

XIII MIĘDZYNARODOWE KOŁOKWIUM  
 "MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"  
 13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON  
 "MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"  
 25-28.04. ZAKOPANE

Zygmunt KĘPKA

Instytut Technologii Maszyn i Sprzętu Mechanicznego  
 Politechnika Świętokrzyska

ANALIZA NAPRĘŻEŃ W KOŁNIERZU ZŁĄCZA  
 BAGNETOWEGO AUTOKŁAWU

Streszczenie. W pracy dokonano analizy naprężeń w niebezpiecznym przekroju kołnierza płaszcza zamknięcia bagnetowego autokława. Podano metodę obliczeń sił wewnętrznych i naprężeń oraz omówiono wpływ różnych czynników na wytrzymałość materiału kołnierza.

## 1. Obliczanie naprężeń w przekroju kołnierza

### 1.1. Wyznaczanie sił wewnętrznych i charakterystyk geometrycznych

W celu wyznaczenia sił wewnętrznych i naprężeń w przekroju poprzecznym pierścienia kołnierza przyjęto założenia:

- a/ przekrój poprzeczny pierścienia nie zmienia swego kształtu i wymiarów pod wpływem obciążenia,
- b/ w dowolnym punkcie przekroju pierścienia kołnierza występuje jednoosiowy stan naprężeń.

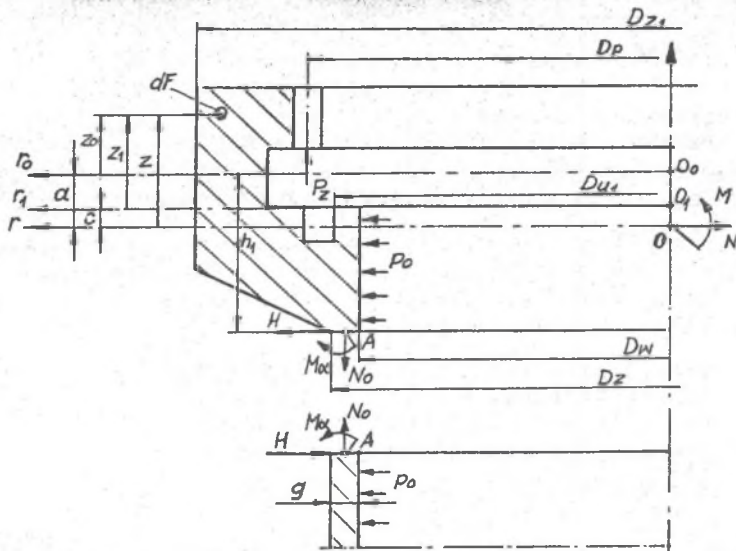
Z założeń tych wynika, że pierścień kołnierza pracuje tylko na rozciąganie i osiowo-symetryczne zginanie.

Na rys.1 podano oznaczenia osi układu współrzędnych -  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $z$ , obciążeń zewnętrznych -  $p_0, p_z$ , sił wewnętrznych -  $N, M$ ,  $N_0$ ,  $H$ ,  $M_\alpha$  oraz podstawowych wymiarów kołnierza.

Z równań równowagi pierścienia wynikają następujące wielkości sił wewnętrznych:

$$N = \frac{1}{2} D_w h_1 p_0 + \frac{1}{4} \pi D_s H, \quad (1)$$

$$M = \frac{1}{16} (D_p - D_s) D_{u1} p_0 + \frac{1}{2} D_w h_1 \left( \frac{h}{2} - c \right) p_0 + \frac{1}{4} \pi D_s M_\alpha + \frac{1}{4} \pi D_s (h_1 - c) H, \quad (2)$$



Rys.1. Przekrój poprzeczny kołnierza z podstawowymi oznaczeniami

Fig.1. Cross-section of flange with fundamental notations

$$N_0 = \frac{D_{u1}^2}{4 E_s} P_0 \quad (3)$$

Do wyznaczenia występujących we wzorach (1) i (2) sił  $H$  i  $M\alpha$  przyjętych za wielkości hiperstatyczne, wykorzystano warunki zgodności odkształceń promieniowych i osiowych w miejscu połączenia pierścienia kołnierza z jego częścią walcową (punkt A na rys.1):

$$\tilde{\sigma}_r^P = \tilde{\sigma}_r^W \quad (4)$$

$$\tilde{\nu}^P = \tilde{\nu}^W \quad (5)$$

Przemieszczenia te można wyznaczyć ze wzorów:

$$\tilde{c}_r^P = \frac{N}{E J_1(r)} + \frac{M \cdot z_A}{E J_3(r)}, \quad (6a)$$

$$\tilde{c}_r^W = \frac{M\alpha}{2\beta^2 D} - \frac{H}{\beta^2 D} + \frac{D_s P_0}{2 E g}, \quad (6b)$$

$$\tilde{\nu}^P = \frac{M}{E J_3(r)}, \quad (7a)$$

$$\tilde{\nu}^W = \frac{M\alpha}{\beta D} - \frac{H}{2\beta^2 D}, \quad (7b)$$

gdzie:

$$D = \frac{E g^3}{12(1-\nu^2)}, \quad (8)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12(1-\nu^2)}{D_s^2 g^2}} \quad (9)$$

Występujące we wzorach  $J_1(r)$  i  $J_3(r)$  są charakterystykami geometrycznymi przekroju, w których współrzędna  $z$  odmierzana jest od osi głównej  $r$ . Położenie tej osi wyznacza się następująco:

- dla przyjętej dowolnie osi odniesienia  $r_1$  oblicza się charakterystyki geometryczne przekroju:

$$J_1(r) = \int_F \frac{dF}{r} \quad (10a)$$

$$J_2(r) = \int_F \frac{z dF}{r} \quad (10b)$$

$$J_3(r) = \int_F \frac{z^2 dF}{r} \quad (10c)$$

- uwzględniając, że dla osi głównej  $r$   $J_2(r) = 0$  i podstawiając  $z = z_1 - c$ , wyznacza się odległość  $c$  osi głównej  $r$  od  $r_1$ :

$$c = \frac{J_2(r)}{J_1(r)} \quad (11)$$

- wyznacza się  $J_3(r)$ :

$$J_3(r) = \int_F \frac{(z_1 - c)^2 dF}{r} = J_3(r_1) - c^2 J_1(r_1) \quad (12)$$

### 1.2. Wyznaczanie naprężeń

Po wstawieniu do równań (4) i (5) wyrażeń (6a), (6b), (7a), (7b), (8) i (9), wyznacza się wielkości hiperstatyczne  $H$  i  $M\alpha$ . Znajomość  $H$  i  $M\alpha$  pozwala obliczyć ze wzorów (1) i (2) siły wewnętrzne  $N$  i  $M$  w przekroju poprzecznym pierścienia kołnierza, określić położenie osi obojętnej przekroju względem osi głównej:

$$a = \frac{N}{M} \frac{J_3(r)}{J_1(r)} \quad (13)$$

oraz naprężenia w dowolnym punkcie przekroju kołnierza:

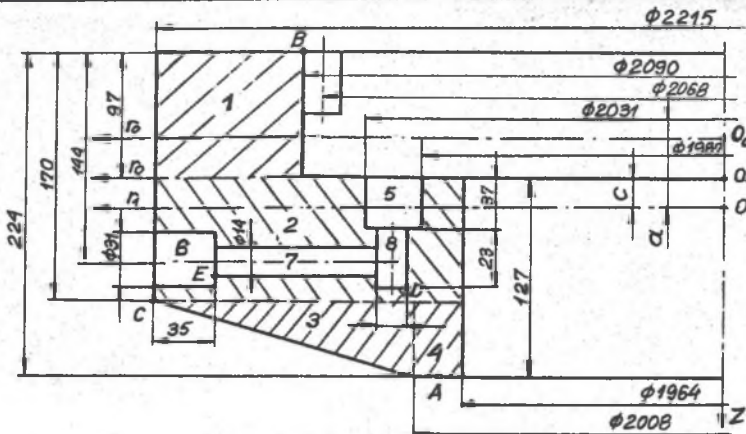
$$\sigma = \frac{M}{J_3(r)} z + \frac{N}{J_1(r)} \quad (14)$$

### 1.3. Przykład liczbowy

W oparciu o podane w punktach 1.1 i 1.2 wzory wyznaczono siły wewnętrzne oraz naprężenia w punktach A, B, C, D i E przekroju kołnierza osłabionym otworami. Obliczenia wykonano dla  $p_0 = 1,63$  MPa,  $E = 2 \cdot 10^5$  N/mm<sup>2</sup>,  $\nu = 0,3$ ,  $k_1 = 13,60$  N/mm i wymiarów przekroju kołnierza zgodnych z rys. 2.

