

16 Collegamenti filettati, flange e guarnizioni

Nel contesto dei recipienti in pressione i collegamenti filettati sono impiegati per collegare il coperchio al corpo dei recipienti, o per collegare due tratti di tubazione ecc. Comunque il discorso fatto vale anche per altri casi.

Sulle due estremità del tubo da collegare sono saldate due flange tra le quali si interpone una guarnizione di materiale più cedevole che serve ad assicurare la tenuta (vedi fig. 91).

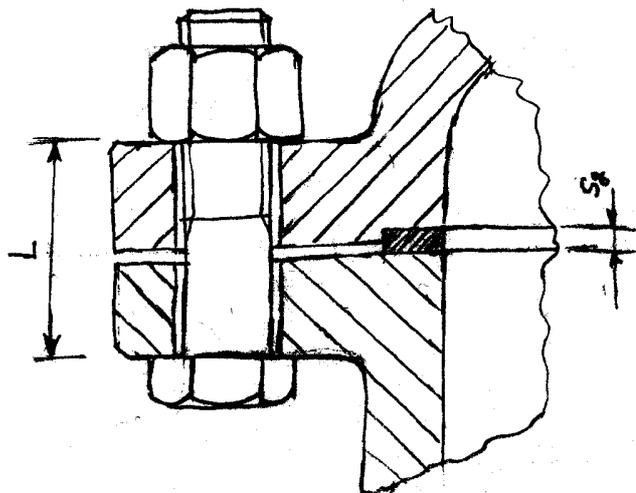


Figura 91: Collegamento con flangia tra mantello e coperchio

In un primo momento i bulloni⁵⁴ vengono serrati per assicurare la tenuta; poi il recipiente viene pressurizzato. Per effetto della pressione le viti si tendono ulteriormente, mentre la guarnizione si scarica. Comunque un certo carico deve rimanere su di essa per evitare perdite.

Nella fase di pretensionamento i bulloni sono tesi da una forza complessiva W_1 e corrispondentemente la guarnizione è compressa da una forza $-W_1$.

Nella fase di pressurizzazione la pressione interna p provoca l'insorgere della forza $W_2 = \pi G^2 p / 4$ in cui G è il diametro medio della guarnizione⁵⁵; questa provoca uno spostamento δ_2 verso l'alto del coperchio rispetto al mantello. Corrispondentemente le viti si allungano di δ_2 e la guarnizione aumenta il suo spessore di δ_2 .

Siano K_b la forza che provoca un allungamento unitario delle viti (rigidezza delle viti) e $-K_g$ la forza che provoca una diminuzione unitaria di spessore della guarnizione (rigidezza della guarnizione).

Allora l'allungamento δ_2 corrisponde ad una forza aggiuntiva di $K_b \delta_2$ nelle viti e di $K_g \delta_2$ nella guarnizione. Siccome la loro somma deve fare W_2 , risulta che alle viti va un'aliquota

$$W_{2b} = W_2 \frac{K_b}{K_g + K_b}$$

⁵⁴dicesi bullone l'insieme di una vite e del relativo dado

⁵⁵ G è il diametro medio della superficie di contatto della guarnizione, purchè la larghezza di quest'ultima sia minore o uguale a 6.25 mm.

mentre alla guarnizione va un'aliquota

$$W_{2g} = W_2 \frac{K_g}{K_g + K_b}$$

Entrambe le aliquote sono positive per cui le viti si caricano ulteriormente mentre la guarnizione si decomprime⁵⁶.

Si deve quindi imporre la condizione che il carico totale sulla guarnizione sia negativo; la normativa impone che esso sia proporzionale alla pressione del fluido e ad un coefficiente m dipendente dal tipo di guarnizione, ossia

$$-W_1 + W_2 \frac{K_g}{K_g + K_b} = -2\pi b G m p, \quad (1)$$

in cui b la larghezza convenzionale della guarnizione; da dove venga il fattore 2, proprio non lo so. In base a questa formula si può determinare W_1 .

Nasce tuttavia una difficoltà: il carico W_1 non può essere troppo maggiore di quello che provoca lo snervamento della guarnizione, che in buona approssimazione si raggiunge con la pressione y 'di assestamento' data dalla normativa,⁵⁷ ossia

$$W_1 = \pi G b y \quad (2)$$

Il fatto di avere una stessa quantità (W_1) determinata da due equazioni, la (1) e la (2), permette di porre un vincolo sulla dimensione della guarnizione o sulla pressione raggiungibile nel recipiente. Poniamoci infatti nelle condizioni peggiori supponendo che sia $W_{2g} \approx W_2$ (cosa che avviene se K_b è trascurabile rispetto a K_g). Allora

$$W_1 = W_2 + 2\pi G b m p \quad (3)$$

Facendo sistema tra (2) e (3) si trova

$$W_2 = \frac{\pi G^2 p}{4} = \pi G b y - 2\pi G b m p$$

da cui

$$b = \frac{G p}{4(y - 2m p)}$$

da cui risulta che b non può essere troppo piccolo rispetto a G , a meno che non ci si limiti a bassi valori di p . Si trova innanzitutto $2m p < y$, quindi, posto $m \approx 4$,

$$p < \frac{y}{2m} \approx \frac{y}{8}$$

e che, se $y \ll y$, $b/G \approx p/(4y)$, per cui se $p \approx y/25$, ossia se la pressione è dell'ordine di grandezza di 10 bar, si ha $G/b \approx 100$.

Le costanti m e y per varie guarnizioni sono date in tab. 16. Questa tabella, contempla il caso di guarnizioni con amianto, oggi fuorilegge perché cancerogeno. Come succedaneo si usa la grafite, oppure fibre ceramiche; purtroppo anche queste sono sospette di cancerogenicità. La successiva tabella 17 riguarda i particolari costruttivi delle sedi per guarnizioni.

⁵⁶abbiamo ottenuto un caso particolare della regola molto generale per cui *la forza si ripartisce tra elementi in parallelo in misura proporzionale alle rispettive rigidzze*. ; una regola che l'ingegnere è chiamato ad applicare non solo in senso 'passivo', per prevedere la distribuzione delle forze, ma anche in senso 'attivo', modificando le rigidzze in modo da avere una predeterminata distribuzione di forze.

⁵⁷La lettera y etimologicamente è l'iniziale di 'yield'.

