

Andrzej WITKOWSKI

Institut Maszyn i Urzędzeń Energetycznych  
Politechniki Śląskiej

## ANALIZA STRAT W OBSZARACH PIERŚCIENIOWYCH WARSTW PRZYŚCIENNYCH W OSIOWYM STOPNIU SPRĘŻAJĄCYM

**Streszczenie.** Przedstawiono metodę identyfikacji strat brzegowych występujących w wieńcu wirnikowym osiowego stopnia sprężającego opartą o analizę struktury przepływu w przestrzeniach międzywieńcowych. Zbilansowano straty i określono sprawności przepływowe wieńca wirnikowego w osiowym stopniu sprężającym OSS 750/06 [1].

### 1. Wstęp

Narastanie warunków przyściennych na osiowo-symetrycznych ściankach ograniczających przepływ w osiowym stopniu sprężającym wywiera stosunkowo niewielki wpływ na wielkość odgięcia strug w wieńcach łopatkowych, a więc na wielkość przekazywanej pracy, wpływa natomiast decydująco na wielkość strat i sprawności w obliczeniowym i pozaobliczeniowych punktach charakterystyki aerodynamicznej.

Zagadnienie strat występujących w obszarach pierścieniowych warstw przyściennych w osiowym stopniu sprężającym rozpatrywane jest w stosunkowo niewielkiej liczbie prac [2], [3], [4] oraz [5]. Żadne z tych opracowań nie wyczerpuje zagadnienia. Brak jest w nich w szczególności pełnego zróżnicowania i zdefiniowania wszystkich zjawisk występujących w obszarach przyściennych. W niniejszej pracy uczyniono próbę kompleksowej analizy strat wynikających w sposób pośredni lub bezpośredni z oddziaływania pierścieniowych warunków przyściennych. W szczególności uściślone zostały niektóre straty oraz sformułowane wyrażenia na odpowiadające im sprawności.

Można wyróżnić następujące straty występujące w wieńcu sprężającym:

1. Straty profilowe.
2. Straty w obszarze pierścieniowych warstw przyściennych.
  - 2.1. Straty wynikające ze spadku ciśnienia w obszarach warstw przyściennych przy płaszczyźnie i przy osłonie zewnętrznej.
  - 2.2. Straty związane ze spadkiem obciążenia aerodynamicznego oraz zmniejszeniem natężenia przepływu w obszarach pierścieniowych warstw przyściennych.
  - 2.3. Straty energii spowodowane tarcie płynu o powierzchnie ograniczające płaszczyznę i osłonę zewnętrzną.

3. Straty przepływów wtórnych i nadżopkowych. Straty określone w punkcie 2 i 3 zwane są również stratami brzegowymi [5].

Matematyczny model strat opracowany został w oparciu o integralne wielkości warstwy przyściennej zdefiniowane w pracy [6]. Zasadnicze znaczenie w przyjętym modelu ma określenie zmniejszenia strumienia masy oraz zmniejszenia siły obwodowej w obszarach przyściennych przy piaście i przy osłonie zewnętrznej.

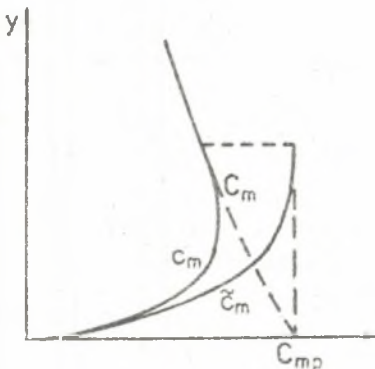
## 2. Zmniejszenie strumienia masy

Oznaczając przez  $\hat{w}_m$  prędkość merydionalną określoną z obliczeń przepływu głównego a przez  $w_m$  prędkość występującą w przepływie z uwzględnieniem tarcia przyściennego, równanie zachowania masy przyjmie postać:

$$\frac{\dot{m}}{2\pi\rho} = \int_{r_p}^{r_o} r \cdot w_m \cdot dr = \int_{r_p}^{r_o} \hat{w}_m \cdot r \cdot dr - \int_{r_p}^{r_o} (\hat{w}_m - w_m) r \cdot dr \quad (1)$$

Przyjmując ponadto, że grubość warstwy przyściennej jest mała w porównaniu z promieniami powierzchni zewnętrznych ograniczających przepływ, równanie (1) można doprowadzić do postaci:

$$\frac{\dot{m}}{2\pi\rho} = \int_{r_p}^{r_o} r \cdot \hat{w}_m \cdot dr - r_o \int_{r_p - \delta_o}^{r_o} (\hat{w}_m - w_m) dr - r_p \int_{r_p}^{r_p + \delta_p} (\hat{w}_m - w_m) dr \quad (2)$$



