

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 290

(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXI

zeszyt 86 (nr 1/2014)

styczeń-marzec



WYDZIAŁ
**BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA**
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. inż. Leonard ZIEMIAŃSKI

Rada Naukowa ZN PRz Mechanika
Sergei ALEXANDROV (Rosja), Józef GAWLIK (Polska),
Rudolf KAWALLA (Niemcy), Krzysztof KUBIAK (Polska),
Thomas G. MATHIA (Francja), Tadeusz MARKOWSKI (Polska),
Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS (Polska),
Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Marderos Ara SAYEGH (Syria),
Jarosław SĘP (Polska), Emil SPISÁK (Słowacja), Feliks STACHOWICZ (Polska),
Marian SZCZEREK (Polska), Nicolae UNGUREANU (Rumunia)

Komitet Redakcyjny
(afiliacje: Polska)
redaktor naczelny
prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ
redaktorzy tematyczni (naukowi)
dr hab. inż. Krzysztof KUBIAK, prof. PRz
dr hab. inż. Jarosław SĘP, prof. PRz
prof. dr hab. inż. Andrzej TOMCZYK
redaktor statystyczny
prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
sekretarz redakcji
dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI
członkowie
dr hab. inż. Grzegorz BUDZIK, prof. PRz
dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER

Redaktor językowy
Natalia TRZEPIECIŃSKA

p-ISSN 0209-2689
e-ISSN 2300-5211

Wersja drukowana Kwartalnika jest wersją pierwotną.

Redakcja czasopisma: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa,
al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów (e-mail: tomtrz@prz.edu.pl)
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika>

Wydawca: Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów (e-mail: oficyna1@prz.edu.pl)
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl>

Informacje dodatkowe i stopka – str. 151

SPIS TREŚCI

Sergei ALEXANDROV, Elena LYAMINA, Nguyen Minh TUAN: An upper bound solution for compression of viscous material between rotating plates	5
Leszek AMBROZIAK, Zdzisław GOSIEWSKI: Projektowanie praw sterowania lotem grupowym bezzałogowych aparatów latających	17
Zdzisław GOSIEWSKI, Leszek AMBROZIAK, Daniel OŁDZIEJ: Badania w locie bezzałogowego statku powietrznego Twister.....	27
Tomasz KOWALCZYK, Jerzy GŁUCH, Janusz BADUR, Paweł ZIÓLKOWSKI: Analiza techniczno-energetyczna preferowanych obiegów termodynamicznych mobilnych wysokotemperaturowych siłowni jądrowych.....	35
Marcin MOŹDZIERZ, Grzegorz BRUS, Anna ŚCIAŻKO, Yosuke KOMATSU, Shinji KIMIJIMA, Janusz S. SZMYD: Wpływ warunków brzegowych na rozkład pola temperatury w przepływowym reaktorze do parowego reformingu metanu	43
Marzena NOWAK, Karol MAJEWSKI, Piotr CISEK: Projekt stanowiska laboratoryjnego do weryfikacji metody wyznaczenia trójwymiarowego nieustalonego pola temperatur w elementach grubościennych	51
Tadeusz ORZECZOWSKI, Sylwia WCIŚLIK: Studium kształtu kropli wody w warunkach Leidenfrosta	59
Marcin PILARCZYK, Bohdan WĘGŁOWSKI: Analiza cieplno- -wytrzymałościowa rozruchu kotła parowego na przykładzie kotła OP-650	67

Katarzyna STĘPCZYŃSKA-DRYGAS, Sławomir DYKAS: Analiza termodynamiczna ultra-nadkrytycznego bloku węglowego z turbiną pomocniczą.....	79
Andrzej SZŁĘK, Michał CHABIŃSKI: Wpływ wilgotności biomasy na sprawność układu kotła termalnego współpracującego z modułem ORC	87
Anna ŚCIAŻKO, Yosuke KOMATSU, Grzegorz BRUS, Shinji KIMIJIMA, Janusz S. SZMYD: Analiza procesu reformingu metanu parą wodną przy pomocy uogólnionej metody najmniejszych kwadratów	95
Dawid TALER, Jan TALER: Determining heat transfer correlations for transition and turbulent flow in ducts.....	103
Piotr WAIS: Fin-tube heat exchanger performance for different louver angles	115
Agnieszka WRÓBLEWSKA: Optymalizacja kształtu oraz rozmieszczenia kanałów chłodzących w łopatkach turbin gazowych.....	123
Marcin ZAKRZEWSKI, Anna ŚCIAŻKO, Yosuke KOMATSU, Shinji KIMIJIMA, Akira HASHIMOTO, Shozo KANEKO, Janusz S. SZMYD:	
Eksperymentalna charakterystyka suszenia węgla brunatnego za pomocą pary przegrzanej.....	135
Bartosz ZIEGLER: Transonic axial compressor active boundary layer control con-cept and its evaluation	143

Sergei ALEXANDROV¹
Elena LYAMINA²
Nguyen Minh TUAN³

AN UPPER BOUND SOLUTION FOR COMPRESSION OF VISCOUS MATERIAL BETWEEN ROTATING PLATES

An upper bound solution for compression of viscous material between rotating plates is proposed. For many conventional constitutive equations its form has been given by Hill. In the case of viscous materials the main difficulty with the application of the upper bound theorem is that conventional friction laws are not compatible with the conditions used to prove it. A reduced version of the upper bound theorem that accounts for specific viscous constitutive equations and boundary conditions is adopted. In such a form, in contrast to the general case, the theorem determines an upper bound on the load required to deform the material. The dependence of the upper bound force based on a simple kinematically admissible velocity field on material and process parameters is illustrated. The solution is reduced to numerical integration and minimization of a function of one variable.

Keywords: upper bound, friction, metal forming, viscoplasticity.

1. Introduction

The upper bound theorem is a convenient tool for finding approximate rigid plastic solutions, in particular in material forming applications. Most of such solutions are based on rigid perfectly plastic material models [1, 2]. In this case the functional for minimization is the plastic work rate and a typical result of calculations is an upper bound on the load required to deform the material. In general, the functional involved in the upper bound theorem depends on the constitutive equations chosen. For many conventional constitutive equations its

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Sergei ALEXANDROV, Ishlinskii Institute for Problems in Mechanics, Russian Academy of Sciences, 101-1 Prospect Vernadskogo, 119526 Moscow, Russia; e-mail: sergei_alexandrov@spartak.ru

² Elena LYAMINA, Russian Academy of Sciences, 101-1 Prospect Vernadskogo, 119526 Moscow, Russia

³ Nguyen Minh TUAN, Vietnam Academy of Sciences and Technology, 264 Doi Can, Ba Dinh, Ha Noi, Vietnam

form has been given in [3]. In the case of viscous materials the main difficulty with the application of the upper bound theorem is that conventional friction laws are not compatible with the conditions used to prove it. This kind of difficulties is reviewed and explained in [4]. Nevertheless, the requirements of the upper bound theorem for viscous materials are often ignored [5 - 7 among many others]. The correct formulation has been adopted in [8, 9]. Moreover, even if the upper bound theorem for viscous materials is applicable, it does not lead, in general, to an upper bound on the load applied. However, it has been shown in [10] that there is a class of processes where the theorem does provide an upper bound on the load applied. The additional requirements in this case are: (i) maximum friction law, (ii) stress free boundary conditions on the entire surface of a deforming body except the friction surface, and (iii) viscous power-law material. The maximum friction law postulates that the friction stress is equal to the shear yield stress at a given magnitude of the equivalent strain rate. Its use leads to the regime of sticking [11] and therefore the upper bound theorem becomes applicable [10]. The upper bound theorem with the superimposed restrictions (i) to (iii) has been applied to analyze several axisymmetric processes [10, 12]. In the present paper the theorem is adopted to find an upper bound load for plane strain compression of a block between rotating plates. Such a process is of interest for practical applications [13].

2. Statement of the problem

A schematic diagram of the process is shown in Fig.1. A block of viscous material is compressed between two plates rotating with an angular velocity ω . It is convenient to introduce two coordinate systems, namely a polar coordinate system (r, θ) and a Cartesian coordinate system (x, y) , as shown in Fig.1. The plates rotate around the origin of the coordinate systems. The surfaces $x = R_0 \cos \theta_0$ and $x = R_0 \cos \theta_0 + L$ are traction free. The maximum friction law is assumed at $\theta = \pm \theta_0$. Because of symmetry, it is sufficient to consider the domain $\theta \geq 0$ (or $y \geq 0$). Then, the velocity boundary conditions are

$$u_\theta = -\omega r \quad (1)$$

at $\theta = \theta_0$,

$$u_\theta = 0 \quad (2)$$

at $\theta = 0$ and

$$u_r = 0 \tag{3}$$

at $\theta = \theta_0$. As has been mentioned before, the condition (3) is equivalent to the maximum friction law in the case of viscous power-law materials. In (1) to (3), u_r and u_θ are the radial and circumferential velocities, respectively.

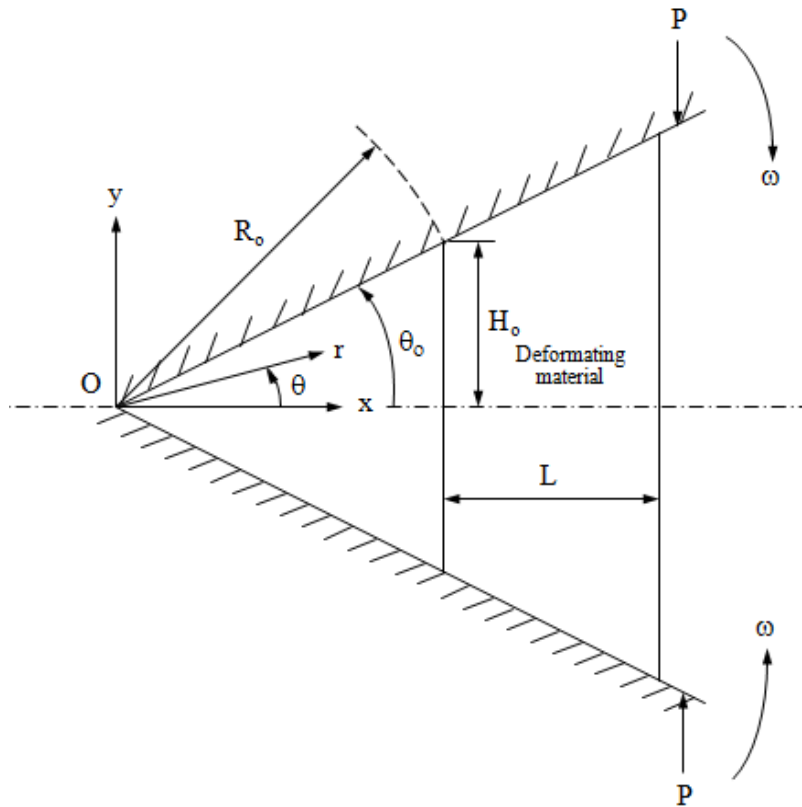


Fig. 1. Schematic diagram of the process

The material model is defined by the following equations: $\xi_{ij} = \lambda \tau_{ij}$ and $\sigma_{eq} = K \xi_{eq}^n$. Here, ξ_{ij} are the components of the strain rate tensor, τ_{ij} are the deviatoric components of the stress tensor, ξ_{eq} is the equivalent strain rate, σ_{eq} is the equivalent stress, λ is a non-negative multiplier, K is a rheological constant, and n is the strain rate sensitivity exponent. The equivalent strain rate and equivalent stress are defined by

$$\xi_{eq} = \sqrt{(2/3)\xi_{ij}\xi_{ij}}, \quad \sigma_{eq} = \sqrt{(3/2)\tau_{ij}\tau_{ij}}. \quad (4)$$

For the problem under consideration the upper bound theorem reads [4]

$$M\omega \leq K \iiint_V \xi_{eq}^{n+1} dV \quad (5)$$

where M is the moment of force P (Fig.1) and ξ_{eq} should be calculated with the use of a kinematically admissible velocity field. The latter must satisfy the incompressibility equation and the boundary conditions (1) to (3). Additional conditions following from symmetry are that u_θ is an odd function of θ and u_r is an even function of θ . Even though those are not necessary conditions when the upper bound theorem is adopted to solve the problem, it is advantageous to account for these conditions in kinematically admissible velocity fields. Assume that

$$\frac{u_\theta}{\omega r} = -\frac{\theta}{\theta_0} \left[1 + f(r) \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) \right] \quad (6)$$

where $f(r)$ is an arbitrary function of r . The circumferential velocity in the form of (6) satisfies the boundary conditions (1) and (2) as well as the additional condition that u_θ is an odd function of θ . The terms in the brackets can be understood as the first two terms of a Fourier expansion of an arbitrary function of r and θ satisfying the aforementioned conditions. The incompressibility equation in polar coordinates is

$$\frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} = 0. \quad (7)$$

Substituting (6) into (7) and integrating give

$$u_r = \frac{\omega(r^2 - R^2)}{2\theta_0 r} + \frac{\omega}{\theta_0 r} \left[\cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) - \frac{\pi \theta}{2 \theta_0} \sin\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) \right] \int_R^r r f(r) dr. \quad (8)$$

Here R is in general a function of θ . However, in the present solution it is supposed that $R = \text{constant}$. Combining (8) and the boundary condition (3) leads to

$$(r^2 - R^2) - \pi \int_R^r r f(r) dr = 0. \quad (9)$$

It follows from this equation that $f(r) = 2/\pi$. Then, equations (6) and (8) transform to

$$\frac{u_\theta}{\omega r} = -\frac{\theta}{\theta_0} \left[1 + \frac{2}{\pi} \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) \right]. \quad (10)$$

$$\frac{u_r}{\omega r} = \frac{1}{2\theta_0} \left[1 + \frac{2}{\pi} \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) - \frac{\theta}{\theta_0} \sin\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) \right] \frac{(r^2 - R^2)}{r^2}. \quad (11)$$

Equations (10) and (11) provide a kinematically admissible velocity field.

3. Upper Bound Theorem

In the case of plane strain deformation the definition for the equivalent strain rate (4) written in the polar coordinates simplifies to

$$\xi_{eq} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\xi_{rr}^2 + \xi_{r\theta}^2}. \quad (12)$$

It has been taken into account here that $\xi_{rr} = -\xi_{\theta\theta}$ due to the incompressibility equation. The radial and shear strain rates can be calculated by means of (10) and (11) with no difficulty. In particular,

$$\xi_{r\theta} = -\frac{\omega}{4\theta_0^2} \left(1 - \frac{R^2}{r^2} \right) \left[2 \sin\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) + \frac{\pi \theta}{2 \theta_0} \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) \right]. \quad (13)$$

$$\xi_{rr} = \frac{\omega}{2\theta_0} \left(1 + \frac{R^2}{r^2} \right) \left[1 - \frac{\theta}{\theta_0} \sin\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) + \frac{2}{\pi} \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) \right]. \quad (14)$$

Substituting (13) and (14) into (12) gives

$$\begin{aligned}\xi_{eq} &= \frac{\omega}{\sqrt{3}\theta_0^2} \sqrt{\theta_0^2 \left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right)^2 \zeta_{rr}^2(\theta) + \frac{1}{4} \left(1 - \frac{R^2}{r^2}\right)^2 \zeta_{r\theta}^2(\theta)} \\ \zeta_{rr}(\theta) &= 1 - \frac{\theta}{\theta_0} \sin\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) + \frac{2}{\pi} \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right), \\ \zeta_{r\theta}(\theta) &= 2 \sin\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right) + \frac{\pi \theta}{2 \theta_0} \cos\left(\frac{\pi \theta}{2 \theta_0}\right)\end{aligned}\quad (15)$$

Using (15) the inequality (5) can be represented in the form

$$M^u \omega = BK R_0^2 \left(\frac{\omega}{\sqrt{3}\theta_0^2} \right)^{n+1} \int_0^{\theta_0} \int_{\rho_1(\theta)}^{\rho_2(\theta)} \left[\theta_0^2 \left(1 + \frac{\beta}{\rho^2}\right)^2 \zeta_{rr}^2(\theta) + \frac{1}{4} \left(1 - \frac{\beta}{\rho^2}\right)^2 \zeta_{r\theta}^2(\theta) \right]^{\frac{n+1}{2}} \rho d\rho d\theta. \quad (16)$$

Here M^u is an upper bound on M , B is the thickness of the block, $\rho = r/R_0$, $\beta = R^2/R_0^2$, $\rho_1(\theta)$ and $\rho_2(\theta)$ are determined from the equations $x = R_0 \cos \theta_0$ and $x = R_0 \cos \theta_0 + L$ in the form

$$\rho_1(\theta) = \frac{\cos \theta_0}{\cos \theta}, \quad \rho_2(\theta) = \frac{\cos \theta_0 + l}{\cos \theta} \quad (17)$$

where $l = L/R_0$. It is convenient to introduce the dimensionless upper bound moment by

$$m^u = \frac{3^{\frac{n+1}{2}} \theta_0^{2(n+1)} M^u}{BK \omega^n R_0^2}. \quad (18)$$

It follows from (16) and (18) that

$$m^u = \int_0^{\theta_0} \int_{\rho_1(\theta)}^{\rho_2(\theta)} \left[\theta_0^2 \left(1 + \frac{\beta^2}{\rho^2} \right)^2 \zeta_{rr}^2(\theta) + \frac{1}{4} \left(1 - \frac{\beta^2}{\rho^2} \right)^2 \zeta_{r\theta}^2(\theta) \right]^{\frac{n+1}{2}} \rho d\rho d\theta. \quad (19)$$

The right hand side of this equation should be minimized with respect to β to obtain the best upper bound based on the kinematically admissible velocity field chosen. It is obvious from the definition for β , that $\beta > 0$.