Wykorzystując wzory (10a), (10b), (10c), (11) i (12), obliczono wartości charakterystyk geometrycznych przekroju względem osi  $r_1$  i  $r$  otrzymując:

$$J_1(r_1) = 15,39 \text{ mm}, \quad J_2(r_1) = 297,95 \text{ mm}^2, \quad J_3(r_1) = 63166,99 \text{ mm}^3,$$



Rys.2. Podstawowe wymiary przekroju kołnierza  
Fig.2. Main dimensions of flange cross-section

oraz  $c = 19,36 \text{ mm}$ ,  $J_{z(r)} = 57398,67 \text{ mm}^3$ .  
Następnie obliczając wielkości określone wzorami (6a) + (9), podstawiano je do równań (4) i (5), z których po rozwiązaniu otrzymano następujące wartości wielkości hiperstatycznych  $H$  i  $M\alpha$  oraz sił wewnętrznych  $N$  i  $M$ :

$$H = -3,90 \text{ N/mm}, \quad M\alpha = -6072,86 \text{ Nmm/mm}, \\ N = 197200,6 \text{ N/mm}, \quad M = 31827690,0 \text{ Nmm/mm}.$$

Z kolei ze wzoru (13) obliczono wartość  $a$  określającą położenie osi obojętnej oraz ze wzoru (14) naprężenie w punktach A + E przekroju kołnierza otrzymując:

$$a = -23,11 \text{ mm}, \quad \sigma_A = 73,01 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_B = -39,16 \text{ N/mm}^2, \\ \sigma_C = 38,43 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_D = 35,42 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_E = 29,86 \text{ N/mm}^2.$$

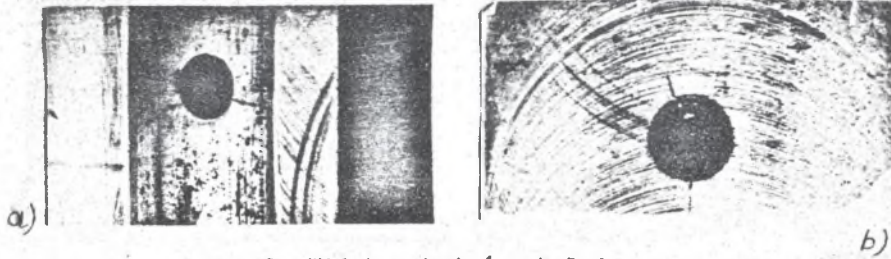
## 2. Analiza naprężeń w przekroju kołnierza

Jak wynika z obliczeń wykonanych w pkt. 1.3, wartości naprężeń w punktach przekroju kołnierza są znacznie niższe od dopuszczalnych naprężeń na rozciąganie.

Podobne wartości naprężeń otrzymano z pomiarów tensometrycznych podczas próby wodnej autoklawu, przy ciśnieniu  $p_r = 1,63 \text{ MPa}$ . I tak na powierzchni zewnętrznej części stożkowej kołnierza naprężenia obwodowe wynosiły  $48,4 \text{ N/mm}^2$  w pobliżu punktu A oraz  $28,4 \text{ N/mm}^2$  w miejscu oddalonym o  $40 \text{ mm}$  od punktu C. Natomiast w pobliżu otworu  $\phi 31$  naprężenia te miały wartość  $32,8 \text{ N/mm}^2$ , zaś w sąsiedztwie punktu B wynosiły  $-25,2 \text{ N/mm}^2$ .

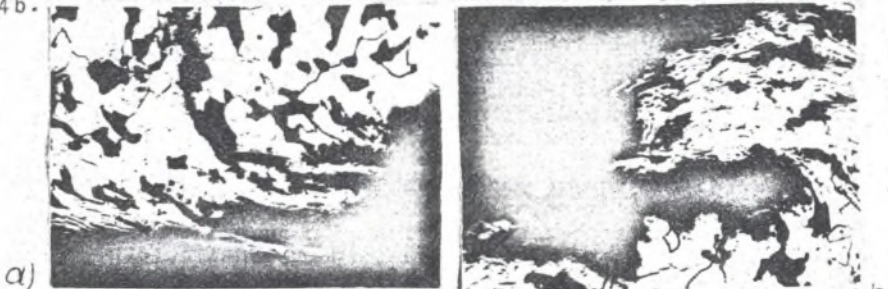
Z obliczeń oraz pomiarów tensometrycznych wynikałoby, że przy tak niskim poziomie naprężeń jest zapewnione bezpieczeństwo pracy kołnierza autoklawu.

