32-E-107/108/201

1

D

2 : ( )

( ) 5

≥1200mm

3

4

5

6

1

1	/	32-E-201 BIU1000-3.62/2.79-312-5/19-4I 10# Q345R 312 2.22MPa 0.42MPa / 190/144 111/141 32-E-201 /	1	

2		32-E-107 AES1200-3.60/2.77-507-6/19-2I 20# Q345R 507 2.51MPa 1.64MPa / 27/109 186/112 32-E-107	1	
3		32-E-108 AES1350-2.04/1.87-660-6/19-2I 10# Q345R 658.7 1.85MPa 1.69MPa / 107/177 264/183 32-E-108	1	

2 3

90

1

2 GB/T151-2014 I

D+0.40 0 +0.30)

3 16Mn NB/T 47008-2008

4 GB9948-2013

5 100%PT

JB/T 4730.5-2005 I

NB/T47013 II

6 HG/T 20583-2011

7

8

9 JB/T4673-2003

10

11

12

13 18 12

1%

1		2C+1E	
2		2C+1E	
3		2C+1E	
4		2C+1E	
5		2C+1E	
6		2C+1E	
C— E—pdf			

1

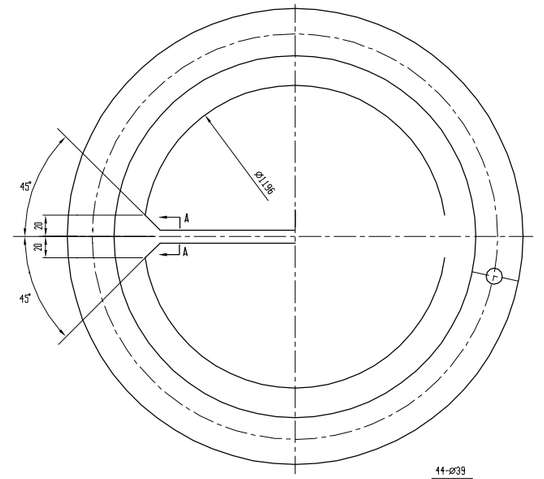
2

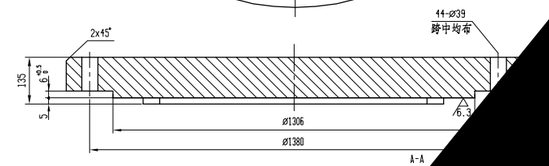
等长双头螺栓

等长双头螺栓

等长双头螺栓

名 称					
修改 DEV. NO.	说明 DESCRIPTION	设计 DRAWN	校核 CHKD.	APPR.	FINAL APPR.





3. 除注明者外，机加工面的自由尺寸允许偏差按GB/T1804中的m级

其余 25

修改 DESY. NO.	说明 DESCRIPTION	设计 DRAWN	校核 CHKD.	审核 APPR.	审定 FINAL APPR.	日期 ISSUE DATE
0	AFC					

设计阶段	计划号	合同号	
JD> DWG. NO.		张 SHEET	张 0

件号 ITEM NO.	比例 SCALE	名称 NAME
		圆钢Ø5

:

1 . .....(1)
2 . .....(2)
3 . .....(4)
4 . .....(5)
5 . .....(6)
6 . .....(9)
7 . .....(10)
8 . 1.....(11)
9 . .....(13)
10 . .....(14)
11 . .....(15)
12 . .....(16)

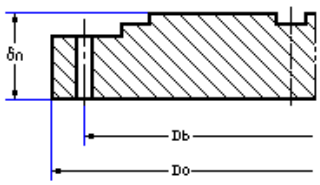
Di	mm		1200
	P	MPa	3.6
	T		131
		ϕ	1
	C2	mm	3
	P	MPa	2.77
	T		207
		ϕ	1
	C2	mm	3

:

:

简

计算项名称	管箱封头
管程设计压力P MPa	3.6
管程液柱静压力 MPa	0.000
管程计算压力Pc MPa	3.600
管程设计温度T ℃	131
公称 Di mm	1200
平 Do mm	1450.000
平 名称	16Mn[锻件]
平 钢 度 C1 mm	0
管板 度 量 mm	5.00
焊接接头系数	1
管箱内设置隔板	设置
平 名义 度δf mm	44
压力试验类型	液压
螺栓公称 dB mm	M36
螺距p mm	4
螺栓小 mm	31.67
螺栓光杆 d mm	31.67
螺栓孔 db mm	39
螺栓孔中心圆 Db mm	1380
螺栓数量n 个	44
螺栓	35CrMoA
垫片压紧面形状	GB150表9-1中1a-3
垫片 类型	平金属板内包石棉(铁或软钢)
垫片系数m	3.75
垫片密封比压y MPa	52.4
垫片接触面内 mm	1258
垫片接触面 mm	1306
垫片ω值	
垫片 度 mm	



结果:

1. 及性能参数:

常温下平	许用应力！ MPa	150.00
设计温度下平	许用应力" # MPa	148.14
设计温度下	弹性模量E MPa	201140
设计温度下螺栓	许用应力" # MPa	201.66
常温下螺栓	许用应力！ MPa	228.00

2.垫片数据

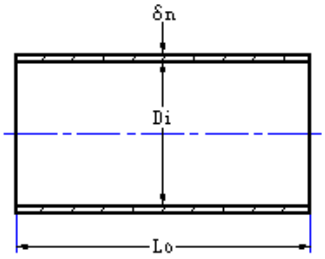
垫片基本密封宽度bo mm	12.00
垫片有效密封宽度b mm	8.76
垫片压紧力作用中心圆 $ mm	1288.47

垫片压紧力的力臂% mm	45.76
3.螺栓数据	
需要螺栓面积Am mm&	28012.39
实际螺栓面积' mm&	34643.24
螺栓面积	合格
预紧状态螺栓设计载荷 N (=0.5( )+')/" *	7142741.67
操作状态螺栓设计载荷 N +++p	5648978.98
预紧时结构特征系数K =1.78(%/(Pc,)	0.0756
操作时结构特征系数K =0.3+1.78(-/(.,)	0.3598
4.平 度	
预紧/=$[0 1/(! 2)3 mm	54.87
操作/=$[0 1/(" # 2)3 mm	120.47
平 中心处扰度 Y	1.5000
有隔板/=${[$/(4 5)][0.0435 6+0.5" 7 ' %/,]}8 mm	128.33
平 计算 度/ mm	128.33
平 名义 度9 mm	134
试验压力 MPa	4.56
平 重量 kg	1737.00
平 最大承受压力Pmax MPa	3.68
结论	平 校核合格

:

筒

计算项名称	管箱短节	
圆筒使用位置	浮头式,U形管及填函式	壳体
设计压力P MPa	3.6	
液柱静压力 MPa	0	
计算压力Pc MPa	3.600	
设计温度T ℃	131	
圆筒内 Di mm	1200	
	Q345R[钢板]	
裕量C2 mm	3	
钢 度 C1 mm	0	
焊接接头系数φ	1	
压力试验类型	液压	
圆筒计算长度L0 mm	620.000	
圆筒名义 度δn mm	20.00	

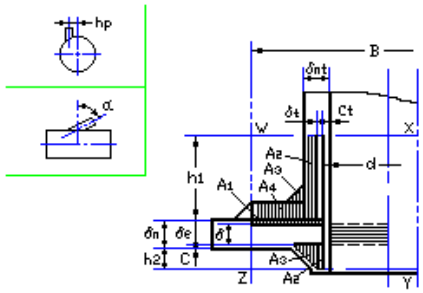


结果:

常温下 的许用应力[σ] MPa	163.00
校核温度下 的许用应力[σ]t MPa	163.00
圆筒 在试验温度下的屈服点σ_s MPa	325.00
圆筒有效 度δ_e mm	17
压力试验压力p_T MPa	4.50
圆筒最大承受内压力Pmax MPa	4.55
校核结果	合格
重量 kg	373.1

: 简

计算项名称	单层圆筒 孔补强
补强形式	补强圈
接管放置形式	插入式
接管内 Dti mm	255.000
接管	20(GB9948)[钢管]
接管 裕量Ct2	3.00
接管钢 度 Ct1	0.00
接管焊接接头系数φ	1.00
接管实际 伸高度H1 mm	100.00
接管实际内伸高度H2 mm	0.00
焊缝脚高K mm	1.000
接管轴线 壳体法线夹角α	0
接管 心距hp mm	0.00
补强圈	Q345R[钢板]
补强圈宽度B mm	480.000
补强圈名义 度δn mm	16.00
接管名义 度δn mm	9.00



结果:

设计温度下接管 的许用应力[σ]t MPa	133.90
设计温度下壳体 的许用应力[σ]t MPa	163.00
设计温度下补强圈 的许用应力[σ]t MPa	170.00
补强圈名义 度δbn mm	16.00
孔处壳体名义 度δ_n mm	20.00
孔处壳体计算 度δ mm	13.40
孔 d mm	261.00
强度削弱系数fr(平 为ν)	0.82
壳体有效补强范围B mm	522.0
接管 侧有效补强高度$h_1=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm	48.5
接管内侧有效补强高度$h_2=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm	0.0
壳体有效补强面积$A_1=(B-d)(\delta_e-\delta)-2\delta_{et}(\delta_e-\delta)(1-f_r)$ mm^2	932.0
接管有效补强面积$A_2=2h_1(\delta_{et}-\delta_t)f_r+2h_2(\delta_{et}-C_2)f_r$ mm^2	201.1
焊缝金属截面积A3 mm^2	1.0
补强圈补强面积 mm^2	3312.0
总补强面积Ae mm^2	4446
所需补强面积A mm^2	3526
结论	补强结构安全

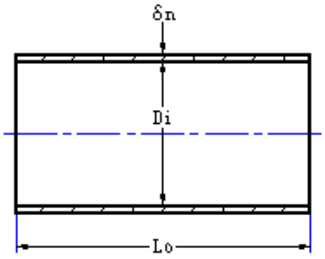
:

管板设计温度	207.00
管板 常温下许用应力 MPa	150.00
管板 设计温度下许用应力 MPa	134.16
设计温度下管板 弹性模量Ep MPa	195160
管 设计温度下许用应力 MPa	121.18
管 设计温度下屈服强度 MPa	193.20
设计温度下 管 弹性模量Et MPa	185580
2.计算DG,At,Dt,Al,a,β,Kt,	
垫片基本密封宽度bo mm	12.00
垫片有效密封宽度b mm	8.76
垫片压紧面中心圆 mm	1288.47
隔板 而未被支撑的面积Ad mm	29250.00
管板布管区面积At mm	946125.00
管板布管区当量 Dt mm	1097.56
管板布管区 孔后的面积A1 mm	527996.32
一根 管横截面积a mm	112.29
系数 = /	0.3120
管有效长度L mm	5777.00
管束模数 = /( )	4821.42
管束无量纲刚度	0.0618
管板刚度削弱系数η	0.4
管板强度削弱系数μ	0.4
3.计算 ,查图23得到C,查图24得到Gwe	
无量刚压力 = /(1.5)	0.0447
/	1.8691
系数 = /	0.8518
系数1/ρt	1.1739
系数C	0.4307
系数Gwe	3.5802
4.管板 度	
管板计算 度 = mm	99.98
管板名义 度	110
管板 度校核	合格
5. 管轴向应力σt,应满足:σt>0,σt≤ ; σt<0,σt≤[σ]cr	
系数 =(2 /	137.70
管回转半 =[+(-2 /4 mm	6.0355
管稳定许用压应力[σ]cr MPa	57.66
管轴向应力 =[-(-)(/)]/ MPa	
管程设计压力 壳程设计压力同时作用	10.81
只有管程设计压力,壳程设计压力为零	58.89
只有壳程设计压力,管程设计压力为零	-57.19
管轴向应力σt	合格
6. 管拉脱力q,应满足q≤[q]	

管许用拉脱力[q]	60.59
管拉脱力 = / MPa	31.57
管拉脱力q	合格
管程试验压力 MPa	5.03
壳程试验压力 MPa	3.87
管板重量 kg	1156.75
结论	管板校核合格

: 筒

计算项名称	壳体
圆筒使用位置	浮头式,U形管及填函式 壳体
设计压力P MPa	2.77
液柱静压力 MPa	0
计算压力Pc MPa	2.770
设计温度T ℃	207
圆筒内 Di mm	1200
	Q345R[钢板]
裕量C2 mm	3
钢 度 C1 mm	0
焊接接头系数φ	1
压力试验类型	液压
圆筒计算长度L0 mm	5137.000
圆筒名义 度δn mm	14.00



结果:

常温下 的许用应力[σ] MPa	170.00
校核温度下 的许用应力[σ]t MPa	168.00
圆筒 在试验温度下的屈服点σ_s MPa	345.00
圆筒有效 度δ_e mm	11
压力试验压力p_T MPa	3.50
圆筒最大承受内压力Pmax MPa	3.05
校核结果	合格
重量 kg	2153.2

:

:

简

计算项名称	单层圆筒 孔补强
补强形式	补强圈
接管放置形式	插入式
接管内 Dti mm	255.000
接管	20(GB9948)[钢管]
接管 裕量Ct2	3.00
接管钢 度 Ct1	0.00
接管焊接接头系数φ	1.00
接管实际 伸高度H1 mm	100.00
接管实际内伸高度H2 mm	0.00
焊缝脚高K mm	1.000
接管轴线 壳体法线夹角α	0
接管 心距hp mm	0.00
补强圈	Q345R[钢板]
补强圈宽度B mm	480.000
补强圈名义 度δn mm	11.00
接管名义 度δn mm	9.00

结果:

设计温度下接管 的许用应力[σ]t MPa 121.20

设计温度下壳体 的许用应力[σ]t MPa

设计温度下补强圈 的许用应力[σ]t MPa

补强圈名义 度δbn mm

孔处壳体名义 度δ_n mm

孔处壳体计算 度δ mm

孔 d mm

强度削弱系数fr(平 为v)

壳体有效补强范围B mm

接管 侧有效补强高度$h_1=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm

接管内侧有效补强高度$h_2=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm

壳体有效补强面积$A_1=(B-d)(\delta_e-\delta)-2\delta_{et}(\delta_e-\delta)(1-f_r)$ mm^2

接管有效补强面积$A_2=2h_1(\delta_{et}-\delta_t)f_r+2h_2(\delta_{et}-C_2)f_r$ mm^2

焊缝金属截面积A3 mm^2

补强圈补强面积 mm^2

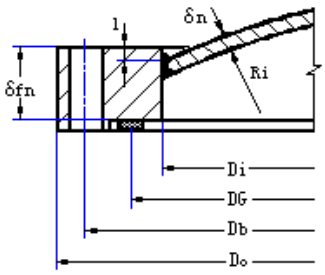
总补强面积Ae mm^2

所需补强面积A mm^2

结论

带 凸形 (d) :

: 带 凸形 (d)简



计算项名称	浮头 1
设计内压力Pi MPa	3.6
内液柱静压力 MPa	0.000
计算内压力Pic MPa	3.600
设计 压力Po MPa	2.77
液柱静压力 MPa	0.000
计算 压力Poc MPa	2.770
设计温度T ℃	207
封头	Q345R[钢板]
封头钢 度	0
裕量C2 mm	6
封头球面部分内半	900.000
封头装入法兰深度l mm	30.000
法兰	16Mn[锻件]
法兰内 Di mm	1152.00
法兰 Do mm	1280.00
压力试验类型	液压
法兰名义 度δf mm	190.00
螺栓公称 dB mm	M30
螺距p mm	3.5
螺栓小 mm	26.211
螺栓光杆 d mm	26.211
螺栓孔 db mm	33
螺栓孔中心圆 Db mm	1230
螺栓数量n 个	56
螺栓	35CrMoA
垫片压紧面形状	GB150表9-1中1a-3
垫片 类型	平金属板内包石棉(铁或软钢)
垫片系数m	3.75
垫片密封比压y MPa	52.4
垫片接触面内 mm	1156
垫片接触面 mm	1190
垫片ω值	
垫片 度δ_g mm	

结果:

工况	内压	压
设计温度下封头 的许用应力[σ]t MPa	157.32	157.32
常温下法兰 的许用应力[σ] MPa	150.00	150.00
设计温度下法兰 的许用应力[σ]t MPa	134.16	134.16
设计温度下螺栓 的许用应力[σ]t MPa	195.58	195.58
常温下螺栓 的许用应力[σ] MPa	228.00	228.00

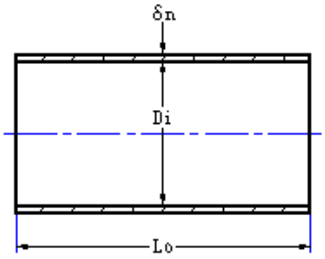
带 凸形 (d) :

封头名义 度δ_n mm	28.00 28.00
垫片压紧力作用中心圆 D_G mm	1175.25 1175.25
垫片有效密封宽度b mm	7.38 7.38
垫片基本密封宽度bo mm	8.50 8.50
流体引起的总轴向力 MPa $F=0.785D_G^2P_c$	3903291 3003366
操作状态下需要的最小垫片压紧力 MPa $F_P=6.28D_G b m P_c$	734942 565497
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_a=3.14 b D_G y$	1426331 1426331
操作状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_P=F+F_P$	4638233 3568863
预紧状态下需要的最小螺栓面积Am1 mm^2	6256 6256
操作状态下需要的最小螺栓面积$A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2	23715 6256
所需螺栓面积$A_p=W_P/[\sigma]_b^t$ mm^2	23715 6256
实际螺栓面积A_b mm^2	30201 30201
预紧状态螺栓设计载荷 N $W=(A_m+A_b)/2[\sigma]_b$	6146483 5523167
球壳中面切线语法兰 的夹角$\beta_1=\arcsin[0.5D_i/(R_i+0.5\delta)]$	(39¸ 39
法兰环内侧封头载荷引起的轴向分力 N $F_D=0.785D_i^2P_c$	3750396 2885721
轴向F_D的分力力臂 mm $L_D=(D_b-D_i)/2$	39.00 39.00
法兰环内侧封头载荷引起的轴向分力力矩 N.mm $M_D=F_D L_D$	146265440 112543130
垫片压紧力 N $F_G=F_P$	734942 565497
垫片压紧力力臂 mm $L_G=(D_b-D_G)/2$	27.38 27.38
垫片压紧力力矩 N.mm $M_G=F_G L_G$	20119873 15481125
轴向力之 N $F_T=F-F_D$	152895 117645
F_T作用力力臂 mm $L_T=0.5(L_G+L_D)$	33.19 33.19
F_T作用力产生的力矩 N.mm $M_T=F_T L_T$	5074306 3904397
法兰环内侧封头载荷引起的 向分力 N $F_r=F_D ctg\beta_1$	4595497 3535980
向分力F_r的力臂 mm $L_r=\delta_f/2-\delta/2\cos\beta_1-l$	47.80 47.80
法兰环内侧封头载荷引起的 向分力力矩 N.mm $M_r=L_r F_r$	219673063 169026218
操作状态下法兰总力矩Mp N.mm	48213443 134799297
预紧螺栓时法兰的受力 N $F_G=W$	6146483 5523167
预紧螺栓时法兰的受力力臂 mm $L_G=(D_b-D_G)/2$	27.38 27.38
预紧螺栓时法兰的受力力矩 N.mm $Ma=W L_G$	168267069 151203063
$J_a=(M_a/[\sigma]_f D_i)[(D+D_i)/(D-D_i)]$ mm^2	18501 16625
$J_p=(W_P/[\sigma]_f^t D_i)[(D+D_i)/(D-D_i)]$ mm^2	5927 16572
$L=P_c D_i(4R_i^2-D_i^2)0.5/[8[\sigma]_f^t(D-D_i)]$ mm^2	41.75 32.13
法兰计算 度$\delta_{fa}=J_a^{1/2}$ mm	136.02 128.94
法兰计算 度$\delta_{fp}=L+(J_p+L^2)^{1/2}$ mm	129.33 164.80
螺栓允许最大间距Lmax mm	298.67 298.67
螺栓允许最小间距Lmin mm	70.00 70.00
实际螺栓间距L mm	68.97 68.97
螺栓间距是否合格	不合格 不合格
法兰重量 kg	353.0 353.0
校核结果	校核合格

:

简

计算项名称	头 短节
圆筒使用位置	容 壳体
设计压力P MPa	2.77
液柱静压力 MPa	0
计算压力Pc MPa	2.770
设计温度T ℃	207
圆筒内 Di mm	1300.00
	Q345R[钢板]
裕量C2 mm	3
钢 度 C1 mm	0
焊接接头系数φ	1
压力试验类型	液压
圆筒计算长度L0 mm	200.000
圆筒名义 度δn mm	20.00



结果:

常温下 的许用应力[σ] MPa	163.00
校核温度下 的许用应力[σ]t MPa	157.30
圆筒 在试验温度下的屈服点σ_s MPa	325.00
圆筒有效 度δ_e mm	17
压力试验压力p_T MPa	3.59
圆筒最大承受内压力Pmax MPa	4.06
校核结果	合格
重量 kg	130.2

: 简

计算项名称	单层圆筒 孔补强
补强形式	增 接管壁
接管放置形式	插入式
接管内 Dti mm	18.500
接管	16Mn[锻件]
接管 裕量Ct2	3.00
接管钢 度 Ct1	0.00
接管焊接接头系数φ	1.00
接管实际 伸高度H1 mm	50.00
接管实际内伸高度H2 mm	0.00
焊缝脚高K mm	1.000
接管轴线 壳体法线夹角α	0
接管 心距hp mm	0.00
接管名义 度δn mm	12.000