GUARNIZIONI: MATERIALI E TIPI							
Tipo e materiale guarnizione	Coefficiente μ	Carico unitario di assetto μ		Dettaglio guarnizione	Riferim. Tab. 1.U.3.3.		
		N/mm ²			superficie di contatto da usare	colonna da usare	
Ad autotenuta Metalliche o in elastomero (es. O ring)	0	0		—	—	—	
Elastomeri non telati con bassa percentuale di fibra di amianto Durezza shore < 75 Durezza shore > 75	0.50 1.00	0 1.37			1a, 1b, 1c, 1d 4.5	II	
Amianto con legante, Teflon	Spess. (mm)	3	2.00	11.02			
		2	2.75	25.5			
		0.8	3.50	44.8			
Elastomeri con inserzioni di tessuto in cotone	1.25	2.8					
Elastomeri con inserzione di tessuto in amianto con o senza rete di rinforzo	3 strati 2 strati 1 strato	2.25	15.2				
		2.50	20				
		2.75	25.5				
Fibra vegetale	1.75	7.6					
A spirale; spire alternate in amianto e metallo	acc. al carb. monel o acc. inox	2.50	66.9				
		3.00	48.9				
Amianto rivestito in metallo ondulato	alluminio ricotto rame ricotto o ottone ferro o acciaio dolce monel o acc. al 4-6% Cr acciai inox	2.50	20				
		2.75	25.5				
		3.00	31				
		3.25	37.9				
		3.50	44.8				
Metallo ondulato	alluminio ricotto rame ricotto o ottone ferro o acciaio dolce monel o acc. al 4-6% Cr acciai inox	2.75	25.5				
		3.00	31				
		3.25	37.9				
		3.50	44.8				
		3.75	52.4				
Amianto rivestito in metallo piano	alluminio ricotto rame ricotto o ottone ferro o acciaio dolce monel acciaio al 4-6% Cr acciai inox	3.25	37.9				
		3.50	44.8				
		3.75	52.4				
		3.50	35.1				
		3.75	62				
Metallo piano scanalato	alluminio ricotto rame ricotto o ottone ferro o acciaio dolce monel o acc. al 4-6% Cr acciai inox	3.25	37.9				
		3.50	44.8				
		3.75	52.4				
		3.75	62				
		4.25	69.6				
Piana in metallo pieno	alluminio ricotto rame ricotto o ottone ferro o acciaio dolce monel o acc. al 4-6% Cr acciai inox	4.00	60.6				
		4.75	89.6				
		5.50	124				
		6.00	150				
		6.50	179				
In metallo ad anello (Ring Joint) Lenticolare in metallo	ferro o acciaio dolce monel o acc. al 4-6% Cr acciai inox	5.50	124				
		6.00	150				
		6.50	179				

NOTE:

* La superficie della guarnizione sulla quale il rivestimento metallico si interrompe o si sovrappone non deve essere posta in contatto col risalto («nubbin»).

Tabella 16: Guarnizioni: Materiali e tipi (tab. 1.U.3.2 della raccolta VSG dell'ANCC). La corrispondente tab. 1.U.3.3 è riportata in tab. 17.

GUARNIZIONI: LARGHEZZA DI ASSETTO			
Dettaglio superfici di contatto		Valore convenzionale della larghezza di assetto della guarnizione b_c	
		colonna I	colonna II
1a		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b**			
1c	 $\frac{N}{2} < W \leq N$	$\frac{W + T}{2}$	$\frac{W + T}{2}$
1d**	 $\frac{N}{2} < W \leq N$	$\left(\frac{W + N}{4} \right)_{\max}$	$\left(\frac{W + N}{4} \right)_{\max}$
2	 RISALTO "NUBBIN" $W < \frac{N}{2}$	$\frac{W + N}{4}$	$\frac{W + 3N}{8}$
3	 RISALTO "NUBBIN" $W < \frac{N}{2}$	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4**		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5**		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{W}{8}$	
7		$\frac{W}{8}$	
<p>Larghezza utile di assetto della guarnizione b</p> <p>$b = b_c$ quando $b_c \leq 6,25$ mm</p> <p>$b = 25 \sqrt{b_c}$ quando $b_c > 6,25$ mm</p>			
<p>NOTA:</p> <p>** Quando la profondità delle rigature non eccede 0,4 mm e il passo è inferiore a 0,8 mm, la larghezza di assetto della guarnizione deve essere determinata come da dettagli 1b e 1d.</p>			

Tabella 17: Guarnizioni: Larghezza di assetto (tab. 1.U.3.3 della raccolta VSG dell'ANCC).

16.1 FORMULE PER LE RIGIDEZZE

Rigidezza dei bulloni

$$K_b = N \frac{A_n E_b}{L}$$

dove

N numero bulloni

L lunghezza libera della vite uguale allo spessore delle due flange più la parte libera della guarnizione.

E_b modulo elastico delle viti

A_n area di nocciolo di una vite.

Rigidezza della guarnizione

$$K_g = \frac{A_g E_g}{s_g}$$

dove

E_g modulo elastico della guarnizione

A_g area della guarnizione,

$$A_g = 2\pi D_g b_g$$

s_g spessore della guarnizione.

Se la guarnizione è molto rigida conviene impiegare al posto della rigidezza della sola guarnizione K_g la rigidezza equivalente delle flange più la guarnizione K_{fg} , calcolata con la formula delle rigidezze in serie

$$\frac{1}{K_{fg}} = \frac{1}{K_{f1}} + \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_{f2}}$$

dove la rigidezza di una flangia è calcolata tenendo conto che la parte reagente è un tronco di cono avente per base minore la superficie di appoggio del dado o della testa della vite e angolo di semiapertura 45 gradi. Per semplicità si sostituisce ad esso un cilindro equivalente di area A_f . Quindi

$$K_f = N \frac{A_f E_f}{s_f}$$

dove

N numero bulloni

s_f spessore di una flangia

E_f modulo elastico della flangia

A_f area equivalente della parte reagente della flangia

$$A_f = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_m + s_f \right)^2 - d^2 \right]$$

D_m diametro medio del dado (media tra larghezza in chiave e diametro nominale)

d diametro del foro.

16.2 MOMENTO DI SERRAGGIO

Per creare sulle viti il carico assiale W_1 calcolato nella sezione precedente (cioè un carico di W_1/N su ciascuna vite) occorre stringere i dadi con il dovuto momento di serraggio (popolarmente detto coppia di serraggio).

Per calcolarlo osserviamo che la coppia vite-madrevite è dinamicamente equivalente ad un piano inclinato (fig. 92).

