

## Model matematyczny oraz badania aerodynamiczne i przeplywowo-ciepne chłodnicy samochodowej

DAWID TALER

Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych  
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki  
Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie

Przedstawiono analityczny model wymiany ciepła w chłodnicy samochodowej stanowiącej krzyżo-prądowy lamelowy wymiennik ciepła. Wyprowadzono wzory na rozkład temperatury cieczy wewnątrz rury oraz temperatury powietrza w dwubiegowej chłodnicy o dwóch rzędach rur. Za pomocą wyprowadzonych wzorów można określić strumienie ciepła przekazywane przez poszczególne rzędy rur, a także moc chłodnicy przy zadanych temperaturach wlotowych i strumieniach masowych czynników. W pracy omówiono wyniki badań aerodynamicznych, hydraulicznych i cieplnych chłodnicy silnika o pojemności skokowej 1580 cm<sup>3</sup>. Na podstawie przeprowadzonych badań wyznaczono wzory na współczynniki charakteryzujące opory przepływu powietrza i płynu chłodzącego oraz wzór na liczbę Nusselta od strony powietrza.

### Oznaczenia

$A$	– pole powierzchni, m <sup>2</sup> ;
$A_{mc}$	– pole powierzchni rury gładkiej między żebrami przypadające na jedną podziałkę, m <sup>2</sup> ;
$A_{ra}$	– pole powierzchni zewnętrznej rury gładkiej przypadające na jedną podziałkę, m <sup>2</sup> ;
$d_h$	– zastępcza średnica hydrauliczna od strony powietrza, m;
$d_1$	– maksymalna średnica zewnętrzna rury owalnej, m;
$d_2$	– minimalna średnica zewnętrzna rury owalnej, m;
$d_z$	– zastępcza średnica hydrauliczna od strony płynu chłodzącego, m;
$f'_c$	– zmierzona temperatura wylotowa płynu chłodzącego, °C;
$G = \rho w$	– prędkość masowa, kg/m <sup>2</sup> s;
$j$	– parametr Colburna;
$k$	– współczynnik przenikania ciepła, W/m <sup>2</sup> K;
$L_x$	– długość wymiennika w kierunku osi $x$ , m;
$L_y$	– długość wymiennika w kierunku osi $y$ , m;
$\dot{m}$	– strumień masy, kg/s;
$\dot{m}_c$	– strumień masy płynu chłodzącego, kg/s;
$\dot{m}_p$	– strumień masy powietrza, kg/s;
$\dot{m}_{1c} = \dot{m}_{11c} = \frac{\dot{m}_c}{2}$	– odpowiednio strumień masy płynu chłodzącego w I-szym lub w II-gim rzędzie w górnym lub dolnym biegu, kg/s;
$n_d$	– liczba rur w dolnym biegu w I-szym lub w II-gim rzędzie;

$n_g$	- liczba rur w górnym biegu w I-szym lub w II-gim rzędzie;
$n_s = n_d + n_g$	- liczba rur w I-szym lub w II-gim rzędzie;
$N = \frac{kA}{\dot{m}c_p}$	- liczba jednostek wymiany (z ang. NTU – number of transfer units);
$N_{cd} = \frac{2k_d A_d}{\dot{m}_c c_c}$	- liczba jednostek wymiany dla I-go lub II-go rzędu w dolnym biegu dla płynu chłodzącego;
$N_{cg} = \frac{2k_g A_g}{\dot{m}_c c_c}$	- liczba jednostek wymiany dla I-go lub II-go rzędu w górnym biegu dla płynu chłodzącego;
$N_{pd} = \frac{n_d k_d A_d}{n_d \dot{m}_p c_{pm}}$	- liczba jednostek wymiany od strony powietrza dla dolnego biegu dla I-go lub II-go rzędu;
$N_{pg} = \frac{n_g k_g A_g}{n_g \dot{m}_p c_{pm}}$	- liczba jednostek wymiany od strony powietrza dla górnego biegu dla I-go lub II-go rzędu;
$p$	- ciśnienie, Pa;
$\dot{Q}_C$	- moc cieplna chłodnicy, W;
$t$	- temperatura, °C;
$t_b$	- temperatura podstawy żebra, °C;
$t_c$	- temperatura płynu chłodzącego, °C;
$t'_c$	- temperatura płynu chłodzącego na wlocie do chłodnicy, °C;
$t''_c$	- temperatura wylotowa płynu chłodzącego, °C;
$\bar{t}_c$	- średnia temperatura płynu, °C;
$t_{cm}$	- temperatura płynu chłodzącego za I-szym biegiem chłodnicy, °C;
$t_{cz}$	- temperatura czynnika, °C;
$t'_d$	- temperatura wlotowa powietrza w dolnym biegu chłodnicy, °C;
$t''_{dm}, t'''_{dm}$	- odpowiednio średnia temperatura powietrza za I-szym i II-gim rzędem rur w dolnym biegu, °C;
$t'_g$	- temperatura wlotowa powietrza w górnym biegu chłodnicy, °C;
$t''_{gm}$	- odpowiednio średnia temperatura powietrza za I-szym i II-gim rzędem rur w górnym biegu, °C;
$t_m$	- temperatura średnia, °C;
$t'_{pm}, t''_{pm}$	- odpowiednio średnia temperatura powietrza na wlocie i wylocie z chłodnicy, °C;
$t_w$	- temperatura powierzchni ścianki, °C;
$t_{wlot}, t_{wylot}$	- odpowiednio temperatura na wlocie i wylocie, °C;
$t'_1, t'_2$	- temperatura wlotowa płynu chłodzącego odpowiednio do I-szego i II-giego rzędu rur w górnym biegu, °C;
$t''_1, t''_2$	- temperatura wylotowa płynu chłodzącego odpowiednio z I-szego i II-giego rzędu rur w górnym biegu, °C;
$t'_2, t'_2, t''_2$	- temperatura powietrza odpowiednio przed pierwszym, drugim i za drugim rzędem rur;
$w$	- prędkość, m/s;
$w_0$	- prędkość powietrza na wlocie do chłodnicy w przekroju swobodnym, m/s;
$w_{max}$	- prędkość maksymalna powietrza występująca w największym przekroju poprzecznym, m/s;
$x, y, z$	- współrzędne kartezjańskie.

#### Oznaczenia greckie

$\alpha$	- współczynnik wnikania ciepła, W/m <sup>2</sup> K;
$\alpha_c$	- współczynnik wnikania ciepła od strony cieczy, W/m <sup>2</sup> K;
$\alpha_p$	- współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza, W/m <sup>2</sup> K;
$\alpha_{zp}$	- zredukowany współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza odniesiony do zewnętrznej powierzchni rur gładkich, W/m <sup>2</sup> K;

$\delta_r$	– grubość ścianki rury, m;
$\delta_l$	– grubość lameli lub zebra, m;
$\Delta p$	– spadek ciśnienia, Pa;
$\eta_z$	– sprawność zebra umownego;
$\eta$	– dynamiczny współczynnik lepkości, [Ns/m <sup>2</sup> ];
$\lambda$	– współczynnik przewodności cieplnej, W/mK;
$\nu$	– kinematyczny współczynnik lepkości, m <sup>2</sup> /s;
$\xi$	– współczynnik oporów tarcia;
$\rho$	– gęstość, kg/m <sup>3</sup> ;
$\sigma$	– stosunek pól powierzchni przekroju poprzecznego (mniejszego do większego);
$\zeta_c$	– współczynnik oporu miejscowego.

#### Liczby bezwymiarowe

$Nu_c = \frac{\alpha_c d_z}{\lambda_c}$	– liczba Nusselta dla cieczy (płynu chłodzącego);
$Nu_p = \frac{\alpha_p d_h}{\lambda_p}$	– liczba Nusselta dla powietrza;
$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} = StPr^{2/3}$	– parametr Colburna;
$Pr = \frac{c_p \eta}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$	– liczba Prandtla;
$Re_c = \frac{w_c d_z}{\nu_c}$	– liczba Reynoldsa dla cieczy;
$Re_p = \frac{w_{max} d_h}{\nu_p}$	– liczba Reynoldsa dla powietrza.

