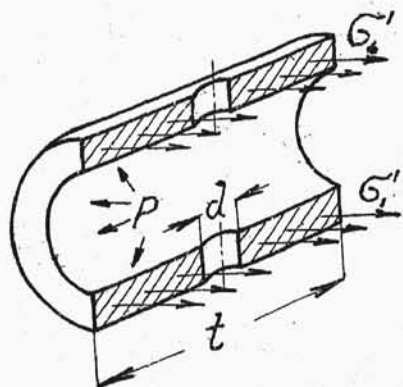


nętrznem /rys.112/.

§ 13. O b l i c z e n i e n i e e n m o c - n y c h i s z c z e l n y c h

Celem wyprowadzenia wzoru na grubość blachy kotłowej zbadamy naprężenia w poszczególnych przekrojach szwa /blachy/:

1/ Przekrój podłużny. Wyobraźmy sobie kawałek dzwona /rys.113/ długości jednej podziałki t , ograniczony dwiema płaszczyznami prostopadłymi do jego osi i jedną płaszczyzną osiową. W wypadku równowagi walczaka



Rys.113.

wycięty element powinien również znajdować się w równowadze pod działaniem sił obciążenia ciśnienia wewnętrznego p - kg/cm² i naprężeń na płaszczyznach przekroju, zastępujących oddziaływanie reszty zrównoważonego wal-

czaka. Już z teorii nitów wiemy, że algebraiczna suma rzutów ciśnienia na kierunku prostopadły do osiowej płaszczyzny przekroju jest $p.D.t$. Suma rzutów naprężeń σ' na ten kierunek jest $2.st.\sigma'$, gdzie s - grubość blachy dzwona. Z warunków równowagi:



skąd

$$p \cdot D \cdot t = 2 \cdot s \cdot t \cdot \sigma_1;$$

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot D}{2 \cdot s};$$

Przy uwzględnieniu, że przekrój osiowy dzwona na długości podziałki jest osłabiony przez otwór na nit, otrzymamy równanie:

$$p \cdot D \cdot t = 2 \cdot s \cdot (t - d) \cdot \sigma_1;$$

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot D \cdot t}{2 \cdot s \cdot (t - d)};$$

Stosunek $\frac{t-d}{t}$ nazywamy stopniem pełności przekroju i oznaczamy przez η . Zatem ostateczny wyraz dla naprężenia normalnego w przekroju podłużnym walczaka jest:

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot D}{2 \cdot s \cdot \eta};$$

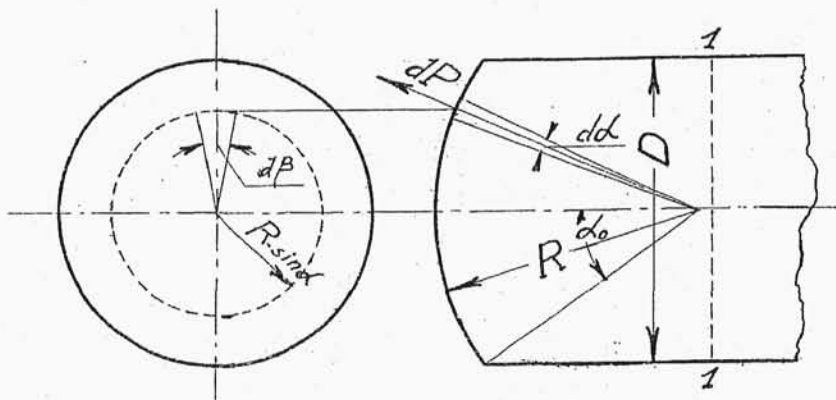
skąd grubość blachy kotła, wyznaczona ze względu na wytrzymałość szwu podłużnego, wynosi:

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_1 \cdot \eta};$$

2/ Przekrój poprzeczny. Nacisk pary na denko kotła powoduje jego rozrywanie w przekroju "1-1" /rys.114/. Bierzemy element powierzchni kulistego denka dF , odpowiadający kątom $d\alpha$ i $d\beta$. Parcie na ten element powierzchni jest:

$$dP = p \cdot R \cdot d\alpha \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot d\beta;$$

Biorąc sumę rzutów tych elementarnych nacisków na oś



Rys. 114.

kotła, otrzymamy całkowitą siłę parcia na denko, t.j. siłę rozrywającą kocioł w przekroju poprzecznym:

$$P = \int_{\beta=0}^{\beta=\pi} \int_{\alpha=0}^{\alpha=\alpha_0} 2 \cdot p \cdot R \cdot d\alpha \cdot R \cdot \sin d\alpha \cdot d\beta \cdot \cos d\alpha;$$

$$P = \int_{\beta=0}^{\beta=\pi} \int_{\alpha=0}^{\alpha=\alpha_0} 2 \cdot p \cdot R^2 \cdot \sin d\alpha \cdot \cos d\alpha \cdot d\alpha \cdot d\beta =$$

$$= \int_{\alpha=0}^{\alpha=\alpha_0} 2 \cdot p \cdot R^2 \cdot \sin d\alpha \cdot \cos d\alpha \cdot d\alpha \cdot \int_{\beta=0}^{\beta=\pi} d\beta =$$

$$= \frac{2 \cdot p \cdot R^2 \cdot \pi}{2 \cdot 2} \cdot \int_{\alpha=0}^{\alpha=\alpha_0} \sin 2\alpha \cdot d2\alpha =$$

$$= \frac{p \cdot R^2 \cdot \pi}{2} \cdot \left[-\cos 2\alpha \right]_0^{\alpha_0} = \frac{p \cdot R^2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot \sin^2 \alpha_0}{2};$$

ponieważ

$$R^2 \sin^2 \alpha_0 = \frac{D^2}{4};$$

więc

$$P = p \cdot \frac{\pi D^2}{4};$$

Ta siła parcia na denko kotła jest zrównoważona przez naprężenia w przekroju rozrywającym, t.j.:

$$\frac{p \cdot \pi D^2}{4} = \pi D \cdot s \cdot \sigma_{II}'$$

skąd

$$\sigma_{II}' = \frac{p \cdot D}{4 \cdot s};$$

Powyższy wzór na naprężenia normalne w przekroju poprzecznym odnosi się do przekroju pełnego ($\eta = 1$).

