

Adam WANIK

Institut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów
Politechnika Wrocławska

WYZNACZANIE AERODYNAMIKI PRZEPŁYWU W URZĄDZENIACH POSIADAJĄCYCH ZWARTĄ ZABUDOWĘ WESNETRZNĄ

Streszczenie: Lokalna struktura przepływu w obszarach o gęstej zabudowie armatury stałej /wymienniki ciepła, kondensatory, generatory pary/ w sposób bardzo istotny wpływa na efektywność i niezawodność pracy urządzeń przepływowych. W pracy przedstawiono model matematyczny śledzenia procesu przepływu wewnątrz takich obszarów zarówno w stanach ustalonych, jak i przejściowych. Sformułowany model matematyczny pozwala przewidywać rozkłady pól prędkości i ciśnienia oraz obszarów stagnacji. Możliwości obliczeniowe modelu zilustrowano przykładem obliczeń aerodynamiki przepływu w płaszczowo-rurowym wymienniku ciepła.

1. Wstęp

Obecność armatury stałej, zabudowanej w obszarze przepływu, poddyktowana jest chęcią uzyskania wysokich intensywności wymiany ciepła w jednostce objętości. Oprócz oczywistych korzyści cieplnych obszarów o zabudowie zwartej występują także czynniki niekorzystne, do których należą konieczność zwiększenia mocy pomp i wentylatorów potrzebnych do przetłoczenia płynu oraz komplikacje konstrukcyjno-wykonawcze.

W chwili obecnej obliczenia cieplno-przepływowe przeprowadza się w oparciu o jedną z dwóch metod:

- metodę opartą na relacji $\varepsilon \sim NTU$ [1]
- metodę opartą na średniej logarytmicznej różnicy temperatur [2].

Ze względu na złożony wpływ wielu parametrów na współczynnik oporu przepływu oraz liczbę Nusselta, głównym źródłem rozbieżności powstających między wynikami obliczeń a rzeczywistą pracą urządzeń przepływowych są wykorzystywane w tych metodach wartości średnie dla całego urządzenia. W obliczeniach zazwyczaj postuluje się istnienie tzw. przepływu tłokowego i na podstawie tego modelu wyznacza średnie liczby Reynoldsa i Prandtla. Model ten nawet w przypadku prostego wymiennika płaszczowo-rurowego pozostawia wiele do życzenia, gdyż sposób umieszczenia wlotów i wylotów płynu omijającego pęczek determinuje powstawanie określonego pola prędkości, które nie tylko że nie jest jednorodne, ale może posiadać także strefy recyrkulacyjne i obszary stagnacji. Podobnie jest ze spadkiem ciśnienia.

Przyjęcie modelu przepływu tłokowego wynika z bilansowego charakteru tych metod, który uniemożliwia wniknięcie w głąb obszaru zabudowanego.

Metodami umożliwiającymi obserwację pracy urządzenia przepływowego zarówno w stanach ustalonych, jak i przejściowych są metody, które wykorzystują opis aerodynamiki przepływu przedstawiony za pomocą odpowiednio sformułowanych układów równań różniczkowych cząstkowych. Uzyskane rozwiązania przedstawiają przestrzenne rozkłady parametrów pozwalających obserwować pracę urządzenia wewnątrz obudowy zewnętrznej. W pracy przedstawiono przykład takiego modelu w zastosowaniu do płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła.

2. Sformułowanie opisu matematycznego

W przypadku ogólnym, model matematyczny przepływu w obszarach pseudoporowatych stanowią:

- opis aerodynamiki przepływów występujących w obszarze wymiennika /odpowiednio rozszerzone równania Eulera/,
- warunki początkowe i brzegowe odpowiednie dla przyjętej geometrii i charakteru pracy urządzenia,
- odpowiednio sformułowane człony źródłowe uwzględniające wzajemne oddziaływania przepływów i armatury stałej.

Ze względu na specyfikę obszaru, w którym tylko część przestrzeni dostępna jest dla płynów, przyjmuje się następujące definicje porowatości:

- porowatość β_P - udział objętości dostępnej dla przepływu pierwotnego ΔV_P /wewnątrz rur/ w objętości nominalnej komórki kontrolnej ΔV_N

$$\beta_P = \frac{\Delta V_P}{\Delta V_N}$$

- porowatość β_S - udział objętości dostępnej dla przepływu wtórnego ΔV_S /wewnątrz płaszczu/ w objętości nominalnej komórki kontrolnej ΔV_N

$$\beta_S = \frac{\Delta V_S}{\Delta V_N}$$

- porowatość β_M - udział objętości elementów armatury stałej /metal/ ΔV_M w objętości nominalnej komórki kontrolnej ΔV_N

$$\beta_M = \frac{\Delta V_M}{\Delta V_N}$$

Suma porowatości

$$\beta_P + \beta_S + \beta_M = 1$$

(1)

w każdym miejscu obszaru, gdyż w wybranej komórce kontrolnej mogą się znajdować dwa różne płyny oraz metal armatury stałej. Poza rozdziałem przestrzeni wymiennika obecność zabudowy wywołuje powstawanie lokalnych źródeł i upustów pędu i ciepła. Konsekwencją tego będzie pojawienie się

w równaniach transportu odpowiednio sformułowanych członów źródłowych.

2.1. Równania zachowania masy

Ponieważ dla płynów nie jest dostępna cała objętość, równania zachowania masy można zapisać jako:

- przepływ pierwotny /wewnątrz rur/

$$\frac{\partial}{\partial t}(\beta_P \varrho) + \frac{\partial}{\partial x}(\beta_P \varrho U_P) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta_P \varrho V_P) = 0, \quad (2)$$

- przepływ wtórny /wewnątrz płaszcza/

$$\frac{\partial}{\partial t}(\beta_S \varrho_S) + \frac{\partial}{\partial x}(\beta_S \varrho_S U_S) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta_S \varrho_S V_S) = 0, \quad (3)$$

- metal armatury stałej

$$\frac{\partial}{\partial t}(\beta_M \varrho_M) = 0, \quad (4)$$

gdzie: β - porowatość,

ϱ - gęstość,

U, V - składowe wektora prędkości.

Równania (2) i (3) związane są ze sobą warunkiem (1). Ponieważ armatura stała może być zabudowana wewnątrz obszaru przepływu w sposób dowolny, a porowatości $\beta_P, \beta_S, \beta_M$ mogą mieć w każdym miejscu inne wartości, to pojawienie się ich wewnątrz pochodnych jest niezbędne.

2.2. Bilans pędu

Wpływ lepkości płynu na rozkład pól prędkości i ciśnienia może być uwzględniony dwiema drogami: albo przez rozpatrywanie równań zachowania pędu ze wszystkimi członami lepkiemi, tak jak jest to w przypadku równań Naviera-Stokesa, albo przez uzupełnienie równań Eulera opisujących przepływ płynu nielepkiego dodatkowymi członami wynikającymi ze wzoru Darcy-Weisbacha określającymi lokalny spadek ciśnienia wywołany zarówno geometrią obszaru, jak i lepkością [3,4,5].

Biorąc pod uwagę definicje porowatości, równania pędu dla przepływu dwuwymiarowego przyjmą postać:

- przepływ pierwotny

- kierunek x

$$\frac{\partial}{\partial t}(\beta_P \varrho U) + \frac{\partial}{\partial x}(\beta_P \varrho U U) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta_P \varrho V U) = -\beta_P \frac{\partial p}{\partial x} - f_{xP}, \quad (5)$$

- kierunek y

$$\frac{\partial}{\partial x}(\beta \cdot c \cdot V_x) + \frac{\partial}{\partial x}(\beta \cdot c \cdot U_x \cdot V_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \cdot c \cdot V_y \cdot V_x) = -\beta \cdot \frac{\partial P}{\partial y} - f_{yp}, \quad (6)$$

- przepływ wtórny

- kierunek x

$$\frac{\partial}{\partial t}(\beta \cdot c \cdot U_x) + \frac{\partial}{\partial x}(\beta \cdot c \cdot U_x \cdot U_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \cdot c \cdot V_x \cdot U_x) = -\beta \cdot \frac{\partial P}{\partial x} - f_{ux}, \quad (7)$$

- kierunek y

$$\frac{\partial}{\partial x}(\beta \cdot c \cdot V_x) + \frac{\partial}{\partial x}(\beta \cdot c \cdot U_x \cdot V_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\beta \cdot c \cdot V_y \cdot V_x) = -\beta \cdot \frac{\partial P}{\partial y} - f_{yx}, \quad (8)$$

gdzie: P - ciśnienie,

f_x , f_y - siły oporu przepływu wywołane obecnością armatury stałej.

Równanie zachowania masy w połączeniu z równaniami zachowania pędu tworzą dwa zamknięte układy równań pozwalające wyznaczyć pola prędkości U_p , V_p , U_s , V_s oraz pola ciśnień P_p i P_s dla obydwóch przepływów. Człony f_x i f_y występujące w równaniach (5 - 8) zależne są od lokalnego pola przepływu i typu geometrii w komórce kontrolnej. Współczynniki oporu przepływu wyznaczane są z relacji empirycznych i zależą od lokalnych liczb Reynoldsa.

