

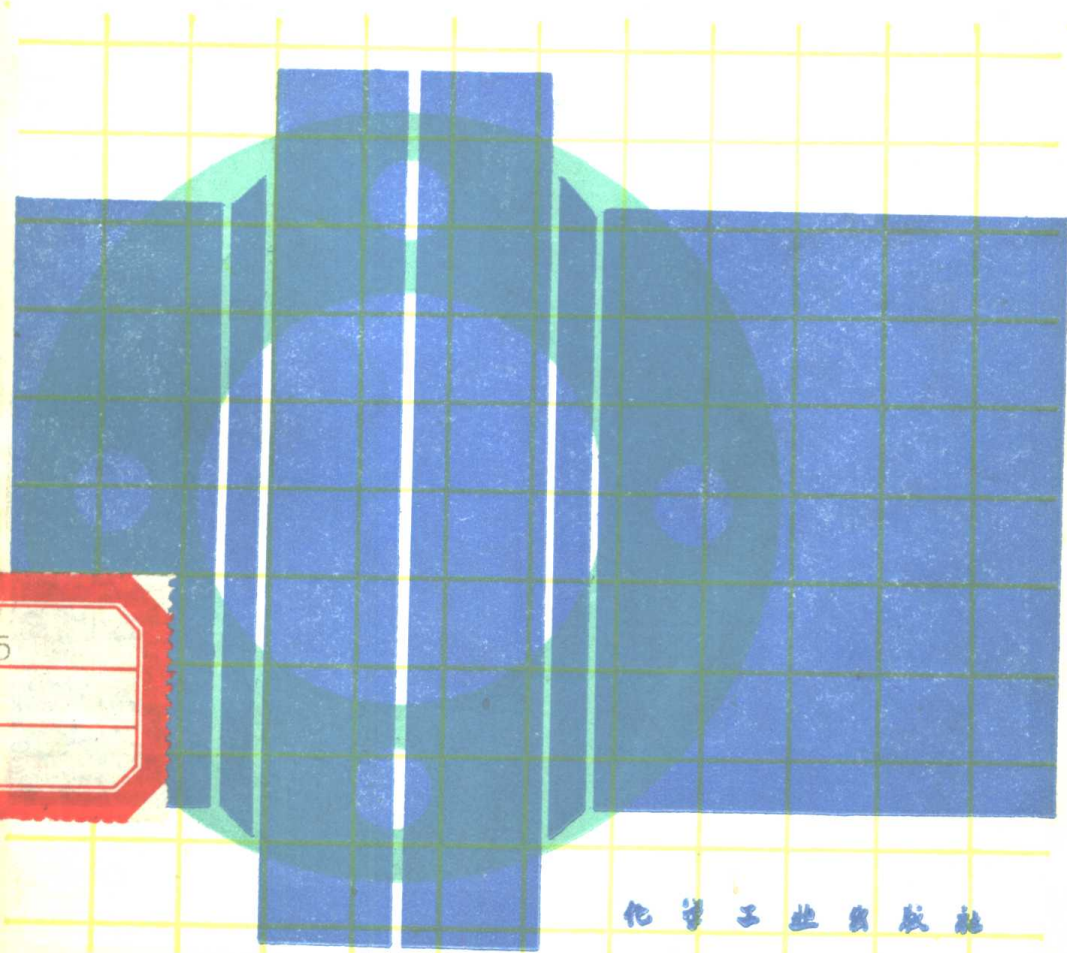
法兰连接设计计算手册

第二版

〔苏联〕

А·А·沃洛希恩 著
Г·Т·格里戈尔耶夫

著



化学工业出版社

法兰连接设计计算手册

第 二 版

〔苏联〕 A. A. 沃洛希恩 著
Г. Т. 格里戈尔耶夫
汪子云 胡再华 译

化 学 工 业 出 版 社

А. А. ВОЛОДИН Г. Т. ГРИГОРЬЕВ
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
СПРАВОЧНИК
ВТОРОЕ ИЗДАНИЕ
Машиностроение 1979
法兰连接设计计算手册