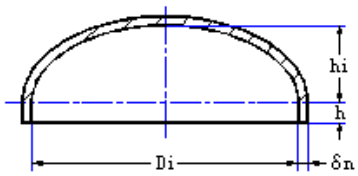
结果:

设计温度下接管 的许用应力[σ]' MPa
设计温度下壳体 的许用应力[σ]' MPa
设计温度下补强圈 的许用应力[σ]' MPa
补强圈名义 度δbn mm
孔处壳体名义 度δ_n mm
孔处壳体计算 度δ mm
孔 d mm
强度削弱系数fr(平 为ν)

椭 形 :

: 椭 形 简

计算项名称	头 封头
封头类型	按标准JB/T4746-EHA
设计压力P MPa	2.77
液柱静压力 MPa	0
计算压力Pc MPa	2.770
设计温度T ℃	207
椭圆形封头内 Di mm	1300.00
椭圆形封头形状系数K	1
椭圆形封头曲面深度hi mm	325.00
	Q345R[钢板]
裕量C2 mm	3
钢 度 C1 mm	0
焊接接头系数 φ	1
试验类型	液压
椭圆形封头名义 度 δn mm	18.00



结果:

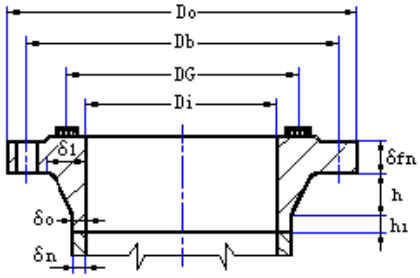
常温下 的许用应力[σ] MPa	163.00
校核温度下 的许用应力[σ]t MPa	157.30
椭圆形封头有效 度δ_e mm	15
椭圆形长短轴比值决定的系数K1	3.59
压力试验压力p_T MPa	3.61
椭圆形封头最大承受内压力[p_w]=2[σ]t $\delta_e \phi$ /($K D_i$+0.5δ_e) MPa	合格
校核结果	273.45
重量	

整 窄面 :

:

计算项名称	头 侧法兰
设计压力P MPa	3.600
液柱静压力 MPa	0.000
计算压力Pc MPa	3.600
设计温度T ℃	207.00
法兰	16Mn[锻件]
裕量C2 mm	3
法兰内 Di mm	1206
法兰 Do mm	1550
法兰颈部小端有效 度δ0 mm	13.000
法兰颈部大端有效 度δ1 mm	43.000
法兰颈部高度h mm	120.000
法兰相接圆筒	Q345R[钢板]
法兰相接圆筒名义 度δn mm	16.000
压力试验类型	液压
法兰名义 度δf mm	137.00
螺栓公称 dB mm	M36
螺距p mm	4
螺栓小 mm	31.67
螺栓光杆 d mm	31.67
螺栓孔 db mm	39
螺栓孔中心圆 Db mm	1480
螺栓数量n 个	52
螺栓	35CrMoA
垫片压紧面形状	GB150表9-1中1a-3
垫片 类型	平金属板内包石棉(铁或软钢)
垫片系数m	3.75
垫片密封比压y MPa	52.4
垫片接触面内 mm	1358
垫片接触面 mm	1406
垫片ω值	
垫片 度δg mm	

整 窄面 简



紧面形 简

结果:

常温下法兰 的许用应力[σ] MPa	150.00
设计温度下法兰 的许用应力[σ]t MPa	134.16
设计温度下筒体 的许用应力[σ]t MPa	168.04
设计温度下螺栓 的许用应力[σ]t MPa	195.58
常温下螺栓 的许用应力[σ] MPa	228.00
法兰有效 度δe mm	134.00
垫片有效密封宽度b mm	8.76
垫片基本密封宽度bo mm	12.00

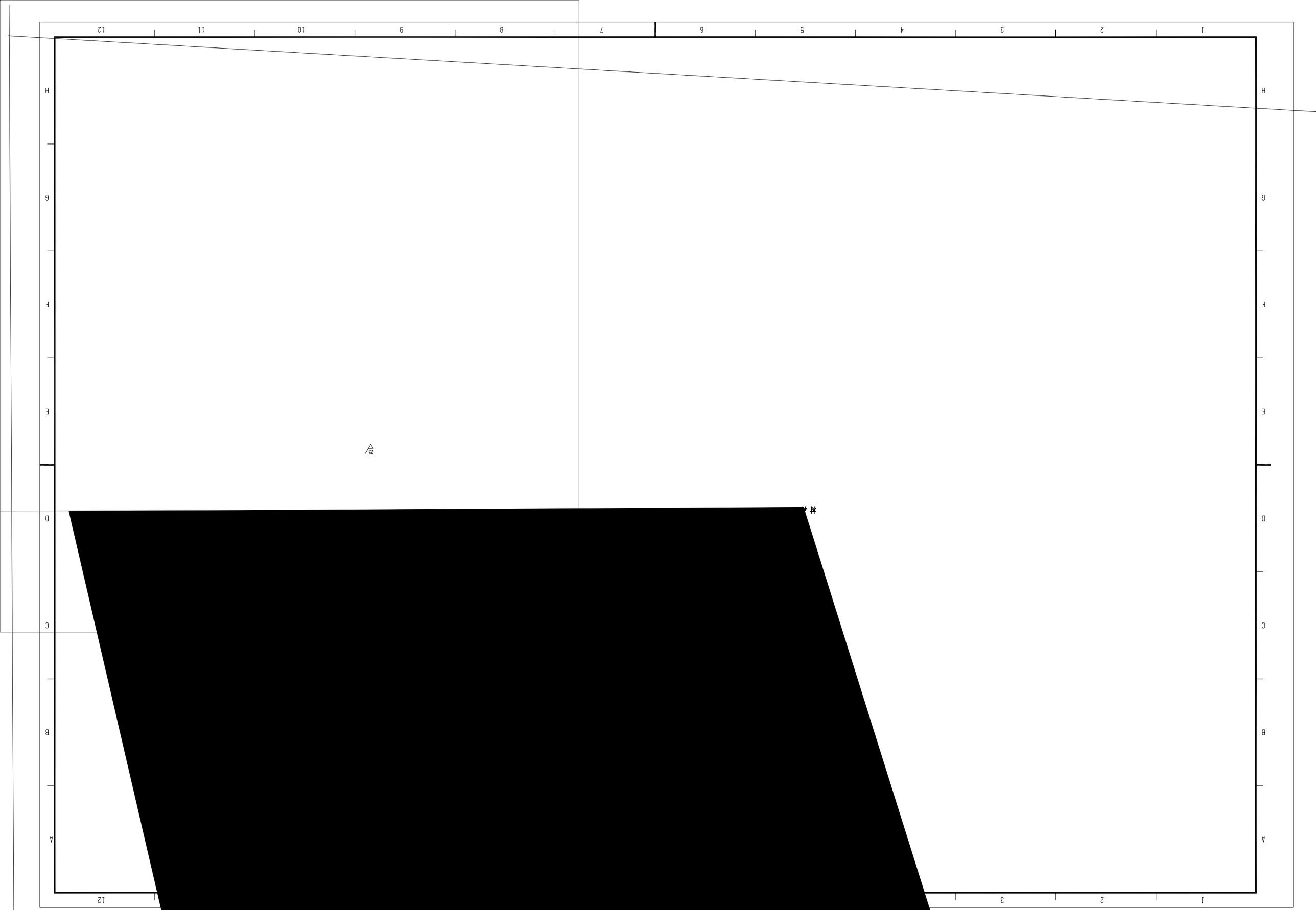
整 窄面 :

压紧面中心圆 D_G mm	1388.50
流体静压总轴向力 N $F=0.785D_G^2P_c$	5448114.02
流体轴向力 N $F_D=0.785D_i^2P_c$	4110236.14
力臂 L_D mm	
预紧状态下需要的最小垫片压紧力 N $F_G=F_a=3.14D_G b y$	2002207.55
力臂LG mm	45.76
操作状态下需要的最小垫片压紧力 N $F_P=6.28D_G b m P_c$	1031671.83
轴向力之 N $F_T=F-F_D$	
力臂LT mm	
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_a=F_a=3.14D_G b y$	
操作状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_P=F+F_P$	
预紧状态下需要的最小螺栓面积 $A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2	
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_P=W_P/[\sigma]_b^t$ mm^2	
实际螺栓面积 A_b mm^2	
预紧状态螺栓设计载荷 W N	
操作状态螺栓设计载荷 W N	
预紧状态法兰力矩 N.mm $M_a=[0.5(A_m+A_b)][\sigma]_b L_G$	
操作状态法兰力矩 N.mm $M_P=F_D L_D+F_T L_T+F_G L_G$	
法兰设计力矩 $M_o=\max\{M_a[\sigma]_f^t/[\sigma]_f, M_P\}$ N.mm	
[redacted]	
形状常数 $K=D_o/D_i$	
形状常数 T	
形状常数 Z=(K^2+1)/(K^2-1)	
形状常数 Y	
形状常数 U	
法兰系数 F_I	
法兰系数 V_I	
法兰系数 f	
形状常数 $e=F_I/h_o$	
形状常数 $d_1=U h_o \delta_o^2/V_I$	
Ψ 值 $\Psi=\delta_f e+1$	
β 值 $\beta=4\delta_f e/3+1$	
γ 值 $\gamma=\Psi/T$	
η 值 $\eta=\delta_f^3/d_1$	
λ 值 $\lambda=\gamma+\eta$	
$\sigma_H \leqslant 1.5[\sigma]_f^t$ 或$2.5[\sigma]^t$	
轴向应力 $\sigma_H=f M_o/(\lambda \delta_1^2 D_i)$ MPa	
轴向应力 σ_H 是否合格	
$\sigma_R \leqslant [\sigma]_f^t$	
向应力 $\sigma_R=(1.33\delta_f e+1)M_o/(\lambda \delta_f^2 D_i)$ MPa	
向应力 σ_R 是否合格	
$\sigma_T \leqslant [\sigma]_f^t$	
切向应力 $\sigma_T=Y M_o/(\delta_f^2 D_i)-Z\sigma_R$ MPa	

整 窄面 :

切向应力σ_T是否合格	合格
max{0.5(σ_H+σ_R),0.5(σ_H+σ_T)}≤[σ]^t_f	
综合应力 MPa 0.5(σ_H+σ_T)或0.5(σ_H+σ_R)的大值	133.81
综合应力是否合格	合格
螺栓间距:	
螺栓允许最大间距Smax mm	267.18
螺栓允许最小间距Smin mm	80.00
实际螺栓间距S mm	89.37
螺栓间距是否合格	合格
法兰允许承受的最大内压力Pmax MPa	3.60
校核结果	校核合格
法兰重量W Kg	903