## 1. Wstęp

Chłodnice powietrza stanowią wymienniki ciepła o powierzchniach rozwiniętych i mogą być wykonane z rur ożebrowanych wzdłużnie lub poprzecznie lub jako wymienniki lamelowe [1–6, 8–11]. Podobną konstrukcję mają wymienniki ciepła stosowane w układach klimatyzacji. Od strony ożebrowanej czynnikiem roboczym jest zwykle powietrze, a wewnątrz rur przepływa ciecz chłodząca. Pomimo dużego zainteresowania ze strony przemysłu jak i dużego wysiłku ze strony badaczy wymienniki ciepła o powierzchniach rozwiniętych są niedostatecznie przebadane lub uzyskane wyniki budzą wiele zastrzeżeń. Przedmiotem badań były zwykle wymienniki ciepła wykonane z rur o przekroju kołowym o przestawnym układzie rur [7, 11]. Brak jest danych doświadczalnych dotyczących wymienników lamelowych, w których przekrój poprzeczny rur jest owalny lub eliptyczny. Tego typu wymienniki o szeregowym (korytarzowym) układzie rur stosowane są wtedy, gdy wysokość wymiennika ciepła powinna być mała, jak np. w chłodnicach samochodowych. Również obliczenia chłodnic samochodowych są uproszczone i bazują na charakterystykach przepływowo-cieplnych przedstawiających zależność współczynnika przenikania ciepła od prędkości masowej płynu chłodzącego lub liczby Reynoldsa od strony powietrza. Charakterystyki te opracowywane są oddzielnie dla każdej chłodnicy.



Przedmiotem pracy jest opracowanie modelu matematycznego chłodnicy samochodowej (lamelowego wymiennika ciepła) oraz identyfikacja warunków wymiany ciepła od strony powietrza i na wewnętrznej powierzchni rur, w których przepływa ciecz. Opracowany zostanie analityczny model matematyczny chłodnicy samochodowej (dwurzędowego, dwubiegowego krzyżowo-prądowego wymiennika ciepła), który umożliwi wyznaczenie rozkładu temperatury cieczy i powietrza w dowolnym punkcie wymiennika. Pozwoli również na wyznaczenie mocy poszczególnych rzędów i biegów rur oraz mocy całej chłodnicy. Danymi wejściowymi do obliczeń są następujące wielkości: temperatura wlotowa i strumień masowy cieczy oraz temperatura i prędkość wlotowa powietrza. Znana jest również konstrukcja chłodnicy (wymiary geometryczne i zastosowane materiały).

Ponadto przedstawiony zostanie ogólny sposób wyznaczania współczynnika wnikania ciepła od strony powietrza, który może być stosowany w badaniach chłodnic samochodowych. Wzory wyprowadzone na podstawie badań cieplno-przepływowych mogą być stosowane do całego typoszeregu chłodnic o podobnej konstrukcji stosowanych w silnikach o różnych pojemnościach skokowych.

## 2. Model matematyczny chłodnicy samochodowej

Najpierw przeanalizowany zostanie wymiennik ciepła przedstawiony na rys. 1, w którym jeden rząd rur omywany jest poprzecznie strumieniem powietrza.

Rury zasilane są z jednej komory zbiorczej, więc temperatura płynu chłodzącego na wlocie jest jednakowa i wynosi  $t'_1$ . Temperatura płynu jest tylko funkcją współrzędnej osiowej  $x$ , gdyż dla określonej wartości  $x$  temperatura płynu we wszystkich rurach jest taka sama, tzn. nie zmienia się w kierunku osi  $z$ . Temperatura wylotowa płynu chłodzącego jest jednakowa we wszystkich rurach i wynosi  $t''_1$ . Strumień powietrza (gazu) o równomiernej temperaturze wlotowej  $t'_2$  przepływa poprzecznie przez rząd rur. Temperatura powietrza  $t_2$  jest funkcją współrzędnej  $x$  i  $y$ , tzn. zmienia się na szerokości wymiennika oraz wzdłuż drogi przepływu w kierunku osi  $y$ . Na wysokości wymiennika temperatura powietrza pozostaje stała dla zadanej wartości współrzędnych  $x$  i  $y$ . Strumień masowy płynu chłodzącego wynosi  $\dot{m}_1$  a powietrza  $\dot{m}_2$ .

Równania różniczkowe opisujące wymianę ciepła w jednorzędowym krzyżowo-prądowym wymienniku ciepła przedstawionym na rys. 1 mają postać:

– powietrze

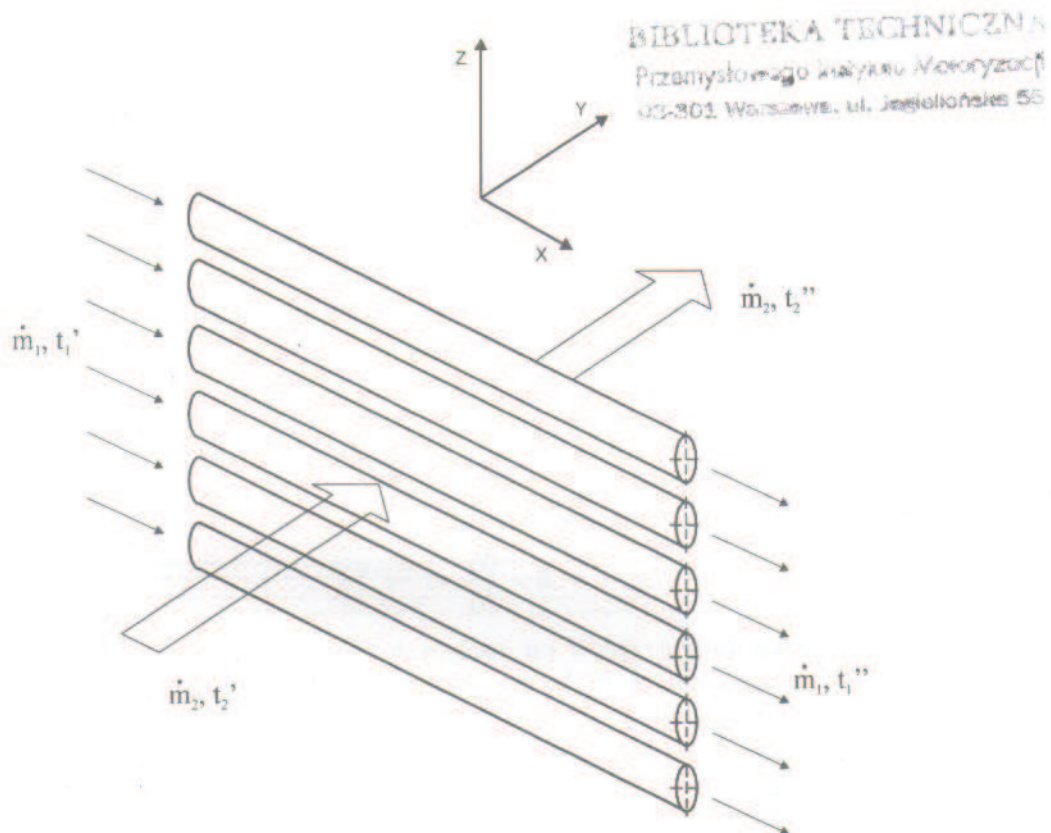
$$\frac{\partial t_2(x^+, y^+)}{\partial y^+} = N_2 \cdot [t_1(x^+) - t_2(x^+, y^+)], \quad (1)$$

– płyn chłodzący

$$\frac{dt_1}{dx^+} = -N_1 \cdot [t_1(x^+) - t_{m2}(x^+)], \quad (2)$$

gdzie  $t_{m2}(x^+)$  jest średnią temperaturą powietrza na grubości wymiennika  $L_y$ :

$$t_{m2}(x^+) = \int_{y^+=0}^1 t_2(x^+, y^+) dy^+. \quad (3)$$



Rys. 1. Schemat jednorzędowego krzyżowo-prądowego wymiennika ciepła  
Fig. 1. One-row cross-flow heat exchanger

Równania (1) i (3) rozwiązane zostaną przy następujących warunkach brzegowych (rys. 1):

$$t_2|_{y^*=0} = t_2', \quad (4)$$

$$t_1|_{x^*=0} = t_1', \quad (5)$$

We wzorach (1)–(5) przyjęto następujące oznaczenia:

$$N_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}}, \quad N_2 = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}}, \quad (6)$$

$x^* = \frac{x}{L_x}$  i  $y^* = \frac{y}{L_y}$  – współrzędne bezwymiarowe,  $L_x$ ,  $L_y$  – wymiary wymiennika odpowiednio w kierunku osi  $x$  i  $y$ ,  $k$  – współczynnik przenikania ciepła odniesiony do pola powierzchni wymiany ciepła  $A$ ,  $A$  – powierzchnia wymiany ciepła,  $c_{p1}$  i  $c_{p2}$  – odpowiednio ciepło właściwe (przy stałym ciśnieniu) płynu chłodzącego i powietrza.