Jednakże dokładne oględziny kołnierzy szeregu autoklawów po kilkunastomiesięcznym okresie ich eksploatacji wykazały występowanie pęknięć w płaszczyźnie przekroju osłabionej otworami  $\phi 12$ ,  $\phi 14$  i  $\phi 31$  wzdłuż całej długości ich tworzących - rys.3a i 3b.



Rys.3. Widok pęknięć w kołnierzu  
Fig.3. View of cracks in flange

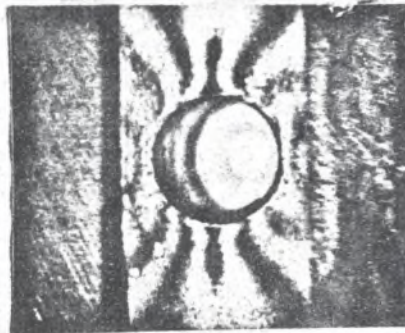
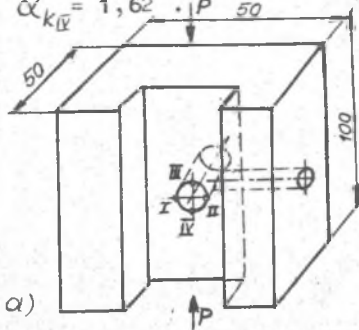
Dokładniejsze badania metalograficzne wykazały na powierzchniach wewnętrznych otworów duże zniekształcenia ziarn. świadczące o wysokim poziomie napięć wewnętrznych, powodujące odkształcenia elastyczne materiału oraz mikro-pęknięcia - rys.4a i 4b.



Rys.4. Obraz zniekształceń struktury materiału kołnierza  
Fig.4. View of structure distortion of flange material

Przyczyną tego mogła być koncentracja naprężeń wywołana występowaniem otworów w pierścieniu kołnierza.

W celu określenia ich wpływu na poziom naprężeń w kołnierzu dokonano badań elasto-optycznych modelu fragmentu kołnierza osłabionego otworami - rys.5a, otrzymując następujące wartości współczynnika koncentracji naprężeń:  $\alpha_{k_I} = 1,78$ ,  $\alpha_{k_{II}} = 1,71$ ,  $\alpha_{k_{III}} = 1,66$  i  $\alpha_{k_{IV}} = 1,62$ .



Rys.5. Model fragmentu kołnierza i obraz izochrom  
Fig.5. Part of flange model and view of isochromatics

Na rys.5b przedstawiono układ izochrom obrazujących charakter wyteżenia wokół otworu w rowku uszczelki.

Uwzględnienie współczynnika koncentracji naprężeń w obliczeniach może dać w wyniku wartości naprężeń jedynie zbliżone do naprężeń dopuszczalnych. Należy więc sądzić, że do powstawania pęknięć może w znacznym stopniu przyczyniać się gwałtowny wzrost temperatury powierzchni otworów, przez które cyklicznie przepływa para o temperaturze bliskiej  $210^{\circ}$ , wywołujący dodatkowe naprężenia termiczne.

#### LITERATURA

- [1]. S.W.Bojarszynow, Osnovy stroitielnoj miechaniki maszyn, Izd. „Maszynostrojenije”, Moskwa 1973.
- [2]. Z.Kłębowski, Wytrzymałość przemysłowych naczyń ciśnieniowych, PWT, Warszawa 1960.
- [3]. J.T.Pindera, Współczesne metody elastooptyki, PWT, Warszawa 1960.
- [4]. Praca zbiorowa, „Proczność, ustojczliwość, kolebania, sprawocznik, t.2, Izd.„Maszynostrojenije”, Moskwa 1968.

#### АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ ФЛАНЦА БАЙОНЕТНОГО СОЕДИНЕНИЯ АВТОКЛАВА

##### Р е з ю м е

В работе произведен анализ напряжений в опасном сечении фланца байонетного соединения автоклава. Представлена методика определения внутренних сил и напряжений, а также охарактеризовано влияние других факторов на напряженное состояние фланца.

#### STRESS ANALYSIS IN CROSS-SECTION OF FLANGE IN BAYONET CLOSER OF AUTOCLAVE

##### Summary

The paper presents the stress analysis in the danger cross-section of the flange in the bayonet closer of the autoclave. The calculation method of section forces and stresses has been presented and the influence of different factors on the flange strength has been discussed as well.

Recenzent: doc. dr hab. L. Świtoński

Wpłynęło do Redakcji 15.XII.1983 r.