或等于屈服强度的压应力。然而试验数据表明, 挤毁压力能够超过产生屈服的外部压力值, 因此使用产生屈服的挤毁压力值被认为是不安全的。这样, 屈服强度挤毁压力就以 Lamé 方程计算的在管子内壁产生最小屈服应力的压力为基础。Lamé 方程的推导在有关弹性应力分析理论的书籍中可以找到。

3.2.2 塑性挤毁压力公式的推导

用于塑性挤毁压力 p_p 计算的式(3)及系数 A, B 和 C 是用统计回归分析方法从 402 根 K-55 钢级、

1 440 根 N-80 钢级及 646 根 P-110 钢级无缝套管挤毁试验推导得出的,所使用的数据列于 1963 年 12 月 W. O. Clinedinst 发表的《挤毁压力公式推导》一文中。要得到这些数据,可以与 API 的达拉斯(Dallas)办事处联系。所有这些数据整理后可以代表某个特定钢级典型塑性挤毁所涉及的 D/t 范围。推导公式所用的 Stewart 类型的回归分析法最初由西方大学(现匹兹堡大学)的 Reid Stewart 教授建立,并于 1906 年 5 月作为美国机械工程师学会(ASME)的论文发表。给出的平均塑性挤毁压力的回归式(10)、(11)和(12)列于表 5,实际上同用于计算 API Bul 5C2 (1969 年,第 11 版)中挤毁压力值的公式是相同的,新旧公式的不同之处在于以平均值确定最小值的方法。新公式最小值的确定是从某个特定钢级的平均值减去一个定值压力,而旧公式最小值的确定是减去平均值的 25%。

表 5 平均塑性挤毁压力回归公式

钢级	平均塑性挤毁压力 回归公式	检验系数 R^2	标准误差 S_p	公式序号
K-55	$p = \frac{164\,450}{D/t} - 2\,976$	0.647 8	435	(10)
N-80	$p = \frac{245\,600}{D/t} - 5\,336$	0.862 7	719	(11)
P-110	$p = \frac{349\,800}{D/t} - 9\,020$	0.772 0	1 048	(12)

回归公式的统计最小值由单边公差极限法确定,这种方法可以从 1952 年 John Wiley & Son 公司出版的,由 A. Hald 所著的《工程应用统计理论》一书中的方法推导得出。式(13)、(14)、(15)和(16)的单边公差极限就是由这种方法推导得出的。用平均挤毁压力公式减去这些公差极限就可得到最小挤毁压力公式。

$$C = t_p(\theta) \times Z \times S_p \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$t_p(\theta) \approx \frac{u_{1-\theta} + u_p \sqrt{(1 - u_p^2/2f)/N + u_{1-\theta}^2/2f}}{1 - u_p^2/2f} \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$t_{0.95}(0.005) = \frac{2.570 + 1.645 \sqrt{[1 - 1.353\,0/(N-1)]/N + 3.302\,45/(N-1)}}{1 - 1.353\,0/(N-1)} \quad \dots\dots(15)$$

$$Z = \sqrt{1 + \frac{1}{N} + \frac{(t/D - (\bar{t}/D))^2}{N \cdot S_{t/D}^2}} \quad \dots\dots\dots(16)$$

式(14)直接摘自 Hald 所著的《工程应用统计理论》。式(16)给出了用于回归的平均 t/D 值的变化校正,其根据见 1956 年依阿华(Iowa)州立大学出版社出版的 George W. Snedecor 所著的《统计方法》一书。

以下是式(13)、(14)、(15)和(16)中所用的术语符号:

- C ——为获得最小挤毁压力公式而从平均挤毁压力公式中减去的误差极限,单位为磅每平方英寸(psi);
- $t_p(\theta)$ ——对应于总数中不包含的比例不超过 θ 的可信度为 P 的公差范围;
- Z —— t/D 值对于平均值的变化校正系数;
- S_p ——回归公式估算的标准误差;
- θ ——总数中不包含的比例;
- $1-\theta$ ——总数中包含的比例;
- $u_{1-\theta}$ ——分位数,包括总数比例 $(1-\theta)$ 的标准正常累积分布的均值偏差;
- P ——可信度;
- u_p ——对应于可信度 P 的分位数;
- N ——试验数量;

f ——自由度($N-1$);
 $\overline{t/D}$ ——回归分析中使用的 t/D 比值的平均值;
 $S_{t/D}$ ——回归分析中使用的 t/D 比值的标准偏差;

$(t/D) - \overline{t/D}$ ——用于式(16)以计算 Z 值的试验数据中所出现的此种参量的最大绝对值。

式(15)由式(14)获得。其中,取 $P=0.95$ 及 $\theta=0.005$,并代入概率积分表中求得对应值, $u_p = u_{0.95} = 1.645$ 及 $u_{1-\theta} = u_{0.995} = 2.574$ 。

误差极限 C 值由式(13)、(14)、(15)和(16)确定,见表 6。

从平均塑性挤毁压力式(10)、(11)和(12)中减去误差极限 C 可以得到用于计算最小塑性挤毁压力的式(17)、(18)和(19)。

表 6 从平均塑性挤毁公式中减去以获得最小挤毁压力的误差极限 C

钢 级	C
K-55	1 205
N-80	1 955
P-110	2 855

钢级	最小塑性挤毁压力公式
K-55	$p_p = \frac{164\ 450}{D/t} - 4\ 181$(17)
N-80	$p_p = \frac{245\ 600}{D/t} - 7\ 291$(18)
P-110	$p_p = \frac{349\ 800}{D/t} - 11\ 875$(19)

以上最小塑性挤毁压力公式基于以下概念:即有 95%的可能性或可信度使得挤毁压力超过最小挤毁压力,并且失败率不超过 0.5%。

式(17)、(18)和(19)的形式可以转化为下面的标准形式,以便应用外插法或内插法获得那些无法得到足够挤毁数据来直接获得挤毁公式的其他钢级的挤毁公式。

$$p_p = Y_p \left(\frac{A}{D/t} - B \right) - C \quad \dots\dots\dots(20)$$

以下是 K-55、N-80 和 P-110 钢级的系数 A 、 B 、 C ,可通过外插法或内插法来确定其他钢级的对应系数。

钢级	系数		
	A	B	C
K-55	2.990	0.054 1	1 205
N-80	3.070	0.066 7	1 955
P-110	3.180	0.082	2 855

$$A = 2.876\ 2 + 0.106\ 79 \times 10^{-6} Y_p + 0.213\ 01 \times 10^{-10} Y_p^2 - 0.531\ 32 \times 10^{-16} Y_p^3 \quad \dots (21)$$

$$B = 0.026\ 233 + 0.506\ 09 \times 10^{-6} Y_p \quad \dots\dots\dots(22)$$

$$C = -465.93 + 0.030\ 867 Y_p - 0.104\ 83 \times 10^{-7} Y_p^2 + 0.369\ 89 \times 10^{-13} Y_p^3 \quad \dots\dots(23)$$

使用式(21)、(22)和(23)计算的 K-55、N-80 和 P-110 钢级的系数如下所示:

钢级	系数		
	A	B	C
K-55	2.991	0.054 1	1 206
N-80	3.071	0.066 7	1 955
P-110	3.181	0.081 9	2 852

由回归分析方法得到的计算系数公式的最大偏差为 0.122%。

当得到更多的挤毁数据时,这些公式可以得到验证,甚至在需要时加以修正。挤毁试验数据的分析应当符合目前公式推导中所采用的原理。

3.2.3 过渡挤毁压力公式的推导

当平均塑性挤毁压力公式的曲线延伸至较高的 D/t 值时,将与平均弹性挤毁压力公式的曲线相交。然而,当最小塑性挤毁压力公式曲线延伸至较高的 D/t 值时,将位于最小弹性挤毁压力曲线的下方,而不与之相交。为了克服这种异常现象,建立了塑/弹性过渡挤毁压力公式。此公式的曲线与使得平均塑性挤毁压力值为零的 D/t 值处的曲线相交,并且与最小弹性挤毁压力式(7)的曲线相切。此公式被用来确定在与弹性挤毁压力公式曲线相切及与塑性挤毁压力公式曲线相交区域间的最小挤毁压力。N-80 钢级套管过渡挤毁压力公式的推导如图 1 所示。

Stewart 形式的塑/弹性过渡挤毁压力公式如下:

$$p_T = Y_p \left(\frac{F}{D/t} - G \right) \quad \dots\dots\dots (24)$$

式中:

p_T ——最小过渡挤毁压力,单位为磅每平方英寸(psi)。

上面提及的两种条件:

- a) 与平均挤毁压力公式曲线 $p_p = Y_p [A/(D/t) - B]$ 相交于 $p_p(\text{平均}) = 0$ 点;
- b) 与最小弹性挤毁压力式(25)的曲线相切:

$$p_E = \frac{46.95 \times 10^6}{(D/t)[(D/t) - 1]^2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

使得 A、B 值可以通过式(26)和(27)来求得:

$$F = \frac{46.95 \times 10^6 \left[\frac{3B/A}{2 + B/A} \right]^3}{Y_p \left[\frac{3B/A}{2 + (B/A)} - (B/A) \right] \left[1 - \frac{3B/A}{2 + (B/A)} \right]^2} \quad \dots\dots\dots (26)$$

$$G = FB/A \quad \dots\dots\dots (27)$$

3.2.4 弹性挤毁压力公式的推导

最小弹性挤毁压力公式是根据 1939 年 W. O. Clinedinst 提交给芝加哥(Chicago)API 年会的论文《外压作用下管子临界挤毁压力的有理表达式》一文中的理论弹性挤毁压力式(28)推导得出的:

$$p = \frac{2E}{1 - \nu^2} \times \frac{1}{(D/t)[(D/t) - 1]^2} \quad \dots\dots\dots (28)$$

式中:

E ——弹性模量,单位为磅每平方英寸(psi);

ν ——泊松比。

假设 $E = 30 \times 10^6$ 及 $\nu = 0.3$,会发现由理论弹性挤毁公式得到的挤毁压力将大于由试验确定的挤毁压力。

1939 年 API 采纳的平均挤毁压力公式取 95% 的弹性挤毁压力理论公式,并圆整至 2 位小数。

1968 年采纳的最小弹性挤毁压力公式取 75% 的平均弹性挤毁压力公式,并圆整至 3 位小数:

$$p_E = \frac{46.95 \times 10^6}{(D/t)[(D/t) - 1]^2} \quad \dots\dots\dots (29)$$