Rozwiązanie zagadnienia (1)–(5) ma postać

$$t_2(x^+, y^+) = t_1(x^+) - [t_1(x^+) - t_2'] \cdot e^{-N_1 \cdot y^+}, \quad (7)$$

$$t_1(x^+) = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot e^{\left[-\frac{N_1}{N_2} (1 - e^{-N_2} x^+)\right]}. \quad (8)$$

Do obliczeń mocy cieplnej rzędu rur, tj. strumienia ciepła przepływającego od gorącej cieczy do strumienia powietrza chłodzącego potrzebna jest średnia temperatura powietrza na szerokości  $L$  wymiennika

$$t_{2m}'' = \int_0^1 t_2''(x^+) dx^+ = \int_0^1 \left\{ t_2' + (t_1' - t_2') \cdot e^{\left[-\frac{N_1}{N_2} (1 - e^{-N_2} x^+)\right]} \right\} \cdot (1 - e^{-N_2}) dx^+,$$

$$t_{2m}'' = t_2' + \frac{N_2}{N_1} \cdot (t_1' - t_2') \cdot (1 - e^{-B}), \quad (9)$$

gdzie

$$B = \frac{N_1}{N_2} \cdot (1 - e^{-N_2}). \quad (10)$$

W przypadku dwóch rzędów rur zasilanych płynem chłodzącym z jednej komory zbiorczej, przyjmuje się, że liczba rur i strumienie masowe płynu chłodzącego przepływającego przez pierwszy i drugi rząd rur są identyczne. Ten sam strumień masowy powietrza przepływa przez pierwszy i drugi rząd rur (rys. 2).

Warunki brzegowe dla czynników w drugim rzędzie rur mają postać:

$$t_2''|_{y^+=0} = t_2(x^+, y^+)|_{y^+=1} = t_2''(x^+), \quad (11)$$

gdzie  $t_2''$  jest temperaturą powietrza w drugim rzędzie rur oraz

$$t_3(x^+)|_{x^+=0} = t_3'. \quad (12)$$

Temperatura powietrza przed drugim rzędem rur  $t_2''(x^+)$  określona jest wzorem

$$t_2''(x^+) = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot e^{\left[-\frac{N_1}{N_2} (1 - e^{-N_2} x^+)\right]} \cdot (1 - e^{-N_2}), \quad (13)$$

Postępując podobnie jak w przypadku I rzędu rur otrzymuje się następujące wzory na rozkład temperatury powietrza i płynu chłodzącego w II rzędzie rur:

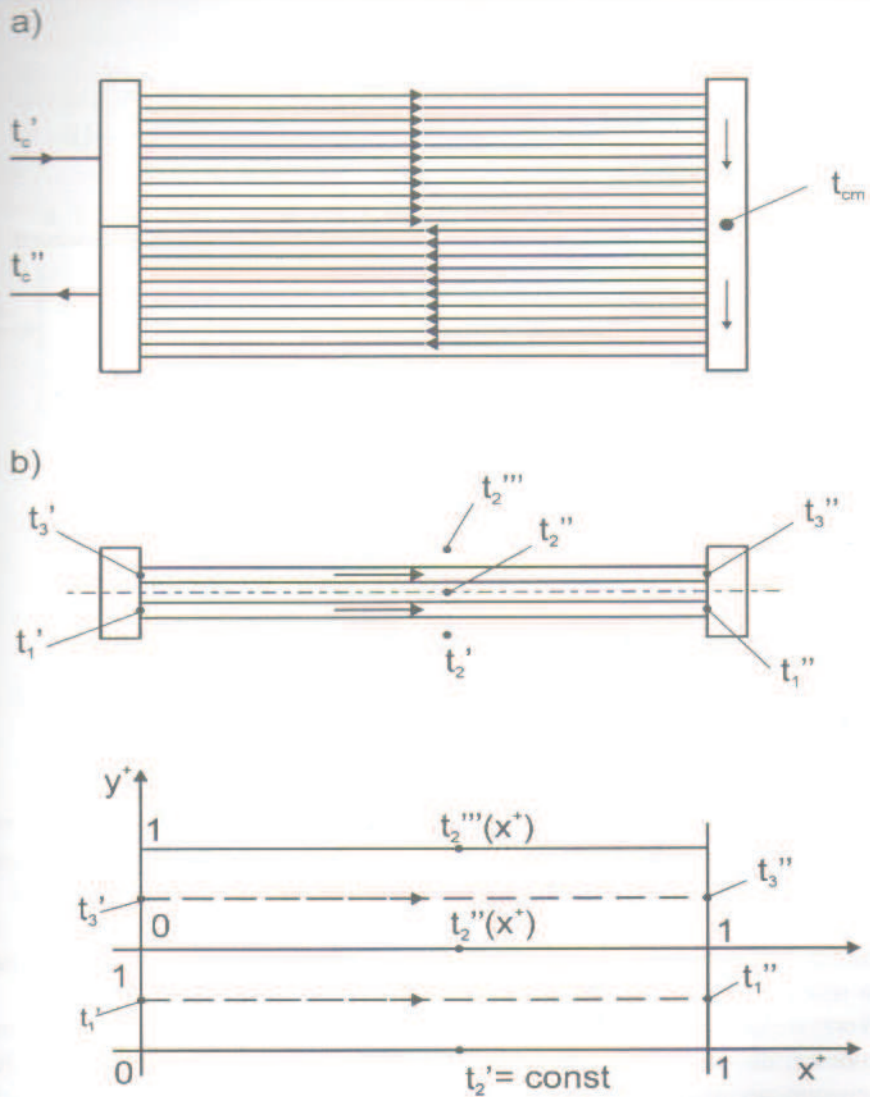
– powietrze

$$t_2''(x^+, y^+) = t_3(x^+) - [t_3(x^+) - t_2''(x^+)] \cdot e^{-N_1 \cdot y^+}, \quad (14)$$

Temperatura średnia powietrza w II rzędzie rur  $t_{m2}''$  wyznaczona zostanie ze wzoru

$$t_{m2}'' = \int_0^1 t_2''(x^+, y^+) dy^+ = t_3(x^+) \cdot \left[ y^+ + \frac{1}{N_2} \cdot e^{-N_1 \cdot y^+} \right] \Big|_0^1 - t_2''(x^+) \cdot \frac{1}{N_2} \cdot e^{-N_1 \cdot y^+} \Big|_0^1, \quad (15)$$

$$t_{m2}'' = t_3(x^+) \cdot \left( 1 - \frac{B}{N_1} \right) + t_2''(x^+) \cdot \frac{B}{N_1}. \quad (16)$$



Rys. 2. Schemat dwurzędowego, dwubiegowego lamelowego wymiennika ciepła (chłodnicy samochodowej)  
 Fig. 2. Plate-fin heat exchanger (automotive heat exchanger) with two tube rows and two passes

- płyn chłodzący

$$t_3(x^+) = t_2' + [C \cdot x^+ + (t_3' - t_2')] \cdot e^{-B \cdot x^+}, \quad (17)$$

gdzie

$$C = B \cdot (t_1' - t_2') \cdot (1 - e^{-N_1}). \quad (18)$$

Stała  $B$  we wzorach (16)–(18) określona jest wzorem (10).