2.3. Opory przepływu

Opory przepływu wprowadzane są do modelu drogą relacji empirycznych użytych w odpowiednio zapisanych członach źródłowych równań wyrażających bilans pędu. Dla płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła rozpatrywane są następujące opory przepływu:

- opór przepływu wywołany obecnością rur,
- opór przepływu wywołany płaszczem wymiennika oraz przegrodami.

Opory f_{xp} , f_{yp} , f_{xs} i f_{ys} obliczane są niezależnie dla każdego równania przez użycie odpowiedniej składowej wektora prędkości. Siłę oporu, jaką płyn znajdujący się w elementarnej komórce kontrolnej musi pokonać, uzyskuje się przez scałkowanie odpowiedniego członu f po objętości nominalnej:

$$F_U = \int_{\Delta V_U} f \, dV \quad (9)$$

W przypadku ogólnym, siła F_U składa się z trzech części:

$$F_U = \left\{ f_a \cdot A_a + f_c \cdot A_c + K_{c,e} \cdot A_f \right\} \frac{\rho |U|}{2} \cdot U, \quad (10)$$

które reprezentują opory:

- przepływu wzdłuż rur, prętów i krat,
- przepływu poprzecznego do rur i prętów,
- przepływu przez inne opory skupione, takie jak kraty, płyty perforowane, siatki itp.

Wielkości f , K i A są przeliczonymi w oparciu o wzór Darcy-Weisbacha współczynnikami oporu przepływu oraz powierzchniami wywołującymi te opory. Współczynniki f_a , f_c i $K_{c,e}$ dane są w literaturze w postaci relacji empirycznych:

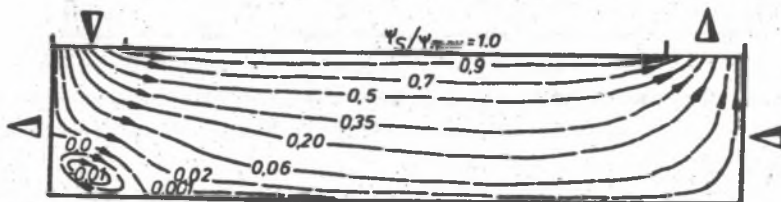
$$f = a \cdot Re^b \quad (11)$$

dla różnych geometrii obszarów przepływu [6,7].

3. Wyniki obliczeń

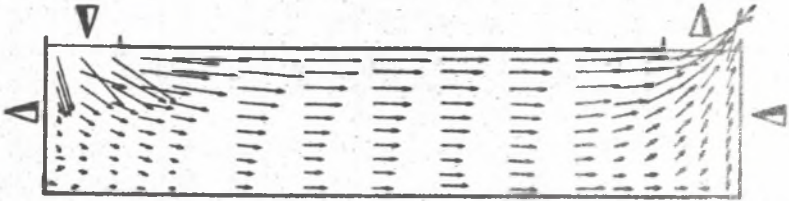
Model matematyczny, opisany w części 2, zakodowany jest w postaci programu HEXAN napisanego w języku FORTRAN IV maszyn serii Riad. Program ten przystosowany jest do analizowania przepływów nieizotermicznych w wymiennikach ciepła, w których umieszczonych jest do 5 przegród. Na rysunkach 1-4 przedstawione są rozkłady funkcji prądu, wektorowe pole prędkości, profile prędkości U_3 oraz pole ciśnienia P_3 . Obszar przepływu podzielony był na 220 mikrowymienników.

Bezwymiarowa funkcja prądu przedstawia całkowity strumień wody przepływającej między ścianą dolną wymiennika a wybraną izolinią. Położenie izolini 0,5 wskazuje na znaczną niejednorodność pola przepływu. Główny strumień masy przepływa tuż pod górną ścianą wymiennika.

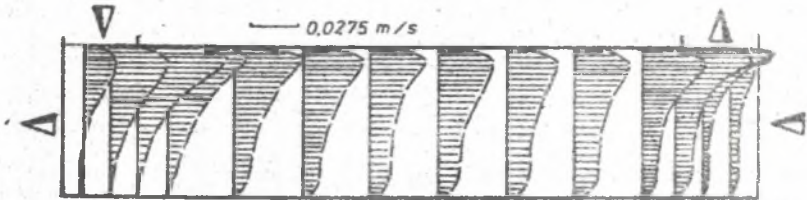


Rys. 1. Rozkład izolunii funkcji prądu

Wektorowe pole prędkości przepływu zewnętrznego oraz profile składowej U_x pokazane na rysunkach 2 i 3 wskazują na silne oddziaływanie wlotu i wylotu na proces formowania się przepływu wewnątrz wymiennika. Profile prędkości w poszczególnych przekrojach są dalekie od jednorodnych, jakie są postulowane w modelu przepływu tłokowego.