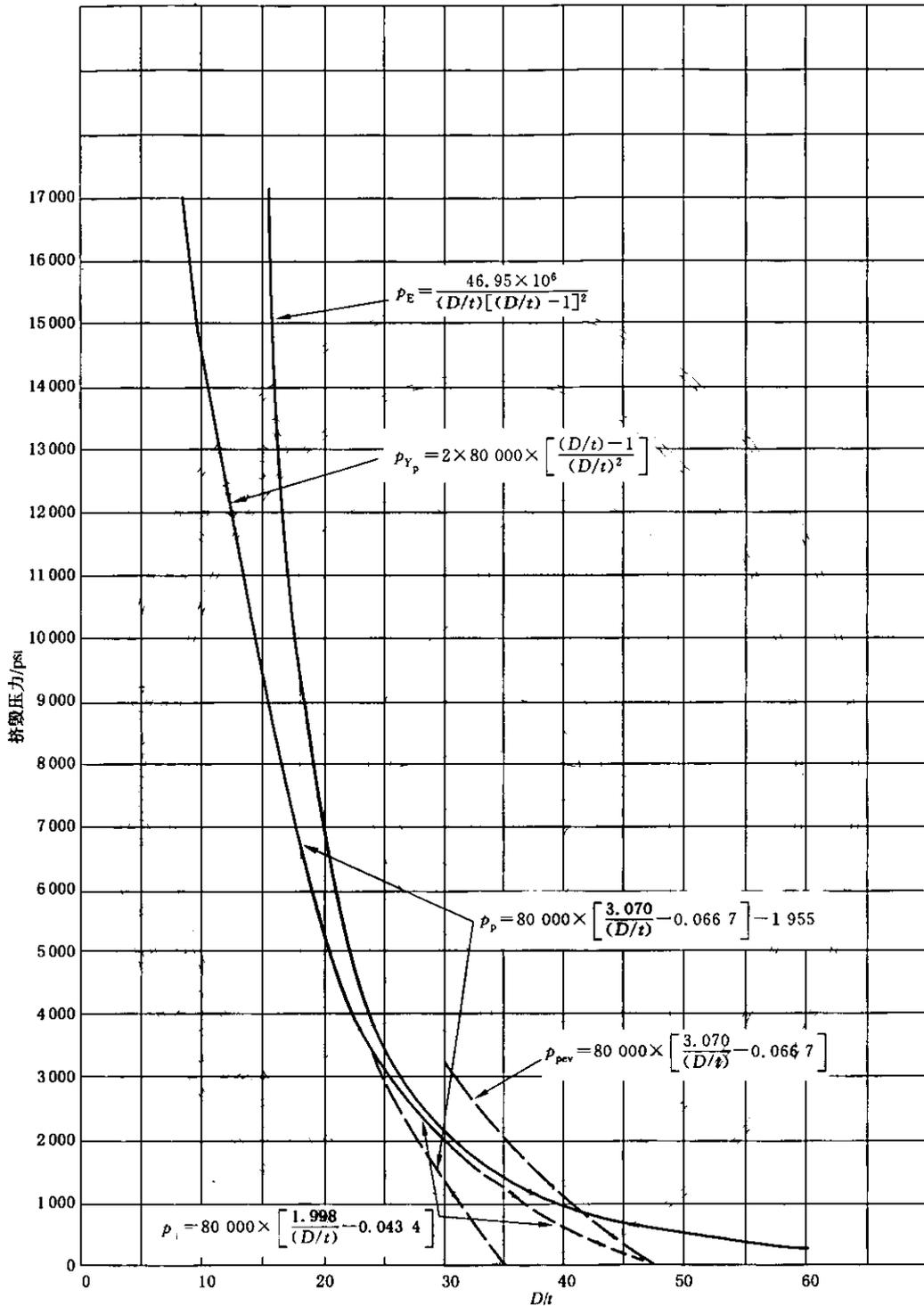


图 1 N-80 钢级套管过渡挤毁压力公式推导

3.3 挤毁试验程序

挤毁试验按照 3.3.1~3.3.4 的要求进行。

3.3.1 试样

试样的长度至少为管子外径的两倍。

3.3.2 试验装置

试验装置应使得试样全长都处于试验压力之下,不附加任何机械的或液压的轴向或环向约束及轴向载荷,并且不在试样的内表面施加压力。为了保证试验中试样不受轴向约束,对于长度不大于 28 in 的试样,其端部与试验压力容器端部之间的间隙不应小于 0.06 in;对于更长的试样,间隙值应按比例增大。

在试验中,试验压力容器应当配备与压力容器相连的最大读数压力测量装置,此测量装置在零压力值和最大工作压力值范围内最少应当有 750 个等分刻度,并且由制造商保证其精度在 1% 满量程的 1/4 范围内。

压力测量装置应配备试样挤毁时用于缓慢卸压的阻尼系统。

压力测量装置应通过静载检验器每隔 6 个月进行一次标定。如果怀疑其精度,可进行更频繁的标定。压力测量装置工作量程内的误差百分比不超过 1.0%。

注:1%的精度水平对应于拉伸试验机所要求的精度(ASTM E4)。

3.3.3 试验程序

应在试样外表面施加足够慢的液体载荷,以使挤毁压力的读数达到规定的精度。

3.3.4 数据报告

应记录下列数据:

- a) 试验样品管的 API 规格,例如公称外径、每英尺公称重量及钢级;
- b) 外径平均值及样品最大外径与最小外径之差(椭圆度);可用圆周率尺来获得平均外径值,最大外径与最小外径之差(椭圆度)可用如图 2 所示的椭圆度量规获得;
- c) 平均壁厚和最大壁厚与最小壁厚之差应取自试样壁厚的 8 个读数;
- d) 制造方法:
 - 1) 无缝管: S;
 - 2) 焊接管: W。
- e) 热处理方式:
 - 1) 正火: NR;
 - 2) 正火加回火: NT;
 - 3) 淬火加回火: QT;
 - 4) 不做处理: AR。
- f) 校直类型:
 - 1) 滚压校直: R;
 - 2) 热滚校直: H;
 - 3) 冲压校直: P;
 - 4) 不校直: N。
- g) 试样端部与试验容器之间的间隙;
- h) 试样长度;
- i) 能够代表挤毁试样的力学性能,包括屈服强度、抗拉强度和伸长率;力学性能测试应根据 API Spec 5CT 和 API Spec 5D 进行,而且拉伸试样应取自与挤毁试样接近部位的同长度管子;
- j) 试样挤毁压力定义为试样挤毁所需的最大外部压力;如果试样并未发生挤毁,所达到的最大压力和其并未被挤毁的陈述均应记录下来。

计算机卡列数,CC	数据描述	符号
1~6	外径尺寸,小数点用 CC3 列	
7~12	公称重量/英尺,小数点用 CC10 列	
13~16	钢级,左侧对齐	H-40,N-80,P110 等
17~22	平均外径,小数点用 CC19 列	
23~26	最大外径—最小外径,小数点用 CC23 列	
27~30	平均壁厚,小数点用 CC27 列	
31~34	最大壁厚—最小壁厚,小数点用 CC31 列	
35	制造方法	
	a)无缝管	S
	b)焊接管	W
36~37	热处理方式	
	a)正火	NR
	b)正火加回火	NT
	c)淬火加回火	QT
	d)不做处理(如轧制)	AR
38	校直类型	
	a)滚压校直	R
	b)热滚校直	H
	c)冲压校直	P
	d)不校直	N
39~42	试验容器端部间隙,小数点用 CC39 列	
43~47	试样长度,小数点用 CC46 列	
48~52	屈服强度,ksi,小数点用 CC51 列	
53~57	抗拉强度,ksi,小数点用 CC56 列	
58~59	伸长率(%),整数,右侧对齐	
60~64	挤毁或最大压力,整数,右侧对齐	
65	试样挤毁,空白 试样未挤毁	
66~69	试验编号,右侧对齐	
70~72	制造商名称	
73	残余应力符号,内壁压缩为负值	
74~75	残余应力,ksi,右侧对齐	
76	轴向应力符号,拉伸为正	
77~79	轴向应力,右侧对齐	

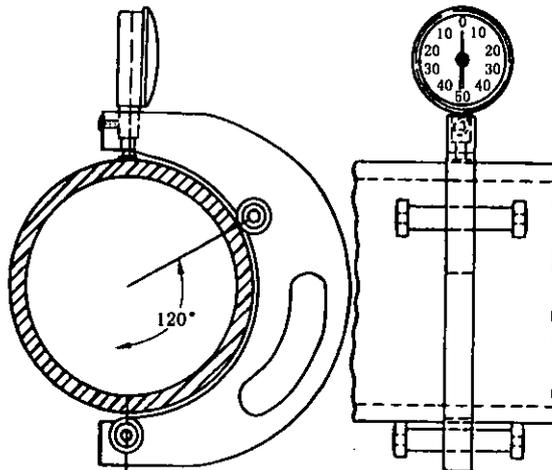


图 2 椭圆度量规

4 管体屈服强度

4.1 管体屈服强度

管体屈服强度是使管子屈服所需的轴向载荷。对于某个特定钢级的管子,其屈服强度为管子横截面积与材料规定最小屈服强度的乘积。

管体屈服强度 P_Y 值由式(30)计算:

$$P_Y = 0.7854(D^2 - d^2)Y_P \quad \dots\dots\dots(30)$$

式中:

P_Y ——管体屈服强度,单位为磅(lb),圆整到最接近的 1 000 lb;

Y_P ——材料规定最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

D ——规定外径,单位为英寸(in);

d ——规定内径,单位为英寸(in)。

5 内压抗力

5.1 内屈服压力

平端管的内屈服压力由式(31)确定。带螺纹和接箍管子的内屈服压力取管子内屈服压力[式(31)]和接箍内屈服压力[式(32)]二者中的较低值。

5.1.1 管子内屈服压力

管子内屈服压力 p 由式(31)计算。式(31)中出现的系数 0.875 是由于考虑使用最小壁厚。

$$p = 0.875 \left(\frac{2Y_P t}{D} \right) \quad \dots\dots\dots(31)$$

式中:

p ——最小内屈服压力,单位为磅每平方英寸(psi),圆整到最接近的 10 psi;

Y_P ——材料规定最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

t ——公称壁厚,单位为英寸(in);

D ——公称外径,单位为英寸(in)。

用外径及壁厚的表列值来计算 t/D 比值,并圆整到最接近的 0.000 001,然后代入式(31)来计算内屈服压力。

5.1.2 接箍内屈服压力

除了避免由于接箍强度不足导致泄漏而需要较低压力情况外,带螺纹和接箍管子的内屈服压力 p 与平端管相同。较低压力则由式(32)计算,并圆整到最接近的 10 psi。

$$p = Y_C \left(\frac{W - d_1}{W} \right) \quad \dots\dots\dots(32)$$

式中:

p ——最小内屈服压力,单位为磅每平方英寸(psi),圆整到最接近的 10 psi;

Y_C ——接箍材料最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

W ——接箍公称外径,单位为英寸(in),圆整到最接近的 0.001 in;

d_1 ——机紧状态下与外螺纹端面对应处接箍螺纹根部的直径,单位为英寸(in),圆整到最接近的 0.001 in。

对于圆螺纹套管和油管:

$$d_1 = E_1 - (L_1 + A)T + H - 2S_m \quad \dots\dots\dots(33)$$

式中:

E_1 ——手紧面中径,单位为英寸(in)(API Spec 5B);

- L_1 ——外螺纹管端至手紧面的长度,单位为英寸(in)(API Spec 5B);
- A ——手紧紧密距,单位为英寸(in)(注意:在 API Spec 5B 中, A 是用圆数给出的);
- T ——锥度, 0.062 5 in/in;
- H ——齿高,单位为英寸(in);
 - 0.086 60,对于 10 牙/in;
 - 0.108 25,对于 8 牙/in;
- S_m ——0.014 in,对于 10 牙/in;
- 0.017 in,对于 8 牙/in。