第二版

汪子云 胡再华 译

责任编辑：任文斗

封面设计：许立

化学工业出版社出版

(北京和平里七区十六号楼)

化学工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ 印张 $4^{7/8}$ 字数103千字印数1—15,000

1984年7月北京第1版1984年7月北京第1次印刷

统一书号15063·3599定价0.53元

内 容 提 要

手册的内容包括圆形、矩形和带回转螺栓的法兰连接,以及卡箍连接结构和各种管子连接结构的设计资料。提出了在任何介质、压力和温度下工作的管道、容器和设备的法兰连接计算方法。本书既阐明了管道法兰、容器和设备法兰、卡箍连接和其它管子连接结构以及螺栓强度的计算方法,也叙述了这些连接结构的密封计算方法。

与第一版(1972年)比较,本版补充了比法兰连接更为先进的各种管子的紧密式可拆连接计算资料,并充实了化工容器和设备的法兰连接的结构设计特点。

本书可供从事化工管路、容器和设备的法兰连接设计计算的工程技术人员使用、参考。

在本书的译、校过程中,承北京外语学院分院汪怡老师协助,谨此致谢。

序 言

本手册能解答结构设计人员提出的众多的课题，且便于读者理解。手册中所述的法兰计算方法，综合考虑了作用于法兰连接上的外加载荷、法兰的结构特点和刚性。按此计算所得的结果与苏联及其它国家的研究人员所得的大量实验数据（对内径 $D_{i, \phi} = 29.9 \sim 980$ 毫米的法兰）极为吻合。例如：用于承受主要外力矩 M 的那一部分螺栓载荷，可能比消耗于承受工作介质压力 P 的那部分螺栓载荷大数倍。其次，一般对整体法兰锥颈所取的强度安全系数（文中称为结构安全裕度）根据法兰连接的用途和公称直径之不同，其变化范围达数倍。所有这些课题在本手册中均能获得解决。

没有充分考虑上述各种因素的法兰计算方法是不精确的，据此不可能设计出既可靠，而又使金属消耗最少的法兰连接。

在容器法兰计算一章中，着重介绍了搪瓷设备所用的可拆式连接的先进结构及其计算方法。有关段落是根据 И.Г. 舍尔曼和 П.А. 亚罗舍夫斯卡娅的资料，并在他们的参与下编写的。

在编写本书初稿时，Б.В. 普罗托波波夫在科学研究工作方面给予了帮助，作者谨致谢意。

手册中的单位采用公制，如欲换算成国际单位制，可按下列换算关系：1公斤力 ≈ 9.81 牛顿；1公斤力·厘米 ≈ 0.0981 牛顿·米；1公斤力/厘米² $\approx 9.81 \cdot 10^4$ 巴。

主要符号和术语

- $D_{н.\phi}$ ——法兰环的外径，计算中应考虑螺栓孔对法兰刚性的削弱，厘米；
 $D'_{н.\phi}$ ——有螺栓孔或切口的法兰环公称外径，厘米；
 $D_{н.\phi}$ ——整体法兰和活套法兰的内径，厘米；
 D_7 ——法兰锥颈底部的最大直径，厘米；
 $D_{c.p.} = D_{н.\phi} + s_{н.p.}$ ——壁厚为 $s_{н.p.}$ 的法兰颈的中径，厘米；
 D_1 ——螺栓孔中心圆直径，厘米；
 D_2 ——垫片接触面的平均直径，厘米；
 $D_{2s} = D_{н.o.} - t_s$ ——垫片有效面积的平均直径，厘米；
 $D_{н.o.}$ ——垫片有效接触面积的外径，厘米；
 $D_{s.s.} = D_{н.o.} - 2t_s$ ——垫片有效面积的内径，厘米；
 $D_{s.o.} \geq D_{s.s.}$ ——垫片的内径，厘米；
 $D_3 = 0.5 (D_{2s} + D_{н.\phi})$ ——假设的圆直径，厘米；
 $D_4 = D_{с.п.} + s$ ——假设的圆直径，厘米；
 D_n ——管子（或壳体）的外径，厘米；
 D_s ——管子（或壳体）的内径，厘米；
 $D_{c.p.n} = 2r_{c.p.n}$ ——平均直径，等于卡箍连接板平均半径的
 倍，厘米；
 D_r ——螺母切线圆直径，厘米；
 d_o ——螺栓孔的直径，厘米；
 d ——螺纹的外径，厘米；
 d_1 ——螺纹的内径，厘米；
 d_o ——螺杆的外径，厘米；
 d_n ——管子的外径，厘米；
 r ——管子、壳体、连接螺母接头的平均半径，