Si consideri infatti un elemento del filetto del dado che preme sul filetto della vite. Esso esercita una forza dW_1 . Quando il dado gira nel senso dell'avvitamento l'elementino si porta dalla posizione 1 alla posizione 2. Per effettuare questo spostamento occorre una forza dT perpendicolare all'asse della vite.

Per l'equilibrio, e considerando che tutti gli elementini si trovano nella stessa condizione

$$T = \frac{W_1}{N} \tan(\alpha + \phi)$$

in cui α angolo d'elica del filetto ($\alpha = \arctan p/(\pi d_m)$) per una vite di passo p .

ϕ angolo di attrito

da cui

$$M_t = \frac{d_m}{2} \frac{W_1}{N} \tan(\alpha + \phi)$$

in cui d_m è il diametro medio tra quello esterno D (nominale) della vite e quello interno D_1 della madrevite (vedi figura nella tab. 19).

Occorre considerare anche l'attrito tra dado e superficie di appoggio, che dà un momento

$$M_d = \frac{D_m}{2} \frac{W_1}{N} \tan \phi'$$

in cui ϕ' angolo di attrito tra dado e superficie di appoggio e D_m è il diametro medio del dado (media tra larghezza in chiave e diametro nominale)

Il momento di serraggio è dato dalla somma di questi due momenti parziali di cui il secondo è completamente perduto, mentre il primo rimane immagazzinato nella vite come momento torcente.

16.3 VERIFICA DELLA VITE

La vite è soggetta ad uno sforzo normale

$$Q = \frac{W_1}{N} + \frac{W_2}{N} \frac{K_b}{K_g + K_b}$$

e ad un momento torcente

$$M_t = \frac{d_m}{2} \frac{W_1}{N} \tan(\alpha + \phi).$$

Infatti il momento M_d rimane confinato al dado e non interessa la vite. La verifica si fa come in un normale solido del de Saint Venant.

Lo sforzo di trazione dà luogo, sulla sezione perpendicolare all'asse, ad una distribuzione uniforme di tensioni normali

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi d_n^2}.$$

Il momento torcente dà luogo, sulla sezione perpendicolare all'asse, ad una distribuzione di tensioni tangenziali 'a farfalla'

$$\tau(r) = \frac{32M_t}{\pi d_n^4} r$$

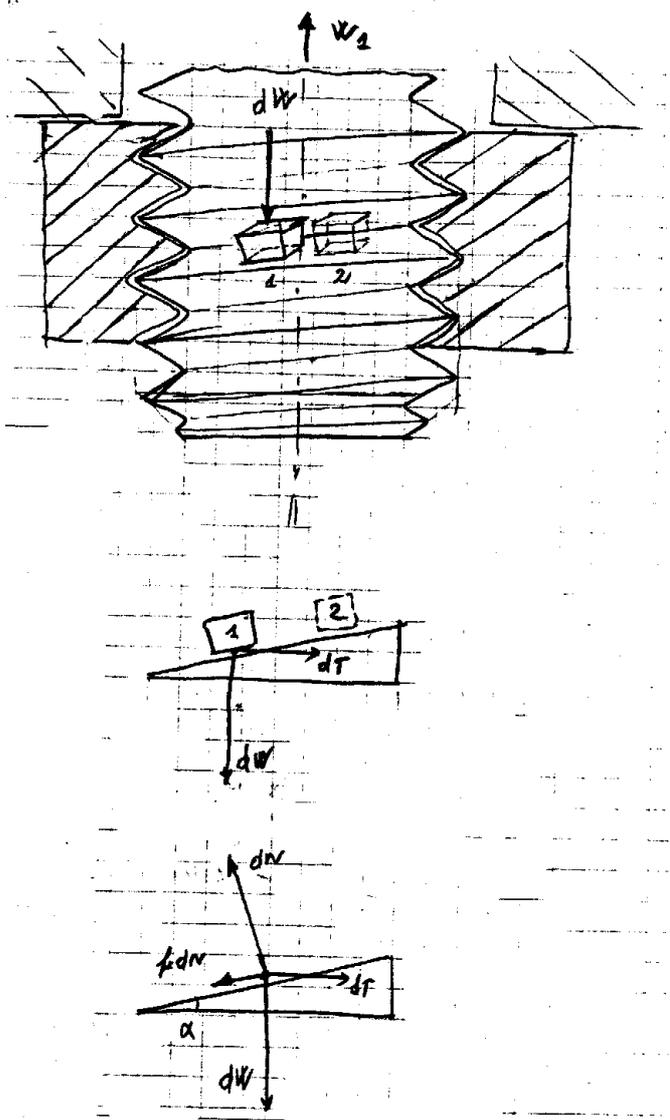


Figura 92: Meccanica della vite

Per la verifica si osserva che i cubetti più sollecitati sono sul contorno, per essi

$$\tau = \tau_{max} = \frac{16M_t}{\pi d_n^3}$$

Per la determinazione delle tensioni principali, da introdurre in un criterio di resistenza, si sfrutterà la costruzione di Mohr. Consideriamo il cubetto definito nella figura 93. Le facce 1 sono sezioni normali della vite, le facce 2 sono sezioni radiali, le facce 3 sono parallele alla superficie laterale.

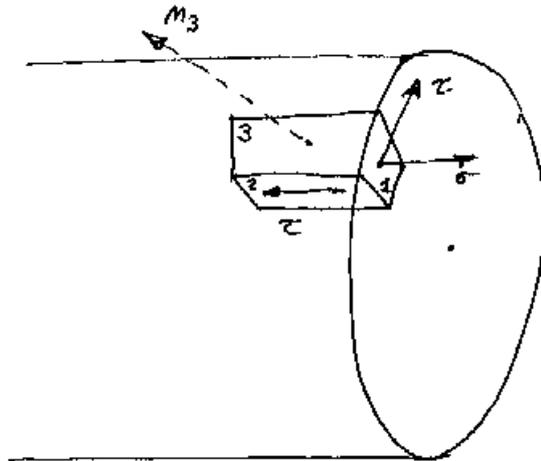


Figura 93: Cubetto in stato piano di tensione estratto dal solido di de Saint Venant

Risultando scarica la superficie laterale (è una delle condizioni poste al problema di de Saint Venant), le facce 3 sono scariche; per conseguenza la normale n_3 ad esse è una direzione principale (autovettore del tensore degli sforzi) e la relativa tensione principale (autovalore) è nulla.