4. Numerical Results

Minimization in (19) has been completed numerically. The variation of the dimensionless moment m^u with n , θ_0 and l is illustrated in Figs.2 to 4. The variation of β is also of some interest because its magnitude determines the sense of the shear strain rate $\xi_{r\theta}$, in particular at points of the friction surface. It follows from the constitutive equations that the shear stress has the same sense. Therefore, it finally determines the direction of the friction stress. In particular, equation (13) shows that $\xi_{r\theta} = 0$ at $\rho = \rho_n = \sqrt{\beta}$, $\xi_{r\theta} < 0$ in the interval $\rho > \rho_n$, and $\xi_{r\theta} > 0$ in the interval $\rho < \rho_n$. Therefore, if $1 < \rho_n < 1 + l/\cos \theta_0$, the friction stress is directed to the axis of rotation in the interval $\rho > \rho_n$ and from this axis in the interval $\rho < \rho_n$. If $1 > \rho_n$, the friction stress is directed to the axis of rotation over the entire friction surface, and if $1 + l/\cos \theta_0 < \rho_n$ it is directed from the axis of rotation over the entire friction surface. However, the latter inequality is not satisfied in the cases considered. In particular, the variation of ρ_n with n , θ_0 and l is illustrated in Figs.5 to 7. The dash line corresponds to $\rho_n = 1$. Thus, above this line $\rho_n > 1$ and in such processes the neutral point actually exists at the friction surface. In the other case the friction stress is directed to the axis of rotation over the entire friction surface.

5. Conclusions

A new upper bound solution for viscous material compressed between two rotating plates has been found. A reduced form of the upper bound theorem has been adopted allowing for the determination of an upper bound on the force applied. The dimensionless representation of the moment of this force is independent of the angular velocity of plates, though the force of course is. The solution is illustrated in Figs. 2 to 7. The dependence of the moment on material and process parameters (Figs.2 to 4) is in agreement with physical expectations. In particular, the moment increases as l increases. The dimensionless moment increases as θ_0 increases. However, it is seen from (18) that M'' decreases. It also follows from (18) that M'' is an increasing function of both ω and K . The variation of ρ_n with material and process parameters (Figs.5 to 7) shows that the friction stresses may or may not change its direction. In the latter case, the friction stress is directed to the axis of rotation. It is interesting to mention that $\rho_n = 0$ at $\theta_0 = \pi/4$, i.e. in this case the strain rate components are independent of r , as follows from (13) and (14).

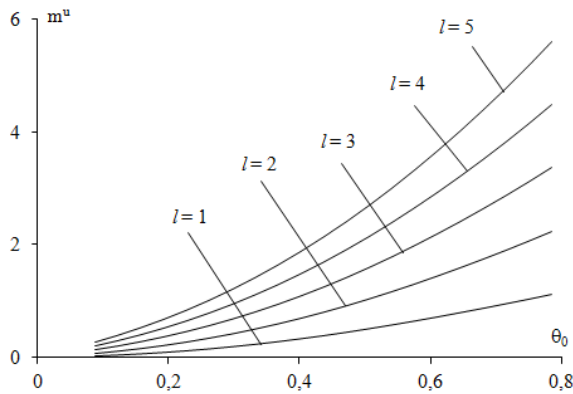


Fig. 2. Variation of the dimensionless moment with q_0 at different values of l and $n = 0.1$

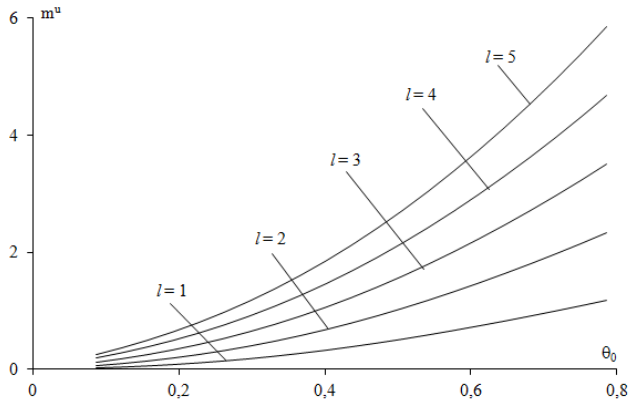


Fig. 3. Variation of the dimensionless moment with q_0 at different values of l and $n = 0.3$

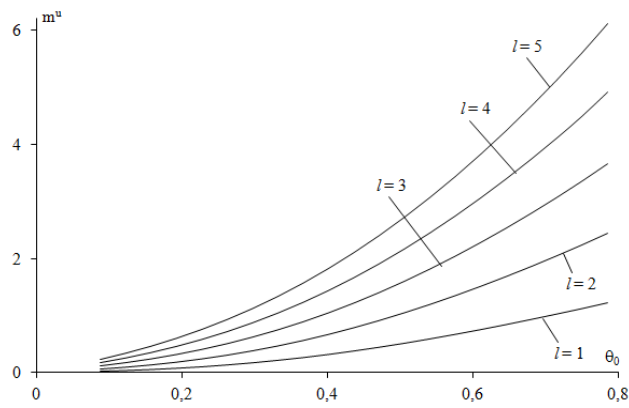


Fig. 4. Variation of the dimensionless moment with q_0 at different values of l and $n = 0.5$

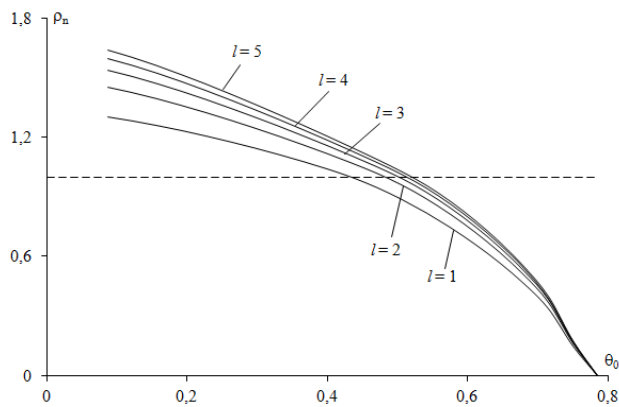


Fig. 5. Variation of the position of neutral point with q_0 at different values of l and $n = 0.1$

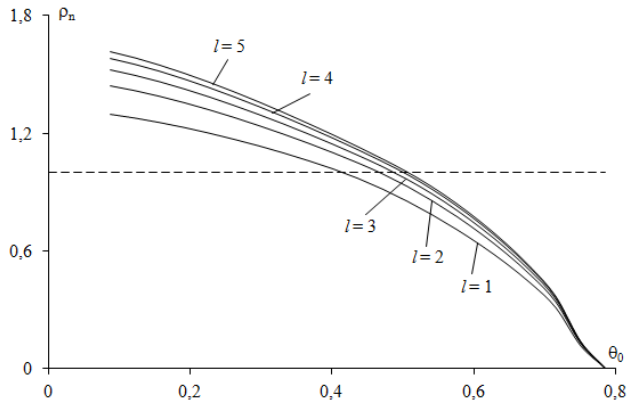


Fig. 6. Variation of the position of neutral point with q_0 at different values of l and $n = 0.3$

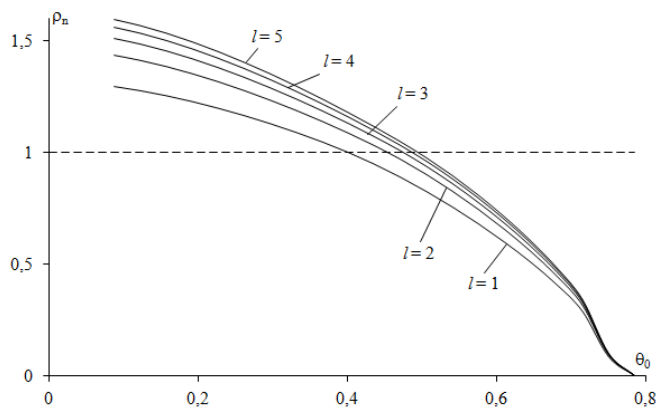


Fig. 7. Variation of the position of neutral point with q_0 at different values of l and $n = 0.5$

References

- [1] Avitzur B.: Metal forming: the application of limit analysis, Dekker, New York 1980.
- [2] Hill R. : New horizons in the mechanics of solids, J. Mech. Phys. Solids, 5 (1956) 66-74.
- [3] Hill R.: A general method of analysis for metalworking processes, J. Mech. Phys. Solids, 11 (1963) 305-326.
- [4] Alexandrov S.: An analysis of the axisymmetric compression of viscous materials. J. Mater. Proc. Technol., 105 (2000) 278-283.
- [5] Alexandrov S., Danilov V., Chikanova N.: On the stagnation zone in a simulation of axisymmetric pressure metal forming under creep, Mech. Solids, 35 (2000) 127-129.

- [6] Tzou G.-Y., Alexandrov S.: An upper bound solution for a solid viscous cylinder subject to compression and twist, *J. Mater. Proc. Technol.*, 177 (2006) 159-162.
- [7] Contractor D.N.: An inviscid analysis in polar coordinates of flow between two flat plates, *ASME J. Appl. Mech.*, 60 (1993) 65-69.

Acknowledgment

The research described in this paper has been supported by grants RFBR-13-01-93000 (Russia) and VAST.HTQT.Nga.05/13-14 (Vietnam).

METODA GÓRNEJ OCENY W ZASTOSOWANIU DO ŚCISKANIA LEPKIEGO MATERIAŁU POMIĘDZY OBRACAJĄCYMI SIĘ PŁYTAMI

Streszczenie

W artykule zaproponowano wykorzystanie metody górnej oceny do opisu ściskania lepkiego materiału pomiędzy obracającymi się płytami. Dla wielu konwencjonalnych równań konstytutywnych ich postać została przedstawiona przez Hill'a. W przypadku materiałów lepkich głównym problemem przy wykorzystaniu twierdzenia górnej granicy jest to, że klasyczne prawa tarcia nie są kompatybilne z warunkami stosowanymi do jego udowodnienia. Zastosowano uproszczoną wersję twierdzenia górnej granicy, uwzględniającą specyficzne równania konstytutywne materiałów lepkich oraz warunki brzegowe. W takiej postaci, w przeciwieństwie do przypadku ogólnego, twierdzenie określa górną granicę obciążenia wymaganą do odkształcenia materiału. Przedstawiono wpływ siły określonej za pomocą twierdzenia górnej granicy na podstawie kinematycznie dopuszczalnego pola prędkości na materiał i parametry procesu. Rozwiązanie zredukowano do całkowania numerycznego i minimalizacji funkcji jednej zmiennej.

Słowa kluczowe: górna granica, tarcie, obróbka plastyczna, wiskoplastyczność

DOI: 10.7862/rm.2014.1

Otrzymano/received: 15.01.2014

Zaakceptowano/accepted: 22.03.2014

Leszek AMBROZIAK¹
Zdzisław GOSIEWSKI²

PROJEKTOWANIE PRAW STEROWANIA LOTEM GRUPOWYM BEZZAŁOGOWYCH APARATÓW LATAJĄCYCH

Bezzałogowe aparaty latające (BAL) są obecnie wykorzystywane przez człowieka do różnorodnych zadań militarnych i cywilnych. Możemy tutaj wymienić m. in. zadania takie jak zwiad i rozpoznanie nad terytorium wroga, ocena szkód po działaniach wojennych, kontrolowanie ruchu ulicznego, patrolowanie granic państwa, monitorowanie upraw rolniczych, zliczanie dzikiej zwierzyny na dużych obszarach leśnych oraz wiele innych. Wszystkie te zadania mogą zostać wykonane szybciej i efektywniej przez grupę BAL połączonych wspólnym prawem sterowania. Implementacja praw sterowania lotem grupowym powinna być poprzedzona wnikliwą analizą tworzonego algorytmu sterowania oraz jego licznymi badaniami symulacyjnymi pozwalającymi na weryfikację proponowanego podejścia. W artykule przedstawiono problem sterowania lotem grupowy BAL. Zaprezentowano opracowaną metodę sterowania lotem grupowym BAL opartą o układ Leader/Follower. W oparciu o założony model dynamiki pojedynczego obiektu (mikro-samolotu) zbudowano model symulacyjny w środowisku Matlab/Simulink z użyciem przyborników Control, Flight Dynamics and Control oraz Aerospace. Pokazane zostały matematyczne podstawy tej metody oraz zaprezentowano proces projektowania praw sterowania grupą BAL. Następnie dokonano weryfikacji zaprojektowanych praw sterowania. Przeprowadzono szereg badań symulacyjnych a ich wyniki zaprezentowano w formie wykresów przedstawiających przebiegi czasowe parametrów nawigacyjnych Leader'a oraz Follower'a (prędkość, kierunek, wysokość, tor lotu, profil lotu). Uzyskane wyniki pozwalają ocenić słuszność przyjętego procesu projektowania praw sterowania oraz ich efektywność a także możliwość implementacji na komputerze pokładowym mikro-samolotu.

Słowa kluczowe: bezzałogowe aparaty latające, sterowanie lotem, parametry nawigacyjne

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Leszek Ambroziak, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, e-mail: l.ambroziak@pb.edu.pl

² Zdzisław Gosiewski, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, e-mail: z.gosiewski@pb.edu.pl

1. Wstęp

Loty grupowe bezzałogowych aparatów latających są problemem obecnie bardzo intensywnie badanym w różnych ośrodkach naukowych na świecie [1, 2]. Badania te dotyczą przede wszystkim zagadnień związanych z aerodynamiką lotu grupowego ([3, 4, 5], analizą nowoczesnych koncepcji sterowania [6] czy też syntezy praw sterowania (optymalnego [7], adaptacyjnego [8], ślizgowego [9], odpornego [10], opartego na informacji wizyjnej). Implementacja praw sterowania lotem grupowym powinna być poprzedzona wnikliwą analizą tworzonego algorytmu sterowania oraz jego licznymi badaniami symulacyjnymi pozwalającymi na weryfikację proponowanego podejścia. Tak przeprowadzony proces syntezy układu sterowania lotem pozwoli na jego pomyślną implementację oraz przeprowadzenie badań w locie.