Po wprowadzeniu współczynnika pełności przekroju poprzecznego η_p otrzymamy:

$$\sigma_{II} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot s \cdot \eta_p};$$

Zatem grubość blachy ze względu na naprężenia w przekroju poprzecznym będzie:

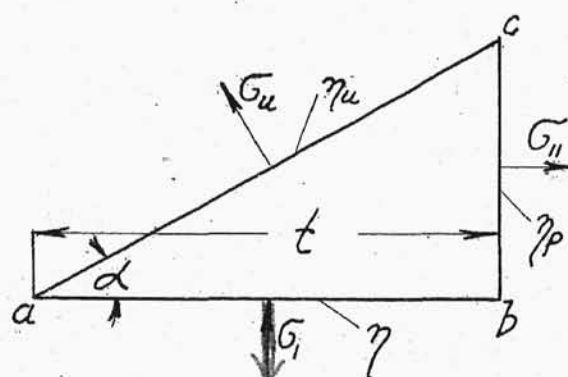
$$s = \frac{p \cdot D}{4 \cdot \sigma_{II} \cdot \eta_p};$$

Porównyując powyższe dwa wzory na naprężenia (σ_I, σ_{II}) widzimy, że przy jednakowej pełności przekrojów

$|\eta = \eta_p|$, naprężenia w przekroju podłużnym będą dwa razy większe niż w poprzecznym, gdyż:

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_{||}} = \frac{2 \cdot \eta_p}{\eta};$$

3/ Przekrój ukośny. Dla zbadania przekroju ukośnego wyobraźmy sobie wycięty z kotła element powierzchni w postaci trójkąta /rys.115/ o dwóch bokach idących



Rys.115.

wzdłuż przekroju podłużnego i poprzecznego. Zakładając, że naprężenie w przekroju podłużnym $|a-b|$ jest σ_t , w poprzecznym $|b-c|$ - $\sigma_{||}$, zaś ukośnym $|a-c|$ - σ_u , oraz że stopnie pełności tych

przekrojów są odpowiednio η , η_p i η_u , będziemy mogli napisać równanie równowagi dla tego elementu, rzucając wszystkie siły nań działające na kierunek prostopadły dla przekroju ukośnego, t.j.:

$$s.t. \eta \cdot \sigma_t \cdot \cos \alpha + s.t. \eta_p \cdot \sigma_{||} \cdot \sin \alpha + \\ - s.t. \frac{t}{\cos \alpha} \cdot \eta_u \cdot \sigma_u = 0;$$

albo:

$$\eta \cdot \sigma_1 \cdot \cos \alpha + \sigma_{II} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \eta_p = \frac{\eta_u}{\cos \alpha} \cdot \sigma_u;$$

ponieważ $\frac{\sigma_1}{\sigma_{II}} = \frac{2 \cdot \eta_p}{\eta}$ czyli $\sigma_{II} = \frac{\eta}{2 \eta_p} \cdot \sigma_1$

więc podstawiając, otrzymamy:

$$\eta \cdot \sigma_1 \cdot \cos \alpha + \frac{\sigma_1 \cdot \eta}{2 \cdot \eta_p} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \eta_p = \frac{\eta_u}{\cos \alpha} \cdot \sigma_u;$$

skąd

$$\sigma_u = \frac{\eta \cdot \sigma_1}{\eta_u} \cdot \left/ \frac{1 + \cos^2 \alpha}{2} \right/;$$

Wyznaczając z tego równania σ_1 i podstawiając do wzoru na grubość blachy liczonej dla przekroju podłużnego, otrzymamy wzór na grubość blachy w zależności od naprężenia w przekroju ukośnym:

$$S = \frac{P \cdot D}{2 \sigma_u \cdot \eta_u \cdot \frac{2}{1 + \cos^2 \alpha}};$$

Porównywając powyższe trzy wzory na grubość blachy kotłowej w zależności od naprężeń normalnych trzech różnych przekrojów, widzimy, że można je sprowadzić do wzoru ogólnego:

$$S = \frac{P \cdot D}{2 \cdot k_z \cdot \eta_s}$$

gdzie k_z - naprężenie dopuszczalne / $\sigma_1, \sigma_{II}, \sigma_u$ nie mogą przekraczać tego naprężenia/, zaś η_s jest t.zw. współczynnik pełności przekroju sprowadzony, przy czym:

dla przekroju podłużnego	$\eta_s = \eta$
" " poprzecznego	$\eta_s = 2 \cdot \eta_p$
zaś " " ukośnego	$\eta_s = \eta_u \cdot \frac{2}{1 + \cos^2 \alpha}$

Z powyższego wynika, że przy jednakowej pełności przekrojów / $\eta = \eta_p = \eta_u$ / najmniejsze η_s będzie dla przekroju podłużnego, w/g. którego też należy w tym wypadku obliczać grubość blachy. O ile pełności przekrojów są różne, to grubość blachy należy obliczać w/g. najmniejszego η_s .

W praktyce przy ciśnieniu do 15 atm. posługują się normami przy rozmieszczeniu nitów w poszczególnych rodzajach szwów /patrz "Mechanik" t.I.str.307/. W tym wypadku nie ma potrzeby sprawdzać naprężeń normalnych w przekrojach ukośnych.