等长双头螺
等长双头螺栓


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
A
B
C
D
E
F
G
H
25
#4

12 | 11 | 10

H

G

F

E

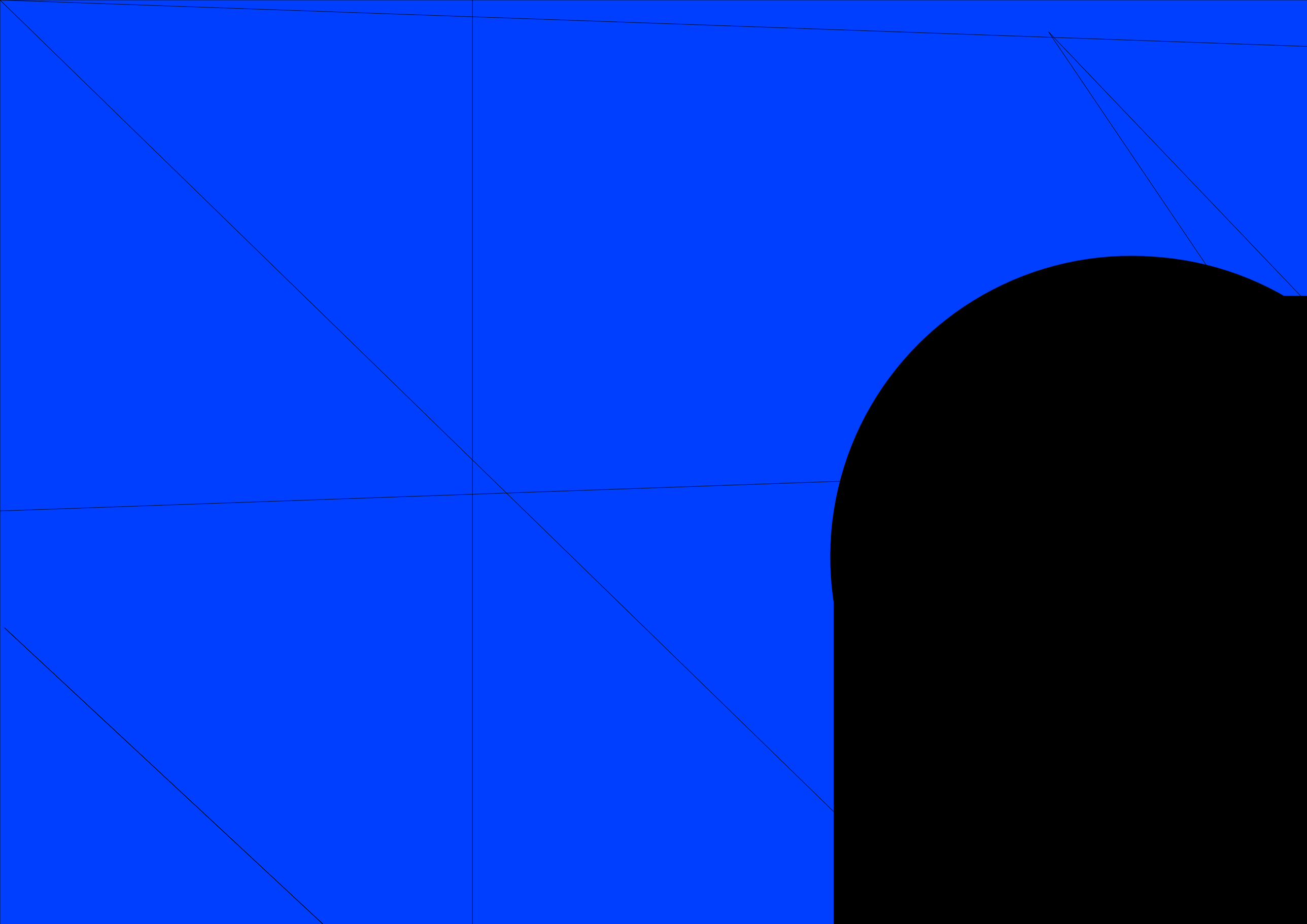
D

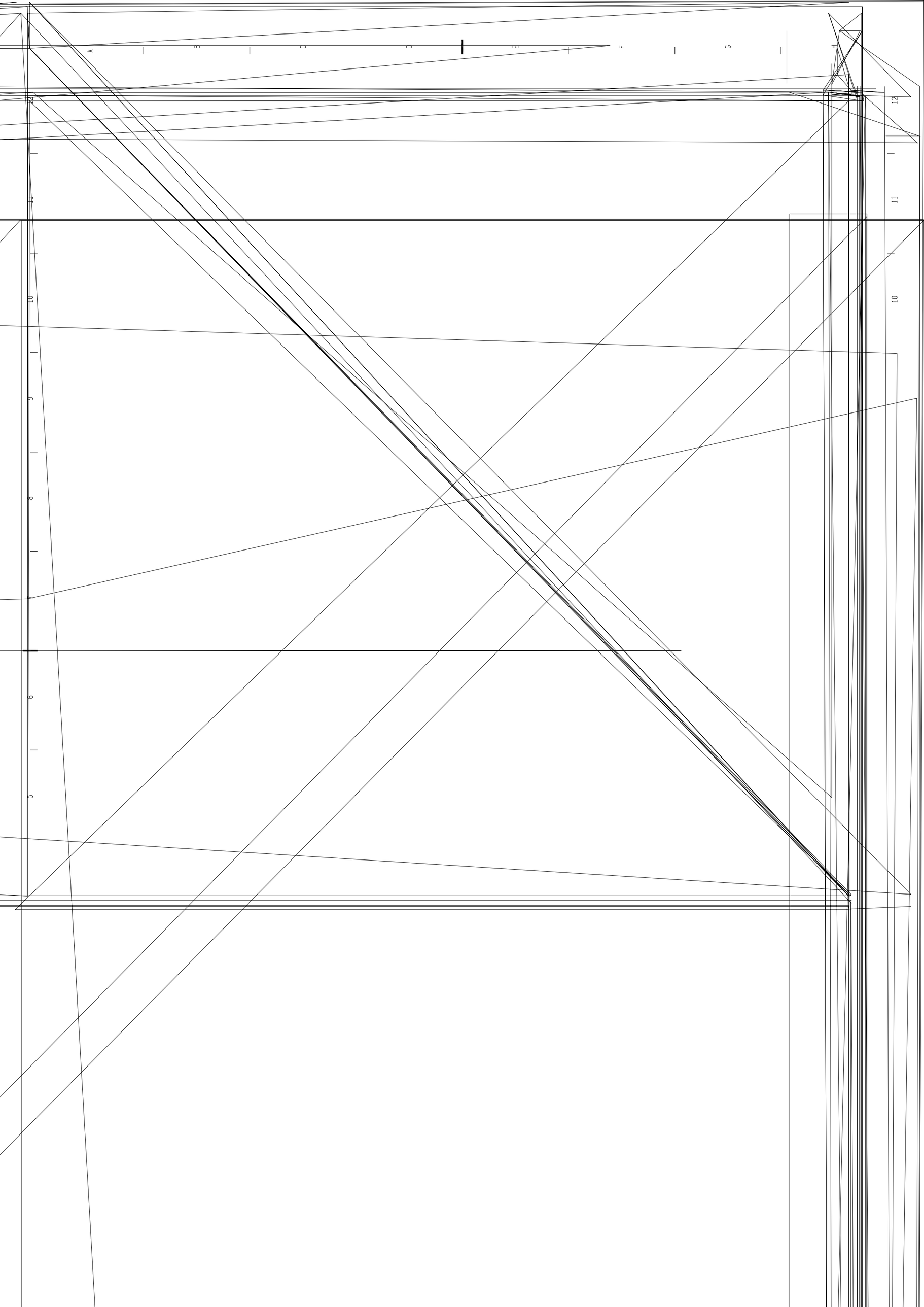
C

B

A

12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5




A
B
C
D
E
F
G
H
12
11
10
9
8
7
6
5

LANSYS PV1.2

: 80 / (PX)

: B

: 32-E-108

: FSHJ-9442-1

:

+ , $ -	+ , . / 0	+ , 1 2	) % .	) % 1 2	3 4
7			! 5 6 * :		
8 9					
: ;					
) %			< = *		

! > ? : @ A B C D E 7 3 F G H I J K

:

1 . .....(1)
2 . .....(2)
3 . .....(4)
4 . .....(5)
5 . .....(6)
6 . .....(9)
7 . .....(12)
8 . .....(15)
9 . .....(16)
10 . 1.....(17)
11 . .....(19)
12 . .....(22)
13 . .....(25)
14 . .....(26)

Di	mm		1350
	P	MPa	2.04
	T		204
		ϕ	1
	C2	mm	3
	P	MPa	1.87
	T		284
		ϕ	1
	C2	mm	3

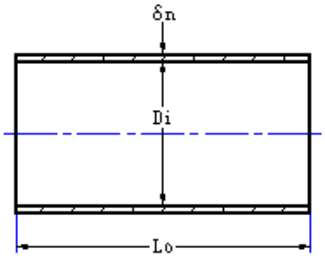
: 简

! f 0 g	L M N O
L h 7 S i P MPa	2.04
L h R j k S i MPa	0.000
L h ! S i Pc MPa	2.040
L h 7 l m T n	204
o p q J g r s Di mm	1350
t u v s Do mm	1595.000
t u w x 0 g	16Mn[P ( ]
t u a w y m z { | C1 mm	0
} ~ • 蚀与开槽 L 板 y m 附加量 mm	8.00
焊接接 O 系数	1
L M V 7 Q 隔板	7 Q
t u 0 义 y m δ f mm	60
S i 试验类型	R S
螺栓	M27
	3
	23.752
	23.752
	30
	1490
	60
	35CrMoA
	GB150 T 9-1 U 1a-3
	V W X Y Z [\ ] ^ (_ ` a b c d e)
	3
	69
	1387
	1427

垫片S紧i的i臂% mm	39.50
3.螺栓数#	
需要螺栓面积Am mm&	18502.88
实际螺栓面积' mm&	26571.82
螺栓面积	合格
预紧状态螺栓7 载荷 N (=0.5( )+')/" *	5138516.00
操作状态螺栓7 载荷 N +++p	3622124.44
预紧时结构特征系数K =1.78(%/(Pc,)	0.0630
操作时结构特征系数K =0.3+1.78(-/(.,)	0.3444
4.tuym	
预紧/=$[01/(!2)3 mm	41.32
操作/=$[01/(" #2)3 mm	101.98
tuU心处扰m Y	1.6875
H隔板/=${[$/(45)][0.04356+0.5" 7 ' %/,]}8 mm	114.61
tu !ym/ mm	114.61
tu0义ym9 mm	126
试验Si MPa	2.84
tu重量 kg	1976.29
tu最大承受SiPmax MPa	2.30
结论	tu8;合格