Temperatura powietrza za II rzędem rur wynosi

$$t_2''' = t_2''(x^+, y^+) \Big|_{y^+ = 1} = t_3(x^+) \cdot (1 - e^{-N_2}) + t_2''(x^+) \cdot e^{-N_2}, \quad (19)$$

$$t_2'''(x^+) = \{t_2' + [C \cdot x^+ + (t_3' - t_2')] \cdot e^{-B \cdot x^+}\} \cdot (1 - e^{-N_2}) + [t_2' + (t_1' - t_2')] \cdot (1 - e^{-N_2}) \cdot e^{-B \cdot x^+} \cdot e^{-N_2}, \quad (20)$$

Średnia temperatura powietrza za II rzędem rur obliczona zostanie ze wzoru

$$t_{2m}''' = \int_0^1 t_2'''(x^+) dx^+ = (1 - e^{-N_2}) \cdot \int_0^1 [t_2' + C \cdot x^+ + (t_3' - t_2')] \cdot e^{-B \cdot x^+} dx^+ + e^{-N_2} \cdot \int_0^1 [t_2' + C \cdot x^+ + (t_1' - t_2')] \cdot e^{-B \cdot x^+} \cdot (1 - e^{-N_2}) dx^+, \quad (21)$$

Uwzględniając, że

$$\int_0^1 e^{-B \cdot x^+} dx^+ = -\frac{1}{B} \cdot e^{-B \cdot x^+} \Big|_0^1 = \frac{1}{B} \cdot (1 - e^{-B})$$

$$\int_0^1 x^+ \cdot e^{-B \cdot x^+} dx^+ = \left[ x^+ \cdot \left( -\frac{1}{B} \cdot e^{-B \cdot x^+} \right) \right] \Big|_0^1 - \int_0^1 1 \cdot \left( -\frac{1}{B} \cdot e^{-B \cdot x^+} \right) dx^+ = \frac{1 - e^{-B}}{B} - \frac{e^{-B}}{B},$$

Ze wzoru (21) otrzymuje się

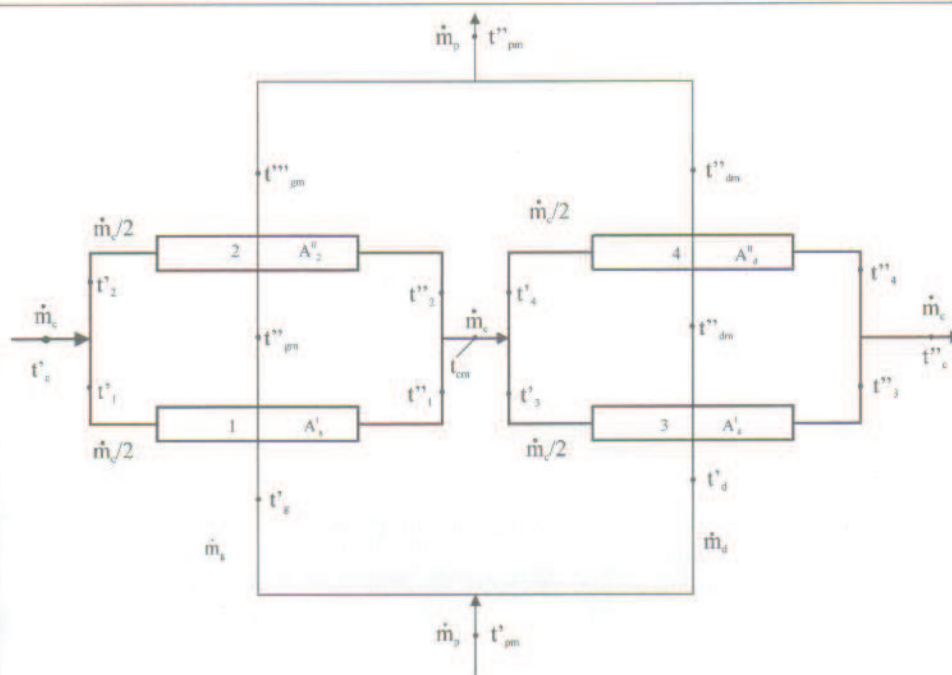
$$t_{2m}''' = t_2' + (t_3' - t_2') \cdot \left[ (1 - e^{-N_2})^2 \cdot \left( \frac{1 - e^{-B}}{B} - e^{-B} + (1 - e^{-2N_2}) \cdot \frac{1 - e^{-B}}{B} \right) \right]. \quad (22)$$

Temperatura średnia powietrza  $t_{2m}'''$  za drugim rzędem rur może być wykorzystana do obliczeń mocy cieplnej wymiennika.

Wykorzystując wyprowadzone wzory zbudowano model matematyczny chłodnicy samochodowej dla silnika iskrowego o pojemności skokowej 1580 cm<sup>3</sup>. Chłodnica jest dwubiegowym wymiennikiem ciepła składającym się z dwóch rzędów rur. Schemat obliczeniowy chłodnicy przedstawiony jest na rys. 3. Przez obydwie rzędy rur przepływa równolegle płyn chłodzący. Wylot płynu z górnych rzędów rur połączony jest jedną komorą zbiorczą, w wyniku czego następuje mieszanie strumieni z I i z II drugiego rzędu rur. Po zmieszaniu płynu chłodzącego o temperaturze  $t_1''$  z I rzędu rur i płynu o temperaturze  $t_2''$  z II rzędu rur, temperatura wody zasilającej II dolny bieg wynosi  $t_{cm}$  (rys. 3). W drugim dolnym biegu całkowity strumień płynu chłodzącego  $\dot{m}_c$  rozdziela się na dwa równe strumienie  $\dot{m}_c/2$ . Na wylocie z I rzędu rur w dolnym biegu temperatura płynu chłodzącego wynosi  $t_3''$ , a z II rzędu rur  $t_4''$ . Po zmieszaniu płynu chłodzącego z I i z II rzędu temperatura końcowa płynu chłodzącego wynosi  $t_c''$ . Temperatura płynu  $t_c''$  jest jednocześnie temperaturą wylotową płynu z chłodnicy.

Strumień powietrza  $\dot{m}_p$  przepływa poprzecznie przez obydwie rzędy rur. Przyjmując, że prędkość wlotowa  $w_0$  jest taka sama w górnym i w dolnym biegu strumień masowy





Rys. 3. Schemat obliczeniowy dwubiegowej lamelowej chłodnicy samochodowej o dwóch rzędach rur w układzie szeregowym

Fig. 3. Calculation diagram of two-row plate-fin automotive radiator with inline tubes

powietrza przepływającego przez górny bieg wynosi:  $\dot{m}_g = \dot{m}_p n_g / n_r$  gdzie  $n_g$  – liczba rur w górnym biegu w I rzędzie,  $n_r$  – całkowita liczba rur w I rzędzie w górnym i dolnym biegu. Strumień masowy powietrza omywającego poprzecznie rury w dolnym biegu wynosi:  $\dot{m}_d = \dot{m}_p n_d / n_r$ .

Znając temperatury płynu chłodzącego lub powietrza łatwo obliczyć moc chłodnicy

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_c \bar{c}_c (t'_c - t''_c) = \dot{m}_p \bar{c}_p (t''_{pm} - t'_{pm}),$$

gdzie  $\bar{c}_c$  jest średnim ciepłem właściwym płynu chłodzącego w przedziale temperatur od  $t''_c$  do  $t'_c$  a  $\bar{c}_p$  średnim ciepłem właściwym powietrza w przedziale temperatur od  $t'_{pm}$  do  $t''_{pm}$ .

W celu weryfikacji wyprowadzonych wzorów analitycznych opracowano również model numeryczny chłodnicy bazując na metodzie objętości kontrolnej. Przy podziale chłodnicy na 20 komórek w kierunku osi  $x$  otrzymuje się praktycznie takie same wyniki jak za pomocą wzorów analitycznych.

### 3. Przykład obliczeń chłodnicy samochodowej

Opracowany model matematyczny wykorzystany został do obliczeń temperatur końcowych płynu chłodzącego oraz powietrza w chłodnicy silnika samochodowego o pojemności skokowej 1580 cm<sup>3</sup>. Jako płyn chłodzący stosowany jest 35% roztwór

glikolu etylenowego. Grubość ścianki rury wynosi  $\delta_r = 0,4$  mm. Rurki o przekroju owalnym o średnicach zewnętrznych:  $d_1 = 11,82$  mm i  $d_2 = 6,35$  mm oraz lamelle o grubości  $\delta_l = 0,08$  mm wykonane są z aluminium. Szerokość chłodnicy wynosi 520 mm, wysokość 359 mm a głębokość (szerokość lameli) 34 mm. Chłodnica zbudowana jest z 38 rurek oraz 520 lameli. W górnym biegu, w każdym rzędzie znajduje się po 10 rurek a w dolnym biegu po 9 rurek w każdym rzędzie. Układ rurek jest szeregowy. Podziałka poprzeczna (transwersalna) rozstawienia rur wynosi 18,5 mm a wzdłużna (w kierunku przepływu) 16 mm. Schemat obliczeniowy chłodnicy przedstawiono na rys. 3.