对于偏梯形螺纹:

$$d_1 = E_7 - (L_7 + I)T + 0.062 \dots\dots\dots(34)$$

式中:

- E_7 ——中径,单位为英寸(in)(API Spec 5B);
- L_7 ——完整螺纹长度,单位为英寸(in)(API Spec 5B)。

		尺寸	
	4 1/2 in	5 in~13 3/8 in	>13 3/8 in
$I =$	0.400	0.500	0.375
$T =$	0.062 5	0.062 5	0.083 3

5.2 E_1 或 E_7 面的内压泄漏抗力

E_1 或 E_7 面的内压泄漏抗力由式(35)计算,并圆整到接近的 10 psi。式(35)的建立是基于圆螺纹在 E_1 面、偏梯形螺纹在 E_7 面保持密封,而且此部位是接箍最薄弱的部位,内压泄漏抗力也是最低的。式(35)建立的基础是:上扣及内压本身所产生的管子与接箍螺纹之间的干涉压力与内压泄漏抗力 p 相等,并且应力位于弹性范围内。

$$p = ETNP(W^2 - E_s^2)/(2E_sW^2) \dots\dots\dots(35)$$

式中:

- p ——内压泄漏抗力,单位为磅每平方英寸(psi),圆整到最接近的 10 psi;
- E —— 30×10^6 (弹性模量);
- T ——螺纹锥度,单位为英寸每英寸(in/in);
 - 0.062 5,对于圆螺纹套管;
 - 0.062 5,对于小于或等于 13 3/8 in 的偏梯形螺纹套管;
 - 0.083 3,对于大于或等于 16 in 的偏梯形螺纹套管;
- N ——螺纹上扣旋转圈数;
 - A ,对于圆螺纹套管(API Spec 5B);
 - $A + 1/2$,对于小于或等 13 3/8 in 的偏梯形螺纹套管;
 - $A + 1$,对于大于或等于 16 in 的偏梯形螺纹套管;
- P ——螺距,单位为英寸(in);
 - 0.125,对于圆螺纹套管;
 - 0.200,对于偏梯形螺纹套管;
- W ——接箍外径,单位为英寸(in);
- E_s ——密封面中径,单位为英寸(in);
 - E_1 ,对于圆螺纹,单位为英寸(in);
 - E_7 ,对于偏梯形螺纹,单位为英寸(in)。

由于上扣引起的内、外螺纹之间的接触压力如式(36)所示:

$$p_1 = ETNP(W^2 - E_s^2)(E_s^2 - d^2)/[2E_s^3(W^2 - d^2)] \dots\dots\dots(36)$$

式中:

d ——内径,单位为英寸(in);

上扣后,内压 p_1 将引起接触压力变化,变化量如式(37)所示:

$$p_2 = p_1 d^2 (W^2 - E_s^2) / [E_s^2 (W^2 - d^2)] \quad \dots\dots\dots (37)$$

由于接箍直径始终大于接触面直径,接触面直径始终大于内部管子的直径, p_2 将始终小于 p_1 。这样,当整体接触压力($p_1 + p_2$)等于内部压力 p_1 时,螺纹连接就达到了泄漏抗力极限 p 。换句话说,如果 p_1 大于($p_1 + p_2$),将发生泄漏。

$$p_1 + p_2 = p_1 = p \quad \dots\dots\dots (38)$$

将 p_1 和 p_2 的合适值代入式(38)并经简化就可以得到式(35)。

6 连接强度

6.1 圆螺纹套管连接强度

圆螺纹套管连接强度用式(39)和(40)计算,取两个公式计算所得的较低值。

式(39)和(40)对长、短圆螺纹及接箍均适用。式(39)用于计算接头连接发生断裂破坏的最小强度,式(40)用于计算接头连接发生滑脱破坏的最小强度。

断裂强度:

$$P_j = 0.95 A_{jp} U_p \quad \dots\dots\dots (39)$$

滑脱强度:

$$P_j = 0.95 A_{jp} L \left(\frac{0.74 D^{-0.59} U_p}{0.5L + 0.14D} + \frac{Y_p}{L + 0.14D} \right) \quad \dots\dots\dots (40)$$

式中:

P_j ——最小连接强度,单位为磅(lb);

A_{jp} ——最后一完整螺纹处管子的横截面积,单位为平方英寸(in²);

$0.7854 [(D - 0.1425)^2 - d^2]$,对于8牙圆螺纹;

D ——管子公称外径,单位为英寸(in);

d ——管子公称内径,单位为英寸(in);

L ——螺纹啮合长度,单位为英寸(in);

$L_4 - M$,对于正常上扣(见 API Spec 5B);

Y_p ——管子材料最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

U_p ——管子材料最小抗拉强度,单位为磅每平方英寸(psi)。

API Bul 5C2 中给出的圆螺纹套管连接强度由直径和壁厚的表列值及 API 表列值 L_4 和 M 计算。管子横截面积计算到3位小数, $D^{-0.59}$ 用7位对数表计算到5位数,其他计算采用6位数。所列的连接强度值圆整到1 000 lb。

式(39)和(40)发表于 API Bul PS-1255,并被1963年6月的标准化会议采纳。公式的推导来自《钢管螺纹连接强度》一文,是 W. O. Clinedinst 于1964年10月在美国机械工程师学会(ASME)石油会议上发表的。公式是根据 API 赞助进行的若干拉伸试验结果得到的,拉伸试验包括事先指定钢级和尺寸的 K-55、N-80 和 P-110 钢级的壁厚范围内的 $4\frac{1}{2}$ in、5 in、 $5\frac{1}{2}$ in、 $6\frac{3}{8}$ in、7 in、 $9\frac{5}{8}$ in 和 $10\frac{3}{4}$ in 的短圆和长圆螺纹套管,试样总数为162根。试验中,14根管子发生断裂破坏,148根管子发生滑脱失效。式(39)与14根发生断裂破坏的数据吻合较好。而式(40)是在分析基础上运用统计方法加以调整来符合数据的。这种分析过程包括接箍性能,但对当时一组试验的分析发现对于标准接箍尺寸,接箍是非临界的。后来进行的试验也允许这些公式用于 J-55 钢级套管。

式(39)和(40)中的系数0.95来源于多次回归方程式的统计误差及调整,以允许用最小性能来代替平均性能。

接箍断裂破坏强度:

$$P_j = 0.95 A_{jc} U_c \dots\dots\dots(41)$$

式中:

A_{jc} ——接箍横截面积,单位为平方英寸(in²);

$$0.785 4(W^2 - d_1^2);$$

W ——接箍外径,单位为英寸(in);

d_1 ——机紧状态下与外螺纹端面对应处接箍螺纹根部的直径,单位为英寸(in),圆整到最接近的

$$0.001 \text{ in, 见式(33);}$$

U_c ——接箍最小抗拉强度,单位为磅每平方英寸(psi)。

6.2 偏梯形螺纹套管连接强度

偏梯形螺纹套管连接强度用式(42)和(43)计算,取这两个公式求得的较低值。

管子螺纹强度:

$$P_j = 0.95 A_p U_p [1.008 - 0.039 6(1.083 - Y_p/U_p)D] \dots\dots\dots(42)$$

接箍螺纹强度

$$P_j = 0.95 A_c U_c \dots\dots\dots(43)$$

式中:

P_j ——最小连接强度,单位为磅(lb);

Y_p ——管子材料最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

U_p ——管子材料最小抗拉强度,单位为磅每平方英寸(psi);

U_c ——接箍最小抗拉强度,单位为磅每平方英寸(psi);

A_p ——平端管的横截面积,单位为平方英寸(in²);

$$0.785 4(W^2 - d^2);$$

A_c ——接箍的横截面积,单位为平方英寸(in²);

$$0.785 4(W^2 - d_1^2);$$

D ——管子外径,单位为英寸(in);

W ——接箍外径,单位为英寸(in);

d ——管子内径,单位为英寸(in);

d_1 ——机紧状态下与外螺纹端面对应处接箍螺纹根部的直径,单位为英寸(in),圆整到最接近的

$$0.001 \text{ in, 见式(34)}。$$

在强度计算过程中采用6位数,公式中管子和接箍的横截面积圆整到3位小数。API Bul 5C2中所列的最终值圆整到最接近的1 000 lb。

上述公式发表在API Bul PS-1398上并于1970年6月被标准化会议采纳。公式是根据151根外径从4 1/2 in到20 in,强度水平从40 000 psi到150 000 psi的偏梯形螺纹套管试验的回归分析得出的。公式的推导见API Bul PS-1398附录2-K-9中W. O. Clinedist的报告《偏梯形螺纹连接强度》。

6.3 直连型套管连接强度

直连型套管连接强度由式(44)计算:

$$P_j = A_{cr} U_p \dots\dots\dots(44)$$

式中:

P_j ——最小连接强度,单位为磅(lb);

A_{cr} ——外螺纹、内螺纹或管子的临界横截面积,取其最小值,单位为平方英寸(in²);

$$0.785 4(M^2 - d_b^2), \text{ 如果外螺纹是临界的;}$$

$$0.785 4(D_p^2 - d_j^2), \text{ 如果内螺纹是临界的;}$$

$0.785 4(D^2 - d^2)$, 如果管子是临界的。

U_p ——材料的规定最小抗拉强度, 单位为磅每平方英寸 (psi);

M ——接头连接公称外径, 单位为英寸 (in);

d_b ——内螺纹临界面内径, 单位为英寸 (in);

$$L + 2h - \Delta + \theta$$

D_p ——外螺纹临界面外径, 单位为英寸 (in);

$$H + \delta - \phi;$$

d_i ——接头连接公称内径, 单位为英寸 (in);

D ——套管公称外径, 单位为英寸 (in);

d ——套管公称内径, 单位为英寸 (in);

h ——内螺纹最小齿高, 单位为英寸 (in);

0.060, 对于 6 牙/in;

0.080, 对于 5 牙/in;

Δ ——外螺纹完整螺纹长度内的锥度降值, 单位为英寸 (in);

0.253, 对于 6 牙/in;

0.228, 对于 5 牙/in;

θ ——最大螺纹干涉量的 1/2, 单位为英寸 (in);

$$(H - I)/2;$$

H ——外螺纹最后一完整螺纹处齿根直径最大值, 单位为英寸 (in);

I ——内螺纹在 H 平面处的最小齿顶直径, 单位为英寸 (in);

δ —— H 平面和 J 平面间的锥度升值, 单位为英寸 (in);

0.035, 对于 6 牙/in;

0.032, 对于 5 牙/in;

ϕ ——最大密封干涉量的 1/2, 单位为英寸 (in);

$$(A - O)/2;$$

A ——外螺纹密封切点处的最大直径, 单位为英寸 (in);

O ——内螺纹密封切点处的最大直径, 单位为英寸 (in)。

当使用 API 标准所列的值时, 临界面积计算到 3 位小数, 连接强度圆整到 1 000 lb。

6.4 油管连接强度

不加厚油管的连接强度用式(45)计算, 它是规定最小屈服强度与管子最后一完整螺纹处横截面积的乘积。加厚油管的连接强度用式(46)计算, 它是规定最小屈服强度与管子横截面积的乘积, 这是因为 API 加厚油管最后一完整螺纹处的横截面积大于管体的横截面积。正规油管接箍、特殊间隙接箍和整体连接油管内螺纹的临界横截面积在任何情况下都大于接头连接管子部位的控制临界面积, 并不影响接头的连接强度。