Przy obliczaniu grubości blachy dodajemy zwykle 1 mm na rdzewienie, czyli ostateczna postać wzoru na grubość blachy jest:

$$S = \frac{P \cdot D}{2 \cdot k_z \cdot \eta_s} + 0,1 \text{ cm};$$

gdzie:

p - ciśnienie pary w kg/cm^2

D - średnica kotła w cm

k_z - naprężenie dopuszczalne w kg/cm^2

Naprężenie dopuszczalne k_z wyznaczamy przy obliczeniach kotłowych w zależności od wytrzymałości doraźnej R_z , t.j.:

$$k_z = \frac{R_z}{\varphi}$$

współczynnik bezpieczeństwa $\varphi = 4,0 - 4,75$, zależy od konstrukcji szwa /patrz "Mechanik" tom I.str.306/.

W Polsce wymagania stawiane przy budowie kotłów parowych, unormowane są rozporządzeniem Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 8 listopada 1930 roku w sprawie przepisów o budowie kotłów parowych. Zgodnie z temi przepisami obowiązuje naogół dla grubości ścianki kotła powyższy wzór, lecz tylko dopóki stosunek ciśnienia p do k_z w kg/mm^2 jest mniejszy od 10. Przy wysokich ciśnieniach i dla walczaków bez szwu, jeżeli $\frac{p}{k_z} \geq 10 \frac{\text{kg/cm}^2}{\text{kg/mm}^2}$ obowiązuje wzór:

$$S = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{\frac{R_z}{\varphi} \cdot 100}{\frac{R_z}{\varphi} \cdot 100 - 1,732 \cdot p}} - 1 \right]$$

W tym wzorze należy przyjmować wytrzymałość doraźną R_z w kg/mm^2 , więc $\frac{R_z}{\varphi} = k_z$ kg/mm^2 . Blachy kotłowe dla średnich ciśnień są wykonywane ze stali miękkiej o wytrzyma-

kości doraźnej $R_z = 3600 - 4000 \text{ kg/cm}^2$. Dla wyznaczenia grubości ścianki S należy najpierw wybrać typ szwa i założyć η_s . Fabryki, które projektują i budują kotły, wybierają typ szwa i zakładają η_s na podstawie własnego doświadczenia. Dla szwów znormalizowanych /rys.100 do 106 i 108,109/ można się posługiwać wskazówkami podanymi na tablicy XIV /str.169/ w zależności od rodzaju połączenia i ilości rzędów szwa. Typ szwa można wybierać z tablicy na str.312 "Mechanika" tom I. Podług grubości blachy oblicza się średnicę nita. Empiryczne wzory tablicy XIV uwzględniają już warunek, aby docisk jednostkowy między szyjką nita a blachą nie był nadmierny. Zależnie od średnicy nita dobiera się podziałkę. Im większa podziałka tem większe η , tem cieńsza i ekonomiczniejsza ścianka. Z drugiej strony duża podziałka może spowodować nieszczelność szwa. Tablica XIV podaje sprawdzone doświadczalnie wielkości podziałek największych szczelnych.

Wprowadzona od obliczenia podziałka musi być uzgodniona z η . Wreszcie należy sprawdzić dla obranego typu szwa wielkość oporu nitów na przesuwanie blach:

$$\frac{p \cdot D \cdot t}{2} = i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_p;$$

i - ilość nitów na długości podziałki. Wartość k_p nie

Rodzaj połączenia	Ilość rzędów szwa	Współczynnik pełności przekroju η	Jedn. opór przesuwu k_p w kg/cm ²	Średnica nita d w cm	Podziałka t w cm	Uwagi
Jedno-ciętne	1	0,5÷0,6	600÷700	$\sqrt{5S}-0,4$	$2,0.d+0,8$	
	2	0,6÷0,7	550÷650	$\sqrt{5S}-0,4$	$\frac{2,6.d+1,0}{2,6.d+1,5}$	rys. 101 102
	3	0,7÷0,75	500÷600	$\sqrt{5S}-0,4$	$3,0.d+2,2$	
Dwu-ciętne	1	0,65÷0,7	1000÷1200	$\sqrt{5S}-0,5$	$2,6.d+1,0$	
	2	0,7÷0,8	950÷1150	$\sqrt{5S}-0,6$	$\frac{3,5.d+1,5}{5,0.d+1,5}$	rys. 105 108
	3	0,8÷0,9	900÷1100	$\sqrt{5S}-0,7$	$6,0.d+2,0$	

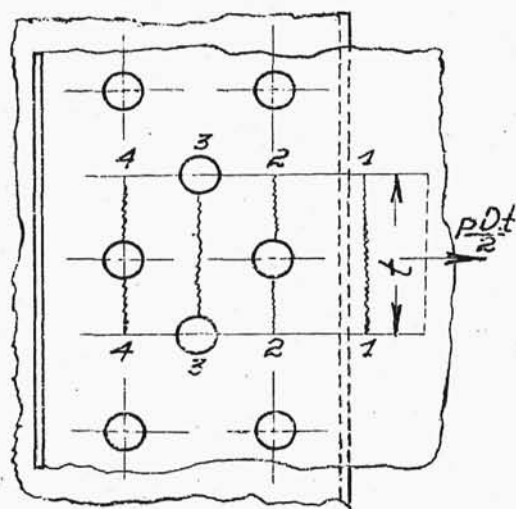
Tablica XIV.

powinna przekraczać tablicy XIV. Szew poprzeczny kotła obieramy zwykle typu prostszego, mianowicie na zakładkę, gdyż, jak wiemy, naprężenia normalne są w nim ^{naogół} mniejsze niż w podłużnym. Średnica nita pozostaje ta sama co w szwie podłużnym. Podziałka poprzeczna powinna również czynić zadość wymaganiom szczelności w/g. norm tablicy XIV. Wartość k_p obliczamy z równania:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p = i_p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_p$$

i_p - liczba nitów na obwodzie szwa poprzecznego. Podwójony stopień pełności szwa poprzecznego powinien wypaść większy od przyjętego przy obliczeniu ścianki η_s .