Do obliczeń przyjęto następujące dane pomiarowe:

- prędkość wlotowa powietrza  $w_p = 7$  m/s,
- strumień objętościowy płynu (glikolu etylenowego)  $\dot{V}_c = 3005$  l/h,
- temperatura wlotowa płynu  $t'_c = 94,7$  °C,
- temperatura wlotowa powietrza  $t'_{pm} = 20,3$  °C.

Przeprowadzając obliczenia z wykorzystaniem przedstawionych w pracy wzorów otrzymano następujące wyniki:

- współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza  $\alpha_p = 78,1$  W/m<sup>2</sup>K,
- zredukowany współczynnik wnikania ciepła odniesiony do zewnętrznej powierzchni rur gładkich  $\alpha_{cr} = 1248,1$  W/m<sup>2</sup>K,
- współczynnik wnikania ciepła od strony płynu dla górnego rzędu rur  $\alpha_{cg} = 3787,7$  W/m<sup>2</sup>K,
- współczynnik wnikania ciepła od strony płynu dla dolnego rzędu rur  $\alpha_{cd} = 4148,2$  W/m<sup>2</sup>K,
- liczba jednostek wymiany od strony cieczy dla rzędu:
  - górnego  $N_{cg} = 0,088344$ ,
  - dolnego  $N_{cd} = 0,081259$ ,
- liczba jednostek wymiany od strony powietrza dla rzędu:
  - górnego  $N_{pg} = 0,173408$ ,
  - dolnego  $N_{pd} = 0,177223$ ,
- temperatury płynu  $t''_1 = 88,90$ °C,  $t''_2 = 89,79$ °C,  $t''_3 = 84,39$ °C,  $t''_4 = 85,17$ °C,  $t''_c = 84,78$ °C,
- temperatura wylotowa powietrza  $t''_{pm} = 40,8$ °C,
- moc cieplna chłodnicy  $\dot{Q}_c = 32027,6$  W.

Obliczona temperatura płynu  $t''_c = 84,78$ °C bardzo dobrze przybliża temperaturę zmierzoną równą 84,8°C.

#### 4. Badania aerodynamiczne i hydrauliczne

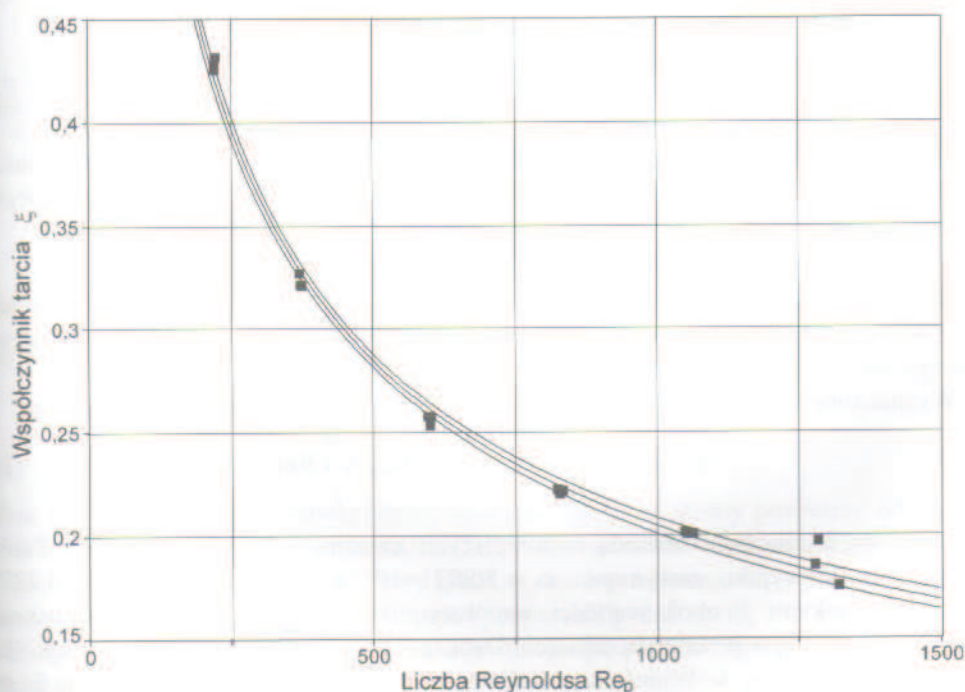
Na podstawie 18-tu punktów pomiarowych otrzymanych przy różnych strumieniach masy płynu chłodzącego i powietrza wyznaczono wzory na spadki ciśnienia w chłodnicy po stronie powietrza i płynu chłodzącego oraz współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza. Wykorzystując pomierzone spadki ciśnienia przy przepływie powietrza przez chłodnicę wyznaczono następnie współczynniki tarcia  $\xi$  z następującego wzoru

$$\xi = \frac{d_h \varrho(\bar{t}_{pm})}{L \varrho(t'_{pm})} \left[ \frac{2 \varrho(t'_{pm}) \Delta p}{G^2} - (1 + \sigma^2) \left( \frac{\varrho(t'_{pm})}{\varrho(t''_{pm})} - 1 \right) \right], \quad (23)$$

gdzie

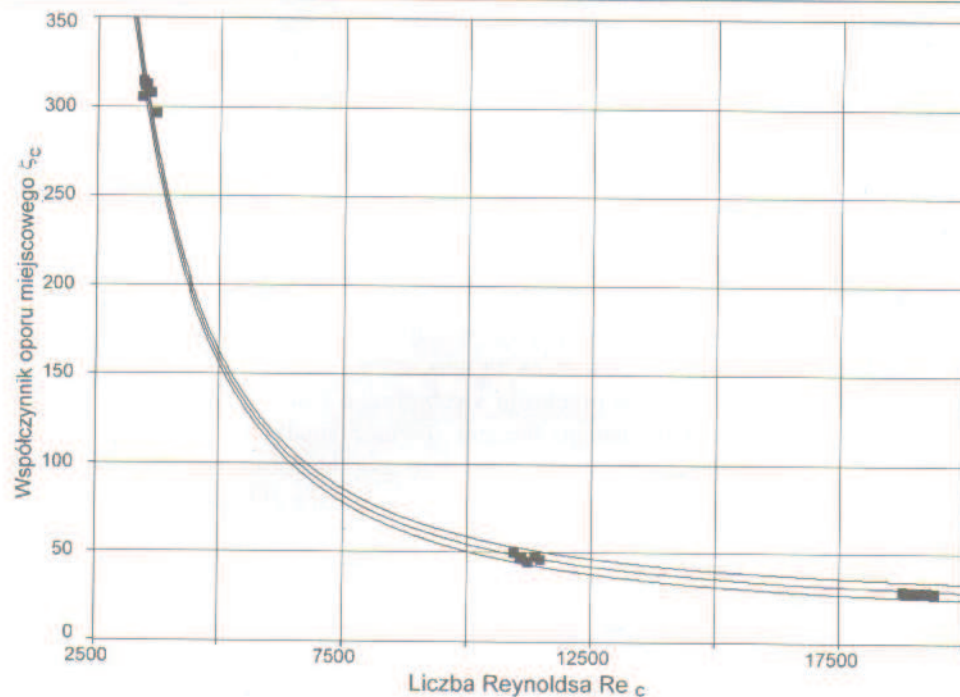
$$G = \varrho(t'_{pm}) w_{\max}, \quad \bar{t}_{pm} = \frac{t'_{pm} + t''_{pm}}{2},$$