对不加厚油管基于螺纹根部面积计算:

$$P_j = Y_p \times 0.785 4[(D_4 - 2h_s)^2 - d^2] \quad \dots\dots\dots(45)$$

对加厚油管基于管体横截面积计算:

$$P_j = Y_p \times 0.785 4(D^2 - d^2) \quad \dots\dots\dots(46)$$

式中:

P_j ——最小连接强度, 单位为磅 (lb);

Y_p ——材料规定最小屈服强度, 单位为磅每平方英寸 (psi);

D ——列于表中的外径, 单位为英寸 (in);

D_4 ——列于表中的大径, 单位为英寸 (in);

h_s ——齿高,单位为英寸(in);
 0.055 60 in,对于 10 牙/in;
 0.071 25 in,对于 8 牙/in;
 d ——公称内径,单位为英寸(in)。

油管连接强度计算到 6 位数,并圆整到 100 lb。

6.5 弯曲和内压联合作用下圆螺纹套管的连接强度

弯曲和内压联合作用下圆螺纹套管的连接强度在总载荷基础上用式(47)、(48)、(49)和(50)计算,单位为磅(lb)。

纯断裂强度:

$$P_u = 0.95A_{ip}U_p \quad \dots\dots\dots(47)$$

滑脱和缩颈断裂强度:

$$P_i = 0.95A_{ip}L \left[\frac{0.74D^{-0.59}U_p}{0.5L + 0.14D} + \frac{(1 + 0.5K)Y_p}{L + 0.14D} \right] \quad \dots\dots\dots(48)$$

弯曲载荷失效强度:

$$P_b = 0.95A_{ip} \left[U_p - \left(\frac{140.5BD}{(U_p - Y_p)^{0.8}} \right)^5 \right] \quad \dots\dots\dots(49)$$

式中:

$$P_b/A_{ip} \geq Y_p.$$

$$P_b = 0.95A_{ip} \left[\frac{U_p - Y_p}{0.644} + Y_p - 218.15BD \right] \quad \dots\dots\dots(50)$$

式中:

$$P_b/A_{ip} < Y_p.$$

总载荷和外加载荷的关系:

$$\text{总载荷} = \text{外加载荷} + \text{封堵端载荷} \quad \dots\dots\dots(51)$$

式中:

$$\text{封堵端载荷} = PA_H \quad \dots\dots\dots(52)$$

弯曲和曲率半径的关系:

$$B = 5730/R \quad \dots\dots\dots(53)$$

式(47)~式(53)中,

A_H ——对应于内径的面积,单位为平方英寸(in²);

$$0.7854(D-2t)^2;$$

A_{ip} ——最后一完整螺纹处管子的横截面积,单位为平方英寸(in²);

$$0.7854[(D-0.1425)^2 - (D-2t)^2];$$

B ——弯曲,(°)/100 ft;

D ——管子公称外径,单位为英寸(in);

K ——内压应力与屈服强度比,

$$\frac{PD}{2Y_p t};$$

p ——内压,单位为磅每平方英寸(psi);

Y_p ——管子最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

t ——公称壁厚,单位为英寸(in);

L ——螺纹啮合长度,单位为英寸(in);

P_b ——弯曲度 B 下的总拉伸破坏载荷,单位为磅(lb);

P_i ——滑脱或缩颈断裂时总拉伸载荷,单位为磅(lb);

P_u ——断裂时总拉伸载荷,单位为磅(lb);

R ——弯曲曲率半径,单位为英尺(ft);

U_p ——管子最小抗拉强度,单位为磅每平方英寸(psi)。

在计算面积的过程中不进行中间圆整,计算到6位或6位以上。最终连接强度值圆整到最接近的1 000 lb。

建立在总载荷基础上的连接强度公式来自1967年6月API年中标准化会议期间在管子力学性能专题讨论会上由W. O. Clinedinst发表的论文《内压和弯曲对API圆螺纹套管抗拉强度的影响》。论文讨论了复合加载情况下接头连接强度公式的发展和以API赞助的一项研究项目试验结果为基础的材料常数及公式系数的确定,该研究项目包括5 1/2 in, 17 lb/ft, K-55短圆螺纹套管的26次试验。

6.6 管线管连接强度

带螺纹的管线管连接强度公式是由W. O. Clinedinst推导并于1976年标准化会议提交给API石油管材标准化委员会的。其数据和公式列于API Bul PS-1533中,如果想得到这些数据和公式,可向API达拉斯办事处索取。

虽然从公式中计算的接头连接强度与实际试验结果吻合得很好,但是标准化委员会推荐在没有确定认可这些公式用于给定尺寸或钢级的管线管的情况下,这些发表的数据仅作为信息参考。

7 重量

注:用于第7章重量计算公式中的符号及相应数值在API Spec 5CT、API Spec 5D和API Spec 5B中给出。

马氏体铬钢(L-80-9Cr和13Cr, C-75-9Cr和13Cr)的密度与碳钢不同,可以使用0.989的校正系数确定马氏体铬钢的重量。

7.1 公称重量

公称重量单位用磅每英尺(lb/ft)表示,它用来表述带螺纹及接箍、端部加厚和带螺纹、端部加厚等成品管子的重量,主要目的是为了订货时识别。此外,它在套管柱和油管柱设计中作为确定抗拉系数的依据。

对于特定直径和壁厚的管子,公称重量约等于长度为20 ft带螺纹和接箍的管子的理论计算重量,其计算的依据是这种管子所使用螺纹接头的尺寸。在现有API套管系列中,有些套管的公称重量是依据1924年第一个API规范被采纳以前的锐角螺纹接头计算的。同样的公称重量被用于短圆螺纹接头、长圆螺纹接头、偏梯形螺纹接头、直连型螺纹接头及各种提供给石油工业的接头。对焊接头的加厚钻杆的公称重量是根据带外螺纹和内螺纹钻杆最初的每英尺计算重量值确定的。

根据计算重量确定公称重量时,圆整值中出现了增加量,其值为0.01, 0.05, 0.1, 0.5 lb/ft不等,主要通过使总百分比误差不超过5%来控制,并没有确定的程序。为了增加独立的新的公称重量和选择最合适的邻近公称重量而使用这些增量是合理的。

7.2 平端管的计算重量

符合API Spec 5CT、API Spec 5D和API Spec 5B的平端管的重量使用式(54)计算,单位为磅每英尺(lb/ft)。

$$W_{pe} = 10.68(D - t)t \quad \dots\dots\dots(54)$$

式中:

W_{pe} ——平端管重量,计算到4位小数,圆整到2位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

D ——规定的外径,单位为英寸(in);

t ——规定的壁厚,单位为英寸(in)。

7.3 带螺纹和接箍的管子的计算重量

自1964年以来,再没有发表过像API标准中有关带螺纹和接箍的管子的计算重量这样的文献。然而,当规范中增加新的壁厚时,为了提供确定公称重量的基准,这种重量计算是需要的。它也用来计

算带螺纹和接箍的管子在加工管端时引起的重量变化值 e_w 。

带螺纹和接箍管子的计算重量,以图 3 所示的接箍外端面到管端 20 ft 长为基准,采用式(55)计算。

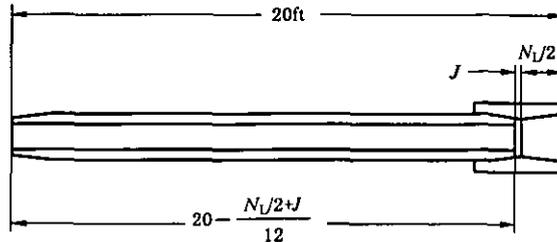


图 3 带螺纹和接箍的管子

$$W = \frac{\left[20 - \frac{N_L + 2J}{12}\right] W_{pe} + W_g - W_{rp}}{20} \dots\dots\dots(55)$$

式中:

W ——带螺纹和接箍管子的重量,计算到 4 位小数,圆整到 2 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

N_L ——接箍长度,单位为英寸(in);

J ——机紧后管端到接箍中心的距离,单位为英寸(in);

W_{pe} ——平端管重量,计算到 4 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

W_g ——接箍的重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb);

W_{rp} ——两管端加工螺纹减少的重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb)。

7.4 端部加厚和带螺纹的整体连接油管 and 直连型套管的计算重量

自 1964 年以来,再没有发表过像 API 标准中有关端部加厚和带螺纹管子的计算重量这样的文献。然而,为了确定由于端部加厚和螺纹加工而引起的重量变化值 e_w ,这种计算也是需要的。

Armco 钢铁公司最初使用这些公式计算 1963 年版 API 套管标准中所列的端部加厚和带螺纹的直连型套管的重量,该标准由于某些记录损坏已不再使用,使用本条和 7.8.1、7.8.2、7.12 中所列公式对直连型套管计算的结果基本上与 1963 年 API 标准的相同,但也有不同之处。

端部加厚和带螺纹管子的计算重量,以图 4 所示的 20ft 长为基准,采用式(56)计算。

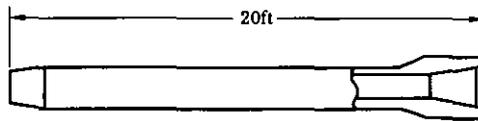


图 4 加厚管子

$$W = W_{pe} + \frac{W_u - W_{rp}}{20} \dots\dots\dots(56)$$

式中:

W ——端部加厚和带螺纹的管子重量,计算到 4 位小数,圆整到 2 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

W_{pe} ——平端管重量,计算到 4 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

W_u ——加厚端重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb);

W_{rp} ——两管端加工螺纹减少的重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb)。

7.5 端部加厚管子计算重量

自 1964 年以来,再没有发表过像 API 标准中有关对焊接接头的加厚钻杆加厚端管子的计算重量这样的文献。然而,为了确定由于端部加厚而引起的重量变化值 e_w ,这种计算是需要的。

每英尺端部加厚管子的计算重量,以图 5 所示的包括加厚端在内 20 ft 长为基准,采用式(57)计算。

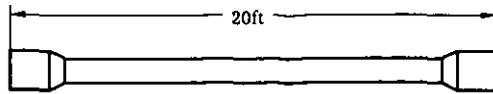


图 5 两端均加厚的管子

$$W = W_{pe} + \frac{W_u}{20} \quad \dots\dots\dots(57)$$

式中:

W ——端部加厚管子的重量,计算到 4 位小数,圆整到 2 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

W_{pe} ——平端管重量,计算到 4 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

W_u ——加厚端的重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb)。

7.6 由于管端加工增加的重量

自 1965 年以来,API 标准给出了由于管端加工而增加(或减少)的计算重量 e_w 的值,它不同于带螺纹和接箍管的计算重量、端部加厚和带螺纹管的计算重量及端部加厚管的计算重量。API 标准中给出的 e_w 值用式(58)计算,对于平端管, e_w 等于零。

$$e_w = 20(W - W_{pe}) \quad \dots\dots\dots(58)$$

式中:

e_w ——由于管端加工增加(或减少)的重量,圆整到 2 位小数,单位为磅(lb);