Niniejsza praca dotyczy problemu sterowania lotem grupowym BAL. Zawarty został opis metody sterowania lotem grupowym BAL opartej o układ Leader. Głównym celem pracy były badania symulacyjne. Dokonano weryfikacji zaprojektowanych praw sterowania w drodze symulacji komputerowej. Przeprowadzono szereg badań i analiz algorytmu sterowania lotem grupowym. Wyniki zaprezentowano w formie wykresów przedstawiających przebiegi czasowe parametrów nawigacyjnych Leader'a oraz Follower'a. Otrzymane rezultaty pozwalają ocenić słuszność przyjętego procesu projektowania praw sterowania oraz ich efektywność a także możliwość implementacji na kontrolerze lotu grupowego.

2. Obiekt badań

2.1. Mikro-samolot Twister

Obiektem badań był mikro-samolot delta w układzie latającego skrzydła. Model ten pokazany został na rysunku 1. Jest to model konstrukcyjny wykonany z drewna balsowego pokrytego folią. Napędzany jest on silnikiem elektrycznym umieszczonym z przodu. Płat skrzydła badanego samolotu posiada symetryczny, dwuwypukły profil BELL 540 (modyfikacja profilu NACA0012). Wymiary i ważniejsze parametry konstrukcyjne badanego mikro-samolotu zostały zawarte w tabeli 1. Mikro-samolot dodatkowo wyposażony jest w autopilot, radiomodem na pasmo ISM do komunikacji ze stacją naziemną,



Rys. 1. Mikro-samolot delta

Fig. 1. Delta micro airplane

układ zasilania bateryjnego, anteny GPS. Jego ważniejsze parametry zostały pokazane w tabeli 1. Samolot ten był badany w tunelu aerodynamicznym Politechniki Rzeszowskiej w celu identyfikacji jego charakterystyk aerodynamicznych [11]. Pozostałe parametry aerodynamiczne były opublikowane w [12, 13].

Tabela 1. Parametry mikro-samolotu

Table 1. Parameters of the micro airplane

Parametr	Wartość
Rozpiętość skrzydeł	0.840 [m]
Długość całkowita	0.570 [m]
Masa modelu	1.3 [kg]
Powierzchnia skrzydła	0.296 [m ²]
Średnia cięciwa aerodynamiczna	0.397 [m]
I_x	0.01841 [kgm ²]
I_y	0.03672 [kgm ²]
I_z	0.0550 [kgm ²]
I_{xz}	0.00022 [kgm ²]

2.2. Model matematyczny

Samolot Delta przyjęty do badań jest obiektem symetrycznym względem płaszczyzny x - z , dlatego też tensor bezwładności może zostać zapisany jako:

$$I = \begin{pmatrix} I_x & 0 & -I_{xz} \\ 0 & I_y & 0 \\ -I_{xz} & 0 & I_z \end{pmatrix} \quad (1)$$

Równania kinematyki i dynamiki dla ruchu postępowego mogą zostać zapisane następująco [14, 15]:

$$\dot{x} = \cos\theta\cos\psi u + (\sin\phi\sin\theta\cos\psi - \cos\phi\sin\psi)v + (\cos\phi\sin\theta\cos\psi + \sin\phi\sin\psi)w \quad (2)$$

$$\dot{y} = \cos\theta\sin\psi u + (\sin\phi\sin\theta\sin\psi - \cos\phi\cos\psi)v + (\cos\phi\sin\theta\sin\psi - \sin\phi\cos\psi)w \quad (3)$$

$$\dot{z} = \sin\theta u - \sin\phi\cos\theta v - \cos\phi\cos\theta w \quad (4)$$

$$\dot{u} = rv - gw - q\sin\theta + C_x(x, \delta) \quad (5)$$

$$\dot{v} = pv - ru + g\cos\theta\sin\phi + C_y(x, \delta) \quad (6)$$

$$\dot{w} = qu - pv + g\cos\theta\cos\phi + C_Z(x, \delta), \quad (7)$$

W podobny sposób możemy zapisać równania kinematyki i dynamiki dla ruchu obrotowego [14]:

$$\dot{\phi} = p + q\sin\phi\tan\theta + r\cos\phi\tan\theta \quad (8)$$

$$\dot{\theta} = q\cos\phi - r\sin\phi \quad (9)$$

$$\dot{\psi} = q\sin\phi \frac{1}{\cos\theta} + r\cos\phi \frac{1}{\cos\theta} \quad (10)$$

$$\dot{p} = \hat{I}_1 pq - \hat{I}_2 qr + \frac{1}{2}\rho V^2 S \frac{b}{2} \left[\begin{array}{l} C_{p0} + C_{p\beta}\beta + C_{pp}\frac{bp}{2V} + C_{pr}\frac{br}{2V} + \\ + C_{p\delta_a}\delta_a + C_{p\delta_r}\delta_r \end{array} \right] \quad (11)$$

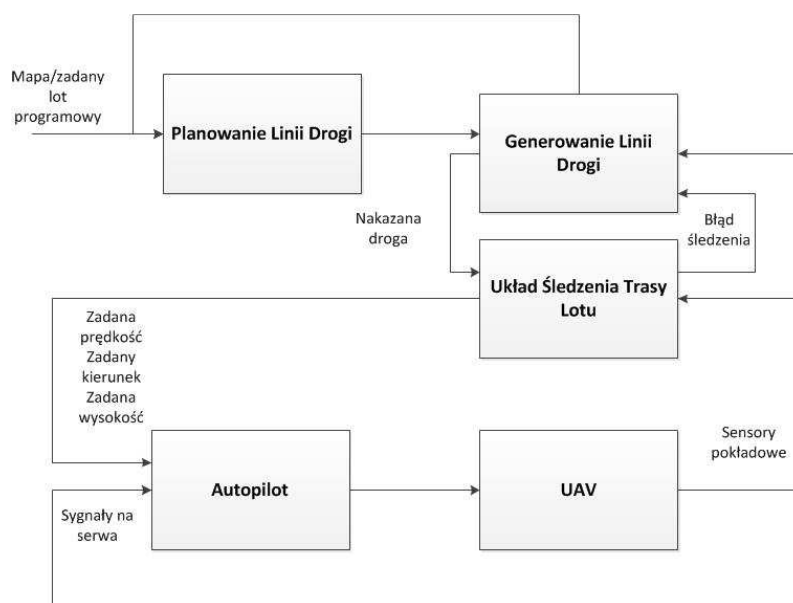
$$\dot{q} = \frac{I_{xz}}{I_y}(r^2 - p^2) + \frac{I_z - I_x}{I_y}pr + \frac{1}{2I_y}\rho V^2 \bar{c}S \left[\begin{array}{l} C_{m0} + C_{m\alpha}\alpha + \\ + C_{mq}\frac{\bar{c}q}{V} + C_{m_e}\delta_e \end{array} \right] \quad (12)$$

$$\dot{r} = \hat{I}_3 pq - \hat{I}_4 qr + \frac{1}{2}\rho V^2 S \frac{b}{2} \left[\begin{array}{l} C_{r0} + C_{r\beta}\beta + C_{rp}\frac{bp}{2V} + C_{rr}\frac{br}{2V} + \\ + C_{r\delta_a}\delta_a + C_{r\delta_r}\delta_r \end{array} \right] \quad (13)$$

gdzie: α – kąt natarcia; β – kąt ślizgu; S – powierzchnia skrzydła; b – rozpiętość skrzydła; \bar{c} – średnia cięciwa, $\hat{I}_{1,2,3,4}$ – stałe zależne od I .

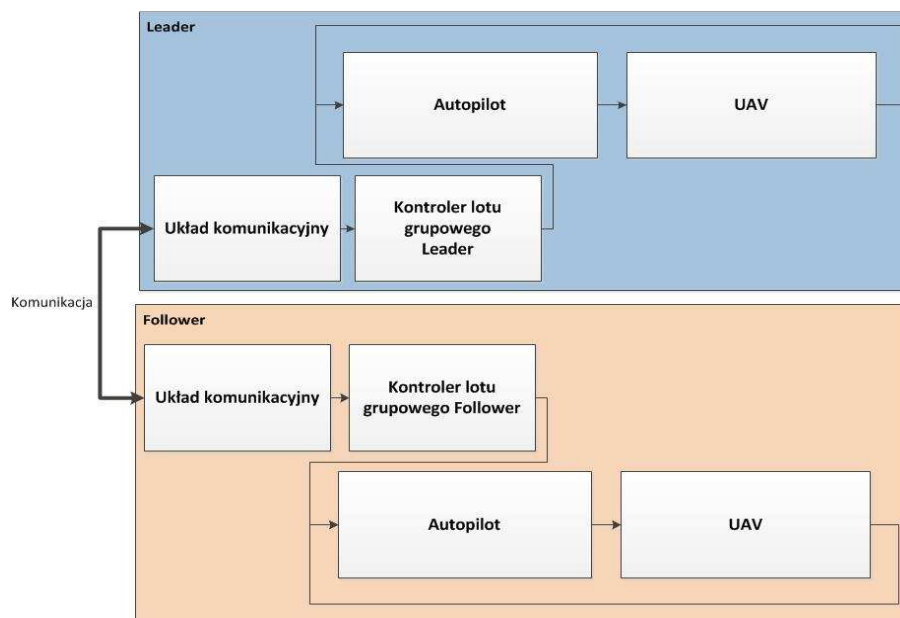
2.3. Układ sterowania

W oparciu o przedstawiony powyżej model dynamiki pojedynczego obiektu (mikro-samolotu) został zbudowany model symulacyjny w środowisku Matlab/Simulink (z użyciem przyborników Control [16], Flight Dynamics and Control [17] oraz Aerospace [18]) zawierający pętle stabilizacyjne, sterowania i nawigacyjne mikro-samolotu oraz dodatkowe elementy takie jak układ śledzenia linii drogi, układ generowania linii drogi oraz układ planowania linii drogi (rys. 2). Zarówno Leader jak i Follower posiadał identyczny układ sterowania. Architektura całego układu sterowania została pokazana na rysunku 3.



Rys. 2. Architektura układu sterowania pojedynczego obiektu

Fig. 2. Architecture of the single object control system



Rys. 3. Schemat układu symulacyjnego

Fig. 3. Scheme of the simulative system

3. Sterowanie lotem grupowym

Wybrany układ sterowania lotem grupowym opiera się o koncepcję Leader/Follower. Analizowany był układ z jednym Leaderem oraz jednym obiektem śledzącym. Prawa sterowania opierają się na wyliczanych błędach pozycji pomiędzy Leader'em a Follower'em. Mogą one zostać zapisane następująco:

$$\begin{bmatrix} e_x \\ e_y \\ e_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_L - x_F \\ y_L - y_F \\ h_L - h_F \end{bmatrix} \quad (14)$$

gdzie: $e_{x,y,h}$ - błędy w kierunku x , y i z ; $x_{L,F}$ – położenie Leader'a i Follower'a w kierunku x ; $y_{L,F}$ – położenie Leader'a i Follower'a w kierunku y ; h_L - wysokość lotu Leader'a, h_F - wysokość lotu Follower'a.

Układ sterowania lotem grupowym wylicza zadane wartości kierunku ψ_Z , prędkości v_Z i wysokości h_Z w oparciu o (14) zgodnie z równaniami:

$$\psi_Z = k_{p\psi}[R_{\psi_L}(e_x - x_z)] + \psi_{LZ} \quad (15)$$

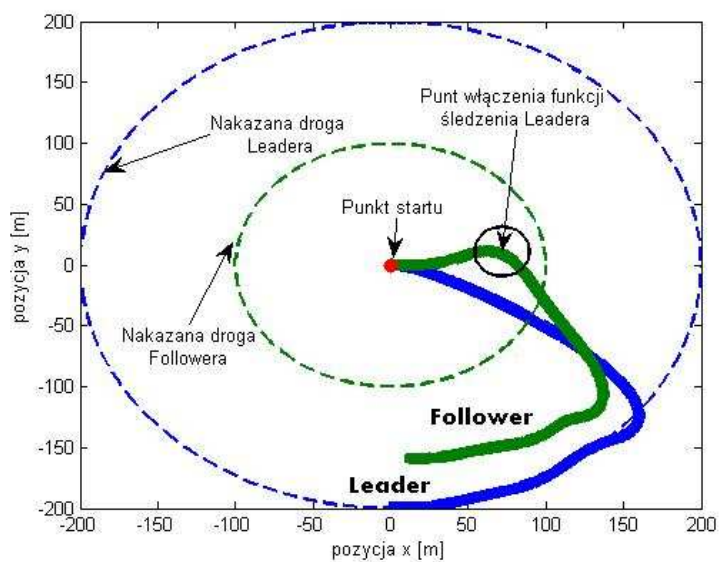
$$v_Z = k_{pv}[R_{\psi_L}(e_y - y_z)] + v_{LZ} \quad (16)$$

$$h_Z = k_{ph}[R_{\psi_L}(e_z - h_z)] + h_{LZ} \quad (17)$$

gdzie $k_{p\psi}$ – wzmacnienie regulatora kierunku; k_{pv} - wzmacnienie regulatora prędkości; k_{ph} - wzmacnienie regulatora wysokości; R_{ψ_L} – macierz obrotu; x_z , y_z - zadana odległość pomiędzy Leader'em a Follower'em w kierunku x , y i z ; h_z , ψ_{LZ} – zadany kierunek Leader'a; v_{LZ} - zadana prędkość Leader'a; h_{LZ} – zadana wysokość Leader'a.

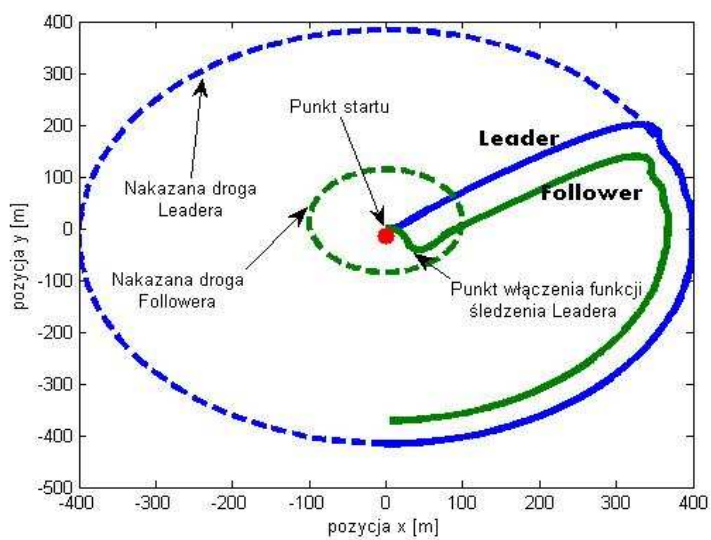
4. Wyniki badań

W trakcie prowadzonych badań symulacyjnych w pierwszym etapie lotu Leader i Follower posiadali odmienne nakazane drogi lotu. Badaną funkcją było krążenie wokół punktu po okręgu o zadanym promieniu. Zadane promienie Leader'a i Follower'a posiadały znacznie różniące się wartości. Start odbywał się bez włączonej funkcji śledzenia Leadera. Follower powinien być przesunięty względem Leadera o wartości $x_z = 10[m]$, $y_z=40[m]$, $h_z=0[m]$. Po czasie 10 sekund układ sterowania Follower'a przełączany był automatycznie w tryb śledzenia. Wyniki przeprowadzonych symulacji zostały zamieszczone na rysunkach 4÷6 gdzie zamieszczono przykłady śledzenia Leader'a dla różnych wartości promieni okręgów Leader'a.