厘米;

r_q ——接头和卡箍的接触圆的半径, 厘米;

b ——法兰环内边的厚度, 厘米;

b_p ——法兰环的计算厚度, 已计入凸缘、凹槽等的影响, 厘米;

b' ——法兰环放垫片处的厚度, 厘米;

b_0 ——垫片的原始厚度, 厘米;

b_1 ——法兰环上开螺栓孔处的厚度, 厘米;

s_n ——锥颈底部的壁厚 (不考虑圆角), 厘米;

s ——锥颈顶部的壁厚, 管子或壳体的壁厚, 厘米;

$s_{\text{экв}}$ ——锥颈的当量壁厚, 厘米;

s_{np} ——法兰锥颈的折算厚度, 厘米;

s_n ——卡箍连接板的厚度, 厘米;

t_0 ——垫片接触面的原始宽度, 厘米;

$t_s = (D_{u.o} - D_{s.s}) / 2$ ——垫片的有效宽度, 考虑了沿垫片径向截面受压的不均匀分布程度, 厘米;

l_{np} ——螺栓的折算长度, 厘米;

w ——法兰环的挠度 (沿螺栓轴向), 厘米;

f_0 ——螺栓的计算截面积, 厘米²;

$F_1 = z f_0$ ——当量圆筒体的横截面积, 厘米²;

z ——螺栓数量;

F_0 ——垫片一个表面的接触面积, 厘米²;

F_s ——垫片一个表面的有效面积, 厘米²;

Q ——螺栓的计算载荷, 公斤力;

Q_{np} ——螺栓的折算载荷, 公斤力;

Q' ——每一个螺栓的计算载荷, 公斤力;

$Q_{o.o.к}$ ——为压紧垫片所需要的螺栓载荷, 公斤力;

$Q_{y.n.a}$ ——造成密封所需的部分螺栓载荷, 公斤力;