: 筒

! f 0 g	L M短节
圆筒使用？Q	浮O \ ,U形L及W函 \ o p q壳体
7 S iP MPa	2.04
R j k S i MPa	0
! S iPc MPa	2.040
7 l mT n	204
圆筒V sDi mm	1350
w x	Q345R[a板]
•蚀裕量C2 mm	3
a w y m z { | C1 mm	0
焊接接O系数φ	1
S i试验类型	R S
圆筒 ！长mLO mm	620.000
圆筒0义y m δn mm	14.00

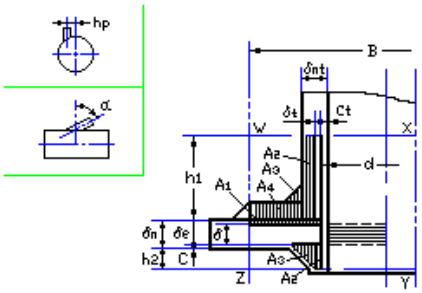


结果:

常l下w x的许用应i[σ] MPa	170.00
8 ; l m下w x的许用应i[σ]t MPa	168.90
圆筒w x在试验l m下的屈服 σ_s MPa	345.00
圆筒H效y m δ_e mm	11
S i试验S i p_T MPa	2.57
圆筒最大承受V S iPmax MPa	2.73
8 ;结	合格
重量 kg	292.0

: 简

! f 0 g	> 圆筒开孔
形\	加
接L Q形\	\
接L V s Dti mm	300.000
接L w x	20(GB8163)[a L]
接L • 蚀裕量Ct2	3.00
接L a w y m z { | Ct1	0.00
接L焊接接O系数φ	1.00
接L实际v mH1 mm	120.00
接L实际V mH2 mm	0.00
焊 K mm	1.000
接L 与壳体	0
接L {心距hp mm	0.00
w x	Q345R[a板]
宽mB mm	550.000
0义y m δn mm	6.00
接L 0义y m δn mm	10.000



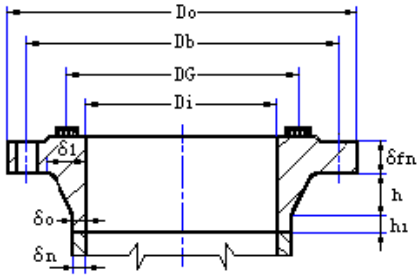
结果:

7 l m下接L w x的许用应i[σ]t MPa	122.00
7 l m下壳体w x的许用应i[σ]t MPa	168.90
7 l m下 w x的许用应i[σ]t MPa	168.90
0义y m δbn mm	6.00
开孔处壳体0义y m δ_n mm	14.00
开孔处壳体 ! y m δ mm	8.20
开孔r s d mm	306.00
m 系数fr(t u)	0.72
壳体H效 B mm	612.0
接L v H效 m $h_1=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm	55.3
接L V H效 m $h_2=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm	0.0
壳体H效 面积 $A_1=(B-d)(\delta_e-\delta)-2\delta_{et}(\delta_e-\delta)(1-f_r)$ mm^2	844.9
接L H效 面积 $A_2=2h_1(\delta_{et}-\delta_t)f_r+2h_2(\delta_{et}-C_2)f_r$ mm^2	357.1
焊]^ 面积A3 mm^2	1.0
面积 mm^2	1380.0
面积Ae mm^2	2583
需 面积A mm^2	2542
结论	结构

整 窄面 :

:

整 窄面 简



! f 0 g	L M
7 S i P MPa	2.04
R j k S i MPa	0.000
! S i Pc MPa	2.040
7 l m T n	204
w x	16Mn[P ( ]
• 蚀裕量C2 mm	3
V s Di mm	1356
v s Do mm	1545.000
小 H 效 y m δ 0 mm	11.000
大 H 效 y m δ 1 mm	29.000
m h mm	48.000
与 接圆筒 w x	Q345R[a 板]
与 接圆筒 0 义 y m δ n mm	14.00
S i 试验类型	R S
0 义 y m δ f mm	128.00
螺栓 J g r s dB mm	M27
螺距p mm	3
螺栓小 s mm	23.752
螺栓光杆 r s d mm	23.752
螺栓孔 r s db mm	30
螺栓孔 U 心圆 r s Db mm	1490
螺栓数量n 个	60
螺栓 w x	35CrMoA
垫片 S 紧面形状	GB150 T 9-1 U 1a-3
垫片 w x 类型	V W X Y Z [\ ] ^ (_ ` a b c d e)
垫片系数m	3
垫片密 N 比 Sy MPa	69
垫片接触面 V s mm	1387
垫片接触面 v s mm	1427
垫片 ω 值	
垫片 y m δg mm	

紧面形 简

结果:

常 l 下 w x 的许用应 i [σ] MPa	150.00
7 l m 下 w x 的许用应 i [σ]' MPa	134.52
7 l m 下筒体 w x 的许用应 i [σ]' MPa	168.88
7 l m 下螺栓 w x 的许用应 i [σ]' MPa	195.76
常 l 下螺栓 w x 的许用应 i [σ] MPa	228.00
H 效 y m δe mm	125.00
垫片 H 效密 N 宽 m b mm	8.00
垫片基 = 密 N 宽 m bo mm	10.00

整 窄面 :

S紧面U心圆r s D_G mm
体k S i N $F=0.785D_G^2P_c$
体 i N $F_D=0.785D_i^2P_c$
i臂 L_D mm
预紧状态下需要的最小垫片S紧i N $F_G=F_a=3.14D_G\ b\ y$
i臂LG mm
操作状态下需要的最小垫片S紧i N $F_P=6.28D_G\ b\ m\ P_c$
i | N $F_T=F-F_D$
i臂LT mm
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_a=F_a=3.14D_G\ b\ y$
操作状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_P=F+F_P$
预紧状态下需要的最小螺栓面积 $A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_P=W_P/[\sigma]_b^t$ mm^2
实际螺栓面积 A_b mm^2
预紧状态螺栓7 载荷 W N
操作状态螺栓7 载荷 W N
预紧状态 i N.mm $M_a=[0.5(A_m+A_b)][\sigma]_b L_G$
操作状态 i N.mm $M_P=F_D L_D+F_T L_T+F_G L_G$
7 i $M_o=\max\{M_a[\sigma]_f^t/[\sigma]_f \quad M_P\}$ N.mm
形状常数 $h_o=(D_i\delta_o)^{1/2}$ mm
形状常数 $K=D_o/D_i$
形状常数 T
形状常数 Z=(K^2+1)/(K^2-1)
形状常数 Y
形状常数 U
系数 F_I
系数 V_I
系数 f
形状常数 $e=F_I/h_o$
形状常数 $d_1=U\ h_o\delta_o^2/V_I$
Ψ值 $\Psi=\delta_f e+1$
QRM

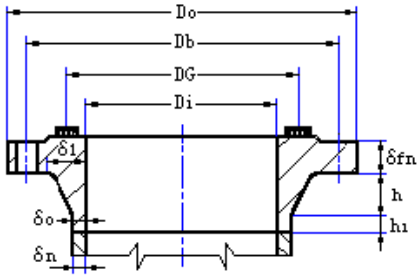
整 窄面 :

应 i σ_T 合格	合格
max{0.5(σ_H+σ_R),0.5(σ_H+σ_T)} [σ]$_f^t$	
合应 i MPa 0.5(σ_H+σ_T) b 0.5(σ_H+σ_R)的大值	124.24
合应 i 合格	合格
螺栓 距:	
螺栓 许最大 距Smax mm	274.29
螺栓 许最小 距Smin mm	62.00
实际螺栓 距S mm	77.98
螺栓 距 合格	合格
许承受的最大 V S i Pmax MPa	2.14
8 ; 结	8 ; 合格
重量W Kg	465

整 窄面 :

:

整 窄面 简



! f 0 g	L M
7 S i P MPa	2.04
R j k S i MPa	0.000
! S i Pc MPa	2.040
7 l m T n	284
w x	16Mn[P ( ]
• 蚀裕量C2 mm	3
V s Di mm	1356
v s Do mm	1545.000
小 H 效 y m δ 0 mm	11.000
大 H 效 y m δ 1 mm	29.000
m h mm	48.000
与 接圆筒 w x	Q345R[a 板]
与 接圆筒 0 义 y m δ n mm	14.00
S i 试验类型	R S
0 义 y m δ f mm	134.00
螺栓 J g r s dB mm	M27
螺距p mm	3
螺栓小 s mm	23.752
螺栓光杆 r s d mm	23.752
螺栓孔 r s db mm	30
螺栓孔 U 心圆 r s Db mm	1490
螺栓数量n 个	60
螺栓 w x	35CrMoA
垫片 S 紧面形状	GB150 T 9-1 U 1a-3
垫片 w x 类型	V W X Y Z [\ ] ^ (_ ` a b c d e)
垫片系数m	3
垫片密 N 比 Sy MPa	69
垫片接触面 V s mm	1387
垫片接触面 v s mm	1427
垫片 ω 值	
垫片 y m δg mm	

紧面形 简

结果:

常 l 下 w x 的许用应 i [σ] MPa	150.00
7 l m 下 w x 的许用应 i [σ]' MPa	120.16
7 l m 下筒体 w x 的许用应 i [σ]' MPa	147.84
7 l m 下螺栓 w x 的许用应 i [σ]' MPa	190.28
常 l 下螺栓 w x 的许用应 i [σ] MPa	228.00
H 效 y m δe mm	131.00
垫片 H 效密 N 宽 m b mm	8.00
垫片基 = 密 N 宽 m bo mm	10.00

整 窄面 :

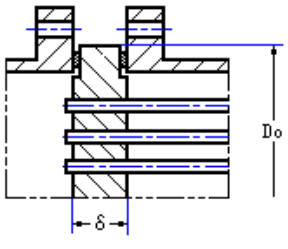
S紧面U心圆r s D_G mm
体k S i N $F=0.785D_G^2P_c$
体 i N $F_D=0.785D_i^2P_c$
i臂 L_D mm
预紧状态下需要的最小垫片S紧i N $F_G=F_a=3.14D_G\ b\ y$
i臂LG mm
操作状态下需要的最小垫片S紧i N $F_P=6.28D_G\ b\ m\ P_c$
i | N $F_T=F-F_D$
i臂LT mm
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_a=F_a=3.14D_G\ b\ y$
操作状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_P=F+F_P$
预紧状态下需要的最小螺栓面积 $A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_P=W_P/[\sigma]_b^t$ mm^2
实际螺栓面积 A_b mm^2
预紧状态螺栓7 载荷 W N
操作状态螺栓7 载荷 W N
预紧状态 i N.mm $M_a=[0.5(A_m+A_b)][\sigma]_b L_G$
操作状态 i N.mm $M_P=F_D L_D+F_T L_T+F_G L_G$
7 i $M_o=\max\{M_a[\sigma]_f^t/[\sigma]_f \quad M_P\}$ N.mm
形状常数 $h_o=(D_i\delta_o)^{1/2}$ mm
形状常数 $K=D_o/D_i$
形状常数 T
形状常数 Z=(K^2+1)/(K^2-1)
形状常数 Y
形状常数 U
系数 F_I
系数 V_I
系数 f
形状常数 $e=F_I/h_o$
形状常数 $d_1=U\ h_o\delta_o^2/V_I$
Ψ值 $\Psi=\delta_f e+1$
QRM