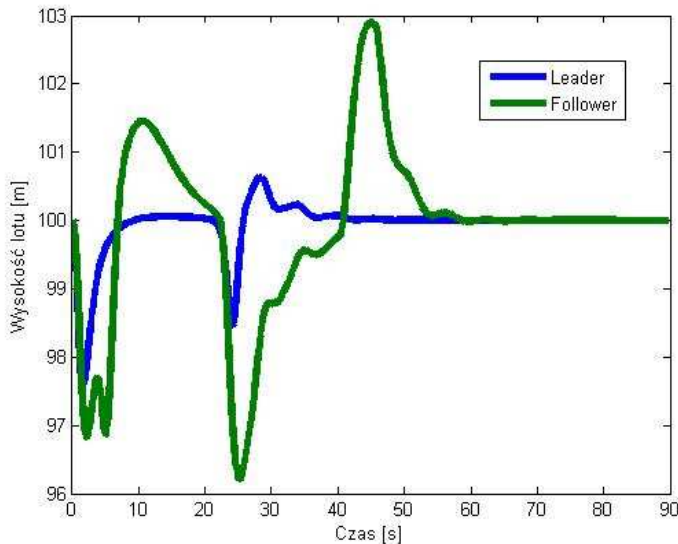
Rys. 4. Śledzenie Leader'a (promień okręgu 200 m)

Fig. 4. Leader's tracking (the diameter of a circle is 200 m)



Rys. 5. Śledzenie Leader'a (promień okręgu 400 m)

Fig. 5. Leader's tracking (the diameter of a circle is 400 m)



Rys. 6. Wysokość lotu Leader'a i Follower'a podczas śledzenia

Fig. 6. Flight altitude of Leader's and Follower's while tracking

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiony został problem sterowania lotem grupowym bezzałogowych aparatów latających. Opisany został model matematyczny mikro-samolotu, opracowane prawa sterowania dla procesu śledzenia Leadera oraz przeprowadzone badania symulacyjne. Pozwalają one stwierdzić, że zaprojektowane prawa sterowania umożliwiają sterowanie obiektem podążającym za Leader'em. Na rys. 4 przedstawiającym drogę Leader'a oraz Follower'a widzimy, że drogi te przecinają się. Jednakże przełączenie w tryb śledzenia Leader'a następuje zawsze gdy drugi samolot jest ustawiony za Leader'em i ma on za zadanie bezwzględne trzymanie się „z tyłu” pierwszego obiektu (jest to uwzględnione w układzie sterowania). Dalszym krokiem prac będzie sprawdzenie w drodze symulacji komputerowej oraz podczas prób w locie opracowanego algorytmu naprowadzania na Leadera połączonego z algorytmem śledzenia Leader'a pokazanym w niniejszym artykule.

Literatura

- [1] Giulietti F., Pollini L., Innocenti M.: Autonomous Formation Flight, IEEE Control System Magazine, 20 (2000) 34-44.

- [2] Wan S., Campa G., Napolitano M.R., Seanor B., Gu Y.: design of formation control laws for research aircraft models, AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit, Austin, USA 2003, AIAA article number 2003-5730.
- [3] Gingras D. R., Player J. L., and Blake, W. B.: Static and dynamic wind tunnel testing of airvehicles in close proximity, AIAA Paper 2001-4137, 2001.
- [4] Ray R.J., Cobliegh B.R., Vachon M J., Clinton St. J.: Flight test techniques used to evaluate performance benefits during formation flight, NASA/TP-2002-210730, 2002.
- [5] Iglesias S., Mason W. H.: Optimum spanloads in formation flight, AIAA Paper 2002-0258, 2002.
- [6] Scharaf D.P., Hadaeg F.Y., Ploen S.R.: A Survey of spacecraft formation flying guidance and control (Part II): Control, Proc. American Control Conference, Boston 2004.
- [7] McCammish S., Pachter M., D'Azzo J. J., Reyna V.: Optimal formation flight control, AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, 1996.
- [8] Boskovic J.D., Sun Z., Song Y.D., An adaptive reconfigurable formation flight control design, Proc. American Control Conference, Ohio 2003, pp. 284-289.
- [9] Li B., Liao X.H., Sun Z., Li Y., Song Y.D.: Robust autopilot for close formation flight of multi-UAVs, system theory, Proc. 38th Southeastern Symposium, Cookeville 2006, pp. 258-262
- [10] Schumacher C.J., Singh S.N.: Nonlinear control of multiple UAVs in close-coupled formation flight, AIAA paper, 2000.
- [11] Kondratiuk M.: The simulation research on aerodynamic characteristics of the micro delta wing UAV with mechanical barriers located near edges of attack (in Polish), Acta Mech. Automatica, 4 (2010) 54-59.
- [12] Ambroziak L., Gosiewski Z., Kondratiuk M.: Aerodynamics characteristics identification of micro air vehicle (in Polish), Trans. Institute Aviation, 216 (2011) 17-29.
- [13] Mystkowski A., Robust control of micro UAV dynamics with an autopilot, J. Theor. Appl. Mech., 51 (2013) 751-761.
- [14] Knoebel N.B., Osborne S.R., Matthews J.S., Eldredge A.M., Beard R.W.: Computationally simple model reference adaptive control for miniature air vehicles, Proc. American Control Conference, Minneapolis, Minesota 2006, pp. 5978-5983.
- [15] Kaniewski P.: Struktury, modele i algorytmy w zintegrowanych systemach pozycjonujących i nawigacyjnych, Wyd. WAT, Warszawa 2010.
- [16] Control System Toolbox User's Guide 2013b Mathworks.
- [17] FDC 1.2 - A Simulink Toolbox for Flight Dynamic and Control Analysis, 2001.
- [18] Aerospace Blockset for use with Simulink User's Guide 2013b Mathworks.

Publikacja współfinansowana ze środków służących rozwojowi młodych naukowców i doktorantów w ramach pracy o numerze W/WM/1/2013.

FORMATION FLIGHT CONTROL LAWS DEVELOPMENT FOR UNMANNED AERIAL VEHICLES

Summary

Unmanned flying machines (UFM) are currently used by people for a variety of military and civilian tasks. For example, here can be mentioned such tasks as reconnaissance and exploration of the territory of the enemy, damage assessment after the hostilities, traffic control, patrolling the country borders, monitoring of agricultural crops, counting wild animals over large areas of forest and many others. All these tasks can be performed faster and more efficiently by a UFM formation together with a common control law. Implementation of control laws of formation flight should be preceded by a thorough analysis of the created control algorithm, and simulation study that allows to verify the proposed approach. The article presents the problem of flight control of UFM formation. The developed method of the flight control of UFM formation flight based on the Leader / Follower configuration is presented. Based on the established model of the dynamics of a single object (micro-aircraft) the simulation model was built in Matlab / Simulink environment using Control, Flight Dynamics and Control, and Aerospace toolboxes. The mathematical basis of this method and the designing process of UFM formation control laws have been presented. Then, a verification of designed control laws has been done. A series of simulation tests and their results are presented in the form of charts showing waveforms of both Leader's and Follower's navigational parameters (speed, direction, altitude, flight path, flight profile). The obtained results allow to evaluate correctly the accepted design process of control laws and its effectiveness and the ability to implement on the on-board computer of the micro-plane.

Key words: unmanned aerial vehicles, flight control, navigable parameters

DOI: 10.7862/rm.2014.2

Otrzymano/received: 15.05.2013

Zaakceptowano/accepted: 7.01.2014

Leszek AMBROZIAK¹
Zdzisław GOSIEWSKI²
Daniel OŁDZIEJ³

BADANIA W LOCIE BEZZAŁOGOWEGO STATKU POWIETRZNEGO TWISTER

W artykule przedstawiono wyniki prób w locie bezzałogowego aparatu latającego opartego o model samolotu Twister. Zostało przedstawione i opisane wyposażenie pokładowe mikro-samolotu użyte w badaniach. Opisano proces integracji autopilota oraz całego wyposażenia awionicznego z samolotem Twister. Pokazany został proces doboru podstawowych parametrów układu automatycznego sterowania lotem z wykorzystaniem techniki Pilot In The Loop. W trakcie badań w locie były rejestrowane wszystkie parametry lotu mikro-samolotu takie jak np. prędkość powietrzna i prędkość podróżna, wysokość lotu, trasa lotu, kąty przechyleń, pochylenia, odchylenia, prędkości przechylania, pochylenia, odchylenia itd.). W trakcie badań sprawdzone zostało zachowanie się mikro-samolotu w różnych fazach lotu takich jak autonomiczny start, lądowanie, lot programowy po określonych punktach drogi. Ponadto określono działanie funkcji zabezpieczających mikro-samolot (ang. Fail Safe) działających w razie awarii (np. w przypadku niskiego napięcia na pakiecie zasilającym, utraty sygnału GPS, utraty połączenia ze stacją naziemną itp.). Wyniki przeprowadzonych badań zostały pokazane na przebiegach czasowych niektórych parametrów lotu oraz na wykresach tras wykonanych lotów oraz profili lotów w trakcie lotów programowych. Wykonane i opisane badania pozwalają na weryfikację przeprowadzonego procesu integracji mikro-samolotu z pokładowymi systemami zadaniowymi oraz pozwalają na ocenę jego cech użytkowych w dalszych badaniach takich jak loty grupowe, omijanie przeszkód.

Słowa kluczowe: aparaty latające, wyposażenie awioniczne, parametry nawigacyjne

1. Wstęp

Bezzałogowe obiekty latające znajdują coraz więcej zastosowań w różnych dziedzinach życia oraz są przedmiotem zainteresowań coraz większej liczby naukowców. Badania naukowe bezzałogowych statków powietrznych dotyczą

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Leszek Ambroziak, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, e-mail: l.ambroziak@pb.edu.pl

² Zdzisław Gosiewski, e-mail: z.gosiewski@pb.edu.pl

³ Daniel Ołdziej, e-mail: d.oldziej@pb.edu.pl

głównie nowych, zaawansowanych metod sterowania (sterowanie predykcyjne, adaptacyjne, metody sterowania odporne, ślizgowe, sterowanie z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych), integracji oraz wykorzystania nowych układów pomiarowych (kamery stereowizyjne i panoramiczne, lidary, skanery laserowe, dalmierze laserowe czy też radiowe, krótkofalowe nadajniki o długości fali rzędu piko metra) w zadaniach takich jak lokalizowanie i omijanie przeszkód, unikanie kolizji, dokładne określanie pozycji bez udziału sygnału GPS. Intensywnie prowadzone są również badania materiałowe pozwalające budować coraz lżejsze a zarazem bardziej trwale konstrukcje, badania w zakresie nowych układów napędowych oraz urządzeń do gromadzenia i przechowywania energii o coraz większej gęstości (nowoczesne układy bateryjne, pokładowe generatory energii). Istotnym elementem wszystkich wymienionych wcześniej, prowadzonych prac nad rozwojem bezzałogowych aparatów latających są ich badania w locie.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki prób w locie bezzałogowego aparatu latającego Twister. Obiekt ten został wykonany na Politechnice Białostockiej i używany podczas badań eksperymentalnych algorytmów lotu grupowego bezzałogowych aparatów latających. W pracy pokazano proces integracji autopilota oraz jego konfiguracji a także strojenia z wykorzystaniem techniki Pilot in The Loop. Najważniejszym elementem pracy są wyniki badań w locie. Podczas tych prób sprawdzone zostało zachowanie się mikro-samolotu podczas autonomicznego startu, lądowania, lotu programowego po określonych punktach drogi. Ponadto sprawdzone zostało i opisane działanie funkcji zabezpieczających mikro-samolot (ang. Fail Safe) uruchamianych w razie awarii określonego elementu systemu (np. w przypadku niskiego napięcia na baterii, utraty sygnału GPS, zerwania komunikacji ze stacją naziemną itp.). Opisane badania pozwalają na weryfikację jakości przeprowadzonego procesu integracji mikro-samolotu z pokładowymi systemami zadaniowymi oraz pozwalają na ocenę jego przydatności w dalszych badaniach lotu grupowego czy też zadaniach omijania przeszkód.

2. Obiekt badań i proces integracji pokładowych systemów zadaniowych

2.1. Mikro-samolot Twister

Mikro-samolot Twister (Rys. 1) jest hobbystycznym modelem, wykonanym z trwałej pianki - Elapor. Jako powierzchnie sterowe posiada dwie lotki oraz ster wysokości. Start odbywa się przez wyrzucenie z ręki. Twister wyposażony jest w elektryczny napęd tunelowy na bazie wysokoobrotowego silnika bezszczotkowego. Dzięki zabudowanemu napędowi operator jest chroniony podczas startów (nie występuje niebezpieczeństwo okaleczenia obracającym się

z dużą prędkością śmigłem). Ponadto podczas lądowania (w trybie ręcznym lub automatycznym) silnik oraz cały napęd jest chroniony a co za tym idzie uszkodzenia tychże elementów są eliminowane. Zmniejsza to czas ewentualnych napraw obiektu. Ważniejsze parametry samolotu Twister zostały zebrane i pokazane w formie tabeli (patrz tabela 1).

Tabela 1. Parametry mikro-samolotu Twister

Table 1. Parameters of Twister micro airplane

Parametr	Wartość
Rozpiętość skrzydeł	0.850 [m]
Długość całkowita modelu	1.115 [m]
Masa modelu	1.1 [kg]
Rodzaj używanej baterii	3250 [mA], 3S, 11.1V



Rys. 1. Mikro-samoloty Twister podczas badań poligonowych

Fig. 1. Twister micro airplane during the field testing

2.2. Integracja i konfiguracja pokładowych systemów zadaniowych



Rys. 2. Mikro-samoloty Twister podczas badań poligonowych

Fig. 2. Twister micro airplane during the field testing

Na pokładzie Twistera został zamontowany autopilot Kestrel produkowany przez amerykańską firmę Procerus Technologies Lockheed Martin L.C. Jest to małych rozmiarów urządzenie zapewniające stabilizację bezzałogowego aparatu latającego w trzech osiach oraz realizację lotów programowych po zadanych punktach drogi. Oprócz autopilota na Twisterze zostały zamontowane antena GPS,

antena i radiomodem do komunikacji ze stacją naziemną, układ do pomiaru napięcia na pakiecie zasilającym, rurka Pitota, komputer jednokładowy Gumstix, pełniący rolę dodatkowego rejestratora danych oraz opracowany moduł pozwalający na przełączanie pomiędzy sterowaniem ręcznym z użyciem stacji naziemnej autopilota lub bez (z użyciem dodatkowego toru nadawczo odbiorczego RC).

Konfiguracja autopilota na pokładzie samolotu nie jest zadaniem łatwym. Wymaga ona odpowiedniego ustawienia wszystkich elementów (miksowanie wszystkich kanałów, ustawienie kierunków serw, zakresu wychyleń wszystkich powierzchni sterowych, zakresu działania drążków aparatury RC w trybie sterowania ręcznego, mocy radiomodemu i wiele innych). Ważne jest również określenie i ustawienie parametrów początkowych procesu konfiguracji takich jak: prędkość minimalna i maksymalna, kąt natarcia itp. Wszystkie te elementy zostały określone podczas pierwszego lotu w trybie sterowania ręcznego.

Tabela 2. Przykładowe wartości dobranych wzmocnień samolotu Twister

Pętla sterowania	Wzmocnienie	Wartość	Jednostka
Prędkość przechylenia → Lotka	k_p	0.035	rad/(rad/s)
	k_i	0	rad/rad
	k_d	0	rad/(rad/s ²)
Prędkość pochylania → Ster Wysokości	k_p	0.042	rad/(rad/s)
	k_i	0	rad/rad
	k_d	0	rad/(rad/s ²)
Przechylenie → Lotka	k_p	0.65	rad/rad
	k_i	0.01	rad/(rad s)
	k_d	0	rad/(rad/s)
Pochylenie → Ster Wysokości	k_p	0.38	rad/rad
	k_i	0.01	rad/(rad s)
	k_d	0	rad/(rad/s)
Prędkość → Pochylenie	k_p	0.074	rad/(m/s)
	k_i	0.035	rad/m
	k_d	0.01	rad/(m/s ²)
Kierunek → Przechylenie	k_p	1.44	rad/rad
	k_i	0.01	rad/(rad s)

Table 2. Exemplary values of matching gains of Twister airplane

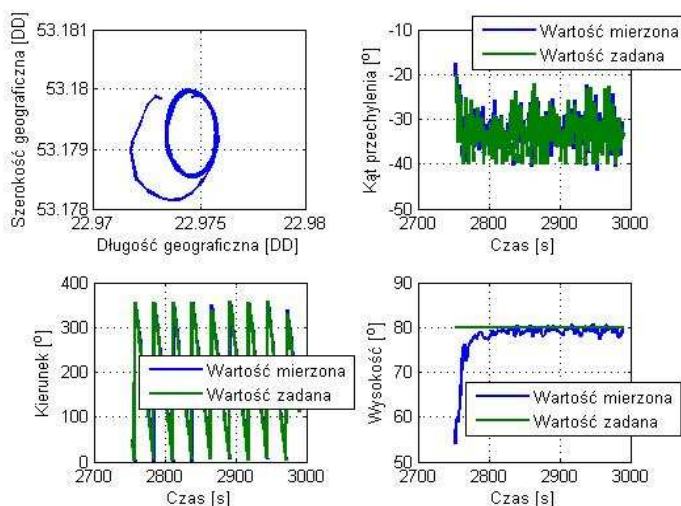
Najważniejszym etapem w procesie konfiguracji autopilota z określoną platformą jest proces doboru wzmocnień poszczególnych pętli regulacyjnych. Zadanie to najwygodniej wykonać z użyciem systemu Pilot in The Loop, gdzie w asyście pilota operator stacji naziemnej może dobierać poszczególne parametry regulacyjne. Poprawne dobranie wszystkich wzmocnień i parametrów gwarantujące określoną jakość regulacji wymaga wykonania wielu lotów testowych w różnych warunkach. Przykładowe wartości wzmocnień zostały pokazane w tabeli 2.