Q_0 ——用来产生内力以平衡外力矩的部分螺栓载荷，公斤力；

Q_0 ——卡箍牙的载荷，公斤力；

Q'_0 ——用来产生内力以平衡外弯曲力矩的 Q_0 的部分载荷，公斤力；

Q_0 ——锥颈底部边缘单位长度上的横向力，公斤力；

$P_1 = \frac{\pi D_{2,\phi}^2}{4} P$ ——作用于法兰内直径范围内的工作介质压力所产生的力，公斤力；

$P = \frac{\pi D_{2s}^2}{4} P$ ——作用于垫片有效面积平均直径范围内的工作介质压力所产生的力，公斤力；

$P_a = P - P_1$ ——作用于直径为 D_{2s} 和 $D_{2,\phi}$ 两圆周之间的环形面积上的工作介质压力所产生的力，公斤力；

R ——垫片的反作用力，公斤力；

M ——作用在法兰上的外弯曲力矩，公斤力·厘米；

M_{upel} ——作用在法兰上的、相当于使管子接合处产生屈服的弯曲力矩，公斤力·厘米；

M_{max} ——螺栓载荷给定时传给法兰上的最大外弯曲力矩，公斤力·厘米；

T ——传给法兰上的外加扭矩，公斤力·厘米；

P ——工作介质的压力，公斤力/厘米²；

q ——造成密封所需的压力，公斤力/厘米²；

q_0 ——压紧垫片的压力，公斤力/厘米²；

Δq_{max} ——不致破坏密封而可从垫片上卸去的最大压力，公斤力/厘米²；

q_s, q_0 ——与 q, q_0 相应的、作用在垫片单位扇形面长

度（以 D_2 为直径的圆周上截取1厘米的圆弧所形成的扇形面）上的压力，公斤力/厘米；

σ_1 ——由内压产生的管壁上的纵向应力，公斤力/厘米²；

σ_2 ——由内压产生的管壁上的环向应力，公斤力/厘米²；

σ_{u3r} ——法兰锥颈底部的弯曲应力，公斤力/厘米²；

σ_r ——法兰环上的最大环向应力，公斤力/厘米²；

σ_r ——法兰环上的最大径向应力，公斤力/厘米²；

σ_0 ——螺栓的拉应力，公斤力/厘米²；

τ ——扭应力，公斤力/厘米²；

σ_s ——材料的屈服极限，公斤力/厘米²；

σ_n ——材料的强度极限，公斤力/厘米²；

n_s ——与法兰环上的环应力相应的按屈服极限取的安全系数；

n_{u3r} ——与锥颈底部的弯曲应力相应的按屈服极限取的安全系数；

E_ϕ, E_0, E_1 ——分别为法兰材料、垫片（压紧时）和螺栓材料的纵向弹性模数，公斤力/厘米²；

D ——圆筒体刚度，公斤力·厘米；

$D' = b^3_\nu / 10.92$ —— $\nu = 0.3$ 时，以 E_ϕ 除的圆筒体刚度，厘米³；

C, F, K, L ——代表法兰弹性的系数；

$\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2$ ——分别为垫片、螺栓、法兰的柔性系数，厘米/公斤力；

λ ——法兰连接的弹性常数；

i ——锥颈的斜度；

t ——温度，℃；

ν ——泊松系数。

目 录

主要符号和术语

第一章 总论	1
1. 法兰连接和其它可拆连接的计算内容	1
2. 法兰连接和其它可拆连接的结构	4
3. 密封件	10
4. 垫片	12
第二章 法兰、卡箍、接管连接以及螺栓的强度计算	26
5. 计算数据与实验数据的比较	26
6. 法兰的圆环	30
7. 法兰的锥颈	37
8. 基本计算公式	49
9. 螺栓间距的选择	54
10. 由内压力引起的法兰的附加应力	57
11. 卡箍连接	60
12. 接管连接结构	62
13. 额定安全系数	65
14. 螺栓计算	67
第三章 外部载荷作用下法兰连接的计算	69
15. 概论	69
16. 内压的作用	69
17. 法兰连接的弯曲	74
18. 等强度法兰连接	84
19. 法兰连接弯曲时的强度计算	86
20. 法兰连接和卡箍连接的扭转	88
21. 由法兰连接各部分温差引起的螺栓附加载荷	88

第四章 法兰的结构设计	90
22. 概论	90
23. 确定法兰尺寸的方法	90
24. 结构安全裕度	95
25. 螺纹法兰	99
26. 在材料蠕变范围工作的法兰	100
27. 特殊工作条件的法兰连接结构	100
28. 可拆连接的装配	101
第五章 容器法兰	102
29. 容器壳体翻边的强度	102
30. 带筋法兰	103
31. 搪瓷容器的法兰连接	106
32. 矩形法兰	110
第六章 法兰连接和卡箍连接的强度和密封计算步骤及举例	112
33. 螺栓载荷的确定	112
34. 整体法兰计算	113
35. 活套法兰计算	114
36. 采用弹性垫片的“等强度”法兰连接的计算	114
37. 平焊法兰计算	117
38. 铸铁法兰计算	124
39. 考虑中性轴产生位移的法兰连接的弯曲计算	132
40. 法兰的结构设计	134
41. 带筋法兰的计算	138
42. 卡箍连接的计算	139
参考文献	144