Per la determinazione degli altri due autovalori, seguiamo il teorema di Mohr, che dice che al ruotare del cubetto intorno alla normale n_3 i punti le cui coordinate sono la σ e la τ percorrono sul piano di Mohr una circonferenza, mantenendosi su di essa diametralmente opposti.

Disegnando la situazione sul piano di Mohr (fig. 94) si vede che il punto 1 ha coordinata $(\sigma, -\tau)$ e il punto 2 ha coordinate $(0, \tau)$ coerentemente con la regola dei segni di Mohr che prende positive le rotazioni orarie. Siccome i due punti sono diametralmente opposti il cerchio ha centro C di coordinate $(\sigma/2, 0)$ e raggio

$$\overline{C2} = \overline{C1} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

quindi le tensioni principali sono:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

mentre $\sigma_2 = 0$ (come detto gli indici delle tensioni principali si scelgono in modo che sia $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$).

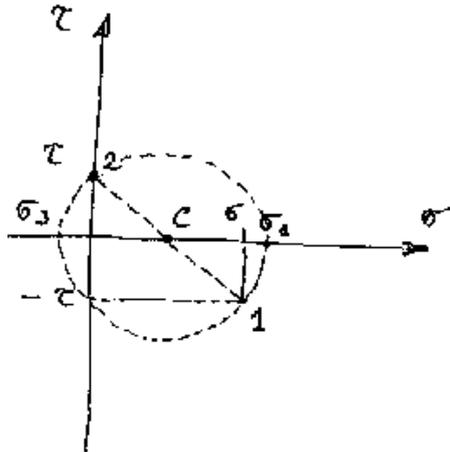


Figura 94: Verifica sul piano di Mohr

Una formula di progetto è

$$\frac{A_s}{\text{mm}^2} = \left(\frac{152 \frac{W}{N}}{\frac{\sigma_s}{\text{MPa}}} \right)^{2/3}$$

in cui A_s è l'area resistente, W la forza assiale agente e σ_s la tensione di snervamento del materiale di cui la vite è fatta.

16.4 DISTANZE TRA I BULLONI

La pressione è uniformemente distribuita sulla guarnizione se i bulloni distano meno di 10 volte il loro diametro.

La distanza minima tra i bulloni è data dalla necessità di agire con la chiave.

16.5 TABELLE DELL'UNIFICAZIONE

Tabella 18: Filettature metriche ISO a profilo triangolare: Coordinamento diametro-passo (UNI 4535)

Diametri			Filettature				Diametri			Filettature				
Colonne			Passo grosso	Passo fine			Colonne			Passo grosso	Passo fine			
1	2	3		1	2	3	1	2	3		1	2	3	
1,6			0,35	0,2				52		5	1,5	2	3	4
	1,8		0,35	0,2					55		1,5	2	3	4
2			0,4	0,25			56			5,5	1,5	2	3	4
	2,2		0,45	0,25					58		1,5	2	3	4
2,5			0,45	0,35				60		5,5	1,5	2	3	4
3			0,5	0,35					62		1,5	2	3	4
	3,5		0,6	0,35			64			6	1,5	2	3	4
4			0,7	0,5					65		1,5	2	3	4
	4,5		0,75	0,6					68		1,5	2	3	4
5			0,8	0,5					70		1,5	2	3	4
							72				1,5	2	3	4
6			1	0,75					75		1,5	2	3	4
	7		1	0,75				76			1,5	2	3	4
8			1,25	0,75			80				2	3	4	6
	9		1,25	0,75				85			2	3	4	6
10			1,5	0,75			90				2	3	4	6
	11		1,5	0,75				95			2	3	4	6
12			1,75	1	1,25	1,5	100				2	3	4	6
	14		2	1	1,25	1,5		105			2	3	4	6
	15		1	1,5			110				2	3	4	6
16			2	1	1,5			115			2	3	4	6
	17		1	1,5				120			2	3	4	6
	18		2,5	1	1,5	2	125				2	3	4	6
20			2,5	1	1,5	2		130			2	3	4	6
	22		2,5	1	1,5	2			135		2	3	4	6
24			3	1	1,5	2	140				2	3	4	6
	27		1	1,5	2				145		2	3	4	6
			1	1,5	2			150			2	3	4	6
	28		1	1,5	2				155		3	4	6	6
30			3,5	1	1,5	2	3	160			3	4	6	
	32		1,5	2					165		3	4	6	
	33		3,5	1,5	2	3		170			3	4	6	
	35		1,5						175		3	4	6	
36			4	1,5	2	3		180			3	4	6	
	39		4	1,5	2	3			185		3	4	6	
	40		1,5	2	3			190			3	4	6	
42			4,5	1,5	2	3	4		195		3	4	6	
	45		4,5	1,5	2	3	4	200			3	4	6	
48			5	1,5	2	3	4		205		3	4	6	
	50		1,5	2	3			210			3	4	6	

Esempio di designazione di una filettatura metrica ISO a profilo triangolare a passo fine avente $d = 10$ mm e $p = 0,75$:

M 10×0,75

Tabella 19: Dimensioni delle filettature metriche ISO a profilo triangolare a passo grosso