2.3. Funkcje zabezpieczające autopilota

Autopilot użyty w badaniach posiada szereg funkcji zabezpieczających mikro-samolot na wypadek awarii. Są one uruchamiane automatycznie w przypadku zaistnienia sytuacji niebezpiecznej lub zaistnienia uszkodzenia danego elementu systemu. Funkcje te są konfigurowane przez użytkownika odnośnie czasu zwłoki od momentu zarejestrowania zdarzenia niebezpiecznego do momentu reakcji układu sterowania. Konfiguracji podlega również rodzaj akcji podejmowanej w razie zaistnienia sytuacji niebezpiecznej np. w przypadku utraty komunikacji ze stacją naziemną mikro-samolot może wykonać operację lotu do punktu bazowego/pozycji domowej, lotu do punktu zbiórki ustawianego przed rozpoczęciem misji lub lądowania. Podczas prób w locie mikro-samolotu Twister zostały sprawdzone funkcje zabezpieczające uruchamiane w przypadku: niskiego napięcia na pakiecie zasilającym, utraty sygnału GPS, utraty komunikacji ze stacją naziemną. Uszkodzenia te były symulowane odłączeniem danego elementu w trakcie lotu (np. radiomodemu stacji naziemnej).

3. Wyniki prób w locie

Po procesie integracji i konfiguracji autopilota oraz wszystkich elementów systemu awionicznego a także po etapie doboru wzmocnień i wszystkich parametrów regulacyjnych i nawigacyjnych przystąpiono do badań mikro-samolotu Twister w locie.



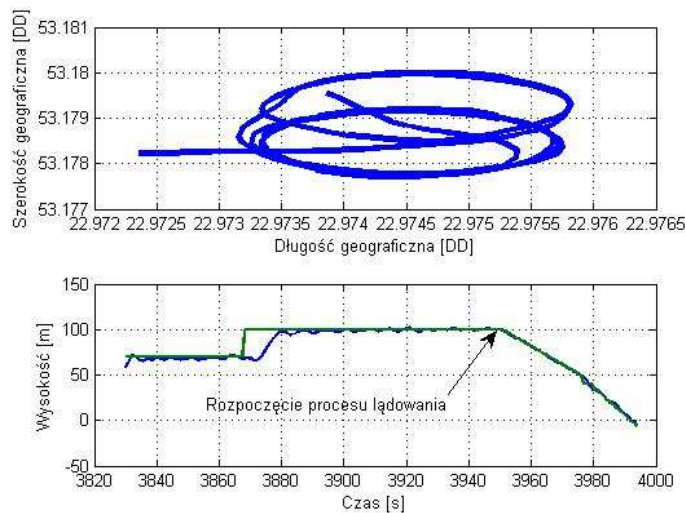
Rys. 3. Krążenie wokół danego punktu i niektóre parametry lotu

Fig. 3. The circulation around the set point and selected flight parameters

Celem tych testów było określenie właściwości i zachowania się mikro-samolotu w różnych fazach lotu oraz ocena jego użyteczności w dalszych badaniach algorytmów sterowania i nawigacji, sterowania lotem grupowym oraz omijania przeszkód. Na przebiegach zamieszczono wyniki przykładowego śledzenia zadanej drogi podczas krążenia wokół punktu oraz przykładowe, niektóre parametry lotu takie jak kąt przechylenia zadany i mierzony, kierunek zadany i mierzony, wysokość zadana i mierzona (rys. 3). Na rys. 4 pokazana została rzeczywista droga mikro-samolotu podczas autonomicznego lądowania oraz profil wysokości. Na rys. 5 została zamieszczona rzeczywista droga mikro-samolotu podczas autonomicznego startu a także profil wysokości lotu.

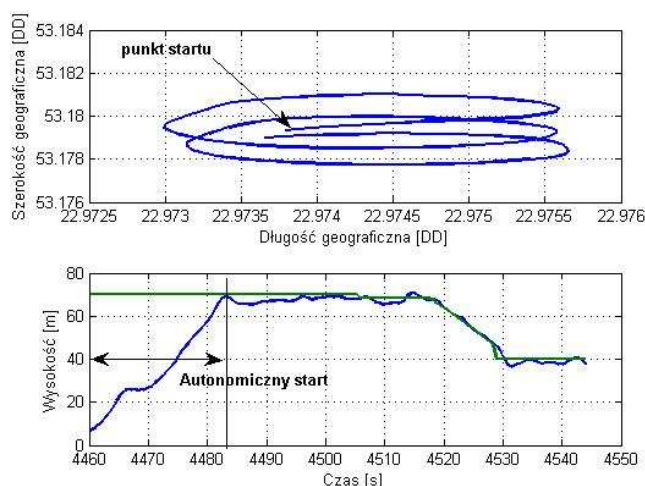
4. Podsumowanie

Przedstawione w niniejszym artykule badania pozwalają na weryfikację jakości przeprowadzonego procesu integracji mikro-samolotu Twister z pokładowymi systemami zadaniowymi oraz pozwalają na ocenę jego przydatności w dalszych badaniach prowadzonych na Politechnice Białostockiej. Uzyskane wyniki pokazują, że mikro-samolot Twister poprawnie śledzi nakazaną drogę, utrzymuje zadaną wysokość lotu. Ważnym sprawdzonym elementem tego systemu było sprawdzenie poprawności działania funkcji zabezpieczających autopilota w przypadku awarii określonego elementu systemu.



Rys. 4. Autonomiczne lądowanie

Fig. 4. Autonomous landing



Rys. 5. Autonomiczny start

Fig. 5. Autonomous take-off

Samolot poprawnie przechodził w tryb awaryjny i podejmował odpowiednie zaprogramowane czynności (np. powrót do pozycji domowej lub rozpoczęcie zadania krążenia w miejscu utraty sygnału komunikacyjnego ze stacją naziemną). Ponadto przygotowanie samolotu Twister do wykonywania automatycznego startu i lądowania jest ważnym elementem zwiększającym niezawodność systemu. Uzyskane wyniki pozwalają na użycie opracowanego mikro-samolotu bezzałogowego w zadaniach takich jak precyzyjne lądowanie, loty w roju i w formacji.

Literatura

- [1] Turkoglu K., Ozdemir U., Nikbay M., Jafarov E.M., PID Parameters optimization of an UAV longitudinal flight control system, World Academy of Science, Eng. and Technol., 45 (2008) 340-245.
- [2] Miller J.A., Minear P.D., Niessner A.F.: Intelligent unmanned air vehicle flight systems, AIAA, InfoTech@Aerospace Conf., AIAA paper No. 2005-7081, 2005.
- [3] Ambroziak L., Gosiewski Z., Preliminary UAV autopilot integration and in-flight testing, Solid State Phenomena, 198 (2013) 232-237.
- [4] Chao H., Cao Y., Chen Y.: Autopilots for small fixed-wing unmanned air vehicles: A survey, ICMA 2007, pp. 3144-3149.
- [5] Tomczyk A.: In-flight tests of navigation and control system of unmanned aerial vehicle, Aircraft Eng. Aerospace Technol., 75 (2003) 581-587.

Publikacja współfinansowana ze środków służących rozwojowi młodych naukowców i doktorantów w ramach pracy o numerze W/WM/1/2013

IN-FLIGHT TESTS OF TWISTER UNMANNED AERIAL VEHICLE

Summary

The article presents the results of flight tests of an unmanned flying device based on a model of the Twister airplane made at the Technical University of Białystok. The airplane was used during experimental studies. In the article on-board equipment of micro-plane used in the study has been shown. Furthermore, the process of integrating the autopilot and all of the avionics equipment with Twister airplane has been described. The process of selection of the basic parameters of the automatic flight control using Pilot In The Loop technique is presented. During the flight test, all parameters of micro-aircraft flight such as air and cruising speeds, altitude, air route, angles of tilt, slope angle, deviation angle, tilting speed, slope speed, deviation speed, etc. were recorded. During the study, the behaviour of micro-aircraft in various phases of flight such as autonomous take off, landing, programmable flight to the specific points of the air route was checked. In addition, the action of specified fail safe features of micro airplane operating in the case of a failure (e.g. in the case of low voltage of power package, loss of GPS signal, loss of communication with the ground station, etc.) is determined. The graphs of some flight parameters and figures of flight routes as well as flight profiles during the programmable flight have been presented. The researches allow for the verification of the integration process of micro-aircraft with on-board systems and they also allow for evaluation of its functional characteristics in further studies such as formation flights and bypassing the obstacles.

Key words: unmanned aerial vehicles, avionics equipment, navigable parameters

DOI: 10.7862/rm.2014.3

Otrzymano/received: 15.05.2013

Zaakceptowano/accepted: 7.01.2014

Tomasz KOWALCZYK¹
Jerzy GŁUCH²
Janusz BADUR³
Paweł ZIÓŁKOWSKI⁴

ANALIZA TECHNICZNO-ENERGETYCZNA PREFEROWANYCH OBIEGÓW TERMODYNAMICZNYCH MOBILNYCH WYSOKOTEMPERATUROWYCH SIŁOWNI JĄDROWYCH

Artykuł przedstawia analizę techniczno-energetyczną możliwości współpracy preferowanych obiegów turbin ciepłych dużej mocy z wysokotemperaturowym reaktorem jądrowym chłodzonym helem w zastosowaniach mobilnych. Reaktory jądrowe wysokotemperaturowe (HTR) stwarzają możliwość podnoszenia parametrów obiegów parowych do poziomu bloków nadkrytycznych, jak również zastosowania obiegu Joule'a-Braytona w energetyce jądrowej. W miarę zaostreżania norm emisji energetyka jądrowa w tym ujęciu może stanowić realną alternatywę ekonomiczną dla silników ciepłych zasilanych paliwami kopalnymi. Z punktu widzenia termodynamicznego, ekonomicznego i ekologicznego stosowanie obiegów ciepłych opartych o reaktory HTR jest zabiegiem korzystnym.

Słowa kluczowe: siłownie okrętowe, obiegi parowe, obiegi gazowe, reaktory jądrowe

1. Wprowadzenie

Cechą reaktorów wysokotemperaturowych jest możliwość uzyskania parametrów nadkrytycznych obiegów parowych, lub wykorzystania gorącego gazu chłodzącego reaktor bezpośrednio w zamkniętym obiegu Joule'a-

¹ Autor do korespondencji: Tomasz Kowalczyk, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. Fiszer 14 80-231 Gdańsk, tel. 58 6995 225, e-mail: tomasz.kowalczyk@imp.gda.pl

² Jerzy Głuch, Politechnika Gdańska, ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, e-mail: jgluch@pg.gda.pl

³ Janusz Badur, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. Fiszer 14 80-231 Gdańsk, e-mail: janusz.badur@imp.gda.pl

⁴ Paweł Ziółkowski, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. Fiszer 14 80-231 Gdańsk, e-mail: pawel.ziolkowski@imp.gda.pl

Brayton'a, a nawet w obiegach gazowo-parowych [4,6]. Zastosowanie helu jako chłodziwa posiada wiele zalet. Jest to gaz szlachetny, który nie ulega aktywizacji radioaktywnej. W razie rozszczelnienia zbiornika reaktora wyciek chłodziwa nie stanowi zagrożenia dla ludzi i środowiska. Dodatkowo ciepło właściwe helu wynosi aż $5,193 \text{ kJ}/(\text{kg} * \text{K})$. Zastosowanie go w wytwornicach pary lub wymiennikach ciepła kilkukrotnie zmniejsza ich wymiary w porównaniu do kotłów parowych i chłodziw stosowanych w siłowniach turbospalinowych. Mniejszy strumień masowy chłodziwa pozwala znacząco zmniejszyć moc potrzebną do napędu dmuchaw pętli chłodniczej reaktora [6], a z uwagi na niskie ciśnienie chłodziwa ściany reaktora mogą być grubości rzędu zaledwie 50mm [4].

2. Zmienne warunki ruchu

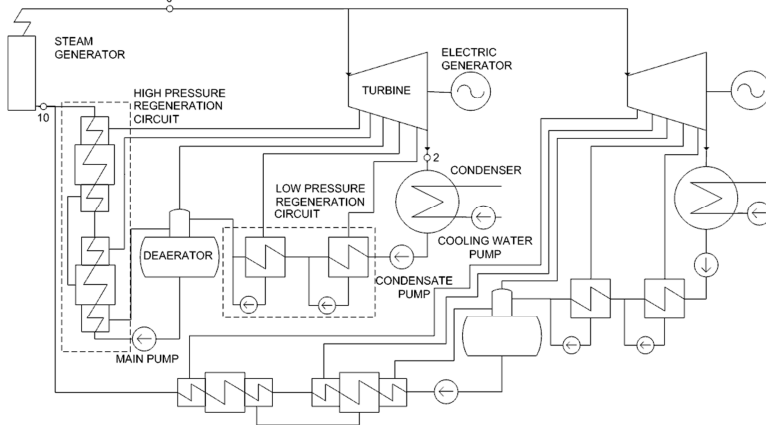
Istotną cechą siłowni mobilnych jest konieczność pracy w silnie zmiennych warunkach ruchu. Moc generowana w okrętowych turbinach parowych regulowana jest przeważnie za pomocą regulacji dławieniowej. Nie jest to regulacja pożądana z ekonomicznego punktu widzenia, ponieważ wprowadza straty energii przy dławieniu pary. Natomiast pozwala regulować mocą turbiny w szerokim zakresie bez zmian rozkładów temperatury w kadłubie turbiny i upustach pary. Jest to regulacja pozwalająca manewrować okrętem. Natomiast przy regulacji mocy w dłuższych okresach czasu, np. przy ustaleniu danej prędkości okrętu stosuje się regulację poślizgową. Polega ona na regulacji ilości wytwarzanej pary poprzez zmianę strumienia energii dostarczanej w paliwie. Reaktory HTR doskonale nadają się do dynamicznej regulacji poślizgowej. Regulacja obiegu gazowego polega jedynie na zmianie ciśnienia helu w obiegu roboczym, co zmienia jego gęstość, a zatem i strumień masy, efektem czego jest zmiana moc turbiny gazowej. Ważne jest to, że rozkład temperatur i prędkości w kanałach przepływowych jest stały, a więc sprawność wewnętrzna turbiny i całego obiegu jest stała.

3. Warunki analizy

Analizę preferowanych obiegów termodynamicznych dla mobilnych reaktorów HTR w turbinowych siłowniach okrętowych przeprowadzono na dwóch obiegach turboparowych i jednym turbogazowym. Pierwszy z nich (nazywany dalej układem bliźniaczym) składa się z dwóch identycznych i niezależnych turbosespołów wyposażonych w regeneracyjny podgrzew wody zasilającej. Jego schemat termodynamiczny przedstawiono na rys. 1. Drugi obieg (rys. 2) składa się z turbosespołu z przegrzewem międzystopniowym oraz regeneracyjnym podgrzew wody zasilającej.