Aby zdać sobie sprawę ze stopnia narażenia poszczególnych przekrojów szwa, rozpatrzmy dla przykładu na-



Rys.116.

prężenia normalne szwa podłużnego trójrzędnej na zakładkę /rys.116/. Siła rozsuwająca blachy na długość jednej podziałki wynosi, jak wiemy, $\frac{P.D.t}{2}$, zatem dla przekroju "1-1" górnej blachy możemy napisać:

$$\frac{P.D.t}{2} = s.t.\sigma_1;$$

kroju:

$$\sigma_1 = \frac{P.D}{2.s};$$

dla przekroju "2-2":

$$\frac{P.D.t}{2} = s.(t-d).\sigma_2$$

skąd

$$\sigma_2 = \frac{P.D}{2.s.\eta};$$

W przekroju "3-3" działa na prawo od przekroju prócz siły $\frac{P.D.t}{2}$ siła oporu jednego nita $\frac{P.D.t}{6}$ zwrócona w przeciwną stronę, więc:

$$\frac{P.D.t}{2} - \frac{P.D.t}{6} = s.(t-d).\sigma_3$$

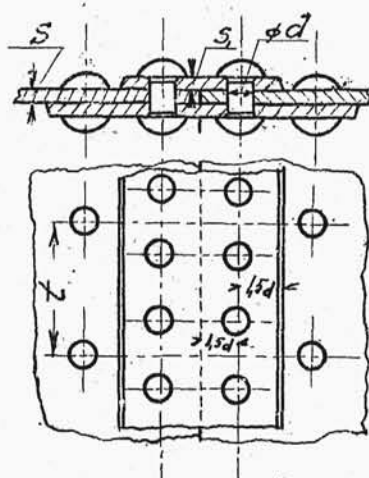
skąd

$$\sigma_3 = \frac{P.D}{3.s.\eta};$$

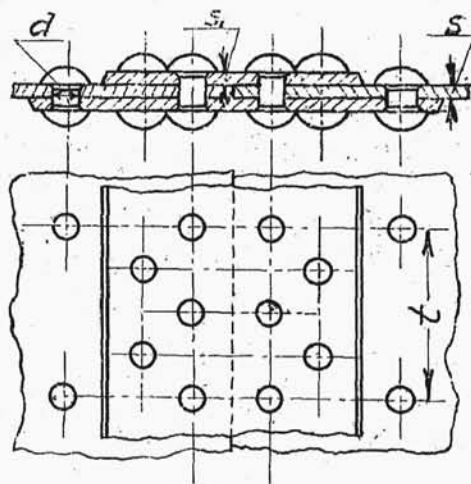
Podobnie dla przekroju "4-4":

$$\frac{P \cdot D \cdot t}{2} - 2 \frac{P \cdot D \cdot t}{6} = s(t-d) \cdot \sigma_4; \quad \sigma_4 = \frac{P \cdot D}{6 \cdot s \cdot \eta};$$

Porównując otrzymane naprężenia w poszczególnych przekrojach blachy górnej, widzimy, że najbardziej narażony jest przekrój "2-2"; przeliczanie więc naprężeń w następnych rzędach nitów jest w tym wypadku zbędne. Konieczne natomiast jest w szwach wielorzędnych o różnej ilości nitów w poszczególnych rzędach na długości jednej podziałki /rys.108 i 109/, gdyż wskutek niejednakowej pełności przekrojów $\frac{t-d}{t}$ i $\frac{t-2d}{t}$, naprężenia w rzędzie o większej ilości nitów mogą być większe. Szczególniej wymagają tego sprawdzenia szwy t.zw. półtora - ciętne /rys.117 i 118/. Szwy te pozwalają



Rys.117.



Rys.118.

ją stosować w pierwszym rzędzie nitów większą podziałkę,

Nr rys.	Rodzaj szwu	P.D. w kg	Spóroz. nitowanie rozcz. masz	η	d. w cm	t. w cm	Kp. w kg/cm ²	Wymiar w cm / p. rys.				Grubość nakładki S, w cm
								α	α_1	α_2	α_3	
100	jednociętne	1	do 500	4,75	4,5	0,58	$\sqrt{55-0,4}$ 700 (600÷700)	1,5d	-	-	-	-
102		2	390÷950	4,75	4,5	0,69	$\sqrt{55-0,4}$ 700 (550÷650)	1,5d	0,6t	-	-	-
101	jednociętne	2	390÷1000	4,75	4,5	0,67	$\sqrt{55-0,4}$ 700 (550÷650)	1,5d	0,8t	-	-	-
103		3	700÷1350	4,75	4,5	0,74	$\sqrt{55-0,4}$ 700 (500÷600)	1,5d	0,5t	-	-	-
104	dwuciętne	1	350÷850	4,25	4,0	0,68	$\sqrt{55-0,5}$ 1400 (1000÷1200)	1,5d	-	-	1,5d	0,6÷0,75
108		1½	850÷1600	4,25	4,0	0,82	$\sqrt{55-0,6}$ 1400 (950÷1150)	1,5d	0,4t	-	1,5d	0,8.5
105	dwuciętne	2	650÷1350	4,25	4,0	0,76	$\sqrt{55-0,6}$ 1400 (950÷1150)	1,5d	0,5t	-	1,5d	0,6÷0,75
118		2½	1300÷2300	4,25	4,0	0,85	$\sqrt{55-0,7}$ 1400 w.700 (1100÷700)	1,5d	0,38t	0,3t	1,5d	0,8.5
106	dwuciętne	3	1100÷2400	4,25	4,0	0,81	$\sqrt{55-0,7}$ 1400 (900÷1100)	1,5d	0,6t	-	1,5d	0,8.5

Tablica XV.

a więc cieńszą blachę zbiornika bez fasonowego wycinania nakładki.