$$H = 0,86603 P$$

$$H_1 = \frac{5}{8} H = 0,54127 P$$

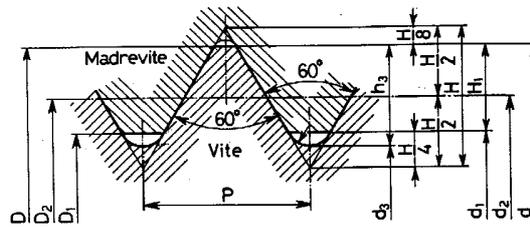
$$h_3 = \frac{17}{24} H = 0,61343 P$$

$$d_1 = D_1 = d - 2 H_1 = d - 1,08253 P$$

$$d_2 = D_2 = d - \frac{3}{4} H = d - 0,64952 P$$

$$d_3 = d - 2 h_3 = d - 1,22687 P$$

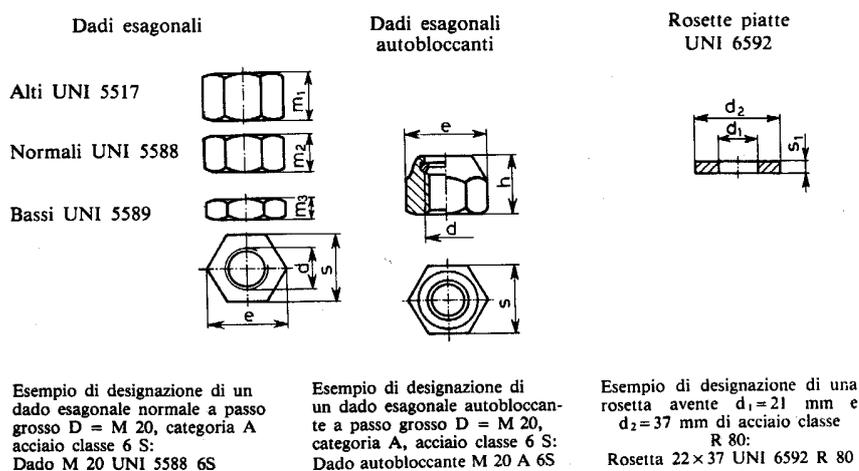
$$r = \frac{H}{6} = 0,14434 P$$



Diametro nominale di filettatura e diametro esterno d = D			Passo P	Diametro medio d ₂ = D ₂	Diametro di nocciolo della vite d ₃	Diametro della vite all'inizio del raccordo d ₁	Diametro di nocciolo della madrevite D ₁	Profondità dei filetti della vite h ₃	Ricoprimento H ₁	Raggio arrotondamento fondo filetto della vite r	Sezione resistente mm ²	Sezione di nocciolo mm ²
1	2	3										
1,6*			0,35*	1,373	1,171	1,221	1,221	0,215	0,189	0,051	1,27	1,08
	1,8*		0,35*	1,573	1,371	1,421	1,421	0,215	0,189	0,051	1,70	1,48
2			0,4	1,740	1,509	1,567	1,567	0,245	0,217	0,058	2,07	1,79
	2,2*		0,45*	1,908	1,648	1,713	1,713	0,276	0,244	0,065	2,48	2,13
2,5*			0,45*	2,208	1,948	2,013	2,013	0,276	0,244	0,065	3,39	2,98
3			0,5	2,675	2,387	2,459	2,459	0,307	0,271	0,072	5,03	4,47
	3,5		0,6	3,110	2,764	2,850	2,850	0,368	0,325	0,087	6,78	6,00
4			0,7	3,545	3,141	3,242	3,242	0,429	0,379	0,101	8,78	7,75
	4,5		0,75	4,013	3,580	3,688	3,688	0,460	0,406	0,108	11,3	10,1
5			0,8	4,480	4,019	4,134	4,134	0,491	0,433	0,115	14,2	12,7
6			1	5,350	4,773	4,917	4,917	0,613	0,541	0,144	20,1	17,9
		7	1	6,350	5,773	5,917	5,917	0,613	0,541	0,144	28,9	26,2
8			1,25	7,188	6,466	6,647	6,647	0,767	0,677	0,180	36,6	32,8
		9	1,25	8,188	7,466	7,647	7,647	0,767	0,677	0,180	48,1	43,8
10			1,5	9,026	8,160	8,376	8,376	0,920	0,812	0,217	58,0	52,3
		11	1,5	10,026	9,160	9,376	9,376	0,920	0,812	0,217	72,3	65,9
12			1,75	10,863	9,853	10,106	10,106	1,074	0,947	0,253	84,3	76,2
	14		2	12,701	11,546	11,835	11,835	1,227	1,083	0,289	115	105
16			2	14,701	13,546	13,835	13,835	1,227	1,083	0,289	157	144
	18		2,5	16,376	14,933	15,294	15,294	1,534	1,353	0,361	192	175
20			2,5	18,376	16,933	17,294	17,294	1,534	1,353	0,361	245	225
	22		2,5	20,376	18,933	19,294	19,294	1,534	1,353	0,361	303	282
24			3	22,051	20,319	20,752	20,752	1,840	1,624	0,433	353	324
	27		3	25,051	23,319	23,752	23,752	1,840	1,624	0,433	459	427
30			3,5	27,727	25,706	26,211	26,211	2,147	1,894	0,505	561	519
	33		3,5	30,727	28,706	29,211	29,211	2,147	1,894	0,505	694	647
36			4	33,402	31,093	31,670	31,670	2,454	2,165	0,577	817	759
	39		4	36,402	34,093	34,670	34,670	2,454	2,165	0,577	976	913
42			4,5	39,077	36,479	37,129	37,129	2,760	2,436	0,650	1120	1050
	45		4,5	42,077	39,479	40,129	40,129	2,760	2,436	0,650	1310	1220
48			5	44,752	41,866	42,587	42,587	3,067	2,706	0,722	1470	1380
	52		5	48,752	45,866	46,587	46,587	3,067	2,706	0,722	1760	1650
56			5,5	52,428	49,252	50,046	50,046	3,374	2,977	0,794	2030	1910
	60		5,5	56,428	53,252	54,046	54,046	3,374	2,977	0,794	2360	2230
64			6	60,103	56,639	57,505	57,505	3,681	3,248	0,866	2680	2520
	68		6	64,103	60,639	61,505	61,505	3,681	3,248	0,866	3060	2890

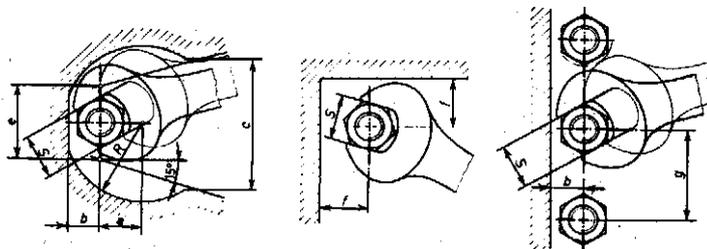
* Queste filettature sono da adottare con particolare cautela, date le possibili confusioni con le filettature 1,7 MA, 2,3 MA e 2,6 MA, precedentemente in vigore, con cui non sono intercambiabili pur essendo difficilmente distinguibili.

Tabella 20: Dimensioni dei dadi esagonali con filettatura metrica ISO e delle rosette piane.