第一章 总 论

1. 法兰连接和其它可拆连接的计算内容

法兰连接可作为容器、管件、管路和其它连接部件的紧密式可拆连接。

虽然，法兰已经标准化，但仍需由设计师来最终选择法兰连接的结构和部分尺寸。在很多情况下，尚须设计非标准的法兰，这就提出了法兰和法兰连接结构的设计和计算任务。

在很多情况下，可根据相似原则确定法兰的强度尺寸，而不必进行繁杂的计算。

法兰计算的主要内容如下：整体法兰的法兰环可按薄环板计算，颈部则可视作薄壁圆筒，在一般情况下，它是变壁厚。根据弹性理论和实验数据，利用图 1 所示的计算模型（以弹性件 4 连接的颈体 1、2 和法兰环 3）就可以实现应力的精确计算。

法兰颈常制成锥形，既能很好地防止边缘变形，而且结构简单。为了简化计算步骤，可将锥颈视作弹性相当的等壁厚的圆筒体 2（图 1）。

相邻螺栓之间的法兰环产生的挠度 w （图 2 a）会破坏法兰连接的密封性能，因此，正确地选择螺栓的间距有着现实意义，这对低压法兰更是如此。研究受载环板的变形量，即可决定螺栓的间距。

低温技术中，法兰连接上的温度应力可能导致法兰的局

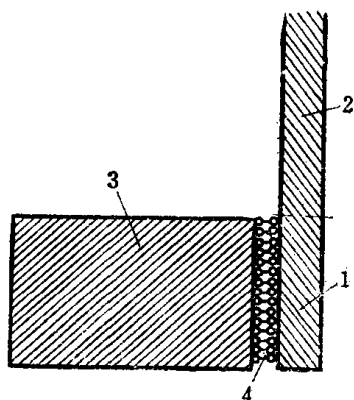


图 1 由颈体与法兰环组成的整体法兰的计算模型

部张口 (图 3), 并改变螺栓的压紧力。本书介绍了根据连接件的已知温度估算上述温度影响的方法。

若不容许法兰颈底部产生塑性变形 (图 2 b, 变形区 A), 则很难制造即使是压力和温度都很低的法兰。这一已被实践所解决的课题在本书中作了解释和定量的分析。

据以确定法兰强度尺寸的螺栓载荷的作用是用来平衡法兰连接的外加载荷的。这个现实的课题, 即螺栓载荷的计算, 特别是按外弯曲力矩 (经常是主要的外加载荷) 的计算, 已可用材料力学的方法解决。