Co się tyczy oporu k_p dla tych szwów, to dla nitów jednociętnych można przyjąć $k_p = 700 \text{ kg/cm}^2$, zaś dla dwuciętnych nie więcej niż 1500 kg/cm^2 .

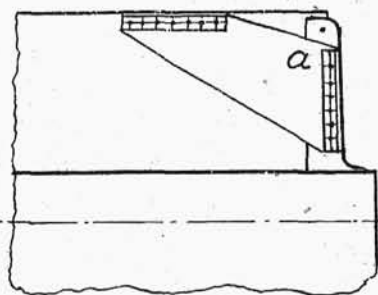
Dla wyboru rodzaju szwa i innych danych do projektowania walczaka pod wewnętrznym ciśnieniem można również posilkować się powyższą tablicą XV./str.172/ zaczerpniętą z "Maschinenelemente" Rötchera.

§ 14. Denka kotłowe

Po znitowaniu kocioł zamyka się z obu stron zapomocą denek /C-rys.99/. Denka płaskie stosuje się bardzo rzadko i do zupełnie małych ciśnień, gdyż miejsca

α /rys.119/ są bardzo narażone na gięcie. Najczęściej stosowane są dna wypukłe /kuli-

ste/, znacznie wytrzymalsze od poprzednich. Denka kuliste są wytłaczane z okrągłej blachy, rozgrzanej do jasnej czerwoności zapomocą specjalnej prasy hydraulicznej. Denko łączy się z kotłem szwem poprzecznym. Grubość



Rys.119.

ścianki denka jest inna niż grubość walczaka; oblicza

się ją z poniższego wzoru.

Siła parcia na denko $P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$, wywołuje na jego obwodzie naprężenia rozciągające σ /rys.120/, z którymi się równoważą.

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot p = s_1 \cdot \pi D \cdot \sigma \cdot \sin \alpha_0;$$

gdzie s_1 - oznacza grubość ścianki denka kulistego. Z powyższego równania:

$$s_1 = \frac{p \cdot D}{4 \cdot \sin \alpha_0 \cdot \sigma};$$

ponieważ $\frac{D}{2 \cdot \sin \alpha_0} = R_w$

zatem $s_1 = \frac{p \cdot R_w}{2 \cdot \sigma}$

dodając 1 mm na rdzewienie, otrzymamy wzór na grubość ścianki denka w postaci ostatecznej:

$$s_1 = \frac{p \cdot R_w}{2 \cdot k_r} + 0,1 \text{ cm};$$

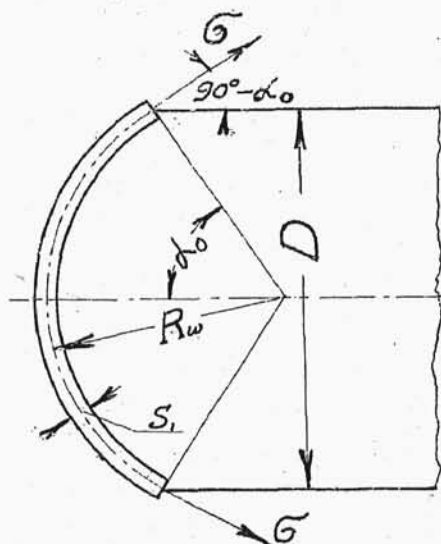
gdzie:

p - ciśnienie w kg/cm^2

R_w - promień " cm

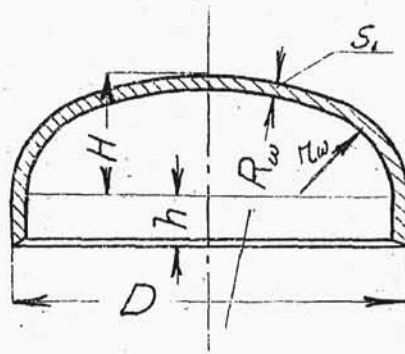
k_r - napręż. dopuszczal. " kg/cm^2

Praktyka stosowania denek wypukłych wykazała, że najwięcej narażeniem miejscem jest przejście od powierzchni



Rys. 120.

o dużym promieniu R_w do powierzchni o promieniu r_w /rys. 121/, gdyż w tych miejscach materiał nie jest jednolicie zgnieciony i szczególnie przy wyższej temperaturze i obciążeniu zmiennym powstają tam pęknięcia; to też denka dla wysokich ciśnień powinny być kształtu półkuli. Dla niższych ciśnień zaokrąglenia o promieniu r_w są dopuszczalne, lecz pod warunkiem, aby $R_w \leq D$, zaś $r_w \geq 0,125 \cdot D$. W zależności też od kształtu denka dobieramy naprężenie dopuszczalne k_z zgodnie z podaną niżej tabelicą XVI.



Rys. 121.

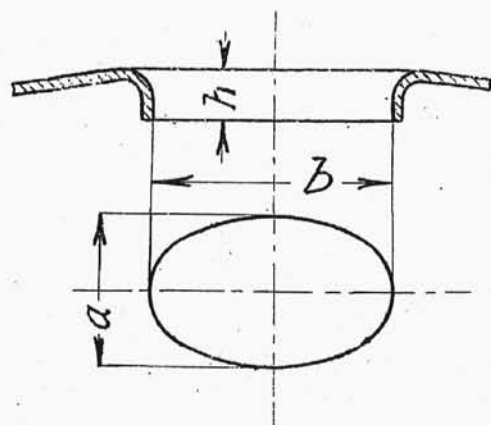
Wartości największe dla k_z :

Materiał	$\frac{D}{7} > r_w > \frac{D}{8}$ względnie	$\frac{D}{5,5} > r_w > \frac{D}{7}$	$r_w \geq \frac{D}{5,5}$	Dno elip- tyczne o stosunku osi 1:2
$R_z = 3600$	395	510	560	630
$R_z = 4000$	440	570	620	720

Tabelica XVI.