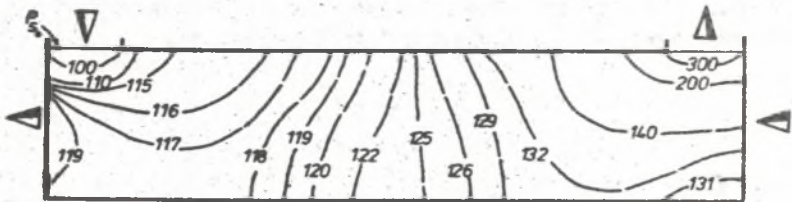


Rys. 2. Wektorowe pole prędkości



Rys. 3. Profile prędkości U_x

Wpływ wlotu i wylotu na przepływ przedstawiony jest także w postaci izolinii ciśnienia statycznego P_S . Dla modelu klasycznego uzyskuje się izolinie w postaci linii prostych prostopadłych do głównego kierunku przepływu.



Rys. 4. Rozkład ciśnienia statycznego $P_S - P_{S_0}$

4. Zakończenie

Uzyskane wyniki obliczeń ilustrują możliwości obliczeniowe modelu. Do najważniejszych cech modelu, które pozwalają ocenić jego przydatność, należą:

- a/ możliwość wyznaczenia aerodynamiki przepływu dla dowolnych geometrii obszaru całkowania:
- uwzględnienie stref stagnacji i recyrkulacji,
 - możliwość analizowania przepływu w pojedynczych rurkach lub wybranych grupach rur,
 - uwzględnienie dowolnie ukształtowanej geometrii wewnętrznej,
- b/ możliwość analizowania pracy wymienników w stanach nieustalonych,
- c/ uwzględnienie lokalnych współczynników przejmowania ciepła,
- d/ poprawność funkcjonowania modelu w szerokim zakresie liczb Reynoldsa dzięki wprowadzeniu do modelu relacji empirycznych, które obowiązują dla liczb Reynoldsa $> 0,10$.

LITERATURA

- [1] W. Kays, A.L. London, Compact Heat Exchangers, Mc Graw-Hill Book Co., London 1964.
- [2] R.A. Bowman, D.C. Mueller, W.M. Nagle, Mean Temperature Differences in Heat Exchanger Design, Trans. ASME, vol. 62, p.283.
- [3] S.V. Patankar, D.E. Spalding, Computer analysis of the Three-Dimensional Flow and Heat Transfer in Steam Generator, Forsch. Ing-Wes., vol. 44, No 2, 1978.
- [4] A. Wanik, M. Zembrzuski, Numeryczne modelowanie nieizotermicznych przepływów burzliwych, ETAP III, Raport Politechniki Wrocławskiej SPR nr 41/83, Wrocław 1983.
- [5] J.C. Slattery, Momentum, Energy and Mass Transfer in Continua, Mc Graw-Hill Book Co., 1972.
- [6] Heat Transfer and Fluid Flow Data Books, General Electric Co., Schenectady, N.Y., 1983.
- [7] A.A. Żukauskas, Konwektywnyj perenos v teploobmennikach, Nauka 1982.

МЕТОД ВЫЧИСЛЕНИЯ АЭРОДИНАМИКИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ И ЖИДКОСТИ В КОНЪЕКТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Резюме

Дан критический обзор метода сплошной среды, используемого для описания гидравлического режима работы теплообменников. Математическая модель составлена из двух систем дифференциальных уравнений и массы. Дифференциальные уравнения построено на основе метода конечного объема. Основная система дифференциальных уравнений была решена методами прогонки и Гаусса-Зейделя.

NUMERICAL PREDICTION OF SHELL-SIDE FLOW IN COMPACT
HEAT EXCHANGERS

S u m m a r y

The so-called fluid continuum approach to describe the hydraulic performance of two dimensional heat exchangers is described. Mathematical description of the model includes two sets of equations for momentum and mass transfer. To obtain general finite-difference equations the finite-volume approach is used. The resulting system of partial differential equations was solved by Tri-Diagonal Matrix Algorithm and Gauss-Seidel method. Results of calculations obtained for the flow of water through the exchanger are presented to illustrate availability of the method.