Filettatura 6H	e min.	m ₁ h 14	m ₂ h 14	m ₃ h 13	h	s	d ₁	d ₂		s ₁
								bullo-neria esa-gonale	viti con testa cilindrica ad intaglio	
M 3	6,08	3	2,4	—	3,6	5,5	3,1	7	6	0,5
M 4	7,74	4	3,2	—	4,8	7	4,1	9	8	0,8
M 5	8,87	5	4	—	6	8	5,3	10	9,5	1
M 6	11,05	6	5	4	6,6	10	6,4	12,5	11	1,6
M 8	14,38	8	6,5	5	8,8	13	8,4	14	17	1,6
M10	18,90	10	8	6	11	17	10,5	21	18	2
M12	21,10	12	10	7	13,2	19	13	24	20	2,5
M14	24,49	14	11	8	—	22	15	28	—	2,5
M16	26,75	16	13	8	17,6	24	17	30	—	3
M18	30,14	18	15	9	—	27	19	34	—	3
M20	33,53	20	16	9	22	30	21	37	—	3
M22	35,72	22	18	10	—	32	23	39	—	3
M24	39,98	24	19	10	26,4	36	25	44	—	4
M27	45,63	27	22	12	—	41	28	50	—	4
M30	51,28	30	24	12	30	46	31	56	—	4
M33	55,80	33	26	14	—	50	34	60	—	5
M36	61,31	36	29	14	36	55	37	66	—	5
M39	66,96	39	31	16	—	60	40	72	—	6
M42	72,61	42	34	16	—	65	43	78	—	7
M45	78,26	45	36	18	—	70	46	85	—	7
M48	83,91	48	38	18	—	75	50	92	—	8
M52	89,56	52	42	20	—	80	54	98	—	8
M56	95,07	56	45	22	—	85	58	105	—	9
M60	100,72	60	48	24	—	90	62	110	—	9
M64	106,37	64	51	26	—	95	66	115	—	9
M68	112,02	68	54	26	—	100	70	120	—	10

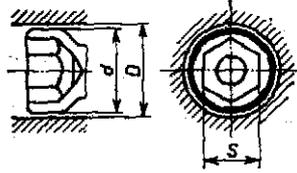
Tabella 21: Spazio necessario per la manovra con chiavi a forchetta (dimensioni in millimetri).



Apertura chiave S	a	b	c	e	f	g	R
Chiavi a forchetta UNI 6733-6736-6741							
3,2	3,5	4	15,5	9	7	10,5	10,5
4	5	5	17,5	10,5	7,5	11	11
4,5	5	5	17,5	10,5	7,5	11	11
5	5,5	5,5	20	12	7,5	12	12
5,5	6	6	22	13	8,5	13,5	13,5
6	7	6	22,5	13,5	9,5	15,5	14,5
7	8	7	25	15,5	10	16,5	15,5
8	9	7	28	16,5	10,5	18,5	17
9	9	8	30	18	11,5	20	18,5
10	9	8,5	32,5	20	13	22,5	20,5
11	9	9	34	21	14,5	24,5	22,5
12	10,5	9,5	38	21,5	15,5	26,5	24
13	11	10	41	23	16	28,5	25,5
14	12,5	10,5	43,5	25	16,5	30	27
17	15	12,5	52	31	19	35,5	32
19	16	14	56,5	32	21,5	40	35,5
22	18	16	64	36	23,5	45	40,5
24	19	17,5	69	38,5	25	48	43
27	21	19	76,5	43	28	55	48,5
30	23	20,5	84	48	30	60	53
32	24	22	90	51	31,5	62,5	55,5
36	26,5	23,5	99	54	37	73	63,5
41	30	26	112	62	41,5	82,5	71
46	35	28,5	122	67	45	90	77,5
50	40	31	134	74	47	96,5	83
55	45	32,5	142	77	49	102,5	88,5
60	50	35,5	150	82	51,5	109,5	94,5
65	57	39	164	88	57,5	121	104
70	60	44	180	94	64	134	115
75	65	46	198	108	69	144	124
80	63	47	209	122	78	152	122

Apertura chiave S	a	b	c	e	f	g	R
Chiavi a forchetta UNI 6733-6736-6741							
85	68	50	220	125	82	162	130
90	74	58	240	138	90	176	144
95	76	57	244	138	90	180	146
100	80	64	268	155	100	195	158
105	83	62	270	155	100	197	160
110	90	65	280	155	104	206	168
115	93	72	300	168	114	221	180
120	93	70	300	168	114	225	180
130	105	77	328	184	123	244	197
135	110	80	340	188	127	254	205
145	120	88	368	212	132	269	218
150	123	90	382	216	142	284	230
155	127	92	392	216	142	284	232
165	135	98	410	230	150	305	246
170	140	103	425	244	160	318	260
175	143	104	432	244	160	323	262
180	146	106	440	248	164	332	267
185	148	108	468	264	175	348	280
190	152	112	470	264	175	350	282
200	160	117	500	278	182	368	296
210	170	124	512	280	190	368	312
220	178	128	558	308	200	405	328
230	182	132	560	310	210	410	335

Tabella 22: Spazio necessario per la manovra con chiavi a tubo (dimensioni in millimetri).



Apertura chiave S	Serie pesante		Serie leggera	
	d max.	D min.	d max.	D min.
6	10	11,5	10,5	12
7	11,5	13	11,5	13
8	13	14,5	13	14,5
10	16	18	16	18
11	17	19	17	19
12	18,5	20,5	19	21
13	20	22	20,5	22,5
14	21	23	21,5	23,5
17	25,5	27,5	26	28
19	28	30	28,5	30,5
22	31,5	33,5	32	34
24	34	36	34,5	36,5
27	38	41	38,5	41,5
30	41,5	44,5	42	45
32	44,5	47,5	45	48
36	50	53	—	—
41	57	60	—	—

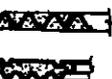
16.6 GUARNIZIONI

Si distinguono in guarnizioni tra superfici fisse, come quelle usate per assicurare la tenuta tra coperchio e recipiente, e guarnizioni tra superfici mobili, per esempio i premistoppa, le tenute a labbro e le tenute meccaniche.

16.6.1 GUARNIZIONI TRA SUPERFICI FISSE

Sono costituite da rondelle di materiali deformabili, che vengono schiacciate tra le due flange durante la fase di tensionamento dei bulloni e che quindi come spiegato sopra assicurano la tenuta. Caratteristiche delle più comuni guarnizioni sono date in tab. 23.