W wypadku, gdy dno zawiera otwór włączowy /rys. 122/, jak np. denka kołpaka, to grubość obliczoną S_1 należy powiększyć co najmniej o 3 mm. Otwór włączowy robi się

zazwyczaj eliptyczny o wymiarach osi 300 x 400 mm. Ze względu na osłabienie denka przez otwór włazowy, wzmac-



Rys.122.

nia się go wytłoczoną specjalnie kryzą, której wysokość h oblicza się w/g.wzoru:

$$h \geq \sqrt{a \cdot s};$$

gdzie s - grubość ścianki denka, zaś a -mniejszy wymiar otworu włazowego.

Przy budowie kotłów obowiązują specjalne przepisy Ministerstwa Przemysłu i Handlu.

§ 15. Przykład obliczenia walczaka kotłowego

Zaprojektować całkowite nienie kotła /walczaka/ dla następujących danych:

ciśnienie w kotle $p = 12 \text{ kg/cm}^2$

średnica kotła $D = 1200 \text{ mm}$

długość " $L \approx 6600 \text{ "}$

średnica kołpaka $D_1 = 650 \text{ "}$

wysokość " $H_1 = 700 \text{ "}$

1/ Szew podłużny. Podług danego ciśnienia w kotle i jego średnicy wybieramy na podstawie tablicy /"Mecha-

nik" t.I.str.312/ typ szwa podłużnego. Zadany warunek odpowiada szew trójrzędny na zakładkę /rys.103/. Grubość blachy walczaka obliczamy ze wzoru:

$$S = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \eta \cdot k_z} + 0,1 \text{ cm};$$

gdzie $k_z = \frac{R_z}{\varphi}$; $R_z = 3600 \text{ kg/cm}^2$, zaś φ , zakładając nitowanie maszynowe, obieramy z tablicy /Mechanik T.I.str.306/ dla szwa trójrzednego jako $\varphi = 45$, zatem napężenie dopuszczalne dla obranej blachy będzie:

$$k_z = \frac{3600}{45} = 800 \text{ kg/cm}^2;$$

Z tablicy XIV /str.169/ dla szwa trójrzednego na zakładkę

$$\eta = 0,7 \div 0,75 \text{ średnio } \eta = 0,73$$

Podstawiając otrzymane wartości do wzoru na grubość blachy, widzimy:

$$S = \frac{12 \cdot 140}{2 \cdot 800 \cdot 0,73} + 0,1 = 1,445 + 0,1;$$

Blachy kotkowe wyrabiane są o grubościach co $\frac{1}{2}$ mm, można więc wziąć

$$S = 15,5 \text{ mm};$$

Obliczamy średnicę nita i podziałkę /tabl.XIV/:

$$d = \sqrt{5 \cdot S} - 0,4 \text{ cm} \approx 2,3 \text{ cm} = 23 \text{ mm};$$

$$t = 3 \cdot d + 2,2 \text{ cm} = 9,1 \text{ cm} \approx 90 \text{ mm}$$

Po ustaleniu średnicy nita i podziałki należy sprawdzić

$$\eta = \frac{t-d}{t} = \frac{90-23}{90} = 0,75;$$

Ponieważ do obliczenia grubości blachy było wzięte η mniejsze /0,73/, więc wprowadzimy poprawkę

$$S = 1,445 \frac{0,73}{0,75} + 0,1 \approx 1,5 \text{ cm} = 15 \text{ mm}.$$

Zmniejszenie grubości o $\frac{1}{2}$ mm stanowi znaczne zmniejszenie ciężaru całego walczaka.

Sprawdzamy wielkość oporu k_p :

$$\frac{p \cdot D \cdot t}{2} = 3 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_p;$$

skąd $k_p = 603 \text{ kg/cm}^2$, co jest dopuszczalne.

2/ Szew poprzeczny. Obierając szew jednorzędny na zakładkę /rys.100/ i stosując w szwach poprzecznych stale takie same nity jak w podłużnych, gdyż ułatwia to pracę przy nitowaniu walczaka i wierceniu otworów w blachach, mamy

$$d = 23 \text{ mm}; t = 2d + 0,8 = 54 \text{ mm};$$

ilość nitów

$$i_p = \frac{\pi \cdot 1400}{54} \approx 83;$$

Ponieważ pożądana jest wielokrotność 4-ch, przeto dajemy 84 nity i sprawdzamy k_p :

$$i_p \cdot \frac{\pi \cdot 23^2}{4} \cdot k_p = \frac{\pi \cdot 140^2}{4} \cdot 12$$

skąd

$$k_p \approx 530 \text{ kg/cm}^2$$

Warunek zachowania nitów o niezmiennionej średnicy i wymagania szczelności nakazują pogodzić się z otrzymaną wartością k_p . Gdyby k_p wypadło za duże, należałoby

przejść do szwa dwurzędnego.

Po obliczeniu szwa poprzecznego, należy sprawdzić, czy współczynnik pełności przekroju sprowadzony η_s jest dla niego istotnie większy od przyjętego przy obliczaniu grubości blachy.

$$\eta_p = \frac{t' - d}{t'} = \frac{52,5 - 23}{52,5} \approx 0,566; \quad t' = \frac{\pi \cdot 1400}{80} \%$$

$$\eta_s = 2 \cdot \eta_p = 2 \cdot 0,566 \approx 1,13 > 0,75;$$

Ilość dzwon musi być ustalona w związku z szerokością walcowanych blach, zwykle od 1,5 do 2 m, a także w maszynami w kotlarni. Przy ustalaniu długości dzwon należy uwzględnić długość zakładek.