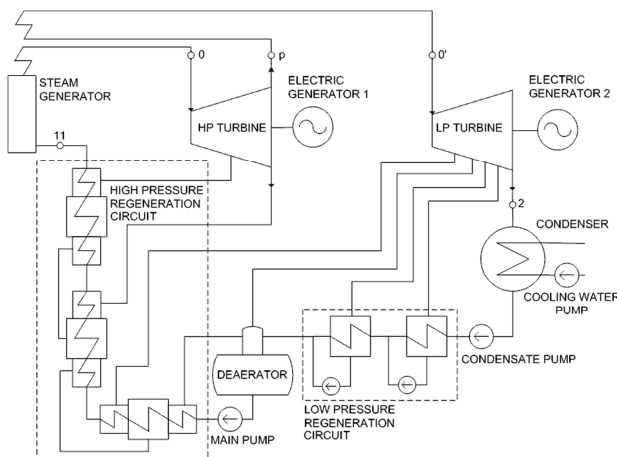
Zasadniczą różnicą między tymi obiegami jest rozdział mocy pomiędzy turbiny napędowe. Mianowicie w układzie bliźniaczym możliwe jest uzyskanie pełnej sprawności termodynamicznej siłowni zarówno przy obciążeniu znamionowym jak i przy obciążeniu równym połowie mocy znamionowej. Odbywa się to kosztem maksymalnej sprawności termodynamicznej, która jest wyższa w przypadku zastosowania wtórnego przegrzewu pary.

Parametry pary świeżej oraz przegrzewu i kondensatora dobrano na podstawie literatury na poziomie współczesnych parowych siłowni okrętowych [7] i przedstawiono w tabeli 1. Zarówno temperatury jak i ciśnienia górnego i dolnego źródła ciepła zostały dobrane dla obu obiegów na tym samym poziomie.



Rys. 1. Schemat termodynamiczny obiegu parowego układu „bliźniaczego”

Fig. 1. Thermodynamic system of the twin steam cycle



Rys. 2. Schemat termodynamiczny obiegu parowego z wtórnym przegrzewem pary

Fig. 2. Thermodynamic scheme of steam cycle with steam reheat

Tabela 1 Parametry pary w charakterystycznych punktach proponowanych obiegów parowych

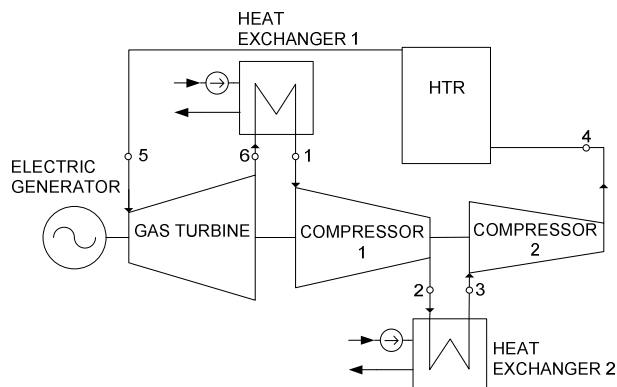
Table 1. Steam parameters in characteristic points of proposed steam cycles

Parametr	Symbol	Jednostka	Obieg z przegrzewem międzystopniowym	Obieg „bliźniaczy”
Temperatura pary świeżej	t_0	°C	535	535
Ciśnienie pary świeżej	p_0	bar	100	100
Temperatura pary z przegrzewu międzystopniowego	t_0'	°C	535	-
Ciśnienie pary z przegrzewu międzystopniowego	p_0'	bar	18	-
Ciśnienie w kondensatorze	p_2	bar	0,05	0,05
Ilość wymienników regeneracyjnych	-	-	5	4

Obieg z przegrzewem międzystopniowym posiada o trzy wymienniki regeneracyjne mniej, jednak odpowiednie parametry wymiany ciepła zapewniają zbliżonej powierzchni wymiany ciepła w obu siłowniach. Założenie zbliżonych wymiarów i mas proponowanych siłowni umożliwia dokładniejsze ich porównanie. Na zapotrzebowanie własne siłowni składają się: napęd pompy skroplin i wody zasilającej oraz dmuchaw helu chłodzących reaktor, pominięto napęd pomp wody chłodzącej kondensator.

Zaletą powyższych rozwiązań jest możliwość uzyskania mocy częściowej w przypadku awarii jednego z turbozespołów. W przypadku obiegu „bliźniaczego” można odłączyć jeden z turbozespołów za pomocą zaworu szybkozamykającego, którego podstawową funkcją jest zabezpieczenie turbiny przed rozbiegiem ponad dopuszczalną prędkość obrotową. W przypadku obiegu z przegrzewem międzystopniowym możliwe jest utrzymanie ruchu turbiny wysokoprężnej lub niskoprężnej za pomocą stacji redukcyjno-schładzających, które dostosowuje parametry pary do wymagań turbiny niskoprężnej lub kondensatora.

Trzecim z proponowanych obiegów termodynamicznych jest zamkniętym obiegiem Joule'a-Brayrona, w którym czynnikiem roboczym jest hel chłodzący reaktor jądrowy. Schemat termodynamiczny tego obiegu przedstawia rys. 3. Podstawową cechą odróżniającą ten obieg od poprzednich jest bezpośrednie wykorzystanie chłodziwa reaktora jako czynnika roboczego. W ten sposób można zrezygnować z wytwornicy pary, pomp zasilających. Rolę dmuchaw helu przejmują sprężarki, a wymienników regeneracyjnych, odgazowywacza i skraplacza dwie chłodnice helu. Obieg taki współpracujący z jednym reaktorem powinien być co najmniej zdublowany. Zapewnia to redundancje napędu okrętu (jak ma to miejsce w opisanym wcześniej obiegach parowych) oraz chłodzenia reaktora. Parametry helu w punktach charakterystycznych obiegu przedstawiono w tabeli 2.



Rys. 3. Schemat termodynamiczny obiegu gazowego

Fig. 3. The thermodynamic scheme of gas cycle

Tabela 2 Parametry helu w charakterystycznych punktach proponowanego obiegu gazowego

Table 2 Helium parameters in characteristic points of proposed gas cycle

Parametr	Symbol	Jednostka	Obieg z przegrzewem międzystopniowym
Temperatura helu za chłodnicą 1	t_1	K	300
Ciśnienie helu za chłodnicą 1	p_1	bar	50
Temperatura helu za sprężarką 1	t_2	K	407
Ciśnienie helu za sprężarką 1	p_2	bar	100
Temperatura helu za chłodnicą 1	t_3	K	300
Ciśnienie helu za chłodnicą 1	p_3	bar	100
Temperatura helu za sprężarką 2	t_4	K	651
Ciśnienie helu za sprężarką 2	p_4	bar	633
Temperatura helu za reaktorem	t_5	K	1223
Ciśnienie helu za reaktorem	p_5	bar	51
Temperatura helu za turbiną	t_6	K	549
Ciśnienie helu za turbiną	p_6	bar	53

Łatwy dostęp do chłodnej wody zaburtowej umożliwia osiągnięcie niskich temperatur w chłodnicach helu. Prowadzi to do uzyskania niższej pracy jednostkowej obu sprężarek. Ponadto wysokotemperaturowe ciepło mogłoby pokrywać potrzeby własne okrętu.

W obu modelach przyjęto straty ciśnienia w wymiennikach ciepła równe 0,05, sprawność generatorów 0,98, sprawność mechaniczną turbin 0,99, sprawność adiabatyczną turbiny parowej wysokoprężnej 0,87 i niskoprężnej 0,92, sprawność adiabatyczną pomp wody 0,85, dmuchaw helu 0,80, sprężarek 0,90 i turbiny gazowej 0,92. Pominięto straty ciśnienia i ciepła w wytwornicy pary oraz straty ciepła w reaktorze i wymiennikach ciepła. Przyjęto niewielkie spadki

temperatur na wybranych rurowciągach i lokalne straty ciśnień na zaworach szybkozamykających.

4. Wyniki analizy obiegów termodynamicznych

Wyniki obliczeń - moc termiczną reaktora, moc elektryczną netto siłowni, masowe strumienie masy czynników roboczych i sprawność elektryczną netto porównywanych siłowni przedstawiono w tabeli 3. Wszystkie obliczenia zostały przeprowadzone w ustalonych warunkach ruchu dla obciążenia znamionowego.

Tabela 3 Wybrane parametry siłowni w znamionowych warunkach ruchu dla jednakowej mocy użytecznej turbin mierzonej na wałach, równej 50MW

Table 3 Selected parameters of the steam electric power station in nominal conditions for identical effective power of the turbines equals of 50MW measured on the shafts

Parametr	Symbol i jednostka	Obieg z przegrzewem międzystopniowym	Obieg „bliźniaczy”	Obieg gazowy
Moc termiczna reaktora	\dot{Q}_R [MWt]	112,40	120,41	137,18
Moc elektryczna netto siłowni	N_{netto} [MWe]	47,21	46,96	50,00
Masowy strumień pary świeżej/helu	m $\left[\frac{kg}{s}\right]$	38,31	44,67	53,37
Sprawność netto siłowni	η_{netto} [-]	0,42	0,39	0,36

Dobór stosunkowo niskiego ciśnienia pary świeżej w obiegach parowych spowodowany jest wzrostem naprężeń mechanicznych w zmiennych warunkach ruchu siłowni wraz ze wzrostem ciśnienia. Ponadto wyznaczono, że podniesienie ciśnienia pary świeżej o 50%, tj. ze 100 do 150 barów podnosi sprawność elektryczną netto siłowni z 41,9% do 43,4% w przypadku obiegu z przegrzewem międzystopniowym i z 39,2% do 40,4% dla obiegu „bliźniaczego”. Bardziej pożądane z termodynamicznego punktu widzenia jest podniesienie temperatury pary świeżej. Jednak zabieg ten znacząco podnosi koszty produkcji siłowni ze względu na konieczność stosowania stali żaroodpornych o strukturze austenitycznych [7]. Dodatkowo wyższe temperatury pary powodują występowanie większych naprężeń termicznych w zmiennych warunkach ruchu.

W przypadku obiegu gazowego, znaczący wpływ na sprawność obiegu mają straty układu przepływowego turbiny. Podnosząc sprawność adiabaticzną turbina gazowej o 1 punkt procentowy otrzymujemy wzrost sprawności obiegu na o 1,6 pp. Dla porównania poprawa sprawności wewnętrznej układu łopatk-

wego kompresora o 1pp. podnosi sprawność całego obiegu o 0,8 pp., turbiny parowej niskoprężnej o 0,33 pp., a części wysokoprężnej o 0,08 pp.

5. Wnioski końcowe

Analiza proponowanych obiegów termodynamicznych wykazała różnice w osiągniętych sprawnościach konwersji energii. Wynika to z różnych sprawności termodynamicznych obiegów oraz różnych mocy zapotrzebowania własnego (pompy i dmuchaw). Natomiast ważnym wnioskiem płynącym z przeprowadzonych obliczeń jest stosunek osiągniętych sprawności do stopnia skomplikowania obiegów. Obieg gazowy wymaga minimalnej ilości urządzeń pomocniczych i nie posiada wytwornicy pary. Wszystkie obiegi w przybliżeniu wymieniają tę samą ilość ciepła w wymiennikach, tj. ok. 80MW.

Wysokosprawne obiegi termodynamiczne w połączeniu ze źródłem energii jądrowej umożliwiają zrezygnowanie ze stosowania prędkości ekonomicznych, co stwarza dodatkowe zalety dla armatorów. W takim przypadku obieg parowy z wtórnym przegrzewem pary, który zapewnia najwyższą sprawność konwersji energii, najlepiej sprawdzałby się na dużych okrętach towarowych pływających na trasach międzykontynentalnych. Natomiast w przypadku dużych okrętów pasażerskich, których siłownie rzadko kiedy eksploatowane są w warunkach znamionowych najatrakcyjniejsze mogą okazać się zamknięte obiegi gazowe. Zapewniają one najniższą sprawność konwersji energii w warunkach znamionowych z rozważanych obiegów (choć i tak jest ona wyższa niż we współczesnych siłowniach z reaktorami PWR) jednak charakteryzują się jej stałą wartością przy obciążeniach częściowych, co jest niespotykaną cechą wśród silników spalinowych.

Idea zastosowania reaktorów wysokotemperaturowych, moderowanych grafitem i chłodzonych helem, eliminuje wady eksploatacyjne współczesnych okrętowych siłowni jądrowych. Podnosząc ich parametry ponad parametry współczesnych konwencjonalnych parowych siłowni okrętowych. Zastosowanie reaktorów HTR poprawia zatem rentowności jądrowych siłowni okrętowych w stosunku do stosowanych obecnie reaktorów PWR, podnosi ich bezpieczeństwo i zmniejsza negatywny wpływ na środowisko. Wszystkie te cechy sprawiają, że zastosowanie reaktorów wysokotemperaturowych mogłoby doprowadzić do rozpowszechnienia energetyki jądrowej w okrętownictwie cywilnym.

Literatura

- [1] Badur J.: Modelowanie zrównoważonego spalania w turbinach gazowych, Wyd. IMP PAN, Gdańsk 2003.
- [2] Błaszczak A., Głuch J., Gardzielewicz A.: Operating and economic conditions of cooling water control for marine steam turbine condenser, Polish Maritime Research, 3 (2011) 48-54.

- [3] Dzida M., Mucharski J.: On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine diesel engine, gas turbine and steam turbine in case of main engine cooperation with the gas turbine fed in parallel and the steam turbine, Polish Maritime Research, 2 (2009) 40-44.
- [4] Jezierski G: Elektrownia jądrowa a konwencjonalna, Energetyka Ciepłota Zawodowa, 10 (2009) 41-50.
- [5] Kubowski J.: Problemy współpracy elektrowni jądrowych z systemem elektroenergetycznym, Elektroenergetyka, 4 (2010) 218-221.
- [6] Przybylski M., Głuch J.: Selected design and construction aspects of supercritical steam generators for high temperature reactors, Arch. Energetics, 2 (2012) 113-120.
- [7] Perycz S.: Turbiny parowe i gazowe, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1988.

TECHNICAL ANALYSIS OF THE PREFERRED THERMODYNAMIC CYCLES OF MOBILE HIGH TEMPERATURE NUCLEAR POWER PLANTS

S u m m a r y

The paper presents technical analysis of the possibility of cooperation of preferred thermodynamic cycles of large turbines with high temperature helium cooled nuclear reactors (HTR) in mobile applications. HTR reactors bring the possibility of the increase of live steam parameters in steam turbine cycle up to the supercritical point and also use Jule-Brayton thermodynamic cycle in the nuclear power engineering. Due to increasing environmental protection regulations the nuclear power engineering can become real alternative for engines powered by fossil fuels. From the thermodynamic, economic and ecological point of view the energy application of heat cycles based on HTR reactors is profitable.

Key words: marine power plants, steam cycles, gas cycles, nuclear reactor

DOI: 10.7862/rm.2014.4

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.06.2014

Marcin MOŹDZIERZ¹
Grzegorz BRUS²
Anna ŚCIAŹKO^{2,3}
Yosuke KOMATSU³
Shinji KIMIJIMA⁴
Janusz S. SZMYD²

WPLYW WARUNKÓW BRZEGOWYCH NA ROZKŁAD POŁA TEMPERATURY W PRZEPLYWOWYM REAKTORZE DO PAROWEGO REFORMINGU METANU

Jedną z zalet wysokotemperaturowych ogniw paliwowych ze stałym elektrolitem tlenkowym SOFC jest elastyczność w doborze paliw, w szczególności możliwość wykorzystania węglowodorów. Dla ogniw paliwowych zasilanych węglowodorami możliwa jest konwersja paliwa na drodze reformingu zewnętrznego bądź wewnętrznego. W przypadku systemu z połączeniem wewnętrznym ciepło pochodzące z pracującego stosu ogniw paliwowych może zostać efektywnie wykorzystane w endotermicznej reakcji reformingu. Opracowanie tegoż systemu zależy od rozmieszczenia elementów pod kątem optymalizacji transportu ciepła w układzie, stresu termicznego wywieranego na poszczególne elementy, osadzania węgla, stopnia polaryzacji elektrod, kosztów oraz efektywności systemu. W pracy przedstawiono badania eksperymentalne na podstawie których zbudowano matematyczny model procesu reformingu, a także przeprowadzono analizę numeryczną wpływu warunków brzegowych oraz parametrów procesu na rozkład pola temperatury w reaktorze podczas reakcji parowego reformingu metanu.