Rys. 1. Uzgadnianie profili prędkości

Równanie (2) przekształcamy, przy czym bierzemy pod uwagę zależność uzgadniającą profile prędkości w przepływie głównym oraz w obszarach przyściennych (rys. 1) określoną przez van Dyke'a [2]:

$$w_m(r) = \tilde{w}_m(r) + \hat{w}_m(r) - w_{mg} \quad (3)$$

Uzyskujemy w rezultacie równanie uwzględniające przemieszczenie ścianek ograniczających przepływ o wartość miar liniowych zmniejszenia natężenia przepływu przy piaście  $\delta_p^*$  i przy osłonie zewnętrznej  $\delta_o^*$ :

$$\frac{\dot{Q}}{2\pi\rho} = \int_r^r r \hat{W}_m dr - (W_{m0} \delta^m \cdot r)_0 - (W_{m0} \delta^m \cdot r)_p \quad (4)$$

lub

$$\frac{\dot{Q}}{2\pi\rho} = \int_{r_p+\delta_p}^{r_0-\delta_0} r W_m dr \quad (5)$$

Zarówno równanie (4) jak i (5) umożliwia wykorzystanie w obliczeniach przepływu głównego blokadę przepływu, wywołanej przez narastanie warstw przyściennych na ściankach ograniczających przepływ.

**3. Zanieszenie energii czynnika w wyniku zanieszenia sił łopatkowych**

Równania określające rzeczywistą pracę sił łopatkowych możemy przedstawić w sposób analogiczny jak równanie rzeczywistego strumienia masy (1):

$$\int_{r_p}^{r_0} r U f_{\lambda p} dr = \int_{r_p}^{r_0} r U \hat{f}_{\lambda p} dr - r_0 U_0 \int_{r_0-\delta_0}^{r_0} (\hat{f}_{\lambda p} - f_{\lambda p}) dr -$$

$$- r_p U_p \int_{r_p}^{r_p+\delta_p} (\hat{f}_{\lambda p} - f_{\lambda p})_p dr \quad (6)$$

Uwzględniając równanie definicyjne miary liniowej zanieszenia sił łopatkowych w obszarach przyściennych oraz zależność określającą wypadkowy profil sił łopatkowych:

$$f_{\lambda p}(r) = \hat{f}_{\lambda p}(r) + \hat{f}_{\lambda p}^*(r) - f_{\lambda p0} \quad (7)$$

równanie (6) przekształcamy do postaci:

$$\int_{r_p}^{r_0} r U f_{\lambda p} dr = \int_{r_p}^{r_0} r U \hat{f}_{\lambda p} dr - r_0 U_{0p} \frac{w_0^2}{2} \delta f_{\lambda p0} - r_p U_{pp} \frac{w_p^2}{2} \delta f_{\lambda p} \quad (8)$$

lub

$$\int_{r_p}^{r_0} r U f_{\theta} dr = \int_{r_p}^{r_0} r U \hat{f}_{\theta} dr +$$

$$+ r_0 U_0 (\partial_0^{\theta} f_{\theta} - \rho \partial f_{\theta} \frac{w_0^2}{2}) + r_p U_p (\partial_p^{\theta} f_{\theta} - \rho \partial f_{\theta} \frac{w_p^2}{2}) \quad (9)$$

Pierwsze wyrażenie po prawej stronie równania (9) zmniejszone o wartość strat profilowych wyraża pracę użyteczną. Pozostałe dwa człony określają stratę pracy w rezultacie zniajszenia sił żyłatkowych w obszarach warstw przyściennych.

#### 4. Bilans energii

Rzeczywistą pracę przekazaną przez żyłatki koła wirnikowego czynnikowi sprężanemu można przedstawić zgodnie z I zasadą termodynamiki zależnością:

$$L_{\tau} = \int_{r_p}^{r_0} \rho w_m \Delta i_{\theta} r dr + 1/2 \int_{r_p}^{r_0} (c_2^2 - c_0^2) w_m r dr + \Delta L_c \quad (10)$$

gdzie:

$\Delta L_c$  - wartość rozproszony energii w strudze elementarnej d*θ*.