根据金属加压翻边工艺, 可以计算管子翻边的张力 (图 4), 由此, 即可设计出此种可靠的翻边法兰结构。

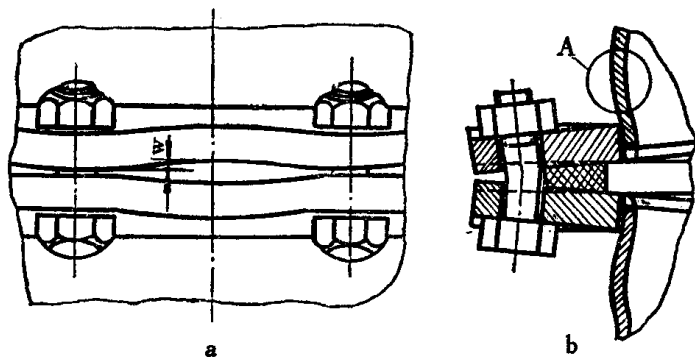


图 2 法兰连接的变形

a—处于螺栓之间的法兰环的挠度; b—低压法兰颈体的塑性变形区

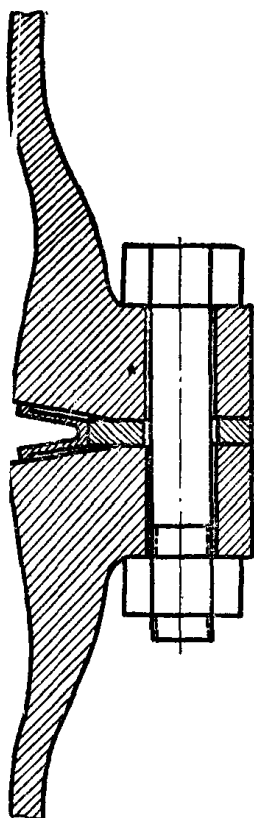


图 3 低温管路的法兰连接上
可能产生的局部张口现象

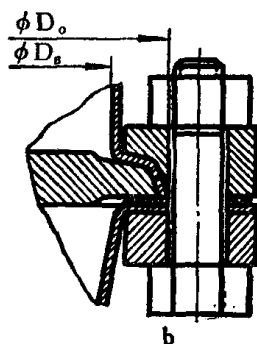
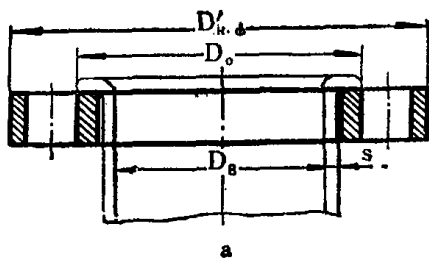


图 4 翻边活套法兰
a—直角翻边；b—异形翻边

关于垫片及其密封性能一节阐述了有关的非金属材料。

上面所讲的就是主要为设计静止设备的法兰连接所需解决的若干课题。

图 5 所示的卡箍连接有其独特的计算方法。

对于那些在运动机械的管线上的接管连接结构，提出了

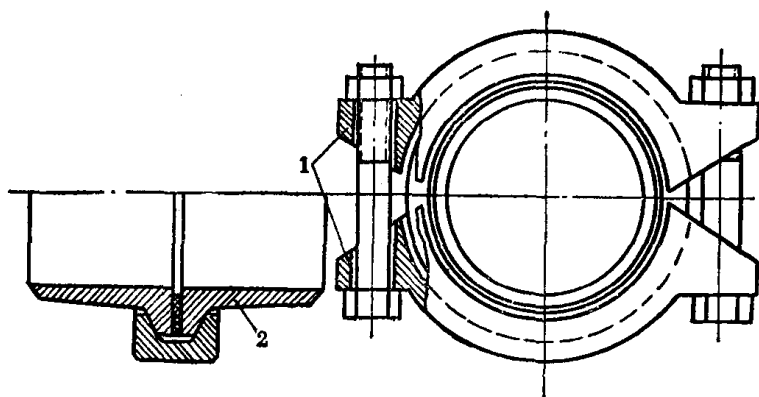


图 5 卡箍连接

1—卡箍；2—接头

抗震的要求，这可根据经验来设计。一般而言，承受静载的管路均采用直径大于20毫米的接管连接结构。对此类接管连接的计算特点是属于静不定系统。

2. 法兰连接和其它可拆连接的结构

法兰连接有两类：第一类的特点是螺栓载荷全部传递给垫片；第二类则是螺栓载荷分布在垫片及支承环（或限制环）上。第二类的法兰连接只能采用弹性垫片（图3和图6）。为了在压紧时，不使那些需经常拆卸的法兰连接中的螺栓产生弯曲应力，或者防止活套法兰环产生弯曲（图7），都必须采用弹性垫片。