整 窄面 :

应 i σ_T 合格	合格
max{0.5(σ_H+σ_R),0.5(σ_H+σ_T)} [σ]$_f^t$	
合应 i MPa 0.5(σ_H+σ_T) b 0.5(σ_H+σ_R)的大值	114.42
合应 i 合格	合格
螺栓 距:	
螺栓 许最大 距Smax mm	284.57
螺栓 许最小 距Smin mm	62.00
实际螺栓 距S mm	77.98
螺栓 距 合格	合格
许承受的最大 V S i Pmax MPa	2.14
8 ; 结	8 ; 合格
重量W Kg	485

:

简

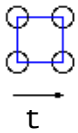


α型

紧面形状简

! f 0 g	浮O \ L板
L板与壳体L M 接 \	a
L h 7 S i Pt MPa	2.04
L h R j k S i MPa	0.000
L h ! S i Pct MPa	2.040
壳h 7 S i Ps MPa	1.87
壳h R j k S i MPa	0.000
壳h ! S i Pcs MPa	1.870
L h 7 l m n	204
壳h 7 l m n	284
Pt与Ps 时作用	_能
o p q J g r s Di mm	1350
L板v s Do mm	1425.000
L板w x	16Mn[P ( ]
L板w x z { | C1 mm	0
} ~ • 蚀与开槽L板y m附加量C2 mm	8.00
o p L与L板 接形\	焊接
S i试验类型	R S
o p q L	$ %
L h数	2
o p L v s mm	19.05
o p L y mm	2.11
o p L U心距 mm	25
L板L孔数 (个)	1902
o p L长m mm	6000
o p L w x	10(GB8163)[a L]
t隔板 L 数n_x ( )	20
r隔板 L 数n_y ( )	0
隔板 L U心距Sn mm	38
o p L受S 长m Lr mm	300
o p L 形\	形
垫片S紧面形状	3
垫片w x类型	V W X Y Z [\ ] ^ (_ ` a b c d e)
垫片系数m	3
垫片密N比Sy MPa	69
垫片接触面V s mm	1387
垫片接触面v s mm	1425
垫片ω值	
垫片y m mm	

排列形



结果:

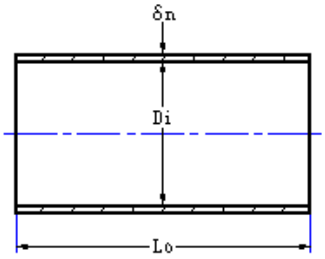
1. w x及性能参数:

L板7 l m	284.00
L板w x常l下许用应i MPa	150.00
L板w x 7 l m下许用应i MPa	120.16
7 l m下L板w x弹性模量Ep MPa	187280
o p L w x 7 l m下许用应i MPa	85.88
o p L w x 7 l m下屈服 m MPa	137.48
7 l m下o p L w x弹性模量Et MPa	180280
2. !DG,At,Dt,Al,a, ,Kt,	
垫片基=密N宽mbo mm	9.50
垫片H效密N宽mb mm	7.80
垫片S紧面U心圆r s mm	1409.40
}~隔板槽 的面积Ad mm	6500.00
L板 L 面积At mm	1195250.00
L板 L 量r sDt mm	1233.63
L板 L 开孔 的面积A1 mm	653136.34
o p L 面积a mm	112.29
系数 = /	0.3270
o p L H效长mL mm	5807.00
L 模数 = /( )	5374.86
L 量 m	0.0717
L板 m 系数	0.4
L板 m 系数	0.4
3. ! , 23 C, 24 Gwe	
量 S i = /(1.5)	0.0283
/	
系数 = /	0.8753
系数1/ t	1.1425
系数C	0.3942
系数Gwe	4.8595
4.L板y m	
L板 !y m = mm	
L板0义y m	
L板y m 8;	
5.o p L 应i t,应 : t>0, t ; t<0, t [ ]cr	
系数 =(2 /	
o p L s =[+(-2 /4 mm	
o p L 许用S应i[ ]cr MPa	
o p L 应i =[-(-)(/)]/ MPa	
L h 7 S i与壳h 7 S i 时作用	
H L h 7 S i,壳h 7 S i 零	
H壳h 7 S i,L h 7 S i 零	
o p L 应i t	
6.o p L拉脱i q,应 q [q]	

o p L 许用拉脱 i [q]	42.94
o p L 拉脱 i = / MPa	25.73
o p L 拉脱 i q	合格
L h 试验 S i MPa	3.18
壳 h 试验 S i MPa	2.92
L 板重量 kg	1189.36
结论	L 板 8 ; 合格

: 筒

! f 0 g	壳体
圆筒使用？Q	浮O \ ,U形L及W函 \ o p q壳体
7 SiP MPa	1.87
R j k S i MPa	0
! S i Pc MPa	1.870
7 l m T n	284
圆筒V s Di mm	1350
w x	Q345R[a板]
•蚀裕量C2 mm	3
a w y m z { | C1 mm	0
焊接接O系数φ	1
S i试验类型	R S
圆筒 ！长m LO mm	5600.000
圆筒0义y m δn mm	14.00

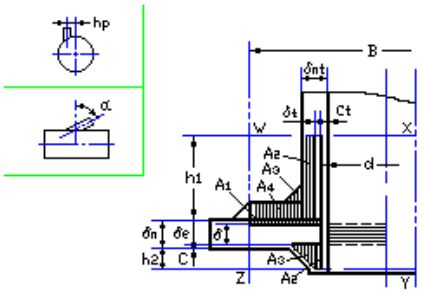


结果:

常l下w x的许用应i[σ] MPa	170.00
8 ; l m下w x的许用应i[σ]t MPa	147.80
圆筒w x在试验l m下的屈服 σ_s MPa	345.00
圆筒H效y m δ_e mm	11
S i试验S i p_T MPa	2.69
圆筒最大承受V S i Pmax MPa	2.39
8 ;结	合格
重量 kg	2637.2

: 简

! f 0 g	> 圆筒开孔
形\	加
接L Q形\	\
接L V s Dti mm	253.000
接L w x	20(GB8163)[a L]
接L •蚀裕量Ct2	3.00
接L a w y m z { |Ct1	0.00
接L焊接接O系数φ	1.00
接L实际v mH1 mm	250.00
接L实际V mH2 mm	0.00
焊 K mm	1.000
接L 与壳体	0
接L {心距hp mm	0.00
w x	Q345R[a板]
宽mB mm	500.000
0义y m δn mm	14.00
接L 0义y m δn mm	10.000

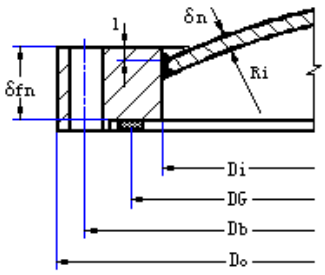


结果:

7 l m下接L w x的许用应i[σ]‘ MPa	103.90
7 l m下壳体w x的许用应i[σ]‘ MPa	147.80
7 l m下 w x的许用应i[σ]‘ MPa	147.80
0义y m δbn mm	14.00
开孔处壳体0义y m δ_n mm	14.00
开孔处壳体 ! y m δ mm	8.59
开孔r s d mm	259.00
m 系数fr(t u)	0.70
壳体H效 B mm	518.0
接L v H效 m $h_1=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm	50.9
接L V H效 m $h_2=(d\ \delta_{nt})^{1/2}$ mm	0.0
壳体H效 面积 $A_1=(B-d)(\delta_e-\delta)-2\delta_{et}(\delta_e-\delta)(1-f_r)$ mm^2	613.6
接L H效 面积 $A_2=2h_1(\delta_{et}-\delta_t)f_r+2h_2(\delta_{et}-C_2)f_r$ mm^2	336.3
焊]^ 面积A3 mm^2	1.0
面积 mm^2	3178.0
面积Ae mm^2	4129
需 面积A mm^2	2261
结论	结构

带 凸形 (d) :

: 带 凸形 (d)简



! f 0 g	浮O u1
7 V S iPi MPa	2.04
V R j k S i MPa	0.000
! V S iPic MPa	2.040
7 v S iPo MPa	1.87
v R j k S i MPa	0.000
! v S iPoc MPa	1.870
7 l mT n	284
N O w x	Q345R[a板]
N O a w y m z { |	0
•蚀裕量C2 mm	6
N O球面 分V s	900.000
N O装 深m l mm	28.000
w x	16Mn[P ( ]
V sDi mm	1294.00
v sDo mm	1430.00
S i试验类型	R S
0义y m δf mm	160.00
螺栓J g r sdB mm	M27
螺距p mm	3
螺栓小s mm	23.752
螺栓光杆r s d mm	23.752
螺栓孔r sdb mm	30
螺栓孔U心圆r sDb mm	1375
螺栓数量n 个	60
螺栓w x	35CrMoA
垫片S紧面形状	GB150T9-1U1a-3
垫片w x类型	V W X Y Z [\ ] ^(_ ` a b c d e)
垫片系数m	3
垫片密N比Sy MPa	69
垫片接触面V s mm	1312
垫片接触面v s mm	1332
垫片ω值	
垫片y m δg mm	

结果:

C况	V S	v S
7 l m下N O w x的许用应i[σ]t MPa	138.16	138.16
常l下 w x的许用应i[σ] MPa	150.00	150.00
7 l m下 w x的许用应i[σ]t MPa	120.16	120.16
7 l m下螺栓w x的许用应i[σ]t MPa	190.28	190.28
常l下螺栓w x的许用应i[σ] MPa	228.00	228.00

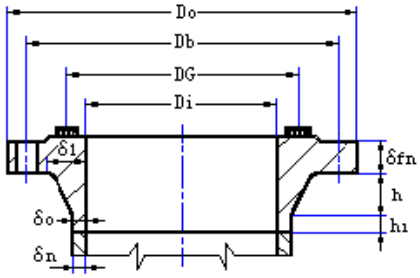
带 凸形 (d) :