Wykorzystując równania (6) i (8) równanie (10) można przekształcić do innej, bardziej dogodnej do analizy postaci:

$$L_{\tau} = \int_{r_p}^{r_0} \rho w_m \Delta i^{\theta} r dr = \int_{r_p}^{r_0} U f_{\theta} r dr + \Delta L_c =$$

$$= \int_{r_p}^{r_0} r U \hat{f}_{\theta} dr - \sum_{p,0} r U \frac{w^2}{2} \partial f_{\theta} + \Delta L_c \quad (11)$$

gdzie:

$i^{\theta}$  - rzeczywista entalpia stanu spoczynku,

$f_{\theta}$  - rzeczywista siła żyłatkowa przypadająca na jednostkę powierzchni przekroju poprzecznego strugi,

$\Delta L_c$  - strata pracy tarcia na ściankach ograniczających.

Stratę pracy tarcie na ściankach ograniczających określamy z zależności:

$$\Delta L_{\tau} = \tau_{\text{śc}} \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta n \cdot U \quad (12)$$

Po uwzględnieniu równań określających wartość naprężeń stycznych [5] otrzymujemy dwie zależności:

- w obszarze przyściennym przy płacie

$$\Delta L_{\tau p} = \rho \frac{C_f}{2} \left\{ w_m^2 + (U - C_p)^2 \right\}^{1/2} (U - C_p) 2\pi r \Delta n \cdot U \quad (13)$$

- w obszarze przyściennym przy osłonie zewnętrznej

$$\Delta L_{\tau o} = \rho \frac{C_f}{2} \left\{ w_m^2 + (U - w_p)^2 \right\}^{1/2} (U - w_p) 2\pi r \Delta n \cdot U \quad (14)$$

Analizując równanie (10) i (11) przy wykorzystaniu zależności (4), (5) oraz (8) i (9) można wyróżnić następujące rodzaje prac realizowanych w układzie przepływowym wieńca łopatkowego:

- prace użyteczna

$$\begin{aligned} L_{u2} &= 2\pi \int_{r_p}^{r_o} \rho \Delta \hat{1}_s^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} w_m r dr = \\ &= c_p T_1 \dot{m} \left[ \frac{1}{\dot{m}} \int_{r_p}^{r_o} \left( \frac{p_{c2}}{p_{c1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} d\dot{m} - 1 \right] \end{aligned} \quad (15)$$

- prace przepływu izentropowego

$$\begin{aligned} L_s &= 2\pi \int_{r_p}^{r_o} \rho \Delta \hat{1}_s^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \hat{w}_m r dr = \\ &= c_p T_1 \dot{m} \left[ \frac{1}{\dot{m}} \int_{r_p}^{r_o} \left( \frac{p_{c2}}{p_{c1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} d\hat{m} - 1 \right] \end{aligned} \quad (16)$$

- prace przepływu izentropowego po uwzględnieniu zanęzajzenia natężenia przepływu w obszarach przyściennych:

$$L_{s, \Delta \dot{m}} = \int_{r_p + \delta_p}^{r_o - \delta_o} \hat{W}_m \Delta i_s^* r dr =$$

$$= \int_{r_p}^{r_o} \rho \hat{W}_m \Delta i_s^* r dr - \Delta \sum_{p, o} (\delta i_s^* r \hat{W}_m) \quad (17)$$

- praca doprowadzona do układu w przepływie nielepkiem

$$L_d = 2\pi \int_{r_p}^{r_o} \rho \hat{W}_m \Delta i_s^* r dr = C_p T_1 \dot{m} \left[ \frac{1}{m} \int_{r_p}^{r_o} \left( \frac{T_2}{T_1} \right) c_m - 1 \right] \quad (18)$$

- rzeczywista praca przekazana przez wieniec łopatkowy bez uwzględnienia sił tarcia na zewnętrznych powierzchniach kanału łopatkowego:

$$L_f = 2\pi \int_{r_p}^{r_o} f_{\eta} U r dr \quad (19)$$

- praca sił łopatkowych w przepływie nielepkiem

$$L_f = 2\pi \int_{r_p}^{r_o} \hat{f}_{\eta} U r dr = 2\pi \int_{r_p}^{r_o} \rho \hat{W}_m \Delta i_s^* r dr \quad (20)$$

- oraz po uwzględnieniu zmniejszenia natężenia przepływu w obszarach przyściennych

$$L_{f_{\eta}, \Delta \dot{m}} = 2\pi \int_{r_p + \delta_p}^{r_o - \delta_o} \hat{f}_{\eta} U \cdot r \cdot dr \quad (21)$$

Prace przedstawione równaniami (18), (20) i (21) nie znajdują odpowiednika w rzeczywistym bilansie energetycznym stopnia, mają jednak znaczenie dla pełnego zrozumienia i oceny zjawisk zachodzących w przepływie przez wieniec łopatkowy.