We wzorze (23) przyjęto oznaczenia:  $d_h$  – zastępcza średnica hydrauliczna,  $\varrho$  – gęstość powietrza,  $L$  – grubość chłodnicy w kierunku przepływu powietrza,  $w_{\max}$  – maksymalna prędkość powietrza występująca w najwęższym przekroju,  $t'_{pm}$  i  $t''_{pm}$  – odpowiednio średnia temperatura powietrza na wlocie i wylocie z chłodnicy,  $\sigma$  – stosunek najmniejszego pola przekroju do przekroju swobodnego kanału. Wzór (23) uwzględnia oprócz spadku ciśnienia wywołanego tarciem również spadki ciśnienia spowodowane przyspieszaniem i opóźnianiem strugi powietrza odpowiednio na wlocie i wylocie z chłodnicy. W obliczeniach uwzględniono następujące dane chłodnicy silnika o pojemności 1580 cm<sup>3</sup>: mm  $d_h = 1,41$  mm = 0,00141 m;  $L = L_y = 34$  mm = 0,034 m;  $\sigma = 0,6042$ . Następnie wykorzystując wyznaczone w ten sposób współczynniki tarcia  $\xi_i$ ,  $i = 1, \dots, 18$  aproksymowano je za pomocą funkcji  $\xi(\text{Re}_p)$  stosując metodę najmniejszych



Rys. 4. Aproksymacja współczynnika tarcia  $\xi$  od strony powietrza za pomocą funkcji  $\xi = c_1 + c_2/\text{Re}_p^{0,5}$ ,  $c = 0,0089071193$ ;  $c_2 = 8,1813183$  z zaznaczonymi granicami 95-cio procentowego przedziału ufności  
 Fig. 4. Approximation of the friction factor  $\xi$  by the function  $\xi = c_1 + c_2/(\text{Re}_p^{0,5})$ ,  $c = 0,0089071193$ ;  $c_2 = 8,1813183$  for the air flow through the automotive radiator. The lines above and below the function  $\xi = \xi(\text{Re}_p)$  present the 95% confidence intervals





Rys. 5. Aproksymacja współczynnika oporu miejscowego  $\zeta_c$  po stronie płynu chłodzącego za pomocą funkcji  $\zeta_c = c_3 + c_4/(Re_c^2)$ ,  $c_3 = 19,830363$ ;  $c_4 = 3,4797186 \cdot 10^9$  z zaznaczonymi granicami 95-cio procentowego przedziału ufności.

Fig. 5. Approximation of the pressure loss coefficient  $\zeta_c$  by the function  $\zeta_c = c_3 + c_4/(Re_c^2)$ ,  $c_3 = 19,830363$ ;  $c_4 = 3,4797186 \cdot 10^9$  for the coolant flow through the automotive radiator. The lines above and below the function  $\zeta_c = \zeta_c(Re_p)$  represent the 95% confidence intervals

kwadratów. Liczba Reynoldsa od strony powietrza zdefiniowana jest następująco:  $Re_p = w_{max} \cdot d_h / \nu_p$ , gdzie  $\nu_p$  jest współczynnikiem lepkości kinematycznej obliczanym w temperaturze średniej powietrza.

Wyznaczone eksperymentalnie wartości współczynników  $\xi_i$  przybliżono funkcją

$$\xi = c_1 + \frac{c_2}{\sqrt{Re_p}}, \quad 220 \leq Re_p \leq 1300. \quad (24)$$

Stałe  $c_1$  i  $c_2$  wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów stosując program Table-Curve [7]. W wyniku otrzymano:  $c_1 = 8,9071 \cdot 10^{-3} \pm 0,0101$ ,  $c_2 = 6,1813 \pm 0,2279$ . Liczby ze znakiem  $\pm$  obok wartości współczynników oznaczają połowę szerokości 95-cio procentowego przedziału ufności. Dane pomiarowe oraz przebieg funkcji (24) przedstawiono na rys. 4. Widać, że współczynnik tarcia  $\xi$  maleje ze wzrostem liczby Reynoldsa.

Współczynnik oporu miejscowego  $\zeta_c$ , charakteryzujący spadek ciśnienia w chłodnicy obliczano ze wzoru

$$\zeta_c = \frac{2\Delta p_c}{\rho_m w_m^2}, \quad (25)$$

gdzie  $\varrho_m = \varrho(\bar{t}_c)$ . We wzorze (25) przyjęto następujące oznaczenia:  $\Delta p_c$  – spadek ciśnienia po stronie płynu,  $\bar{t}_c$  – średnia temperatura płynu,  $w_m$  – średnia prędkość płynu. Wartości współczynnika  $\zeta_c$  wyznaczone z pomiarów spadku ciśnienia aproksymowano następnie za pomocą metody najmniejszych kwadratów wykorzystując funkcję

$$\zeta_c = c_3 + \frac{c_4}{\text{Re}_c^2}, \quad 3300 \leq \text{Re}_c \leq 19500. \quad (26)$$

Wartości współczynników  $c_3$  i  $c_4$  wyznaczone metodą najmniejszych kwadratów z wykorzystaniem programu Table-Curve [7] wynoszą:  $c_3 = 19,8304 \pm 4,7180$ ,  $c_4 = (3,4797 \pm 0,0979) \cdot 10^9$ . Liczby ze znakiem  $\pm$  obok wartości współczynników oznaczają połowę szerokości 95-cio procentowego przedziału ufności. Dane eksperymentalne i przebieg funkcji (26) przedstawiono na Rys. 5.

## 5. Badania cieplne

Zagadnienie wyznaczania współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrza jest zagadnieniem odwrotnym wymiany ciepła. Z pomiaru znane są następujące wielkości: strumień masy płynu chłodzącego  $\dot{m}_c$ , strumień masy powietrza  $\dot{m}_p$ , temperatura płynu  $t'_c$ , temperatura wlotowa powietrza  $t'_{pm}$  oraz temperatura wylotowa płynu  $t''_c$  (rys.3).

Znana jest również konstrukcja wymiennika ciepła i materiały, z których został on wykonany. Znany jest także model matematyczny chłodnicy przedstawiony w punkcie 2. Wartość współczynnika przenikania ciepła występującego we wzorach na temperatury powietrza i płynu chłodzącego zależy głównie od wartości współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_p$  od strony powietrza. Współczynnik przenikania ciepła  $k$  określony jest wzorem

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta_r}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{zr}}, \quad (27)$$

gdzie zredukowany współczynnik wnikania ciepła określony jest wzorem

$$\alpha_{zr} = \alpha_p \left[ \frac{A_{mz}}{A_{rg}} + \frac{A_z}{A_{rg}} \cdot \eta_z(\alpha_p) \right], \quad (28)$$

gdzie  $\alpha_{zr}$  – zredukowany współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza odniesiony do zewnętrznej powierzchni rury gładkiej,  $\alpha_p$  – współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza,  $A_{mz}$  – pole powierzchni rury gładkiej między żebrami,  $A_{rg}$  – pole powierzchni (zewnątrznej) rury gładkiej,  $A_z$  – pole powierzchni żeber,  $\eta_z$  – sprawność żebra zdefiniowana jako stosunek ciepła przekazywanego przez żebro rzeczywiste do strumienia ciepła przekazywanego przez żebro izotermiczne o temperaturze podstawy  $t_{pc}$ .