Słowa kluczowe: reforming parowy metanu, kinetyka reakcji chemicznych, materiały porowate, symulacje numeryczne

¹ Autor do korespondencji: Marcin Moździerz, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tel.: 12 617 25 90, e-mail: mozdzierzm@gmail.com.

² Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

³ Shibaura Institute of Technology, Graduate School of Engineering and Science, 307 Fukasaku, Minuma-ku, Saitama-shi, 337-8570 Saitama, Japan

⁴ Shibaura Institute of Technology, College of Systems Engineering and Science, 307 Fukasaku, Minuma-ku, Saitama-shi, 337-8570 Saitama, Japan

1. Wstęp

Jedną z najpowszechniej stosowanych metod produkcji wodoru jest reforming parowy węglowodorów. Wodór uzyskany w ten sposób może zostać użyty jako paliwo dla ogniw paliwowych. W ramach konwersji węglowodorów dla potrzeb ogniw paliwowych można wyróżnić trzy konfiguracje układu: reforming zewnętrzny, reforming wewnętrzny pośredni oraz reforming wewnętrzny bezpośredni. Istotną korzyścią, płynącą z wykorzystania ogniw wysokotemperaturowych typu SOFC jest możliwość realizacji połączenia wewnętrznego oraz przeprowadzenia endotermicznej reakcji reformingu w komorze ogniwa paliwowego, wykorzystując ciepło pochodzące z reakcji elektrochemicznych w ogniwie. Jako materiał anodowy w ogniwach SOFC najczęściej stosowana jest mieszanina niklu i tlenku cyrkonu stabilizowanego itrem (Ni/YSZ) [9], która w wysokich temperaturach może być katalizatorem dla reakcji reformingu parowego. W systemie z reformingiem wewnętrznym reaktor jest ulokowany w sąsiedztwie stosu ogniw. Na potrzeby opracowania systemu reformingu parowego paliwa zintegrowanego z ogniwem paliwowym jest konieczna optymalizacja układu z punktu widzenia transportu ciepła, naprężeń termicznych, kosztów oraz efektywności.

W przeszłości przeprowadzono analizę wpływu warunków brzegowych na proces reformingu dla reaktora o przekroju prostokątnym [2], [4]. Dywersyfikacja zastosowań parowego reformingu metanu wymaga stosowania również innych geometrii, w tym cylindrycznej ([5], [10]). Pole temperatury wewnątrz reformera jest niezwykle czułe na zmiany warunków brzegowych i geometrii reaktora, co wymaga przeprowadzenia dalszych szczegółowych badań.

Niniejsza publikacja prezentuje wpływ warunków brzegowych na rozkład pola temperatury w reaktorze do reformingu parowego metanu o geometrii cylindrycznej. Przeprowadzono badania mające na celu opracowanie kinetyki reakcji reformingu, a wyznaczone parametry zostały użyte w modelu matematycznym. Przeprowadzono analizę numeryczną rozkładu pola temperatury wewnątrz reaktora w zależności od zmiennych parametrów procesu oraz warunków brzegowych.

2. Matematyczny model procesu reformingu parowego metanu

2.1. Model procesu reformingu parowego metanu

Paliwem wykorzystywanym w procesie jest metan CH_4 . Analizę przeprowadzono w oparciu o następujące założenia: wszystkie gazy są traktowane jak płyny newtonowskie, a przepływ jest laminarny i stacjonarny.

W procesie reformingu parowego metanu można wyróżnić dwie dominujące reakcje [1]: wolną i silnie endotermiczną reakcję reformingu paliwa

$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow 3\text{H}_2 + \text{CO}$, oraz szybką i słabo egzotermiczną reakcję tlenku węgla z parą wodną $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2 + \text{CO}_2$.

Reakcja tlenku węgla z wodą, której szybkość opisuje równanie (1.1), jest procesem szybkim, dla którego zakłada się, że w badanym zakresie temperatur spełnia równanie równowagi [1].

$$R_{sh} = K_{sh}^+ p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}} + K_{sh}^- p_{\text{H}_2} p_{\text{CO}_2} \quad (1.1)$$

$$R_{st} = w_{cat} A \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) p_{\text{CH}_4}^a p_{\text{H}_2\text{O}}^b \quad (1.2)$$

Równanie (1.2) opisuje szybkość wolnej reakcji reformingu paliwa. We wzorach (1.1) i (1.2): R - szybkość reakcji [$\text{mol}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-3}$], K_{sh}^+, K_{sh}^- - stałe równowagi reakcji tlenku węgla z parą wodną w przód i w tył [-], p_j - ciśnienie parcjale związku j [atm], $R=8.314472$ - uniwersalna stała gazowa [$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], T - temperatura procesu [K], w_{cat} - gęstość katalizatora [$\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$], A - stała Arrheniusa [$\text{mol}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{g}^{-1}\cdot\text{atm}^{-(a+b)}$], E - energia aktywacji [$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}$], a, b - rzędy reakcji [-].

2.2. Model transportu ciepła i masy w materiale porowatym reformera

Konieczne do rozwiązania równania to równanie ciągłości oraz równania transportu pędu, energii i substancji chemicznych.

$$\frac{\partial \rho U_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho U_r}{\partial r} = 0 \quad (1.3)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left(U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} + U_r \frac{\partial U_x}{\partial r} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\varepsilon} \left[\frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U_x}{\partial r} \right) \right] - \quad (1.4)$$

$$\frac{\mu}{K} U_x - \frac{\rho f}{\sqrt{K}} U_x \sqrt{U_x^2 + U_r^2}$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left(U_x \frac{\partial U_r}{\partial x} + U_r \frac{\partial U_r}{\partial r} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu}{\varepsilon} \left[\frac{\partial^2 U_r}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U_r}{\partial r} \right) - \frac{\mu U_r}{r^2} \right] - \quad (1.5)$$

$$\frac{\mu}{K} U_r - \frac{\rho f}{\sqrt{K}} U_r \sqrt{U_x^2 + U_r^2}$$

$$\rho C_p \left(U_x \frac{\partial T}{\partial x} + U_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + Q \quad (1.6)$$

$$\rho \left(U_x \frac{\partial Y_j}{\partial x} + U_r \frac{\partial Y_j}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D_{j,\text{eff}} \frac{\partial Y_j}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \rho D_{j,\text{eff}} \frac{\partial Y_j}{\partial r} \right) + S_j \quad (1.7)$$

gdzie: U - średnia miejscowa prędkość fazy gazowej [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], T - średnia miejscowa temperatura fazy gazowej i stałej [K], Y_j - ułamek masowy składnika j [-], P - ciśnienie [Pa], ρ - gęstość [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], C_p - ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], $\varepsilon=0.7$ - porowatość materiału [-], μ - współczynnik lepkości kinematycznej [$\text{Pa}\cdot\text{s}$], $K=1\cdot 10^{-7}$ - przepuszczalność materiału [m^2], $f=0.088$ - współczynnik, zależący od liczby Reynoldsa oraz mikrostruktury materiału porowatego [-], $\lambda_{\text{eff}}=\varepsilon\lambda_f+(1-\varepsilon)\lambda_s$ - efektywny współczynnik przewodzenia ciepła [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], przy czym λ_f - współczynnik przewodzenia ciepła fazy gazowej [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], $\lambda_s=20$ - współczynnik przewodzenia ciepła fazy stałej [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] [10], $D_{j,\text{eff}}=(1-\sqrt{1-\varepsilon})D_j$ - efektywny współczynnik dyfuzji składnika j [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$], przy czym D_j - współczynnik dyfuzji składnika j w mieszaninie gazów.

Człony źródłowe w równaniu transportu energii (1.6) oraz równaniu transportu składników chemicznych (1.7) są wyznaczane na podstawie szybkości reakcji. Dalsze szczegóły można znaleźć w [2].

Mikrostruktura materiału porowatego w powyższym modelu jest rozpatrywana nie wprost, lecz z wykorzystaniem metody uśredniania własności fizycznych materiału porowatego i gazu po elementarnych objętościach [6].

Równania transportu (1.3)-(1.7) zostały rozwiązane numerycznie z wykorzystaniem metody objętości skończonych, układy równań były rozwiązywane za pomocą metody Gaussa-Seidla [7].

3. Eksperymentalne wyznaczenie kinetyki reakcji reformingu

3.1. Układ eksperymentalny

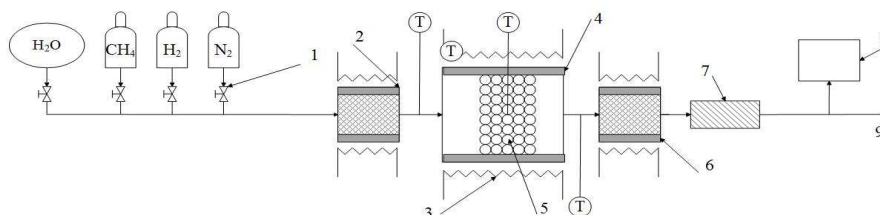
Różni autorzy (zestawienie w [8]) przedstawiają różne parametry kinetyki reakcji, stąd potrzeba przeprowadzenia eksperymentu w celu wyznaczenia kinetyki procesu charakteryzującej badany problem. Schemat układu pomiarowego pokazano na rysunku 1. W badaniach eksperymentalnych wykorzystano 0.3 g próbkę katalizatora - cermetu niklowego (Ni/YSZ 60/40% obj.), wyprodukowanego przez skruszenie anod ogniwa paliwowego SOFC. Pomiarów dokonywano pod ciśnieniem atmosferycznym.

Parametry kinetyczne równania opisującego szybkość reakcji reformingu paliwa zostały wyznaczone za pomocą metody najmniejszych kwadratów oraz dzięki wykreśleniu wykresu Arrheniusa ([3], [8]). Ostateczne równanie opisujące ce szybkość reakcji ma postać:

$$R_{st} = w_{cat} 6.5267 \exp\left(-\frac{43920}{RT}\right) p_{\text{CH}_4}^{0.39} p_{\text{H}_2\text{O}}^{0.22} \quad (1.8)$$

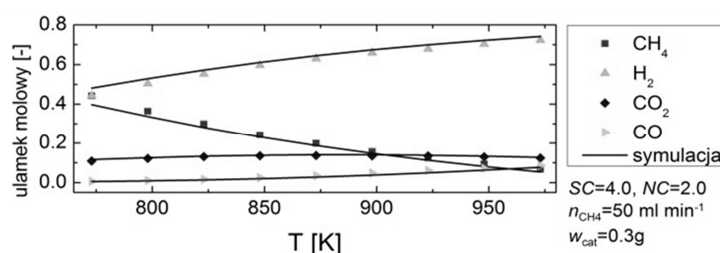
By ocenić poprawność zaprezentowanego modelu zmierzono skład suchej mieszaniny gazów wylotowych w temperaturach 773 [K] - 973 [K] co 25 [K].

Następnie dla tych samych parametrów przeprowadzono symulację na podstawie opracowanego modelu. Wyniki zostały zaprezentowane na Rys. 2. Model numeryczny zadowalająco opisuje badany proces.



Rys. 1. Schemat układu eksperymentalnego: 1 – przepływomierz masowy, 2 – podgrzewacz/parownik, 3 – piec elektryczny, 4 – reaktor, 5 – katalizator, 6 – podgrzewacz/skraplacz, 7 – separator pary, 8 – chromatograf gazowy, 9 – wylot, T – położenie termopar

Fig. 1. Schematic of experimental system: 1 – mass flow controller, 2 – pre-heater/evaporator, 3 – electric furnace, 4 – reactor, 5- catalyst, 6 – preheater/condenser, 7 – steam separator, 8 – gas chromatograph, 9 – exhaust, T - thermocouples position



Rys. 2. Porównanie wyników pomiarów eksperymentalnych z wynikami symulacji numerycznej

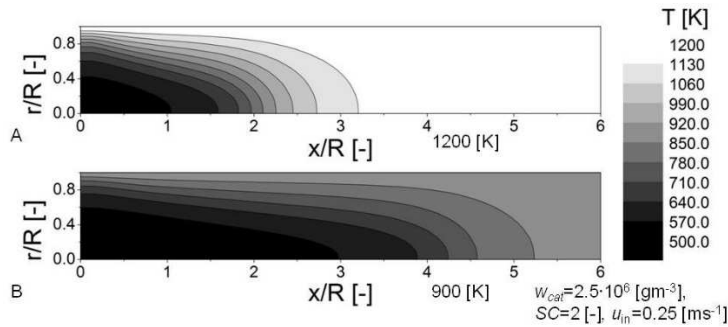
Fig. 2. Comparison of experimental measurements with the results of numerical simulation

4. Wyniki obliczeń numerycznych

4.1. Wpływ temperatury na ścianie na pole temperatury

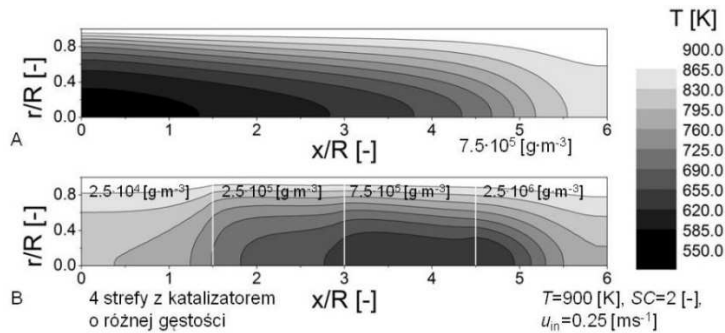
Na rozkład temperatury w reaktorze do reformingu parowego wpływają w znaczący sposób rozmaite czynniki. Poniżej przedstawiono analizę z punktu widzenia termicznego warunku brzegowego oraz gęstości katalizatora. Wyniki analiz jakościowych zaprezentowano w geometrii bezwymiarowej. Rysunek 3 przedstawia pole temperatury wewnątrz reaktora. W pierwszym przypadku temperatura na brzegu wynosiła 1200 [K], w drugim 900 [K]. Pozostałe parametry procesu były identyczne (patrz rysunek). Analiza Rysunku 3 wykazuje, iż wzrost temperatury na brzegu skutkuje gwałtowniejszą reakcją w początkowej części reaktora, a więc gwałtowniejszym spadkiem temperatury, co może powodować degradację katalizatora oraz znaczne naprężenia termiczne. Dodatko-

wo wyrównanie temperatury w reaktorze następuje szybciej, gdy temperatura ścianki wzrasta, co świadczy o tym, iż reakcja zachodzi znacznie szybciej.