5. Analiza strat i sprawności w obszarach przyściennych

Zdefiniowane równaniami (10) do (20) prace umożliwiają analizę strat i sprawności występujących w układzie przepływowym wieńca łopatkowego:

5.1. Straty pracy użytecznej

- Strata pracy użytecznej w obszarach przyściennych w efekcie zmniejszenia natężenia przepływu:

$$\Delta L_{U, \Delta \dot{m}} = \int_{r_p}^r \rho \Delta i_s^* \hat{W}_m r dr - \int_{r_p + \delta_p^*}^{r_o - \delta_o^*} \Delta i_s^* \hat{W}_m r dr \quad (22)$$

- oraz sprawność

$$\eta_{U, \Delta \dot{m}} = \frac{\int_{r_p + \delta_p^*}^{r_o - \delta_o^*} \rho \Delta i_s \hat{W}_m r dr}{\int_{r_p}^r \Delta i_s^* \hat{W}_m r dr} \quad (23)$$

- strata pracy użytecznej w wyniku zmniejszenia ciśnienia w obszarach warstw przyściennych:

$$L_{U, \Delta p} = \int_{r_p + \delta_p^*}^{r_o - \delta_o^*} \rho \Delta i_s^* \hat{W}_m r dr - \int_{r_p}^r \rho \Delta i_s^* w_m r dr \quad (24)$$

- oraz sprawność

$$\eta_{U, \Delta p} = \frac{\int_{r_p}^r \rho \Delta i_s^* w_m r dr}{\int_{r_p + \delta_p^*}^{r_o - \delta_o^*} \rho \Delta i_s^* \hat{W}_m r dr} \quad (25)$$

Suma strat pracy użytecznej stanowi jednocześnie sumę wszystkich strat brzegowych występujących w przepływie przez wieńec łopatkowy:

$$\Delta L_b = L_{u, \Delta \dot{m}} + \Delta L_{u, \Delta p} =$$

$$= \int_{r_p}^{r_0} \rho \Delta i_s^* \hat{w}_m r dr - \int_{r_p}^{r_0} \rho \Delta i_s^* w_m r dr \quad (26)$$

Sprawność uwzględniając całkowitą stratę pracy użytecznej w obszarach przyściennych uzyskujemy z zależności:

$$\eta_b = \eta_{u, \Delta \dot{m}} \eta_{u, \Delta p} = \frac{\int_{r_p}^{r_0} \rho \Delta i_s^* w_m r dr}{\int_{r_p}^{r_0} \rho \Delta i_s^* \hat{w}_m r dr} \quad (27)$$

## 5.2. Straty pracy łopatkowej

Strata pracy łopatkowej w wyniku zmniejszenia natężenia przepływu

$$\Delta L_{f, \Delta \dot{m}} = \int_{r_p}^r \hat{f}_{\dot{m}} U r dr - \int_{r_p + \delta_p^*}^{r_0 - \delta_0^*} \hat{f}_{\dot{m}} U \cdot r \cdot dr \quad (28)$$

oraz odpowiadająca jej sprawność:

$$\eta_{f, \Delta \dot{m}} = \frac{\int_{r_p + \delta_p^*}^{r_0 - \delta_0^*} \hat{f}_{\dot{m}} U r dr + \Delta L_t}{\int_{r_p}^{r_0} \hat{f}_{\dot{m}} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_t} \quad (29)$$

- strata pracy łopatkowej w wyniku zmniejszenia obwodowych sił łopatkowych

$$\Delta L_{f, f_{\dot{m}}} = \int_{r_p + \delta_p^*}^{r_0 - \delta_0^*} \hat{f}_{\dot{m}} U r dr - \int_{r_p}^{r_0} f_{\dot{m}} U \cdot r \cdot dr \quad (30)$$



$$\eta_{f, f_{y1}} = \frac{\int_{r_p}^{r_o} f_{y1} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_c}{\int_{r_p + \delta_p^*}^{r_o + \delta_o^*} \hat{f}_{y1} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_c} \quad (31)$$