Z uwagi na złożony kształt żebra jego sprawność wyznaczono z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Sprawność żebra obliczono ze wzoru  $\eta_z = \dot{Q}_z / \dot{Q}_{\max} = (\bar{t}_z - t_{cz}) / (t_{pc} - t_{cz})$  wyznaczając najpierw rozkład temperatury w żebrze za pomocą MES. Przyjmując temperaturę podstawy żebra  $t_{pc} = 100^\circ\text{C}$  oraz temperaturę czynnika otaczającego żebro  $t_{cz} = 0^\circ\text{C}$  obliczano następnie maksymalny strumień ciepła



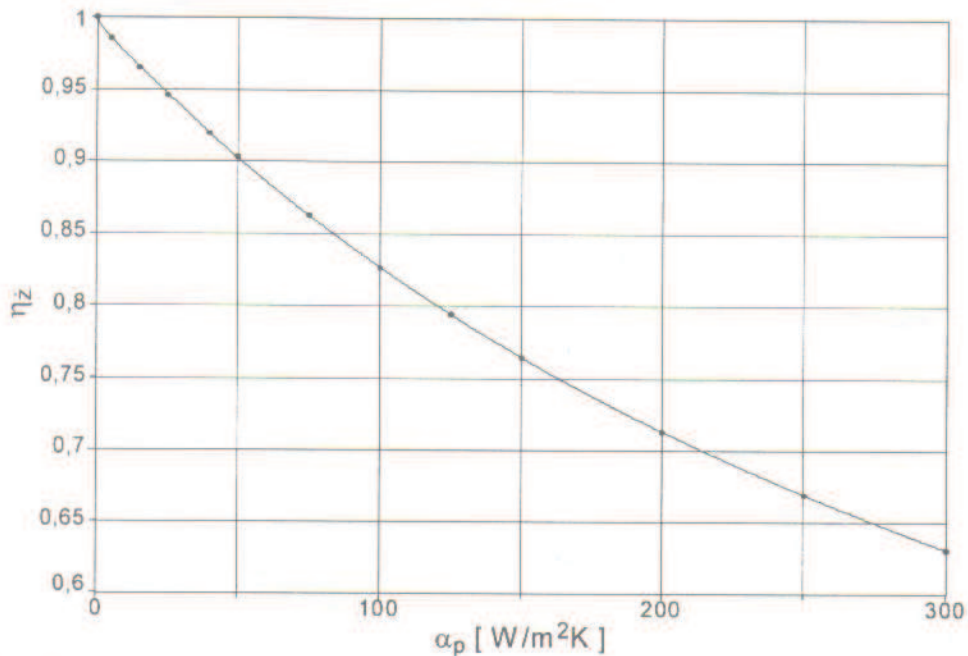
$\dot{Q}_{\max}$  oddawany przez żebro izotermiczne o temperaturze  $t_{pz}$ , a następnie za pomocą MES wyznaczano średnio-całkową temperaturę żebra  $\bar{t}_z$  lub strumień ciepła  $\dot{Q}_z$  przepływający przez podstawę żebra.

Obliczona w ten sposób sprawność żebra przybliżona została za pomocą metody najmniejszych kwadratów następującą funkcją

$$\eta_z = A + B\alpha_p + C\alpha_p^2 + D\alpha_p^{2,5} + Ee^{-\alpha_p} \quad (29)$$

gdzie  $\alpha_p$  wyrażony jest w  $W/m^2K$ .

Stałe  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  i  $E$  występujące we wzorze (29) wynoszą:  $A = 0,99620135$ ;  $B = -0,0020913668$ ;  $C = 5,4768993 \cdot 10^{-6}$ ;  $D = -1,4791026 \cdot 10^{-7}$ ;  $E = 0,00379865$ . Przebieg sprawności żebra  $\eta_z$  w funkcji współczynnika wnikania ciepła od strony  $\alpha_p$  powietrza przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Sprawność żebra umownego  $\eta_z$  w funkcji współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_p$  wyznaczona za pomocą MES  
Fig 6. Fin efficiency  $\eta_z$  of the equivalent fin as a function of heat transfer coefficient  $\alpha_p$  determined by FEM

Przyjęto, że współczynnik wnikania ciepła od strony płynu chłodzącego  $\alpha_c$  jest znany, a wyznaczany jest współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza  $\alpha_p$ . Współczynnik wnikania ciepła  $\alpha_c$  od strony płynu obliczano za pomocą wzoru Gnielińskiego [2, 3]

$$Nu_c = \frac{\frac{\xi_c}{8} (Re_c - 1000) Pr_c}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi_c}{8} (Pr_c^{2/3} - 1)}} \left[ 1 + \left( \frac{d_z}{l} \right)^{2/3} \right], \quad (30)$$



gdzie współczynnik tarcia określony jest wzorem Filonienki

$$\xi_c = \frac{1}{(1,82 \log Re_c - 1,64)^2} = \frac{1}{(0,79 \ln Re_c - 1,64)^2} \quad (31)$$

We wzorze (30)  $d_c$  oznacza zastępczą średnicę hydrauliczną rury owalnej, a  $l$  długość chłodnicy.

Jedną z bardziej popularnych metod stosowanych do wyznaczania współczynników wnikania ciepła w wymiennikach jest metoda Wilsona [13, 14]. W danym przypadku trudno ją zastosować, gdyż sprawność żebra występująca we wzorze (28) jest funkcją poszukiwanego współczynnika  $\alpha_p$ .

W niniejszej pracy do wyznaczenia wzoru na współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza  $\alpha_p$  zastosowana zostanie inna metoda. Najpierw wyznaczone zostaną wartości współczynników wnikania ciepła  $\alpha_{p,i}^z$  z warunku równości obliczonej temperatury wylotowej cieczy  $t_{c,i}''(\alpha_{p,i}^z)$  i temperatury zmierzonej  $f_{c,i}''$ , gdzie „ $i$ ” oznacza numer punktu pomiarowego. Oznacza to, że w celu obliczenia  $\alpha_{p,i}^z$  należy dla każdego punktu pomiarowego rozwiązać nieliniowe równanie algebraiczne

$$t_{c,i}''(\alpha_{p,i}^z) - f_{c,i}'' = 0, \quad i = 1, \dots, n, \quad (32)$$

Do wyznaczenia temperatury końcowej płynu chłodzącego  $t_{c,i}''(\alpha_{p,i}^z)$  niezbędny jest model matematyczny wymiennika. W niniejszej pracy wykorzystano model przedstawiony w punkcie 2. Opracowano również odpowiedni program obliczeniowy w języku Fortran. Równanie (32) rozwiązywano metodą przeszukiwania zadanego przedziału. Następnie przyjęto określoną postać wzoru korelacyjnego na współczynnik wnikania ciepła  $\alpha_p$  od strony powietrza zawierający  $m$  nieznanymi współczynników  $x_1, x_2, \dots, x_m$ ,  $m \leq n$ , gdzie  $n$  jest liczbą punktów pomiarowych. Na podstawie wyznaczonych z równań (32) współczynników  $\alpha_{p,i}^z$  oblicza się parametr Colburna

$$j_i^z = \frac{Nu_{p,i}}{Re_{p,i} Pr_{p,i}^{1/3}}, \quad i = 1, \dots, n, \quad (33)$$

gdzie  $Nu_p$ ,  $Re_p$  i  $Pr_p$  oznaczają odpowiednio liczbę Nusselta, Reynoldsa i Prandtla.

Współczynniki  $x_1, x_2, \dots, x_m$  wyznacza się następnie metodą najmniejszych kwadratów z warunku

$$S = \sum_{i=1}^n [j_i(x_1, x_2, \dots, x_m) - j_i^z]^2 = \min, \quad m \leq n. \quad (34)$$

W niniejszej pracy parametr Colburna przybliżono funkcją

$$j = x_1 Re_p^{x_2} \quad (35)$$

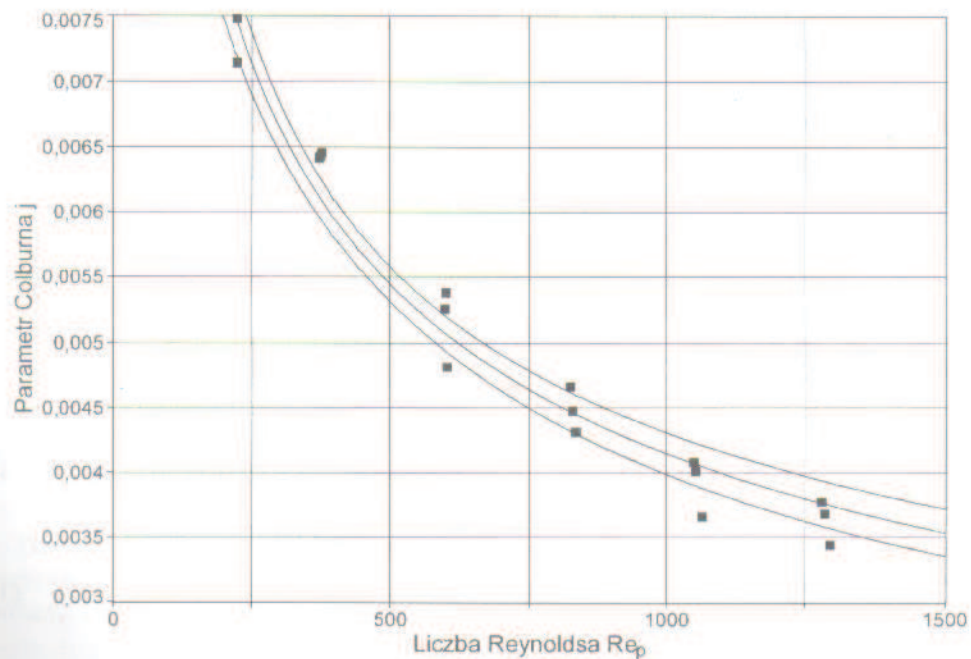
skąd wynika następujący wzór na liczbę Nusselta od strony powietrza

$$Nu_p = x_1 Re_p^{(1+x_2)} Pr_p^{1/3}. \quad (36)$$

Wykorzystując dane pomiarowe przedstawione w tablicy 1 wyznaczone zostały najpierw wartości parametru Colburna  $j_i^z$ ,  $i = 1, \dots, 18$  a następnie z warunku (34)