ＮＯ０义ｙｍ δ_n mm	26.00 26.00
垫片Ｓ紧ｉ作用Ｕ心圆ｒｓ D_G mm	1322.00 1322.00
垫片Ｈ效密Ｎ宽ｍｂ mm	5.00 5.00
垫片基＝密Ｎ宽ｍｂｏ mm	5.00 5.00
体引起的 ｉ MPa $F=0.785D_G^2P_c$	2798741 2565513
操作状态下需要的最小垫片Ｓ紧ｉ MPa $F_P=6.28D_G b m P_c$	254046 232876
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 Ｎ $W_a=3.14 b D_G y$	1432123 1432123
操作状态下需要的最小螺栓载荷 Ｎ $W_P=F+F_P$	3052787 2798388
预紧状态下需要的最小螺栓面积Am1 mm^2	6281 6281
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2	16044 6281
需螺栓面积 $A_p=W_p/[\sigma]_b^t$ mm^2	16044 6281
实际螺栓面积 A_b mm^2	26572 26572
预紧状态螺栓７ 载荷 Ｎ $W=(A_m+A_b)/2[\sigma]_b$	4858164 4705750
球壳Ｕ面 语 ｏｒｓ的 $\beta_1=\arcsin[0.5D_i/(R_i+0.5\delta)]$ (45¸ 45	
环Ｖ ＮＯ载荷引起的 分ｉ Ｎ $F_D=0.785D_i^2P_c$	2681442 2457988
F_D的分ｉｉ臂 mm $L_D=(D_b-D_i)/2$	40.50 40.50
环Ｖ ＮＯ载荷引起的 分ｉｉ N.mm $M_D=F_D L_D$	108598393 99548527
垫片Ｓ紧ｉ Ｎ $F_G=F_P$	254046 232876
垫片Ｓ紧ｉｉ臂 mm $L_G=(D_b-D_G)/2$	26.50 26.50
垫片Ｓ紧ｉｉ N.mm $M_G=F_G L_G$	6732222 6171203
ｉ	Ｎ $F_T=F-F_D$	117299 107524
F_T作用ｉｉ臂 mm $L_T=0.5(L_G+L_D)$	33.50 33.50
F_T作用ｉ产生的ｉ N.mm $M_T=F_T L_T$	3929528 3602067
环Ｖ ＮＯ载荷引起的ｓ 分ｉ Ｎ $F_r=F_D ctg\beta_1$	2652078 2431071
ｓ 分ｉ F_r的ｉ臂 mm $L_r=\delta_f/2-\delta/2\cos\beta_1-l$	34.78 34.78
环Ｖ ＮＯ载荷引起的ｓ 分ｉｉ N.mm $M_r=L_r F_r$	92237566 84551102
操作状态下 ｉ Mp N.mm	27022577 49386595
预紧螺栓时 的受ｉ Ｎ $FG=W$	4858164 4705750
预紧螺栓时 的受ｉｉ臂 mm $L_G=(D_b-D_G)/2$	26.50 26.50
预紧螺栓时 的受ｉｉ N.mm Ma $=W L_G$	128741354 124702364
$J_a=(M_a/[\sigma]_f D_i)[(D+D_i)/(D-D_i)]$ mm^2	13284 12868
$J_p=(W_p/[\sigma]_f^t D_i)[(D+D_i)/(D-D_i)]$ mm^2	3481 6362
$L=P_c D_i(4R_i^2-D_i^2)0.5/[8[\sigma]_f^t(D-D_i)]$ mm^2	25.26 23.16
！ｙｍ $\delta_{fa}=J_a^{1/2}$ mm	115.26 113.44
！ｙｍ $\delta_{fp}=L+(J_p+L^2)^{1/2}$ mm	89.45 106.21
螺栓 许最大 距Lmax mm	257.58 257.58
螺栓 许最小 距Lmin mm	62.00 62.00
实际螺栓 距Ｌ mm	71.96 71.96
螺栓 距 合格	合格 合格
重量 kg	351.6 351.6
８；结	８；合格

整 窄面 :

:

整 窄面 简



! f 0 g	v O u
7 S i P MPa	1.87
R j k S i MPa	0.000
! S i Pc MPa	1.870
7 l m T n	284
w x	16Mn[P ( ]
• 蚀裕量C2 mm	3
V s Di mm	1356
v s Do mm	1665.000
小 H 效 y m δ 0 mm	11.000
大 H 效 y m δ 1 mm	48.000
m h mm	90.000
与 接圆筒 w x	Q345R[a 板]
与 接圆筒 0 义 y m δ n mm	14.00
S i 试验类型	R S
0 义 y m δ f mm	152.00
螺栓 J g r s dB mm	M30
螺距p mm	3.5
螺栓小 s mm	26.211
螺栓光杆 r s d mm	26.211
螺栓孔 r s db mm	33
螺栓孔 U 心圆 r s Db mm	1605
螺栓数量n 个	60
螺栓 w x	35CrMoA
垫片 S 紧面形状	GB150 T 9-1 U 1a-3
垫片 w x 类型	V W X Y Z [\ ] ^ (_ ` a b c d e)
垫片系数m	3
垫片密 N 比 Sy MPa	69
垫片接触面 V s mm	1488
垫片接触面 v s mm	1528
垫片 ω 值	
垫片 y m δg mm	

紧面形 简

结果:

常 l 下 w x 的许用应 i [σ] MPa	150.00
7 l m 下 w x 的许用应 i [σ]' MPa	120.16
7 l m 下筒体 w x 的许用应 i [σ]' MPa	147.84
7 l m 下螺栓 w x 的许用应 i [σ]' MPa	190.28
常 l 下螺栓 w x 的许用应 i [σ] MPa	228.00
H 效 y m δe mm	149.00
垫片 H 效密 N 宽 m b mm	8.00
垫片基 = 密 N 宽 m bo mm	10.00

整 窄面 :

S紧面U心圆r s D_G mm	1512.00
体k S i N $F=0.785D_G^2P_c$	3355940.09
体 i N $F_D=0.785D_i^2P_c$	2699172.51
i臂 L_D mm	100.50
预紧状态下需要的最小垫片S紧i N $F_G=F_a=3.14D_G b y$	2620901.67
i臂LG mm	46.50
操作状态下需要的最小垫片S紧i N $F_P=6.28D_G b m P_c$	426181.40
i	N $F_T=F-F_D$	656767.58
i臂LT mm	85.50
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_a=F_a=3.14D_G b y$	2620901.67
操作状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_P=F+F_P$	3782121.49
预紧状态下需要的最小螺栓面积 $A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2	11495.18
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_P=W_P/[\sigma]_b^t$ mm^2	19876.61
实际螺栓面积 A_b mm^2	32358.48
预紧状态螺栓7 载荷W N	5954800.13
操作状态螺栓7 载荷W N	3782121.49
预紧状态 i N.mm $M_a=[0.5(A_m+A_b)][\sigma]_b L_G$	276901555.66
操作状态 i N.mm $M_P=F_D L_D+F_T L_T+F_G L_G$	347238325.09
7 i $M_o=\max\{M_a[\sigma]_f^t/[\sigma]_f \quad M_P\}$ N.mm	347238325.09
形状常数 $h_o=(D_i\delta_o)^{1/2}$ mm	122.13
形状常数 $K=D_o/D_i$	1.23
形状常数 T	1.82761
形状常数 Z=$(K^2+1)/(K^2-1)$	4.93949
形状常数 Y	9.57579
形状常数 U	10.52
系数 F_I	0.73617
系数 V_I	0.07516
系数 f	3.63219
形状常数 $e=F_I/h_o$	0.00603
形状常数 $d_1=U h_o\delta_o^2/V_I$	2069044.40
Ψ值 $\Psi=\delta_f e+1$	1.89813
β值 $\beta=4\delta_f e/3+1$	2.19750
γ值 $\gamma=\Psi/T$	1.03858
η值 $\eta=\delta_f^3/d_1$	1.59878
λ值 $\lambda=\gamma+\eta$	2.63736
σ_H 1.5$[\sigma]_f^t$ b 2.5$[\sigma]^t$	
应i $\sigma_H=f M_o/(\lambda\delta_1^2 D_i)$ MPa	153.07
应i σ_H 合格	合格
σ_R $[\sigma]_f^t$	
s 应i $\sigma_R=(1.33\delta_f e+1)M_o/(\lambda\delta_f^2 D_i)$ MPa	9.61
s 应i σ_R 合格	合格
σ_T $[\sigma]_f^t$	
应i $\sigma_T=\gamma M_o/(\delta_f^2 D_i)-Z\sigma_R$ MPa	62.98

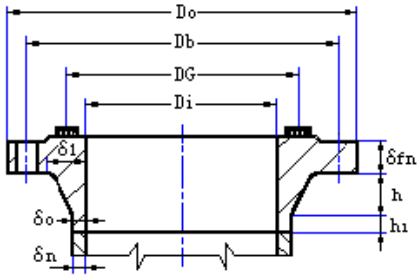
整 窄面 :

应i σ_T 合格	合格
max{0.5(σ_H+σ_R),0.5(σ_H+σ_T)} [σ]$_f^t$	
合应i MPa 0.5(σ_H+σ_T)b0.5(σ_H+σ_R)的大值	108.02
合应i 合格	合格
螺栓 距:	
螺栓 许最大 距Smax mm	321.43
螺栓 许最小 距Smin mm	70.00
实际螺栓 距S mm	84.00
螺栓 距 合格	合格
许承受的最大VSiPmax MPa	2.07
8;结	8;合格
重量W Kg	965

整 窄面 :

:

整 窄面 简



! f 0 g	v O u
7 S i P MPa	1.87
R j k S i MPa	0.000
! S i Pc MPa	1.870
7 l m T n	284
w x	16Mn[P ( ]
• 蚀裕量C2 mm	3
V s Di mm	1456
v s Do mm	1665.000
小 H 效 y m δ 0 mm	13.000
大 H 效 y m δ 1 mm	29.000
m h mm	48.000
与 接圆筒 w x	Q345R[a 板]
与 接圆筒 0 义 y m δ n mm	16.00
S i 试验类型	R S
0 义 y m δ f mm	138.00
螺栓 J g r s dB mm	M30
螺距p mm	3.5
螺栓小 s mm	26.211
螺栓光杆 r s d mm	26.211
螺栓孔 r s db mm	33
螺栓孔 U 心圆 r s Db mm	1605
螺栓数量n 个	60
螺栓 w x	35CrMoA
垫片 S 紧面形状	GB150 T 9-1 U 1a-3
垫片 w x 类型	V W X Y Z [\ ] ^ (_ ` a b c d e)
垫片系数m	3
垫片密 N 比 Sy MPa	69
垫片接触面 V s mm	1488
垫片接触面 v s mm	1528
垫片 ω 值	
垫片 y m δg mm	

紧面形 简

结果:

常 l 下 w x 的许用应 i [σ] MPa	150.00
7 l m 下 w x 的许用应 i [σ]' MPa	120.16
7 l m 下筒体 w x 的许用应 i [σ]' MPa	147.84
7 l m 下螺栓 w x 的许用应 i [σ]' MPa	190.28
常 l 下螺栓 w x 的许用应 i [σ] MPa	228.00
H 效 y m δe mm	135.00
垫片 H 效密 N 宽 m b mm	8.00
垫片基 = 密 N 宽 m bo mm	10.00

整 窄面 :

S紧面U心圆r s D_G mm	1512.00
体k S i N $F=0.785D_G^2P_c$	3355940.09
体 i N $F_D=0.785D_i^2P_c$	3111960.05
i臂 L_D mm	60.00
预紧状态下需要的最小垫片S紧i N $F_G=F_a=3.14D_G b y$	2620901.67
i臂LG mm	46.50
操作状态下需要的最小垫片S紧i N $F_P=6.28D_G b m P_c$	426181.40
i	N $F_T=F-F_D$	243980.04
i臂LT mm	60.50
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_a=F_a=3.14D_G b y$	2620901.67
操作状态下需要的最小螺栓载荷 N $W_P=F+F_P$	3782121.49
预紧状态下需要的最小螺栓面积 $A_a=W_a/[\sigma]_b$ mm^2	11495.18
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_P=W_P/[\sigma]_b^t$ mm^2	19876.61
实际螺栓面积 A_b mm^2	32358.48
预紧状态螺栓7 载荷W N	5954800.13
操作状态螺栓7 载荷W N	3782121.49
预紧状态 i N.mm $M_a=[0.5(A_m+A_b)][\sigma]_b L_G$	276901555.66
操作状态 i N.mm $M_P=F_D L_D+F_T L_T+F_G L_G$	221296139.03
7 i $M_o=\max\{M_a[\sigma]_f^t/[\sigma]_f \quad M_P\}$ N.mm	221816606.19
形状常数 $h_o=(D_i\delta_o)^{1/2}$ mm	137.58
形状常数 $K=D_o/D_i$	1.14
形状常数 T	1.86113
形状常数 Z=$(K^2+1)/(K^2-1)$	7.49999
形状常数 Y	14.51686
形状常数 U	15.95
系数 F_I	0.85769
系数 V_I	0.26010
系数 f	2.29840
形状常数 $e=F_I/h_o$	0.00623
形状常数 $d_1=U h_o\delta_o^2/V_I$	1426013.22
Ψ值 $\Psi=\delta_f e+1$	1.84161
β值 $\beta=4\delta_f e/3+1$	2.12215
γ值 $\gamma=\Psi/T$	0.98951
η值 $\eta=\delta_f^3/d_1$	1.72535
λ值 $\lambda=\gamma+\eta$	2.71486
σ_H $1.5[\sigma]_f^t$ b $2.5[\sigma]^t$	
应i $\sigma_H=f M_o/(\lambda\delta_1^2 D_i)$ MPa	153.36
应i σ_H 合格	合格
σ_R $[\sigma]_f^t$	
s 应i $\sigma_R=(1.33\delta_f e+1)M_o/(\lambda\delta_f^2 D_i)$ MPa	6.53
s 应i σ_R 合格	合格
σ_T $[\sigma]_f^t$	
应i $\sigma_T=\gamma M_o/(\delta_f^2 D_i)-Z\sigma_R$ MPa	72.34

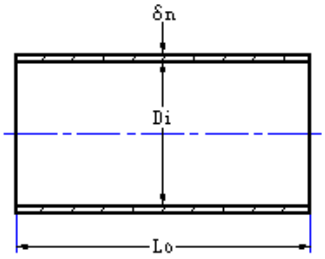
整 窄面 :

应 i σ_T 合格	合格
max{0.5(σ_H+σ_R),0.5(σ_H+σ_T)} [σ]^t_f	
合应 i MPa 0.5(σ_H+σ_T) b 0.5(σ_H+σ_R)的大值	112.85
合应 i 合格	合格
螺栓 距:	
螺栓 许最大 距Smax mm	297.43
螺栓 许最小 距Smin mm	70.00
实际螺栓 距S mm	84.00
螺栓 距 合格	合格
许承受的最大 V S i Pmax MPa	1.97
8 ; 结	8 ; 合格
重量W Kg	591

:

简

！f 0 g	ｖ O u短节
圆筒使用？Q	容q壳体
7 S iP MPa	1.87
R j k S i MPa	0
！S iPc MPa	1.870
7 l mT n	284
圆筒Ｖ s Di mm	1450.00
w x	Q345R[ａ板]
•蚀裕量C2 mm	3
a w y m z { | C1 mm	0
焊接接O系数φ	1
S i试验类型	R S
圆筒 ！长mLO mm	300.000
圆筒0义y m δn mm	16.00

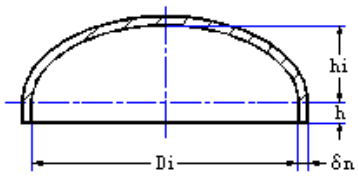


结果:

常l下w x的许用应i[σ] MPa	170.00
8 ; l m下w x的许用应i[σ]t MPa	147.80
圆筒w x在试验l m下的屈服 σ_s MPa	345.00
圆筒H效y m δ_e mm	13
S i试验S i p_T MPa	2.69
圆筒最大承受Ｖ S iPmax MPa	2.63
8 ;结	合格
重量 kg	173.5

椭 形 :

: 椭 形 简



! f 0 g	v O u N O
N O类型	按$ %JB/T4746-EHA
7 SiP MPa	1.87
R j k S i MPa	0
! S iPc MPa	1.870
7 l mT n	284
椭圆形N O V sDi mm	1450.00
椭圆形N O形状系数K	1
椭圆形N O曲面深mhi mm	362.50
w x	Q345R[a板]
•蚀裕量C2 mm	3
a w y m z { |C1 mm	0
焊接接O系数φ	1
试验类型	R S
椭圆形N O 0义y m δn mm	14

结果:

常l下w x的许用应i[σ] MPa	170.00
8 ; l m下w x的许用应i[σ]' MPa	147.80
椭圆形N O H效y m δ_e mm	11
}椭圆形长短 比值决 的系数K1	0.90
S i试验S i p_T MPa	2.69
椭圆形N O最大承受V S i $[p_w]=2[\sigma]^t\delta_e\phi/(KD_i+0.5\delta_e)$ MPa	2.23
8 ;结	合格
重量	260.49

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

A !"#

B

H

D AFC

说明
DESCRIPTION

重整汽油分离器(32-E-201)设备

BIU1000-3.62/2.79-312-5/19-4I

FSHJ-9749-1

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

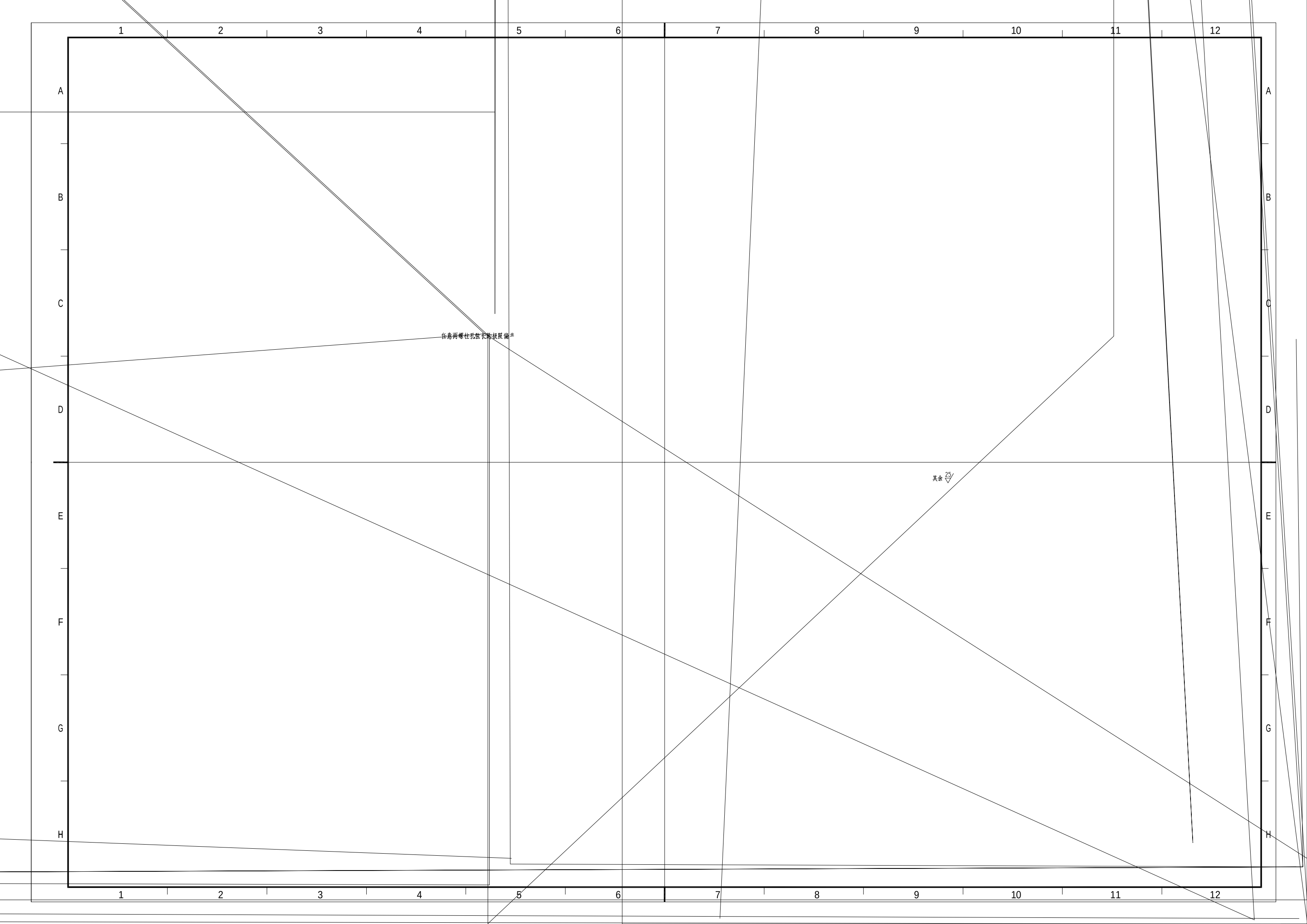
腾龙芳烃(漳州)有限公司

厦门腾龙80万吨/年对二甲苯(PX)及配套工程

零部件图

FSHJ-9449-2

ITEM NO.	SCALE	NAME	MATERIAL	质量 MASS


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
A
B
C
D
E
F
G
H
任意两螺柱孔连长均按照偏*
其余 25