Sprawność uwzględniająca całkowitą stratę pracy łopatkowej w obszarach przyściennych obliczamy z zależności:

$$\eta_f = \eta_{f, \Delta \hat{f}} \eta_{f, f_{y1}} = \frac{\int_{r_p}^{r_o} f_{y1} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_c}{\int_{r_p}^{r_o} \hat{f}_{y1} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_c} =$$

$$= \frac{\int_{r_p}^{r_o} \hat{f}_{y1} U \cdot r \cdot dr - \sum_{p_o} r U \frac{w^2}{2} \delta f_{y1} + \Delta L_c}{\int_{r_p}^{r_o} \hat{f}_{y1} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_c} \quad (32)$$

### 5.3. Sprawności uogólnione

Uogólniona sprawność izentropowa

$$\hat{\eta}_s = \frac{\int_{r_p}^{r_o} \rho \cdot \hat{w}_m \cdot \hat{\Delta i}_s^* \cdot r \cdot dr}{\int_{r_p}^{r_o} \hat{f}_{y1} U \cdot r \cdot dr + \Delta L_c} = \frac{\int_{r_p}^{r_o} \rho \cdot \hat{w}_m \cdot \hat{\Delta i}_s^* \cdot r \cdot dr}{\int_{r_p}^{r_o} \rho \cdot \hat{w}_m \cdot \hat{\Delta i}_s^* \cdot r \cdot dr} \quad (33)$$

Iloraz sprawności określonych równaniami (32) i (33) stanowi sprawność profilową:

$$\eta_p = \frac{\eta_b}{\eta_f} = \frac{\int_{r_p}^{r_{po}} \rho \cdot \hat{w}_m \cdot \Delta i_s^f \cdot r \cdot dr}{\int_{r_p}^{r_{po}} f_{sp} \cdot U \cdot r \cdot dr + \Delta L_t} \quad (34)$$

Sprawność całkowitą wieńca sprężającego uzyskujemy z iloczynu sprawności określającej straty brzegowe (27) oraz sprawności profilowej (34):

$$\eta_{cw} = \eta_b \eta_p = \frac{\int_{r_p}^{r_{po}} \rho \Delta i_s^f w_m \cdot r \cdot dr}{\int_{r_p}^{r_{po}} f_{sp} \cdot U \cdot r \cdot dr + \Delta L_t} \quad (35)$$

#### 6. Analiza strat w modelowym osiowym stopniu sprężającym OSS750/06 [1]

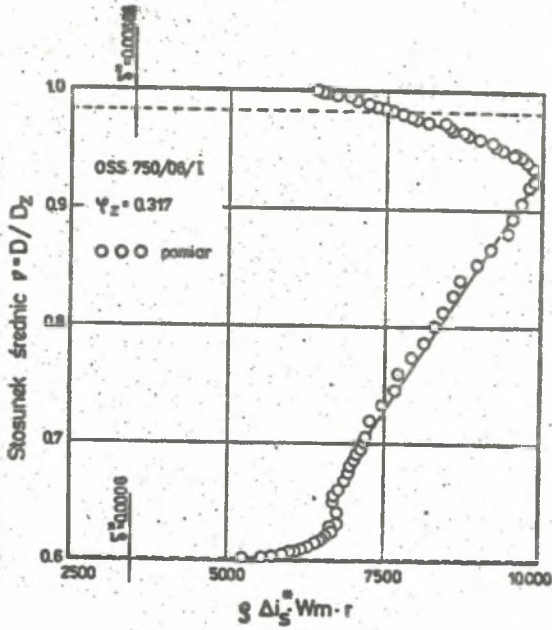
Bilans strat występujących w wieńcu wirnikowym osiowego stopnia sprężającego OSS 750/06/1 przeprowadzono w oparciu o wyprowadzone wcześniej równania dla trzech wskaźników wydajności:  $\varphi_z = 0,317, 0,37, 0,4475$ . Zastosowano tu nową metodę obliczenia strat brzegowych opartą o analizę rozkładów pracy użytecznej oraz pracy przekazywanej przez łopatkę koła wirnikowego, uzyskanych w rezultacie odpowiedniego opracowania wyników sondowania przepływu. Wyniki te przedstawiono na rysunkach 2, 3, 4, 5, 6 i 7. Stratę pracy tarcia o osiowo-symetryczne powierzchnie ograniczające obliczono wykorzystując zależności (13) i (14) i zestawiono w tabelicy 1.