根据法兰环与管子或壳体的连接方式不同，法兰同样可分为两类：整体法兰和活套法兰。

整体法兰（图3）可独自制成，亦可与容器或管件的本体制成一体。整体法兰包括钢制平焊法兰（图2b）。采用图8所示的比容器筒体加厚的焊接壳体后，平焊法兰的许用介

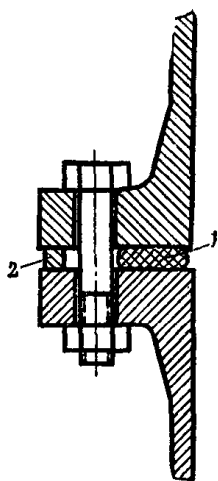


图 6 法兰连接
1—弹性垫片；2—限制环

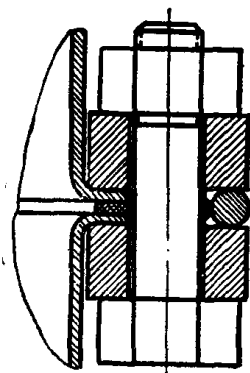


图 7 有支承环的不经
受弯曲的活套法兰连接

质压力可以从ГОСТ 1255-67规定的25公斤力/厘米²提高到40公斤力/厘米²〔16〕。与平焊法兰相比，密封面为扁球状的冲压法兰（图9）的重量较轻。

整体法兰可在各种工作介质参数和载荷条件下采用。

与整体法兰相比，活套法兰（图10a）的强度较低，因此，其适用的直径及工作介质的参数受到限制〔40〕。图10b所示的螺纹法兰可用于较高的介质压力（见第25节）。

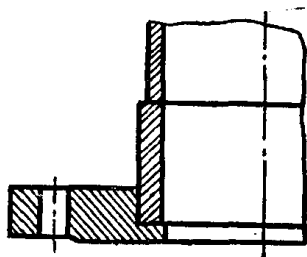


图 8 有加厚焊接颈体的法兰

由于活套法兰连接制造方便，故对直径小于或等于2000毫米的低压铜制容器广泛采用翻边上装钢法兰环的结构。

法兰可按法兰环的形状分为圆形、方形、矩形和椭圆形；

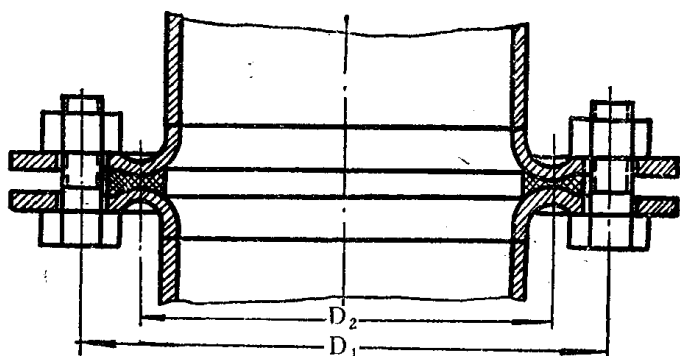


图 9 冲压法兰连接结构^[10]

也可按其在管子上的固定方式分类；按材料可分为钢制、铸铁和铝制等；按其制造方法可分为锻造的和铸造的；按其用途则可分为管路法兰和容器法兰等等。

有时，需采用非标准结构的特殊法兰^[40]。实验证明，其应力有明显的增高^[44]，计算结果也是如此，因此应尽可能采用标准结构的法兰。

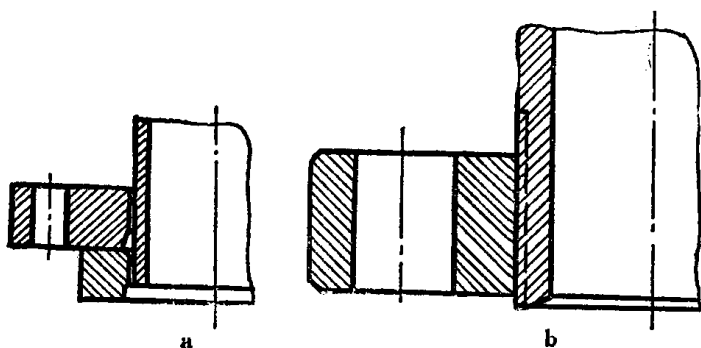


图 10 活套法兰

a—套在焊环上；b—螺纹连接