W ——以 20 英尺长为基准确定的带螺纹和接箍管,或端部加厚和带螺纹管,或端部加厚管的计算重量,圆整到 2 位小数,单位为磅(lb);

W_{pe} ——平端管的计算重量,圆整到 2 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft)。

e_w 值可以不经已加工管端和平端管计算重量的中间圆整,直接用式(59)、(60)和(61)计算,但由于计算方式不同,其值与目前 API 标准所列的值不一致。

e_w 的直接计算:

带螺纹和接箍的管子

$$e_w = W_g - \left[\frac{N_L + 2J}{24} \right] W_{pe} - W_{rp} \quad \dots\dots\dots(59)$$

端部加厚和带螺纹的管子

$$e_w = W_u - W_{rp} \quad \dots\dots\dots(60)$$

端部加厚管

$$e_w = W_u \quad \dots\dots\dots(61)$$

e_w 值用于按式(62)计算一段管子的理论重量:

$$W_L = W_{pe}L + e_w \quad \dots\dots\dots(62)$$

式中:

W_L ——一段长度为 L 的管子的计算重量,单位为磅(lb);

W_{pe} ——表列的平端管的计算重量,计算到 2 位小数,单位为磅每英尺(lb/ft);

L ——包括已加工端部的管子长度,计算到 1 位小数,单位为英尺(ft);

e_w ——由于管端加工增加(或减小)的重量,计算到 2 位小数,单位为磅(lb);

W_g ——接箍的重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb);

W_{rp} ——两管端加工螺纹减少的重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb);

W_u ——加厚端重量,计算到 4 位小数,单位为磅(lb)。

7.7 接箍的计算重量

管线管、圆螺纹套管和油管的接箍重量按 7.7.1 计算,偏梯形螺纹套管的接箍重量按 7.7.2 计算。在那些给出不止一种紧密距值的接箍规格中,接箍的重量是按最小的手紧紧密距值来确定的。

7.7.1 管线管、圆螺纹套管和油管的接箍计算重量

管线管和圆螺纹套管的接箍重量是根据手紧尺寸来计算的。

管线管的接箍重量以 API Spec 5L 所列的尺寸为基础进行计算。

圆螺纹套管和油管的接箍重量以 API Spec 5CT 所列的尺寸为基础进行计算。管线管接箍及圆螺纹套管和油管接箍的重量根据图 6 和图 7,用式(63)至(72)计算。

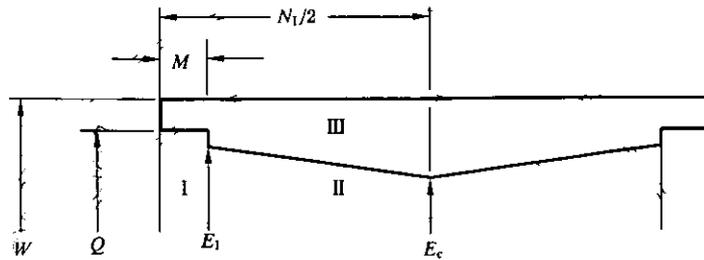


图 6 接箍

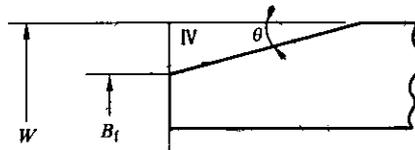


图 7 加工特殊倒角的接箍

7.7.1.1 基于手紧尺寸不加工特殊倒角接箍的重量

$$E_c = E_1 - (N_L/2 - M)T \quad \dots\dots\dots(63)$$

$$\text{Vol. I} = 0.785 4MQ^2 \quad \dots\dots\dots(64)$$

$$\text{Vol. II} = 0.261 8(N_L/2 - M)(E_1^2 + E_1 E_c + E_c^2) \quad \dots\dots\dots(65)$$

$$\text{Vol. (I + II + III)} = 0.785 4N_L W^2/2 \quad \dots\dots\dots(66)$$

$$\text{Vol. III} = \text{Vol. (I + II + III)} - \text{Vol. I} - \text{Vol. II} \quad \dots\dots\dots(67)$$

$$W_{cg} = 0.566 6\text{Vol. III} \quad \dots\dots\dots(68)$$

式中:

T——锥度;

W_{cg} ——接箍计算重量,单位为磅(lb),圆整到 2 位小数,中间过程不作圆整。

7.7.1.2 接箍由于特殊倒角减少的重量

用式(69)计算外加厚油管特殊间隙接箍上的特殊倒角减少的重量,所得结果是近似值,计算 Vol. IV 的精确公式见式(70)。

$$\text{Vol. IV} = \frac{0.785 4(W - B_t)(W^2 - B_t^2)}{2 \tan \theta} \quad \dots\dots\dots(69)$$

$$\text{Vol. IV} = \frac{(W - B_t)}{\tan \theta} [0.785 W^2 - 0.261 8(B_t^2 + B_t W + W^2)] \quad \dots\dots\dots(70)$$

$$W_{rs} = 0.566 6\text{Vol. IV} \quad \dots\dots\dots(71)$$

式中：

W_{rs} ——加工特殊倒角减少的重量，计算到 2 位小数，单位为磅(lb)。

7.7.1.3 具有特殊倒角接箍的重量

具有特殊倒角接箍的重量是用没有倒角接箍的重量减去因加工特殊倒角减少的重量计算出来的。即用式(72)所示，用式(68)的值减去式(71)的值。接箍重量计算单位用磅(lb)表示，结果圆整到两位小数，计算过程中间不作圆整。

$$W_s = W_{os} - W_{rs} \quad \dots\dots\dots(72)$$

式中：

W_s ——具有特殊倒角接箍的重量，取 2 位小数，单位为磅(lb)；

W_{os} ——没有特殊倒角接箍的重量，取 2 位小数，单位为磅(lb)；

W_{rs} ——加工特殊倒角减少的重量，取 2 位小数，单位为磅(lb)。

7.7.2 偏梯形螺纹套管接箍的计算重量

偏梯形螺纹套管接箍的重量以机紧上紧尺寸为基准(代替管线管及圆螺纹套管和油管手紧上紧尺寸)，根据图 8 用式(73)至(78)计算。

$$E_c = E_t - (L_t + J)T \quad \dots\dots\dots(73)$$

$$E_E = E_t + (g + X)T \quad \dots\dots\dots(74)$$

式中：

X ——0.300，对规格小于 16 in 的管子；

0.200，对规格不小于 16 in 的管子；

T ——锥度；

0.062 5，对规格小于 16 in 的管子；

0.083 3，对规格不小于 16 in 的管子。

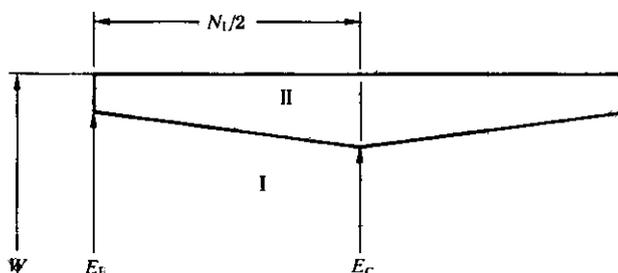


图 8 偏梯形螺纹接箍计算重量

$$\text{Vol. I} = 0.2618(N_L/2)(E_E^2 + E_E E_C + E_C^2) \quad \dots\dots\dots(75)$$

$$\text{Vol. (I + II)} = 0.7854(N_L/2)W^2 \quad \dots\dots\dots(76)$$

$$\text{Vol. II} = \text{Vol. (I + II)} - \text{Vol. I} \quad \dots\dots\dots(77)$$

$$W_{cr} = 0.5666 \text{Vol. II} \quad \dots\dots\dots(78)$$

式中：

W_{cr} ——接箍重量小计，单位为磅(lb)，结果圆整到 2 位小数，计算过程中间不作圆整。

7.8 加工螺纹减少的计算重量

在管端或外螺纹端加工螺纹减少的重量根据 7.8.1 计算，在内螺纹端因加工螺纹和开凹槽减少的重量根据 7.8.2 计算。

7.8.1 在管端或外螺纹端加工螺纹减少的计算重量

在管端或螺纹端加工螺纹减少的重量，根据图 9~图 11 用式(79)至(86)计算。

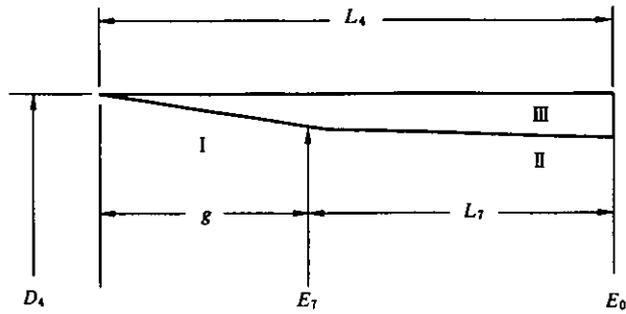


图9 圆螺纹和管线管螺纹

$$E_0 = E_7 - L_1 T \quad \dots\dots\dots (79)$$

$$\text{Vol. I} = 0.2618g(D_4^2 + D_4 E_7 + E_7^2) \quad \dots\dots\dots (80)$$

$$\text{Vol. II} = 0.2618(L_4 - g)(E_7^2 + E_7 E_0 + E_0^2) \quad \dots\dots\dots (81)$$

$$\text{Vol. (I + II + III)} = 0.7854L_4 D_4^2 \quad \dots\dots\dots (82)$$

$$\text{Vol. III} = \text{Vol. (I + II + III)} - \text{Vol. I} - \text{Vol. II} \quad \dots\dots\dots (83)$$

$$W_n = 0.2833 \text{Vol. III} \quad \dots\dots\dots (84)$$

式中：

D_4 ——加厚管的加厚外径，不加厚管和偏梯形螺纹套管的外径；

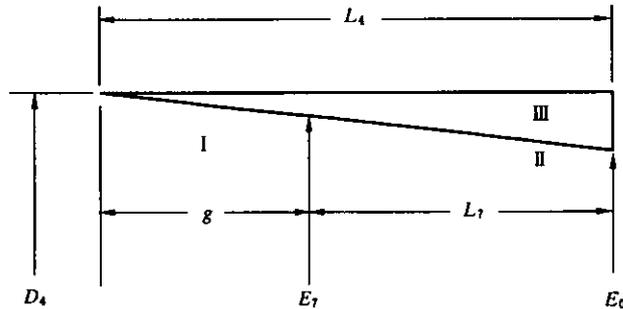


图10 偏梯形螺纹

T ——锥度；

0.062 5, 对所有圆螺纹和规格小于 16 in 的偏梯形螺纹；

0.083 3, 对规格不小于 16 in 的偏梯形螺纹；

W_n ——加工螺纹减少的重量，取 4 位小数，单位为磅(lb)。

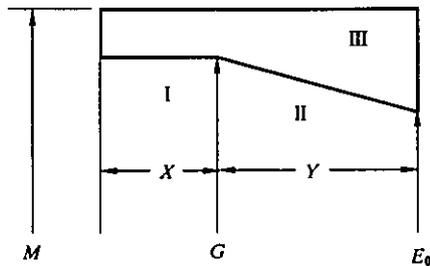


图11 直连型套管螺纹

$$\text{Vol. I} = 0.7854XG^2 \quad \dots\dots\dots (85)$$

$$\text{Vol. II} = 0.2618Y(G^2 + GE_0 + E_0^2) \quad \dots\dots\dots (86)$$

$$\text{Vol. (I + II + III)} = 0.7854(X + Y)M^2 \quad \dots\dots\dots (87)$$

$$\text{Vol. III} = \text{Vol. (I + II + III)} - \text{Vol. I} - \text{Vol. II} \quad \dots\dots\dots(88)$$

$$W_{\text{res}} = 0.2833 \text{Vol. III} \quad \dots\dots\dots(89)$$

式中:

X—0.360, 对规格(5 1/2 ~ 7 5/8)in;

0.404, 对规格(8 5/8 ~ 10 3/4)in;

Y—3.230, 对规格(5 1/2 ~ 7 5/8)in;

5.658 5, 对规格(8 5/8 ~ 10 3/4)in;

E₀—G-0.529, 对规格(5 1/2 ~ 7 5/8)in;

G-0.589, 对规格(8 5/8 ~ 10 3/4)in;

W_{res}—加工螺纹减少的单端计算重量, 取 4 位小数, 单位为磅(lb)。

7.8.2 在整体连接油管内螺纹端加工螺纹减少的计算重量

在整体连接油管内螺纹端加工螺纹和开凹槽减少的重量, 根据图 12 用式(90)至(96)计算。

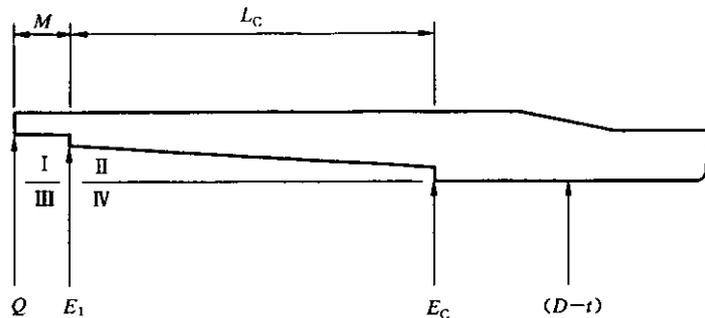


图 12 整体连接油管

$$L_c = L_1 + J + A \quad \dots\dots\dots(90)$$

$$E_c = E_1 - L_c T \quad \dots\dots\dots(91)$$

式中:

J—机紧后管端到内螺纹螺纹消失点距离;

T—锥度。

$$\text{Vol. (I + III)} = 0.7854MQ^2 \quad \dots\dots\dots(92)$$

$$\text{Vol. (II + IV)} = 0.2618L_c(E_1^2 + E_1E_c + E_c^2) \quad \dots\dots\dots(93)$$

$$\text{Vol. (III + IV)} = 0.7854(M + L_c)(D - t)^2 \quad \dots\dots\dots(94)$$

$$\text{Vol. (I + II)} = \text{Vol. (I + III)} + \text{Vol. (II + IV)} - \text{Vol. (III + IV)} \quad \dots\dots\dots(95)$$

$$W_{\text{rd}} = 0.2833 \text{Vol. (I + II)} \quad \dots\dots\dots(96)$$

式中:

W_{rd}—加工螺纹和开凹槽减少的螺纹重量, 计算到 4 位小数, 单位为磅(lb)。

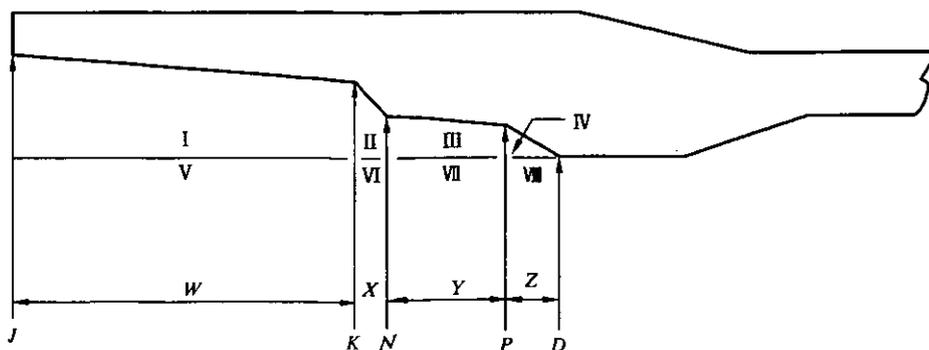


图 13 直连型套管

图中:

$$Z = 0.5(P - D)$$

$$\text{Vol. (I + V)} = 0.2618W(J^2 + JK + K^2) \quad \dots\dots\dots(97)$$

$$\text{Vol. (II + VI)} = 0.2618X(K^2 + KN + N^2) \quad \dots\dots\dots(98)$$

$$\text{Vol. (III + VII)} = 0.2618Y(N^2 + NP + P^2) \quad \dots\dots\dots(99)$$

$$\text{Vol. (IV + VIII)} = 0.2618Z(P^2 + PD + D^2) \quad \dots\dots\dots(100)$$

$$\text{Vol. (V + VI + VII + VIII)} = 0.7854(W + X + Y + Z)D^2 \quad \dots\dots\dots(101)$$

$$\begin{aligned} \text{Vol. (I + II + III + IV)} &= \text{Vol. (I + V)} + \text{Vol. (II + VI)} + \text{Vol. (III + VII)} \\ &+ \text{Vol. (IV + VIII)} - \text{Vol. (V + VI + VII + VIII)} \quad \dots\dots\dots(102) \end{aligned}$$

$$W_{rd} = 0.2833\text{Vol. (I + II + III + IV)} \quad \dots\dots\dots(103)$$

式中:

W_{rd} ——加工螺纹减少的重量,计算到4位小数,单位为磅(lb)。

7.9 外加厚端的计算重量

外加厚端增加的重量,按图14用式(104)至(108)计算。

$$\text{Vol. (I + II)} = 0.7854L_{eu}D_4^2 \quad \dots\dots\dots(104)$$

$$\text{Vol. (III + IV)} = 0.2618m_{eu}(D_4^2 + D_4D + D^2) \quad \dots\dots\dots(105)$$

$$\text{Vol. (II + IV)} = 0.7854(L_{eu} + m_{eu})D^2 \quad \dots\dots\dots(106)$$

$$\text{Vol. (I + III)} = \text{Vol. (I + II)} + \text{Vol. (III + IV)} - \text{Vol. (II + IV)} \quad \dots\dots\dots(107)$$

$$W_{ou} = 0.2833\text{Vol. (I + III)} \quad \dots\dots\dots(108)$$

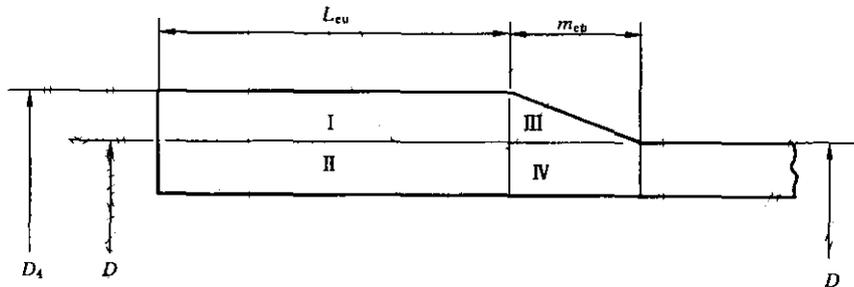


图14 外加厚端

式中:

W_{ou} ——外加厚端的计算重量,计算到4位小数,lb。

7.10 内加厚端的计算重量

内加厚端增加的重量,按图15用式(109)至(113)计算。

$$\text{Vol. I} = 0.2618L_{iu}(d_{ou}^2 + d_{ou}d_{iu} + d_{iu}^2) \quad \dots\dots\dots(109)$$

$$\text{Vol. II} = 0.2618m_{iu}(d^2 + dd_{iu} + d_{iu}^2) \quad \dots\dots\dots(110)$$

$$\text{Vol. (I + II + III)} = 0.7854d^2(L_{iu} + m_{iu}) \quad \dots\dots\dots(111)$$

$$\text{Vol. III} = \text{Vol. (I + II + III)} - \text{Vol. I} - \text{Vol. II} \quad \dots\dots\dots(112)$$

$$W_{iu} = 0.2833\text{Vol. III} \quad \dots\dots\dots(113)$$

式中:

W_{iu} ——内加厚端的计算重量,计算到4位小数,单位为磅(lb)。

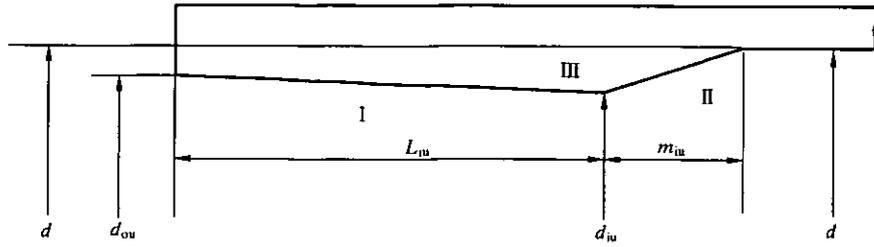


图 15 内加厚端

7.11 内-外加厚的计算重量

内-外加厚增加的重量用式(114)计算,它等于用式(108)计算的外加厚端的重量与用式(113)计算的內加厚端重量的总和。

$$W_{iou} = W_{iu} + W_{ou} \quad \dots\dots\dots(114)$$

式中:

W_{iou} ——内-外加厚端的计算重量,计算到4位小数,单位为磅(lb)。

7.12 直连型加厚端的计算重量

直连型套管内、外螺纹加厚端增加的重量,按图 16 和图 17 用式(115)至(122)计算。

$$m_{eu} = 6(M - D) \quad \dots\dots\dots(115)$$

$$m_{iu} = 6(d - B) \quad \dots\dots\dots(116)$$

$$L_{eu} = 8.000 - m_{eu}, \text{对规格为}(5\frac{1}{2} \sim 7\frac{5}{8})\text{in} \quad \dots\dots\dots(117)$$

$$= 10.500 - m_{eu}, \text{对规格为}(8\frac{5}{8} \sim 10\frac{3}{4})\text{in} \quad \dots\dots\dots(118)$$

$$L_{iu} = 6.625, \text{对规格为}(5\frac{1}{2} \sim 7\frac{5}{8})\text{in} \quad \dots\dots\dots(119)$$

$$= 8.000, \text{对规格为}(8\frac{5}{8} \sim 10\frac{3}{4})\text{in} \quad \dots\dots\dots(120)$$