Tabelica 1

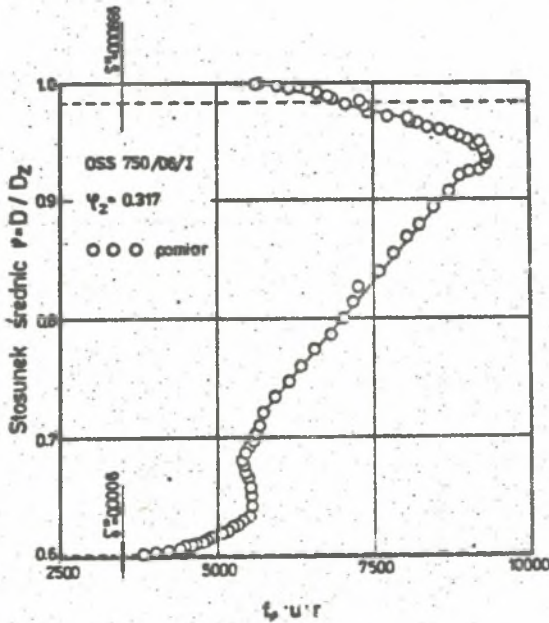
Zestawienie pracy tarcia  $\Delta L_t$   
o powierzchnie zewnętrzne kanału łopatkowego

Redzaj powierzchni	$\varphi_z \text{ min} = 0,317$	$\varphi_z \text{ nom} = 0,37$	$\varphi_z \text{ max} = 0,4475$
Płasta	19,56	9,307	13,663
Osłona zewnętrzna	5,07	3,96	10,32
Suma	24,56	13,267	23,983

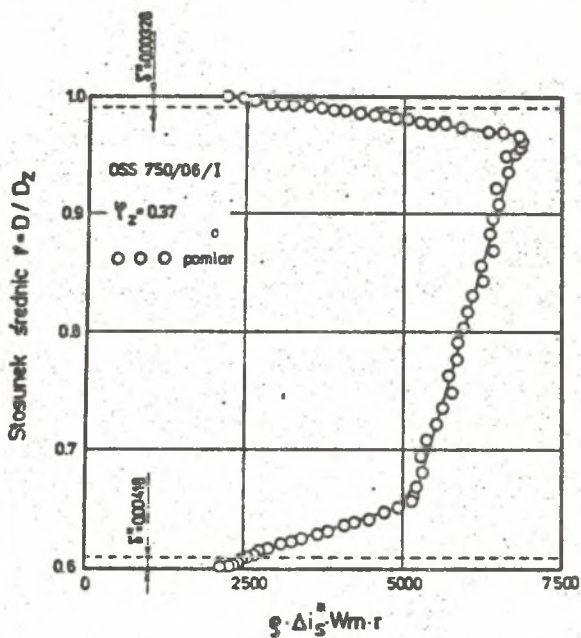
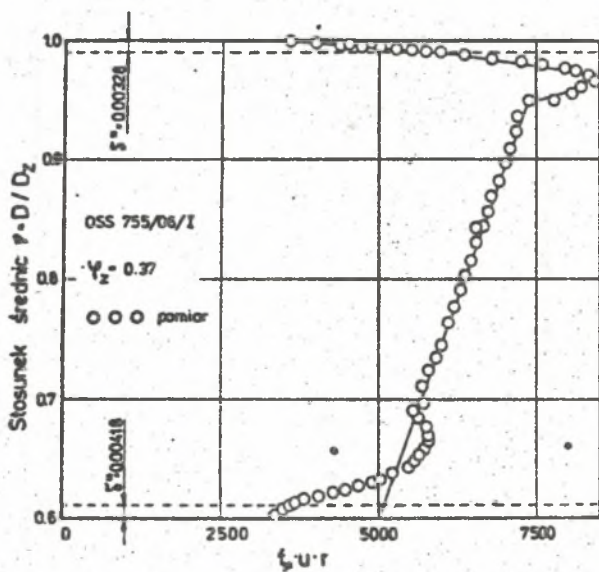
Obliczone straty profilowe i brzegowe występujące w układzie przepływowym wieńca wirnikowego przedstawiono na rysunku 8.