Tablica 1. Wyniki pomiarów cieplnych chłodnicy samochodowej.  
Table 1. Measurements of heat flow in the automotive radiator

L.p.	$w_0$ [m/s]	$\dot{V}_c$ [l/h]	$I_{pm}$ [°C]	$t'_c$ [°C]	$(t'_c - t''_c)$ [K]
1	1,51	5004	19,5	94,7	2,5
2	2,50	5009	19,3	94,7	3,7
3	4,00	5002	19,5	94,7	4,9
4	5,50	5000	19,7	94,7	5,9
5	7,00	5004	20,4	94,7	6,5
6	8,51	5008	20,4	94,7	7,2
7	1,51	3000	20,1	94,5	4,0
8	2,51	3006	19,5	94,6	5,9
9	4,01	3008	19,4	94,6	7,8
10	5,50	2996	19,3	94,7	9,0
11	7,00	3005	20,3	94,7	9,9
12	8,51	2992	20,1	94,7	10,9
13	1,50	1009	19,8	93,9	10,4
14	2,51	1000	20,2	94,0	13,9
15	4,00	996	20,4	94,1	16,4
16	5,50	991	19,7	94,0	18,9
17	7,01	1004	20,4	94,1	19,7
18	8,52	1004	20,3	94,0	21,1



Rys. 7. Aproksymacja parametru Colburna  $j$  od strony powietrza za pomocą funkcji  $j = x_1 \cdot \text{Re}_p^{x_2}$ ,  $x_1 = 0,062263596$ ;  $x_2 = -0,39225507$  z zaznaczonymi granicami 95-cio procentowego przedziału ufności  
Fig. 7. Approximation of the Colburn parameter  $j$  by the function  $j = x_1 \cdot \text{Re}_p^{x_2}$ ,  $x_1 = 0,062263596$ ;  $x_2 = -0,39225507$  for the air flow through the automotive radiator. The lines above and below the function  $j = j(\text{Re}_p)$  represent the 95% confidence intervals



współczynniki  $x_1$  i  $x_2$ :  $x_1 = 0,6226 \pm 0,01481$  i  $x_2 = -0,392255 \pm 0,03862$ . Liczby ze znakiem  $\pm$  obok wartości współczynników oznaczają połowę szerokości 95-cio procentowego przedziału ufności.

W tablicy 1  $w_0$  oznacza prędkość powietrza przed chłodnicą, a  $\dot{V}_c$  strumień objętościowy płynu chłodzącego. Pozostałe oznaczenia uwidoczniło na rys. 2 i 3. Po podstawieniu wyznaczonych stałych  $x_1$  i  $x_2$  otrzymuje się

$$Nu_p = 0,06226 Re_p^{0,6077} Pr^{1/3}, \quad 220 \leq Re_p \leq 1300 \quad (37)$$

Wyznaczone eksperymentalnie wartości parametru Colburna oraz przebieg funkcji (37) przedstawiono na rys. 7. Zaznaczone są również granice 95-cio procentowego przedziału ufności. Wykładnik  $(1+x_2) = 0,6077$  występujący we wzorze (37) jest zbliżony do wykładnika otrzymanego przez Schmidta [3] dla wymienników wykonanych z rur o przekroju kołowym ożebrowanych wysokimi żebrami okrągłymi, który wynosi: 0,625. Wzory (25), (26) i (37) mogą być wykorzystywane do obliczeń chłodnic tego samego typu co badana chłodnica lecz do silników o innej pojemności skokowej.

## 6. Wnioski

Przedstawiony w pracy model matematyczny dwurzędowego krzyżowo-prądowego wymiennika ciepła może znaleźć zastosowanie do analizy pracy tego typu wymienników przy różnych obciążeniach nawet znacznie odbiegających od obciążenia nominalnego. Przeprowadzone badania eksperymentalne potwierdzają dużą dokładność opracowanego modelu matematycznego.

W pracy omówiono wyniki badań aerodynamicznych, hydraulicznych i cieplnych chłodnicy samochodowej, która jest dwubiegowym lamelowym wymiennikiem ciepła o dwóch rzędach rur. Na podstawie przeprowadzonych badań wyznaczono wzory na współczynniki charakteryzujące opory przepływu powietrza i płynu chłodzącego oraz wzór na liczbę Nusselta od strony powietrza.

Opisany w pracy sposób wyznaczania współczynników oporu aerodynamicznego i hydraulicznego oraz wzoru na liczbę Nusselta od strony powietrza może znaleźć zastosowanie w badaniu chłodnic samochodowych.

## Literatura

- [1] HAUSEN H., *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*, Springer-Verlag, Berlin 1976
- [2] HEWITT G. F. (Coordinating Editor), *Handbook of Heat Exchanger Design*, Begell House, Boca Raton 1994
- [3] HEWITT G. F., SHIRES G. L., BOTT T. R., *Process Heat Transfer*, CRC Press – Begell House, Boca Raton 1994
- [4] HOBLER T., *Ruch ciepła i wymienniki*, WNT, Warszawa 1986
- [5] KAYS W., LONDON A., *Compact Heat Exchangers*, McGraw – Hill 1964



- [6] KERN D. Q., KRAUS A. D., *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw – Hill, New York 1976
- [7] KIM N. H., YOUN B., WEBB R. L., *Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin – and – tube heat exchangers with staggered tube arrangements*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, **121**, pp. 662–667, 1999.
- [8] SMITH E. M., *Thermal Design of Heat Exchangers*, John Wiley & Sons, Chichester 1996
- [9] VDI – *Wärmeatlas. Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, VDI – Verlag, Düsseldorf 1984
- [10] WAGNER W., *Wärmeaustauscher*, Vogel, Buchverlag, Würzburg 1999
- [11] WEBB R. L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York 1994
- [12] GUMULA S., TALER D., *Model matematyczny krzyżowo-prądowego lamelowego wymiennika ciepła*. Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, Nr 56. 2000, Konferencje Nr 10, 321–329
- [13] KIM N.-H., YUN J.-H., WEBB R.L., *Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers*. Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, **119**, pp. 560–567, 1997.
- [14] MULEY A., MANGLIK R. M., *Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates*. Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, **121**, 110–117, 1999.
- [15] OGRODZKI S., *Technika cieplna w pojazdach*, WKŁ, Warszawa 1982
- [16] TABLE CURVE 2D 5.0, Automated Curve Fitting & Equation Discovery, AISN Software 2000
- [17] YAN Y.-Y., LIN T.-F., *Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a plate heat exchanger*. Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, **121**, 118–127, 1999.
- [18] YAN WEI MON, SHEEN PAY JEN, *Heat Transfer and friction characteristics of fin and-tube heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, **43**, 1651-1659, 2000.

### Mathematical model and experimental study of a plate-fin-and-tube heat exchanger

#### Summary

An analytical mathematical model of two-row plate-fin exchangers is presented. The temperature distributions on the fluid and air sides can easily be calculated using the developed model. The comparison of calculated results with experimental data for the automotive radiator shows that the mathematical model is very accurate.

The results of the experimental investigation of the plate-fin-and-tube automotive radiator are presented. The tested two-pass radiator consists of two inline rows of tubes with smooth plate fins. The objective was to derive the correlations for the friction factors and the air-side heat transfer coefficient as a function of the Reynolds numbers. The air side heat transfer coefficient was determined from the condition that the calculated and measured coolant outlet temperatures are equal.