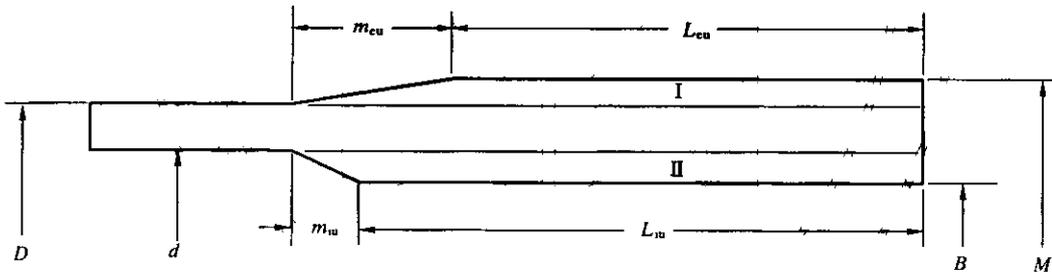


图 16 外螺纹加厚

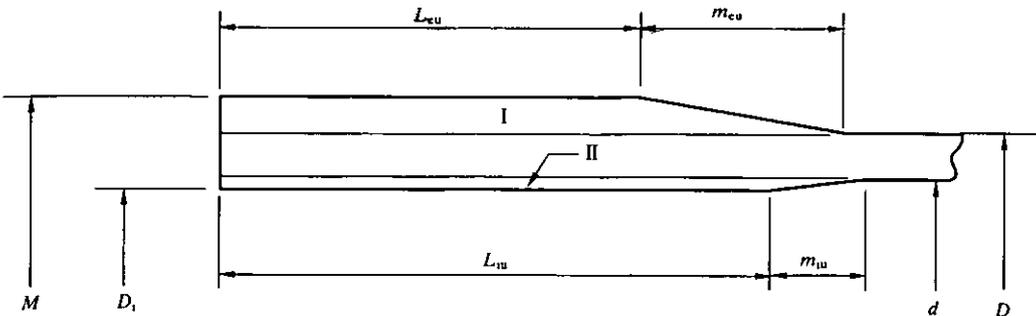


图 17 内螺纹加厚

$$\text{Vol. I} = 0.7854 L_{eu} M^2 + 0.2618 m_{eu} (D^2 + DM + M^2) - 0.7854 (L_{eu} + m_{eu}) D^2 \dots\dots\dots (121)$$

$$\text{Vol. II} = 0.7854 (L_{iu} + m_{iu}) d^2 - 0.7854 L_{iu} B^2 - 0.2618 m_{iu} (d^2 + dB + B^2) \dots\dots\dots (122)$$

$$W_{pu} = 0.2833 \text{Vol. (I + II)} \dots\dots\dots (123)$$

式中:

W_{pu} ——外螺纹加厚端的重量, 计算到 4 位小数, 单位为磅(lb)。

$$m_{eu} = 6(M - D) \dots\dots\dots (124)$$

$$m_{iu} = 6(d - D_i) \dots\dots\dots (125)$$

$$L_{eu} = 8.000 - m_{eu}, \text{对规格为}(5 \frac{1}{2} \sim 7 \frac{5}{8}) \text{in} \dots\dots\dots (126)$$

$$= 10.500 - m_{eu}, \text{对规格为}(8 \frac{5}{8} \sim 10 \frac{3}{4}) \text{in} \dots\dots\dots (127)$$

$$L_{iu} = 7.000, \text{对规格为}(5 \frac{1}{2} \sim 7 \frac{5}{8}) \text{in} \dots\dots\dots (128)$$

$$= 8.375, \text{对规格为}(8 \frac{5}{8} \sim 10 \frac{3}{4}) \text{in} \dots\dots\dots (129)$$

$$\text{Vol. I} = 0.7854 L_{eu} M^2 + 0.2618 m_{eu} (M^2 + MD + D^2) - 0.7854 (L_{eu} + m_{eu}) D^2 \dots\dots\dots (130)$$

$$\text{Vol. II} = 0.7854 (L_{iu} + m_{iu}) d^2 - 0.7854 L_{iu} D_i^2 - 0.2618 m_{iu} (D_i^2 + D_i d + d^2) \dots\dots\dots (131)$$

$$W_{bu} = 0.2833 (\text{Vol. I} + \text{Vol. II}) \dots\dots\dots (132)$$

式中:

W_{bu} ——内螺纹加厚端的重量, 计算到 4 位小数, 单位为磅(lb)。

8 伸长率

2 in 标距内的最小伸长率用式(133)计算:

$$e = 625000 \frac{A^{0.2}}{U^{0.9}} \dots\dots\dots (133)$$

式中:

e ——2 in 标距内的最小伸长率, 圆整到最接近的 0.5%;

A ——拉伸试样横截面积, 根据规定外径或公称试样宽度和规定壁厚计算, 圆整到最接近的 0.01 in², 但不超过 0.75 in²;

U ——规定抗拉强度, 单位为磅每平方英寸(psi)。

公式发表于 API Bul PS-1340, 并在 1967 年 6 月的标准化会议上被采纳。

9 压扁试验

9.1 套管和油管的压扁试验

套管和油管压扁试验板之间的距离用表 7 中所列公式计算, 圆整到 1 位小数。

表中 D 为管子的公称外径, t 为管子的公称壁厚, 单位均为英寸。H-40 钢级的压扁试验公式在 1939 年 5 月的标准化会议上被采纳。J-55、K-55、N-80、C-75 和 C-95 钢级的公式发表于 API Bul PS-1440 并在 1972 年 6 月的标准化会议上被采纳。L-80 钢级的公式发表于 API Bul PS-1487 并在 1974 年 6 月的标准化会议上被采纳。Q-125 钢级的公式发表于 API Bul PS-1736 并在 1984 年 6 月的标准化会议上被采纳。

表 7 压扁试验——试验板间距

钢级	D/t 比值	试验板间距离(最大值)/in
H-40	≥16	0.5 D
	<16	D (0.83—0.0206D/t)
J-55 和 K-55	≥16	0.65D
	3.93~16	D (0.98—0.0206D/t)
	<3.93	D (1.104—0.0518D/t)
N-80 ^a	9~28	D (1.074—0.0194D/t)
C-75 和 L-80	9~28	D (1.074—0.0194D/t)
C-95 ^a	9~28	D (1.080—0.0178D/t)
Q-125 ^b	所有比值	D (1.092—0.014D/t)

^a 如果 L-80 或 N-80 钢级的压扁试验在 12 点(最上点)或 6 点(最下点)破坏,压扁试验应继续进行,直到试样的其余部位在 3 点或 9 点破坏。在 12 点或 6 点的早期破坏不应作为拒收的理由。

^b 见 API Spec 5CT,压扁平板间距最小为 0.85D。

9.2 管线管的压扁试验

闪光焊、电阻焊和电感应焊管线管压扁试验板之间的距离用式(134)和(135)计算,并圆整到 1 位小数。

钢级小于 X-52:

$$S = \frac{3.07t}{0.07 + 3t/D} \quad \dots\dots\dots(134)$$

钢级大于或等于 X-52

$$S = \frac{3.05t}{0.05 + 3t/D} \quad \dots\dots\dots(135)$$

式中:

S——压扁板之间的距离,单位为英寸(in);

t——管子规定壁厚,单位为英寸(in);

D——管子规定外径,单位为英寸(in)。

压扁试验公式由焊接与焊接试验工作组推导,发表于 API Bul PS-1398,并在 1970 年 6 月的标准化会议上被采纳。

10 静水压试验压力

10.1 平端管、直连型套管和整体连接油管的静水压试验压力

平端管、直连型套管和整体连接油管的静水压试验压力根据式(136)计算,但 A-25 钢级的管线管、外径尺寸小于 2 3/8 in 的 A、B 钢级的管线管及外径尺寸不大于 6 3/8 in 的带螺纹和接箍的管线管的静水压试验压力则是任意确定的。

$$p = \frac{2St}{D} \quad \dots\dots\dots(136)$$

式中:

p——静水压试验压力,对管线管圆整到最接近的 10 psi,对套管和油管圆整到最接近的 100 psi;

S——环向应力,单位为磅每平方英寸(psi),其数值等于不同规格管子规定最小屈服强度乘以表 8 中的规定最小屈服强度百分数;

t ——规定壁厚,单位为英寸(in);

D ——规定外径,单位为英寸(in)。

表 8 试验压力公式系数

钢级	尺寸 in	计算 S 时规定最小 屈服强度百分数		试验压力 圆整值	最大试验压力 ^a psi	
		标准试验压力	选用试验压力		标准	选用
A 和 B	2 ½ ~ 3 ½	60	75	10	2 500	2 500
	> 3 ½	60	75	10	2 800	2 800
X 钢级	≤ 4 ½	60	75	10	3 000	3 000
	6 ¾ 和 8 ¾	75	b	10	3 000	b
	10 ¾ ~ 18	85	b	10	3 000	b
	≥ 20	90	b	10	3 000	b
H-40, J-55 和 K-55	≤ 9 ¾	80	80	100	3 000	10 000
	≥ 10 ¾	60	80	100	3 000	10 000
L-80 和 N-80	所有尺寸	80	b	100	10 000 ^c	b
C75	所有尺寸	80	b	100	10 000 ^c	b
C90	所有尺寸	80	b	100	10 000 ^c	b
C95	所有尺寸	80	b	100	10 000 ^c	b
P-105	所有尺寸	80	80	100	10 000 ^c	d
P-110	所有尺寸	80	80	100	10 000 ^c	d
Q-125	所有尺寸	80	80	100	10 000 ^c	d

a 更高试验压力由用户和生产厂商定;
 b 无选用试验压力;
 c 平端管最大试验压力为 3 000 psi;若用户和生产厂同意,可使用更高的压力;
 d 无最高试验压力,但不包括平端管,平端管可以试验到 3 000 psi 的压力,而且在用户和生产厂同意的情况下,可使用更高的压力。

10.2 带螺纹和接箍管子的静水压试验压力

带螺纹和接箍管子的静水压试验压力与平端管一样,但为了避免由于接箍内屈服压力不足而引起泄漏,或在 E_1 或 E_2 面内压泄漏抗力不足,应该使用较低压力。对应上述这两种情况下的压力分别由式(137)和(141)计算。

10.2.1 接箍内屈服压力

接箍的内屈服压力用式(137)计算,并圆整到最接近的 100 psi:

$$p = 0.8Y_c \left(\frac{W - d_1}{W} \right) \dots\dots\dots(137)$$

式中:

Y_c ——接箍最小屈服强度,单位为磅每平方英寸(psi);

W ——接箍公称外径,单位为英寸(in);

d_1 ——机紧位置外螺纹管端对应位置处接箍螺纹根部的直径,圆整到最接近的 0.001 in。

对于圆螺纹套管和油管:

$$d_1 = E_1 - (L_1 + A)T + H - 2S_m \quad \dots\dots\dots(138)$$

对于管线管:

$$d_1 = E_1 - (L_1 + A)T + H - 2f_m \quad \dots\dots\dots(139)$$

式中:

E_1 ——手紧面中径,单位为英寸(in);

L_1 ——管端至手紧面的距离,单位为英寸(in);

A ——手紧紧密距,单位为英寸(in);

T ——锥度;

0.062 5 in/in;

H ——齿高,单位为英寸(in);

0.032 1,对 27 牙/in;

0.048 1,对 18 牙/in;

0.061 9,对 14 牙/in;

0.075 3,对 11 1/2 牙/in;

0.086 60,对 10 牙/in;

0.108 25,对 8 牙/in;

S_m ——0.014 in,对 10 牙/in;

0.017 in,对 8 牙/in;

f_m ——0.001 2 in,对 27 牙/in;