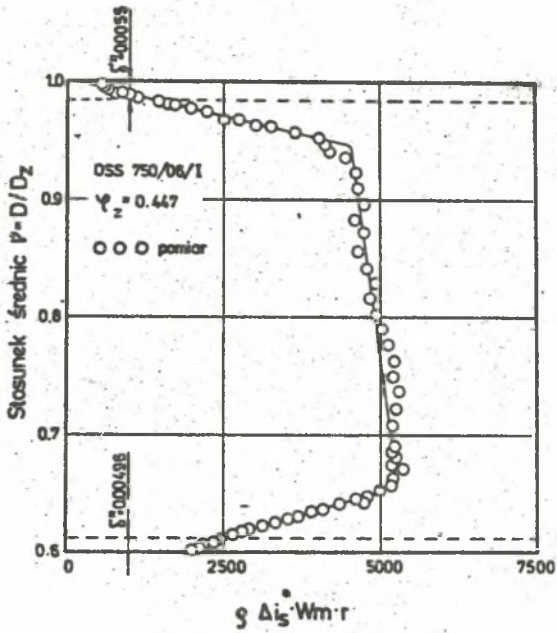


Rys. 2. Wykres pracy użytecznej  $\psi_z = 0,317$

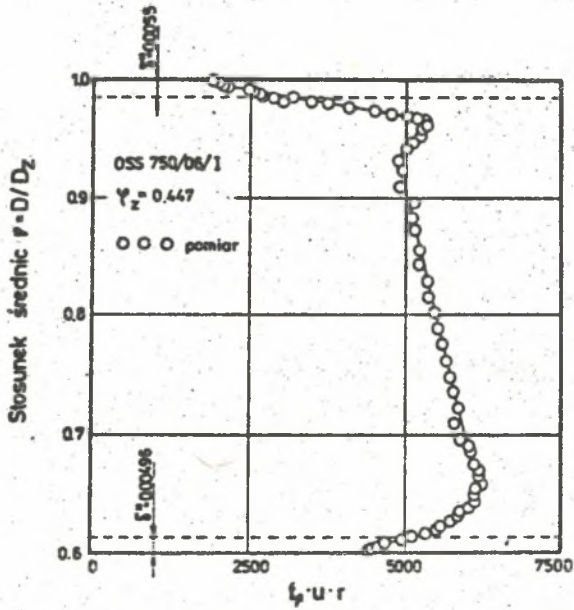


Rys. 3. Wykres pracy żąpkowej  $\psi_z = 0,317$

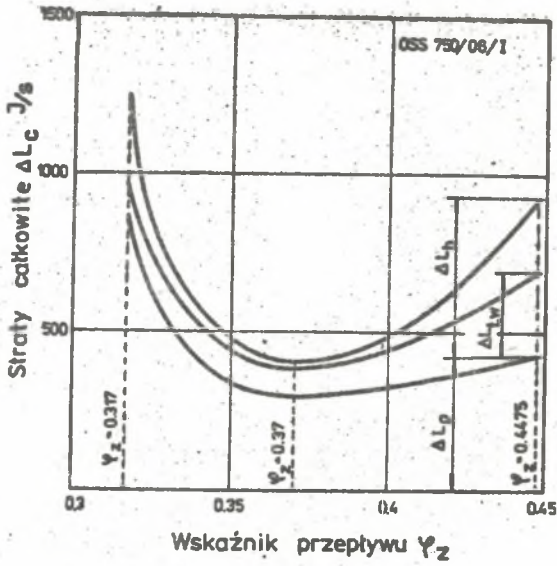
Rys. 4. Wykres pracy użytecznej  $\varphi_z = 0,37$ Rys. 5. Wykres pracy łopatkowej  $\varphi_z = 0,37$



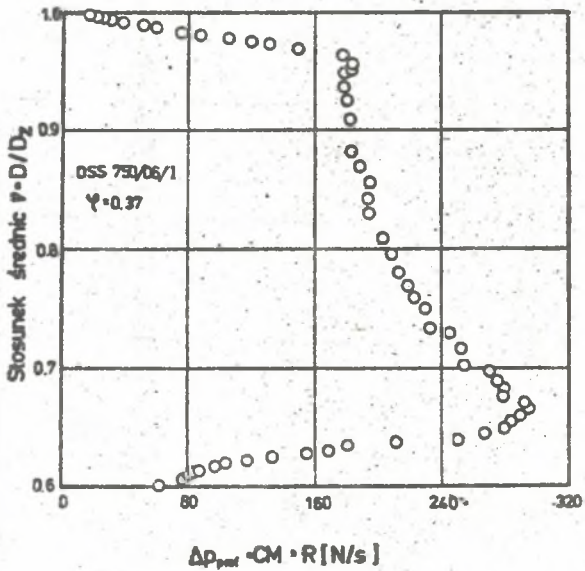
Rys. 6. Wykres pracy użytecznej  $\varphi_z = 0,4475$



Rys. 7. Wykres pracy łąpatekowej  $\varphi_z = 0,4475$



Rys. 8. Identyfikacja strat w wieńcu wirnikowym



Rys. 9. Wykres strat profilowych  $\psi_z = 0.37$

Wyodrębnione tu zostały również straty tarcia i przepływów wtórnych określone w pracy [6].