Tabella 23: Caratteristiche delle guarnizioni

Tipo	Schema	Materiale	m	σ_t (kg/mm ²)
Anello piatto		Gomma non rinforzata	0,50	0
		Amianto grafitato { spessore 3 mm spessore 1,5 mm	2,00 2,75	1,10 2,50
		Gomma telata	1,25	0,30
		Gomma rinforzata con fibre di amianto o rete metallica	2,50	2,00
		Fibra vegetale	1,75	0,75
		Alluminio tenero Rame tenero od ottone Ferro dolce Monel Acciaio inox	4,00 4,75 5,50 6,00 6,50	6,00 8,80 12,20 14,80 17,70
Metallo corrugato		Acciaio spiralato con interposizione di amianto	2,50	2,00
		Con interposizione di amianto { Alluminio tenero Rame tenero od ottone Acciaio dolce Monel Acciaio inox	2,50 2,75 3,00 3,25 3,50	1,95 2,50 3,00 3,75 4,40
		Solo metallo { Alluminio tenero Rame tenero od ottone Acciaio dolce Monel Acciaio inox	2,75 3,00 3,25 3,50 3,75	2,50 3,00 3,75 4,40 5,20
Metallo cavo riempito	    	Con riempimento di amianto { Alluminio tenero Rame tenero od ottone Acciaio dolce Monel Acciaio inox	3,25 3,50 3,75 3,50 3,75	3,75 4,40 5,20 5,40 6,10
	 	Con riempimento di metallo corrugato o rigato { Alluminio tenero Rame tenero od ottone Acciaio dolce Monel Acciaio inox	3,25 3,50 3,75 4,00 4,25	3,75 4,40 5,20 6,00 6,80
Ring Joint		Ferro o acciaio dolce Monel Acciaio inox	5,50 6,00 6,50	12,20 14,80 17,60

16.6.2 GUARNIZIONI TRA SUPERFICI MOBILI

Sono utilizzate quando le due superfici sono in moto relativo, esempio classico è il caso degli alberi.

Per esigenze lievi di tenuta, per esempio se si tratta solo di impedire l'entrata di polvere o la fuoriuscita di grasso da un cuscinetto a rotolamento, si usano le *tenute a labbro* (fig. 95) costituite da un dispositivo in gomma con o senza una molla interna per migliorare la tenuta. Ben nota è anche la variante *per alberi* in cui la guarnizione presenta un'armatura metallica in modo da formare un pezzo unico per il montaggio.

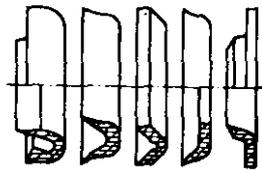


Figura 95: Tenute a labbro

Nel caso di alberi in moto alternativo, p. e. per steli di pistoni, la tenuta usata è l'*O-ring*, piccolo toro in gomma, originariamente a sezione circolare, la cui tenuta è assicurata da una leggera deformazione.

Nel caso di alberi in moto lento o saltuario la tenuta classica è quella *a baderna*, costituita da una serie di anelli di materiale molto deformabile, quali canapa impregnata o teflon, sistemate in un alloggiamento e premute da un dispositivo detto *pressatreccce*. Il numero di anelli in genere varia da quattro a dieci. Per evitare che l'eccessivo schiacciamento degli anelli ostacoli il moto dell'albero, e per assicurare una tenuta supplementare, talvolta si interpone un anello metallico forato che alimenta dell'olio lubrificante a bassa pressione. (fig. 96). Questa soluzione è comunemente adottata per gli alberi di pompe centrifughe, al fine di evitare ingressi d'aria nella zona di aspirazione, e per gli alberi degli agitatori di reattori e autoclavi per evitare fuoriuscite di vapori o di gas.

Nei casi più gravosi si usano le *tenute meccaniche*, che realizzano la tenuta attraverso il contatto strisciante tra un anello fisso solidale con il mozzo e un anello rotante solidale con l'albero e premuto

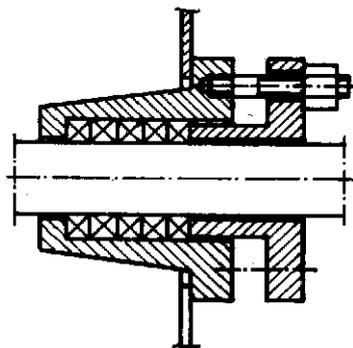


Figura 96: Guarnizioni a baderna

contro il primo dalla pressione di una molla elicoidale. Esse, sebbene più costose delle tenute a baderna, offrono prestazioni nettamente superiori.

Nel caso di alberi molto veloci, quali quelli dei turbocompressori, difficoltà di lubrificazione e raffreddamento sconsigliano l'uso della tenuta a contatto, come quelle dei tipi precedenti, e si realizza quindi una tenuta senza contatto o *tenuta a labirinto*, costituita da una serie di allargamenti e contrazioni di sezione che impongono al gas che vuole sfuggire forti perdite di carico. Ovviamente la tenuta non è perfetta, nel senso che un'aliquota di gas comunque sfugge, per cui, se ci sono esigenze di evitare perdite occorre iniettare nella sezione centrale del labirinto un gas inerte che assicuri la tenuta.

16.7 FLANGE

Costituiscono delle espansioni a corona circolare all'estremità di un recipiente o di un tratto di tubo, in modo ad assicurare la connessione con un elemento contiguo per mezzo di bulloni.

Si dividono in flange con superficie di contatto parziale, se la guarnizione non si estende oltre la circonferenza dei bulloni, oppure con superficie di contatto integrale, se la guarnizione supera la circonferenza dei bulloni. Le prime si dividono a loro volta in flange integrali, quelle che formano un tutto unico col mantello, e quindi sono soggette alla pressione del fluido, e flange libere, che non sono soggette alla pressione del fluido.

Un'ulteriore classificazione è quella della figura 97.

per il dimensionamento delle flange si fa solo l'esempio delle flange integrali, rimandando per le