0.001 8,对 18 牙/in;

0.002 4,对 14 牙/in;

0.002 9,对 11 1/2 牙/in;

0.004 1,对 8 牙/in。

对于偏梯形螺纹套管:

$$d_1 = E_7 - (L_7 + I)T + 0.062 \quad \dots\dots\dots(140)$$

式中:

E_7 ——中径,单位为英寸(in);

L_7 ——完整螺纹长度,单位为英寸(in)。

	尺寸		
	4 1/2 in	5~13 3/8 in	大于 13 3/8 in
$I=$	0.400 0	0.500	0.375
$T=$	0.062 5	0.062 5	0.083 3

式(137)的建立基于以下根据:即在机紧位置接箍静水压力的强度相当于对应于外螺纹管端处接箍螺纹根部最小屈服强度应力的 80%。此公式发表于 API Bul PS-1360,并按 1968 年的标准化会议采纳。

10.2.2 E_1 或 E_7 面处的内压泄漏抗力

E_1 或 E_7 面处的内压泄漏抗力由式(141)计算,并圆整到最接近的 100 psi。式(141)的建立基于以下根据:即圆螺纹在 E_1 面及偏梯形螺纹在 E_7 面处接箍最为薄弱,内压泄漏抗力最低;并且内压泄漏抗力等于由于上扣及内压本身所引起的管子和接箍螺纹之间的接触压力,其应力在弹性范围内。

$$p = ETNP(W^2 - E_s^2)/2E_sW^2 \quad \dots\dots\dots(141)$$

式中:

p ——内压泄漏抗力,单位为磅每平方英寸(psi),圆整到最接近的 10 psi;

E —— 30×10^6 ,弹性模量;

- T——螺纹锥度,单位为英寸每英寸(in/in);
 - 0.062 5,对于圆螺纹套管;
 - 0.062 5,对于尺寸不大于 13 3/8 in 的偏梯形螺纹套管;
 - 0.083 3,对于尺寸不小于 16 in 的偏梯形螺纹套管;
- N——上扣旋进圈数;
 - A,对于圆螺纹套管(API Spec 5B);
 - A+1 1/2,对于不大于 13 3/8 in 的偏梯形螺纹套管;
 - A+1,对于不小于 16 in 的偏梯形螺纹套管;
- P——螺距,单位为英寸(in);
 - 0.125,对于圆螺纹套管;
 - 0.200,对于偏梯形螺纹套管;
- W——接箍外径,单位为英寸(in);
- E_s——密封面处中径,单位为英寸(in);
 - E₁,in,对于圆螺纹套管;
 - E₇,in,对于偏梯形螺纹套管。

11 上扣扭矩(圆螺纹)

API RP 5C1 中所列的最佳上扣扭矩值(单位:ft-lb)是由式(40)确定的圆螺纹套管和油管计算滑脱强度值的 1%,并圆整到最接近的 10ft-lb。最小扭矩和最大扭矩分别取最佳扭矩值的 75%和 125%,并圆整到最接近的 10ft-lb。

在研究上扣扭矩时,API RP 5C1 的工作组观察到 API 圆螺纹连接滑脱强度公式中包含几种被认为影响上扣扭矩的变量。工作组调查了用修正的连接强度公式来建立扭矩值的可能性,他们发现,用计算得出的滑脱强度值除以 100 得到的扭矩值与采用 API 改进型螺纹脂得到的现场上扣试验扭矩值是大致相等的。

这种计算上扣扭矩的方法发表于 API Bul PS-1398,并在 1970 年 6 月被标准化会议采纳。后来,对于大管径(16 in~20 in)套管,其最佳与最大扭矩被取消,其最小扭矩取为滑脱强度的 1%。这种方法发表于 API Bul PS-1637,并在 1980 年 6 月被标准化会议采纳。

12 导向弯曲试验

埋弧焊管线管的导向弯曲试验的模具尺寸参考图 18,并由式(142)计算。

$$A = \frac{1.15(D - 2t)}{eD/t - 2e - 1} - t \quad \dots\dots\dots(142)$$

式中:

- 1.15——峰值系数;
- D——规定外径,单位为英寸(in);
- t——规定壁厚,单位为英寸(in);
- e——应变,单位为英寸每英寸(in/in);
 - 0.167 5,对于 A 钢级;
 - 0.137 5,对于 B 钢级;
 - 0.137 5,对于 X-42 钢级;
 - 0.132 5,对于 X-46 钢级;
 - 0.127 5,对于 X-52 钢级;
 - 0.120 0,对于 X-56 钢级;

- 0.112 5,对于 X-60 钢级;
- 0.110 0,对于 X-65 钢级;
- 0.102 5,对于 X-70 钢级;
- 0.090 0,对于 X-80 钢级。

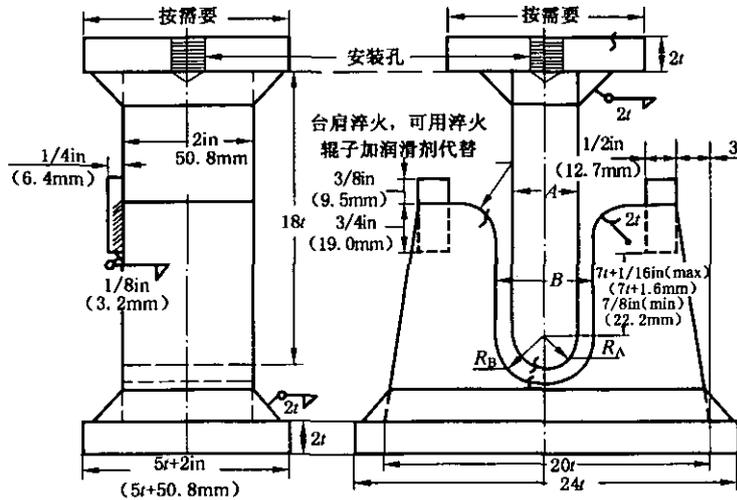


图 18 导向弯曲试验模具

图中:

R_A —— $\frac{1}{2}A$;

B —— $A + 2t + \frac{1}{8}in$;

R_B —— $\frac{1}{2}B$ 。

e 值根据 1967 年标准化会议报告 (API Bul PS-1340 第 4a 条) 所示的式 (143) 计算, 但 X-70 钢级的 e 值计算发表在 API Bul PS-1440, 并被 1972 年 6 月的标准化会议采纳。使用式 (143) 计算的 e 值圆整到最接近的 0.002 5 的整数倍, 但是 X-52 钢级和 X-56 钢级的 e 值需圆整到较高的 0.002 5 的整数倍。

$$e = 3000 \times \frac{(0.64)^{0.2}}{U_p^{0.9}} \dots\dots\dots (143)$$

式中:

e ——应变, 单位为英寸每英寸 (in/in);

U_p ——管子最小抗拉强度, 单位为磅每平方英寸 (psi)。

API Spec 5L 中尺寸 A 的值用式 (142) 计算, 并圆整到以下所示的相邻低一级标准值。

in	in	in	in
1.0	2.2	5.2	12.6
1.2	2.6	6.2	15.1
1.4	3.1	7.4	18.1
1.6	3.7	8.8	21.7
1.9	4.4	10.5	26.0
			31.2

导向弯曲试验公式的推导见 W. H. Thomas, A. B. Wilder 和 W. O. Clinedinst 于 1967 年 6 月向标准化会议提交的论文《焊管横向韧性要求发展》。

13 公制化

13.1 公制转换和计算

标准中的公制单位在文中以圆括号表示, 外径和壁厚均从英寸转换。对于外径小于 18 in 的管子,

其转换值圆整到最接近的 0.1 mm;对于外径不小于 18 in 的管子,其转换值圆整到最接近的 1.0 mm。壁厚圆整到最接近的 0.1 mm。

公制内径和通径通过公制外径和公制壁厚计算,并圆整到最接近的 0.1 mm。

公制平端重量通过下面公式由公制外径和公制壁厚计算,并圆整到最接近的 0.01 kg/m。

$$W_{pe} = 0.024\ 66(D-t)t$$

公制静水压试验压力由第 10 章中所示的公制外径、公制壁厚和公制纤维应力计算。

转换中用到的系数如下所示:

1 英寸(in)	=25.4 毫米(mm),准确值
1 英寸 ² (in ²)	=645.16 毫米 ² (mm ²),准确值
1 英尺(ft)	=0.304 8 米(m),准确值
1 磅(lb)	=0.453 59 千克(kg)
1 磅/英尺(lb/ft)	=1.488 2 千克/米(kg/m)
1 磅/英寸 ² (psi.)	=6.895 千帕(kPa)对于压力
	=0.006 895 兆帕(MPa)对于应力
1 英尺·磅(ft·lb)	=1.355 8 焦耳(J),对于冲击功
	=1.355 8 牛顿·米(N·m),对于扭矩

下面的公式被用于将华氏度(F)转换为摄氏度(°C):

$$^{\circ}\text{C} = (\text{F} - 32) \times 5/9$$

13.2 公制单位的圆整

公制单位根据 13.1 的内容进行计算和转换,并根据表 9 来确定小数位数。

14 计算精确度和圆整

14.1 精确度

在管子性能计算中,应取足够多的位数,以使最后一位进行圆整的位数后有一位数字。

14.2 中间圆整

在计算管子某些性能时,在得到最终结果前需进行中间圆整。若在管子某个特定性能计算中需要进行中间圆整,都有指示说明。例如,在计算偏梯形螺纹连接强度时,管子与接箍的横截面积在带入连接强度公式前都圆整到 3 位小数;在计算接箍横截面积前,与外螺纹管端对应处的接箍螺纹齿根的直径圆整到 3 位小数。

表 9 公制单位中的小数位数

性质	公制单位	小数位数
直径	mm	1
壁厚和缺陷尺寸	mm	1
加厚和接箍长度	mm	1
长度	m	2
重量	kg	2
重量/长度	kg/m	2
应力和拉伸强度	MPa	0
压力	kPa×100	0
导向弯曲度	mm	1

表 9(续)

性质	公制单位	小数位数
螺纹参数		
大径	mm	1
中径	mm	3
螺纹长度	mm	2
螺纹高度	mm	3
开槽深度	mm	1
J	mm	1

14.3 最终圆整

在一些较早的计算中,一般都删掉所保留最后位数外的所有位数而不进行圆整,直到1942年才采用了目前这种圆整方法。在1942年~1968年,使用的是旧的ASA(现在的ANSI)圆整方法。在这种方法中,所保留的最后一位数,当下一位数小于5时保持不变;如果大于5,则加1。当保留的最后一位数的后一位数是5而后面的数全是零时,则当保留的最后一位数是偶数时,保持不变;如果是奇数,则加1。

目前所采用的圆整规则中,当保留的最后一位数后的数不小于5时,保留的最后一位数加1;当保留的最后一位数后的数小于5时,所保留的最后一位数保持不变。这种方法因易于计算机程序处理而被采用。这种方法的计算机程序处理包括在所保留位数的后一位数的位列上加5,然后舍掉所保留最后一位数后的所有位数。

由于在处理浮点数时存在差异,在同一种圆整单位下所得到的最终计算值可能由于使用不同的电子计算机而发生变化。