W naszym wypadku długość zakładki dla szwa jednorzędnego wynosi:

$$\ell' = 2 \cdot 1,5 \cdot 2,3 \approx 70 \text{ mm};$$

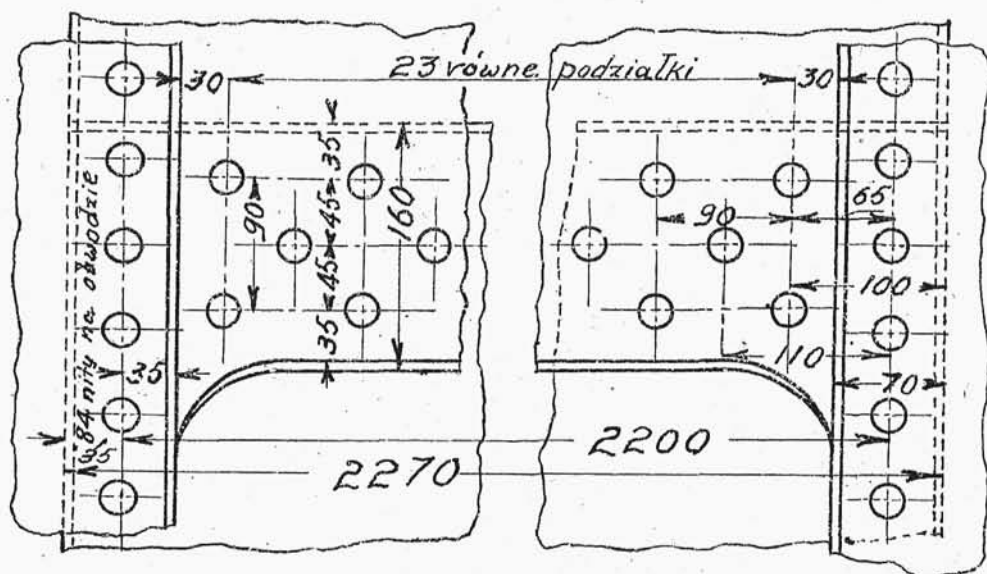
Ze względu na duży koszt fabrykacji den, pożądana jest nieparzysta ilość dzwon, aby oba dna były jednakowe.

Dajemy trzy dzwona. Długość dzwona wynosi:

$$\ell = \frac{L + 2 \cdot \ell'}{3} = \frac{6600 + 2 \cdot 140}{3} \approx 2270 \text{ mm};$$

Korzystając, że długość walczaka została zadana w przybliżeniu, ustalamy długość dzwon ze względu na rozmieszczenie nitów - 2270 mm /rys.123/.

Nity graniczące z krawędziami sąsiednich dzwon muszą być tak umieszczone, aby możliwe było uszczelnienie głą-



Rys.123.

wek nitów i samej krawędzi blachy.

Długość blachy wewnętrznego dzwona możemy obliczyć ze wzoru:

$$l_w = \pi \cdot (D - s) + l'';$$

gdzie l'' - długość zakładki szwa podłużnego. Zgodnie z rys.123 $l'' = 160$ mm, zatem

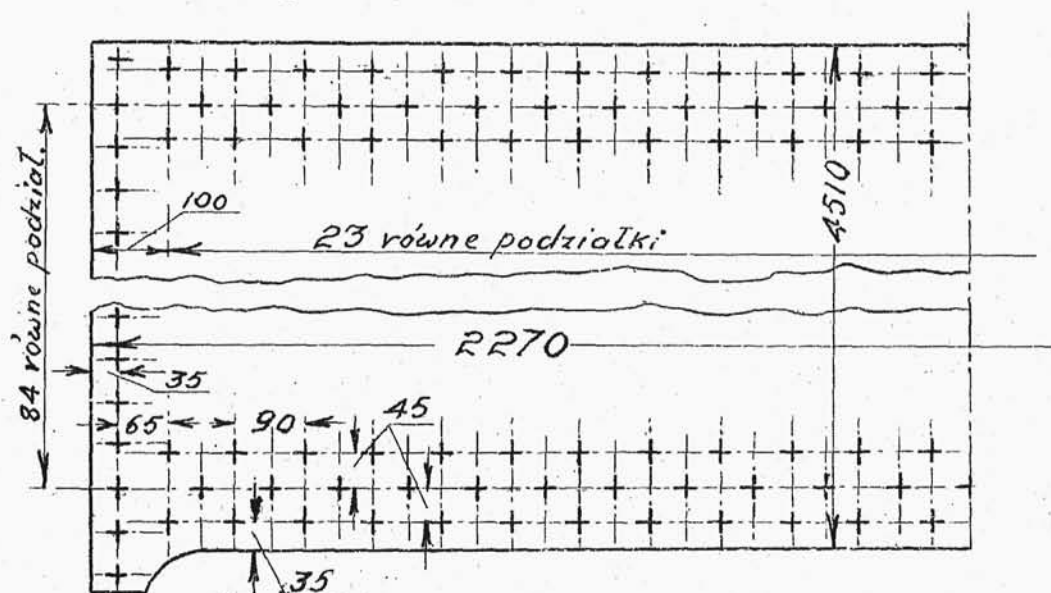
$$l_w = \pi \cdot (1400 - 15) + 160 = 4509 \text{ mm};$$

Analogicznie długość blachy zewnętrznego dzwona:

$$l_z = \pi \cdot (D + s) + l'' = 4603 \text{ mm}.$$

Do obliczonych wymiarów blach z powodu ich obróbki i tolerancji dla dostawy, należy dodać po 10 mm. Zamawiamy więc blachy o wymiarach: 5420 x 2280 i 4615 x 2280 mm.

Na rys.124 pokazane jest rozwinięcie blachy wewnętrznej i rozkład na niej nitów.



Rys.124.