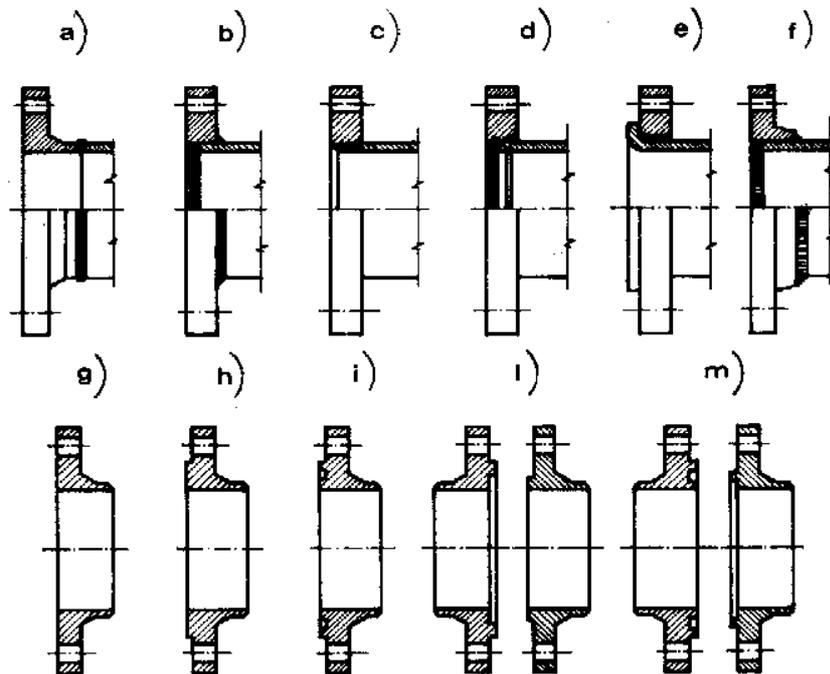


Figura 97: Tipi di flange: a, saldata di testa; b, saldata a sovrapposizione; c, filettata; d, mandrinata; e, libera; f, slip-on. Finiture della faccia: g, piana; h, con risalto; i, con risalto per guarnizione tipo "ring-joint"; l, a incameratura semplice; m, a incameratura doppia.

altre alla normativa. Esse vengono proporzionate con le formule seguenti:

$$\sigma_a = f' \frac{MX}{s_2^2}$$

$$\sigma_r = \frac{MX}{t^2} \left[1 + 1.33F \frac{t/s_1}{\sqrt{2r_1/s_1}} \right]$$

$$\sigma_t = \frac{MY}{t^2} - Z\sigma_r$$

i cui parametri sono dati nella tab. 98 e nella figura 99.

Figura 98: Formule per flange integrali

$$M = \frac{M_{MAX}}{2r_1}$$

$$X = \frac{1}{\frac{1}{T} \left(1 + \frac{t/s_1}{\sqrt{2r_1/s_2}} F \right) + \frac{V}{U} \frac{(t/s_1)^2}{\sqrt{2r_1/s_1}}}$$

$$T = \frac{3a^2 \left(1 + 2 \frac{1+\mu}{1-\mu} \ln a \right) - 3}{\pi(a-1) \left(1 + \frac{1+\mu}{1-\mu} a^2 \right)}$$

$$U = \frac{3a^2 \left(1 + 2 \frac{1+\mu}{1-\mu} \ln a \right) - 3}{\pi(1+\mu)(a^2-1)(a-1)}$$

$$Y = \frac{1}{a-1} \left[\frac{3}{\pi} (1-\mu) + \frac{6}{\pi} (1+\mu) \frac{a^2}{a^2-1} \ln a \right]$$

$$Z = \frac{a^2+1}{a^2-1}$$

$$a = \frac{r_2}{r_1}$$

$$l_0 = \sqrt{2r_1s_1}$$

M_{MAX} è assunto come il maggiore tra il valore del momento flettente al serraggio M_s e quello in condizioni di esercizio M_e . Si ha:

$$M_s = F_{G_e} b_G \frac{\sigma_0 \text{ alla temp. di esercizio}}{\sigma_0 \text{ alla temp. di serraggio}}$$

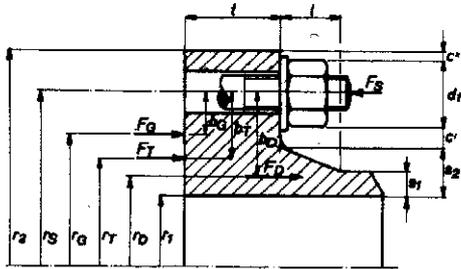
$$M_e = F_{G_e} b_G + F_D b_D + F_T b_T$$

$$F_{G_e} = F_s$$

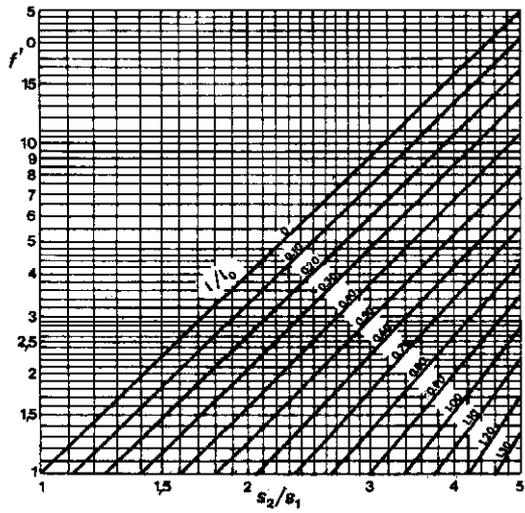
$$F_{G_e} = 4\pi b r_G m P$$

$$F_D = \pi r_1^2 P$$

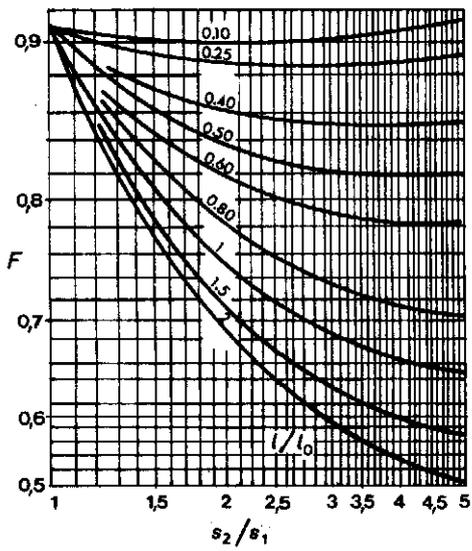
$$F_T = (\pi r_G^2 - \pi r_1^2) P$$



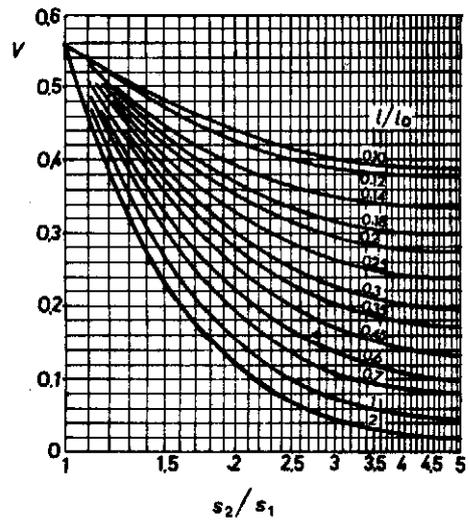
a



b



c



d

Figura 99: Figure per flange integrali