Uzyskane z analizy strat sprawności zestawiono w tabelicy 2.

Tabela 2

$\varphi_z$	0,317	0,37	0,4475
Sprawność uwzględniająca straty brzegowe $\eta_b$	0,9336	0,935	0,8879
Sprawność profilowa $\eta_p$	0,8672	0,9488	0,9152
Sprawność całkowita $\eta_c = \eta_b \cdot \eta_p$	0,8095	0,8875	0,813

Jako uzupełnienie przeprowadzono obliczenia rozkładu strat profilowych wzdłuż wysokości łopatki przy wskaźniku wydajności  $\varphi_z = 0,37$  metodą Liebleina [6] przy wykorzystaniu rzeczywistych rozkładów prędkości (rys. 9). Obliczona w ten sposób sumeryczna strata profilowa jest o 18,7% mniejsza od straty profilowej określonej z równania (34).

Różnica ta wynika z faktu, że metoda Liebleina opracowana została w oparciu o wyniki badań nieruchomych palisad płaskich i nie uwzględnia wpływu płynięcia warstw przysściennych pod działaniem sił odśrodkowych oraz wzajemnego oddziaływania profilowych i pierścieniowych warstw przysściennych w narożach przy pięcie i przy osłonie zewnętrznej.

## 7. Wnioski końcowe

Analizując strukturę przepływu w osiowym wieńcu sprężającym wyodrębniono straty profilowe, straty brzegowe uwzględniające straty występujące w obszarach przysściennych oraz straty przepływów wtórnych obliczonych w pracy [6]. Zgodnie z rysunkiem 8, wymienione straty bilansują zadowalająco całkowite straty w wieńcu jedynie w nominalnym punkcie pracy wieńca ( $\varphi_z = 0,37$ ). Natomiast w pozaobliczeniowych punktach charakterystyki występuje znaczny zakres strat niewyodrębnionych w niniejszej pracy. Należą do nich głównie straty związane z przepływami nadłopatkowymi.

## Literatura

- [1] Witkowski A.: Stanowisko do badań struktury przepływu w osiowym stopniu sprężającym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka 2, 72, Gliwice 1979.
- [2] Mellor G.L., Wood G.M.: An Axial Compressor End Wall Boundary Layer Theory. Trans. ASME, Journal of Basic Engr., Juni 1971.

- [3] Balsa T.F., Mellor G.L.: The simulation of Axial Compressor Performance Using an Annulus Wall Boundary Layer Theory. Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, July 1975.
- [4] Ruyck J., Hirsch C., Kool P.: An Axial Compressor End Wall Boundary Calculation Method. Trans. ASME Journal of Engrn. for Power, April 1979.
- [5] Chmielnik T., Otte J.: Modelowanie strat w kanałach przepływowych stopnia maszyny wirnikowej. Praca nieopublikowana. Gliwice 1982.
- [6] Witkowski A.: Doświadczalne weryfikacja metod obliczeniowych narażania pierścieniowych warstw przysięciennych w osiowym stopniu sprężającym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka w druku.
- [7] Lieblein S.: Analysis of Experimental Low - Speed Loss and Stall Characteristics Two Dimensional Compressor Blade Cascades. NASA RM B571728.

Recenzent: doc. dr inż. Jan Radwański

Wpłynęło do redakcji, maj 1985

#### АНАЛИЗ ПОТЕРЕЙ В ТОЛЩИНЕ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ КОЖУХА И ВТУЛКИ В ОСЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

##### Р е з ю м е

Представлено метод идентификации концевых потерь выступающих в компрессорном осевом колесе. Для изучения этих потерь исследована структуру потока в абсолютном движении перед и после колеса.

Представлено сумму всех потерь и аэродинамический КПД колеса осевой компрессорной ступени OSS 750/06 [1].

#### THE LOSS ANALYSIS IN WALL BOUNDARY LAYER IN THE AXIAL FLOW COMPRESSOR STAGE

##### S u m m a r y

The method of identification of the annulus wall losses in a axial compressor impeller is described.

The losses may be considered as resulting from the analysis of flow structure in the characteristic plane before and after blades row of the impeller. Finally the calculated component losses are summed up and flow efficiency on axial flow compressor impeller OSS 750/06 is determined.