D e n k a. Obierając typ denka o wielkiej wypukłości /rys.121/ znajdziemy jego wymiary z katalogu fabryki produkującej takie denka, w/g. średnicy walczaka. Dla $D = 1400$ mm /w/g. "W.Fitzner i K.Gamper"/:

$$R_w = 1205; \quad H = 355; \quad \tau_w = 265 \text{ mm};$$

ponieważ $\frac{D}{7} < \tau_w < \frac{D}{5,5}$, więc bierzemy: $k_r = 510 \text{ kg/cm}^2$ /tabl.XVI, str.175/, zaś grubość ścianki denka

$$S_1 = \frac{P \cdot R_w}{2 \cdot k_r} + 0,1 \text{ cm.} = \frac{12 \cdot 1205}{2 \cdot 510} + 0,1 \approx 15,5 \text{ mm};$$

K o ł p a k. Traktując kołpak jako mały kocioł, obliczymy jego szwy i grubość blachy podobnie jak samego

walczaka kotkowego. Podług średnicy kołpaka $D_1 = 650$ mm obieramy szew podłużny jednorzędowy na zakładkę /"Mechanik" T.I.str.312/. Grubość blachy kołpaka obliczymy ze wzoru:

$$S_{II} = \frac{P \cdot D_1}{2 \cdot \eta \cdot k_{\tau}} + 0,1 \text{ cm};$$

Dla szwa jednorzędnego $\eta = 0,55$ /tabl.XIV/, naprężenie dopuszczalne, przy założeniu nitowania mechanicznego, możnaby przyjąć jak przy obliczeniu walczaka t.j. $k_{\tau} = 800 \text{ kg/cm}^2$; zważywszy jednak, że blacha kołpaka u dołu jest krępowana, bierzemy $k_{\tau} = 800 \cdot 0,8 = 600 \text{ kg/cm}^2$, zatem

$$S_{II} = \frac{12.65}{2 \cdot 0,55 \cdot 600} + 0,1 \approx 1,18 + 0,1 \approx 1,3 \text{ mm};$$

Średnica nita szwa podłużnego kołpaka /tabl.XIV/:

$$d = \sqrt{5 \cdot S} - 0,4 = 2,54 - 0,4 \text{ cm}$$

W celu ujednostajnienia średnic nitów dajemy $d = 23 \text{ mm}$

$$\text{Podziałka: } t = 2 \cdot d + 0,8 = 54 \text{ mm};$$

Dla denka kołpaka dajemy: $R_w = 580$, $\tau_w = 120$ i $H = 120 \text{ mm}$.

$$k_{\tau} = 510 \text{ kg/cm}^2 \text{ do } \frac{D_1}{7} < \tau_w < \frac{D_1}{5,5} \text{ zatem:}$$

$$S_{III} = \frac{P \cdot R_w}{2 \cdot k_{\tau}} + 0,1 \text{ cm} = 0,68 + 0,1;$$

dodając 4 mm z powodu otworu na właz otrzymamy ostateczną grubość denka kołpaka:

$$S_{III} = 12 \text{ mm};$$

Ilość nitów do przymocowania denka do kołpaka ze względu

na szczelność dajemy:

$$\frac{\pi \cdot 650}{54} = 38 ;$$

Opór k_p sprawdzamy z równania:

$$p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_p$$

skąd

$$k_p = 250 \text{ kg/cm}^2;$$

Połączenie kołpaka z walczakiem przedstawia rzadki wypadek, gdy nity pracują na rozciąganie; to też daje się je możliwie gęsto t.j. w odległości podziałki $t = 2,5d$. Ilość nitów rozmieszczonych na kryzie kołpaka nie powinna być mniejsza od obliczonej z równania:

$$p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = i_m \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_z$$

gdzie k_z naprężenie dopuszczalne na zerwanie nita do 200 - 300 kg/cm². W naszym przykładzie najmniejsza ilość nitów:

$$i_m = \frac{12 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 2,5^2}{4} \cdot 200} = 48 ;$$

Po obliczeniu tej ilości nitów musimy narysować rozwinięcie blachy kołpaka /rys.125/ i sprawdzić, czy po krzywej linii kryzy da się umieścić 48 nitów w odległości $t = 2,5$; w przeciwnym wypadku należałoby dać dwa rzędy nitów w zakosy.

Otwór włazowy w kotle musi być usztywniony i wzmocniony, np. zapomocą pierścienia /rys.126/. Ponieważ,

cienia w cm. Zakładając $Z = 100 \text{ mm} / 400 + 2Z < D$, otrzymujemy:

$$S_{\text{ir}} = \frac{45}{2 \cdot 10} = 22,5 \text{ mm};$$

Ilość nitów do przymocowania pierścienia można obliczyć z równania:

$$\frac{n}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_p = \rho \cdot \frac{D \cdot l}{2}$$

skąd, zakładając opór przesuwania pierścienia $k_p = 700 \text{ kg/cm}^2$ i $l = 30 \text{ cm}$, otrzymamy: $n = 20$.

Gdyby n -nitów nie można było umieścić na obwodzie pierścienia, to dajemy dwa rzędy w zakosy, co powoduje zwiększenie szerokości pierścienia, a czasem i średnicy kołpaka.

§ 16. N i c e n i a s z o z e l n e

Do niceń szczelnych zaliczamy te, w których nity nie są obliczane na wytrzymałość waale, bowiem obciążenie zewnętrzne jest wogóle nieznaczne, jak np. w przewodach gazowych, lub gęstość rozmieszczenia nitów czyni zbędnym ich obliczanie nawet przy poważniejszym obciążeniu, jak np. w zbiornikach otwartych do cieczy.

Przy projektowaniu tych niceń posługujemy się danymi z praktyki. Grubość blach w rurach, zbiornikach, kominach żelaznych i t.p. stosuje się od 2 do 10 mm. Uszczelnianie mechaniczne blach do 4,5 mm jest niemożliwe z powodu małej sztywności cienkiej blachy i odbywa