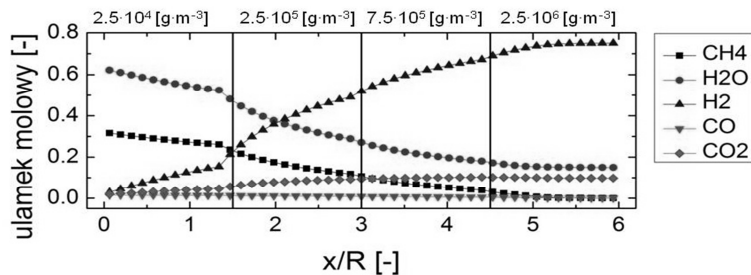
Rys. 3. Rozkład temperatury w reformerze w dla temperatury ścianki A) 1200 [K] B) 1200 [K]

Fig. 3. Temperature distribution in reformer for wall temperature A) 1200 [K] B) 1200 [K]



Rys. 4. Rozkład temperatury w reformerze w zależności od gęstości katalizatora A) $7.5 \cdot 10^5$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$ B) $8 \cdot 10^4$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$, $3 \cdot 10^5$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$, $8 \cdot 10^5$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$, $3 \cdot 10^6$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$

Fig. 4. Temperature distribution in reformer for different catalyst density A) $7.5 \cdot 10^5$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$ B) $8 \cdot 10^4$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$, $3 \cdot 10^5$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$, $8 \cdot 10^5$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$, $3 \cdot 10^6$ $[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$



Rys. 5. Uśredniony rozkład ułamków molowych poszczególnych związków chemicznych wzdłuż reformera w przypadku 4 warstw z katalizatorem o różnej gęstości

Fig. 5. Average molar fraction of particular chemical compounds along the reformer in case of 4 zones with different catalyst density

4.2. Wpływ gęstości katalizatora na pole temperatury

W pierwszym przypadku gęstość katalizatora była stała i wynosiła $7.5 \cdot 10^5$ [$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$], w drugim katalizator był rozłożony na 4 równomierne strefy różniące się gęstością; gęstość poszczególnych stref wynosiła odpowiednio $8 \cdot 10^4$ [$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$], $3 \cdot 10^5$ [$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$], $8 \cdot 10^5$ [$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$], $3 \cdot 10^6$ [$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$]. Pozostałe parametry były identyczne (patrz rysunek). Rysunek 4 przedstawia wpływ zmian gęstości katalizatora na pole temperatury. Na Rysunku 5 przedstawiony jest uśredniony objętościowo rozkład ułamków molowych wzdłuż reaktora dla przypadku drugiego. Liniami oznaczono warstwy katalizatora o różnej gęstości. Jak widać na Rysunku 4, stała gęstość katalizatora skutkuje jednorodnym rozkładem temperatury, jednak jej spadek na wlocie do reaktora jest znaczny. Wprowadzenie kilku stref o różnej gęstości katalizatora daje możliwość kontroli prędkości reakcji – w początkowej części, gdzie katalizator ma małą gęstość, proces przebiega wolniej, co pokazuje Rysunek 5. Niweluje to niebezpieczny dla układu spadek temperatury. Na początku kolejnych stref reakcja zachodzi gwałtowniej, co pokazuje nagły wzrost ilości wodoru, powiązany ze zmniejszeniem ułamków molowych pary wodnej oraz metanu. Związane jest to również ze zmianami temperatury – silnie endotermiczna reakcja zachodzi szybciej na gęstszym katalizatorze, wychładzając reaktor. W ostatniej strefie, z najgęstszym katalizatorem, temperatura ponownie wzrasta, spowodowane jest to jednak wyczerpaniem się paliwa (Rys. 5).

5. Wnioski

W pracy przedstawiono eksperymentalne oraz numeryczne badania procesu reformingu parowego metanu na katalizatorze Ni/YSZ. Wyznaczona w eksperymencie kinetyka reakcji została użyta do weryfikacji matematycznego modelu, służącego do obliczania składu gazów w reaktorze. Na podstawie modelu przeprowadzono analizę wpływu wybranych parametrów procesu na pole temperatury. Wyniki zaprezentowano w postaci dwuwymiarowych rozkładów temperatury w reformerze, które pokazały kluczowe znaczenie termicznych warunków brzegowych oraz gęstości katalizatora z punktu widzenia kontroli procesu.

Literatura

- [1] Achenbach E., Riensche E.: Methane/steam reforming kinetics for solid oxide fuel cells, *J. Power Sources*, 52 (1994) 283-288.
- [2] Brus G., Kimijima S., Szmyd J.S.: Experimental and numerical analysis of transport phenomena in an internal indirect fuel reforming type Solid Oxide Fuel Cells using Ni/SDC as a catalyst, *J. Phys. Conf. Ser.*, 395 (2012).
- [3] Brus G., Komatsu Y., Kimijima S., Szmyd J. S.: An analysis of biogas reforming process on Ni/YSZ and Ni/SDC catalysts, *Int. J. Thermodyn.*, 15 (2012) 43-51.
- [4] Brus G., Szmyd J.S.: Numerical modelling of radiative heat transfer in an internal indirect reforming-type SOFC, *J. Power Sources*, 181 (2008) 8-16.

- [5] Komatsu Y., Kimijima S., Szmyd J.S.: Numerical analysis on dynamic behavior of solid oxide fuel cell with power output control scheme, *J. Power Sources*, 223 (2013) 232-245.
- [6] Nield D., Bejan A.: *Convection in porous media*, Springer Science+Business Media, Inc., New York 2006.
- [7] Patankar S. V.: *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corporation, New York 1980.
- [8] Ściażko A., Komatsu Y., Brus G., Kimijima S., Szmyd J.S.: A novel approach to the experimental study on methane/steam reforming kinetics using the Orthogonal Least Squares method, *J. Power Sources*, 262 (2014) 245-254.
- [9] S. C. Singhal and K. Kendall, Eds.: *High Temperature Solid Oxide Fuel Cells: Fundamentals, Design and Applications*. Elsevier Ltd., Oxford 2003.
- [10] Suzuki K., Iwai H., Nishino T.: Electrochemical and thermo-fluid modeling of a tubular solid oxide fuel cell with accompanying indirect internal fuel reforming, in *Transport Phenomena in Fuel Cells*, Sunden B., Faghri M., Eds. WITPress, Southampton 2005, pp. 83-131.

Prace były finansowane przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (Projekt HTRPL, Kontrakt nr SP/J/1/166183/12).

AN INFLUENCE OF THE BOUNDARY CONDITIONS ON THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE FLOW REACTOR FOR METHANE/STEAM REFORMING

S u m m a r y

One of the advantages of high-temperature fuel cells with a solid oxide electrolyte SOFC is flexibility in the selection of fuels and in particular the use of hydrocarbons. For fuel cell powered by hydrocarbons it is possible to convert the fuel using external or internal reforming. For a internal system heat from the fuel cells stack can be effectively used in the endothermic reforming reaction. The development of that system depends on the arrangement of elements to optimize heat transfer in the system, thermal stress exerted on the individual elements, the carbon deposition, the degree of electrodes polarization, the cost and effectiveness of the system. The paper presents experimental studies on the basis of which a mathematical model of the reforming process was built. Furthermore, a numerical analysis of the influence of the boundary conditions and process parameters on the distribution of temperature field in the reactor during the steam reforming reaction of methane has been carried out.

Keywords: methane/steam reforming, kinetics of chemical reactions, porous material, numerical simulations

DOI: 10.7862/rm.2014.5

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 7.06.2014

Marzena NOWAK¹
Karol MAJEWSKI²
Piotr CISEK³

PROJEKT STANOWISKA LABORATORYJNEGO DO WERYFIKACJI METODY WYZNACZENIA TRÓJWYMIAROWEGO NIEUSTALONEGO POLA TEMPERATUR W ELEMENTACH GRUBOŚCIENNYCH

W artykule przedstawiono projekt stanowiska badawczego, służącego do weryfikacji metody wyznaczania trójwymiarowego nieustalonego pola temperatur w elementach grubościennych. Głównym elementem opisywanego układu jest płyta wykonana ze stali P235GH o wymiarach 800 x 800 mm i grubości 85 mm. Nie-równomierny rozkład temperatury po grubości badanego elementu zostanie osiągnięty poprzez proces ogrzewania i chłodzenia jego przeciwległych powierzchni. W ramach artykułu zaprezentowano projekt stanowiska badawczego wraz z jego wizualizacją 3D. Szczegółowo opisano projekt płyty wraz z rozmieszczeniem i poprowadzeniem termoelektrycznych mierników temperatury oraz budowę układu ogrzewania i chłodzenia.

Słowa kluczowe: metoda odwrotna krocząca, nieustalone pole temperatury, stanowisko badawcze, elementy grubościenne, przewodzenie ciepła

1. Wstęp

Wyznaczenie rozkładu temperatur w grubościennych elementach ciśnieniowych (tj kolektory parowe, walczaki) pozwala na określenie występujących w nich naprężeń termicznych. Umożliwia to zatem ocenę trwałości resztkowej urządzeń i instalacji energetycznych. Opracowana została metoda odwrotna krocząca pozwalająca na wyznaczenie temperatury na powierzchni elementu w przypadku gdy znana jest temperatura przeciwległej powierzchni oraz gęstość strumienia przekazywanego ciepła [1-3]. W celu weryfikacji opracowanej metodyki obliczeń zaprojektowane zostało stanowisko badawcze, którego głów-

¹ Marzena Nowak, Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, nowak@mech.pk.edu.pl

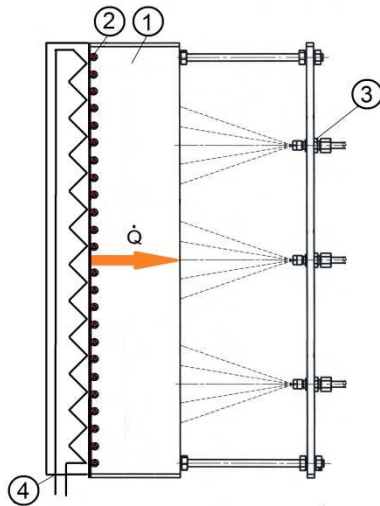
² Karol Majewski, Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, kmajewski@mech.pk.edu.pl

³ Piotr Cisek, Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, cisekpiotr@mech.pk.edu.pl

nym elementem jest grubościenna płyta stalowa. Poprzez pomiar temperatury płyty w kilkudziesięciu punktach na ogrzewanej powierzchni możliwe będzie odtworzenie pola temperatury płyty w całej jej objętości. Następnie, za pomocą zaprezentowanej metody, wyznaczony zostanie rozkład naprężeń w badanym elemencie grubościennym. Weryfikacja metody oparta zostanie o pomiar temperatury w kilku punktach wewnątrz ściany płyty i na powierzchni chłodzonej.

2. Projekt stanowiska badawczego

Centralną częścią stanowiska badawczego służącego do weryfikacji metody wyznaczania niustalonego pola temperatur stanowią grubościenna płyta wykonana ze stali P235GH. Nieustalone pole temperatury badanej płyty poddawanego zostanie zamontowaniem po jednej stronie płyty płaskiej grzałki elektrycznej. Odbiór ciepła po drugiej stronie płyty odbywać się będzie poprzez omywanie jej strumieniem czynnika chłodzącego dostarczanego za pomocą specjalnie do tego celu zaprojektowanego układu dysz. W celu wyznaczenia pola temperatur po stronie „zimnej” (chłodzonej) i „gorącej” (ogrzewanej) zamontowane zostaną termoelektryczne czujniki temperatury. Poglądowy schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Poglądowy schemat stanowiska: 1 – badany element grubościenny, 2 – termopara, 3 – dysza, 4 – grzałka elektryczna

Fig. 1. Test stand scheme: 1 – thick-walled tested element, 2 – thermocouple, 3 – nozzle, 4 – electric heater

2.1. Płyta stalowa

Głównym elementem stanowiska jest grubościenna płyta stalowa o wymiarach 800 x 800 x 85 mm wykonana ze stali P235GH (St36K). Stal ta wykorzystywana jest jako materiał konstrukcyjny takich urządzeń jak walczaki czy kolektory parowe. Właściwości cieplne i mechaniczne materiału płyty przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Właściwości mechaniczne i cieplne materiału płyty – stal konstrukcyjna P235GH (w temperaturze 20°C).

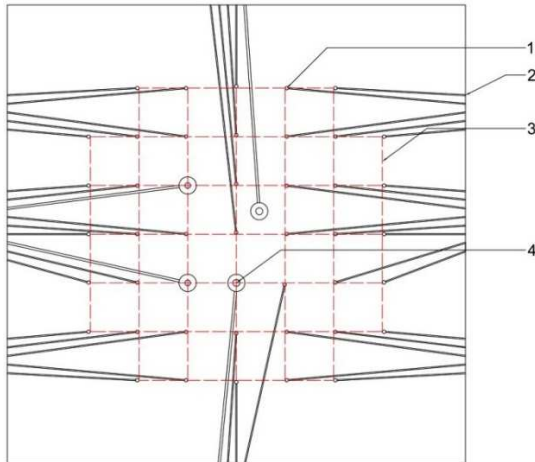
Table 1. Mechanical and thermal properties of the plate material – P235GH constructional steel (in temperature of 20°C)

Właściwości mechaniczne		
Wytrzymałość na rozciąganie	360–480	N/mm ²
Granica plastyczności	200	N/mm ²
Moduł Younga (E)	212·10 ⁶	N/mm ²
Właściwości cieplne		
Współczynnik rozszerzalności cieplnej	11,9·10 ⁻⁶	K ⁻¹
Ciepło właściwe	461	J/(kg·K)
Przewodność cieplna	57,5	W/(m·K)
Gęstość	785	kg/m ³

Całkowity ciężar płyty wynosi ok. 430 kg. Niezbędne jest zatem wykonanie konstrukcji nośnej zapewniającej odpowiednie ułożenie płyty w pozycji pionowej oraz montaż systemów: grzejnego i chłodzącego. Pomiar temperatury odbywać się będzie na powierzchni grzanej i chłodzonej oraz wewnątrz ściany płyty. Na powierzchni ogrzewanej rozmieszczono 41 punktów pomiaru temperatury (rys. 2). Termopary płaszczowe typu K (41 szt.) o średnicy płaszcza $\varnothing 1,5$ mm zostaną umieszczone w specjalnie wyfrezowanych na powierzchni płyty rowkach o szerokości 1,5 mm i głębokości 2,0 mm. Końcówki termopar będą dotykać materiału płyty tuż pod powierzchnią grzałki. Zapewni to bardziej dokładny pomiar temperatury, poprzez zmniejszenie oporu kontaktowego pomiędzy końcówką termopary a powierzchnią, której temperatura jest mierzona.

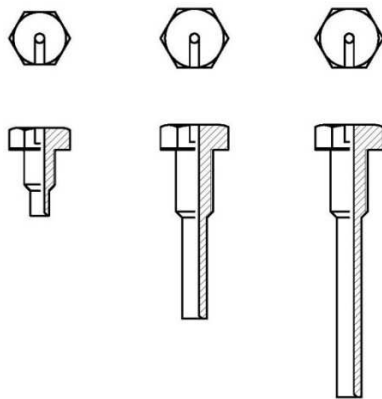
Na grubości płyty zostaną zamontowane cztery termopary. Licząc od powierzchni ogrzewanej, dwie termopary zostaną zainstalowane na głębokości równej 28,3 mm i po jednej termoparze na 56,7 i 82,0 mm. W tych miejscach wykonywane będą gwintowane otwory, w które wkręcone zostaną specjalnie zaprojektowane śruby (rys. 3) z osadzonymi w ich wnętrzu termoparami, co zapewni bardzo dobry kontakt termopary i materiału, a więc przyczyni się do zwiększenia dokładności pomiaru. Śruby te posiadać będą otwór koncentryczny

o odpowiednio ściętej końcówce, a montaż termopary w śrubie odbędzie się poprzez lutowanie.



Rys. 2. Rozmieszczenie termopar wraz z rowkami (widok na ogrzewaną powierzchnię płyty): 1 – miejsce pomiaru temperatury na powierzchni płyty, 2 – rowek pod termoparę, 3 – siatka pomiarowa, 4 – miejsce pomiaru temperatury wewnątrz płyty

Fig. 2. Thermocouples arrangement scheme (view on the heated surface of the plate): 1 – the temperature measurement place, 2 – the thermocouple groove, 3 – the measured grid, 4 – the place of temperature measurement inside the plate



Rys. 3. Przekrój śrub stalowych wraz z umieszczeniem termopar do pomiaru temperatury w głębinie płyty

Fig. 3. Steel bolts cross-section with thermocouples for the temperature measurement

Ponieważ do powierzchni ogrzewanej przylega płaski element grzejny, termopary wyprowadzone będą na zewnątrz wykonanymi w płycie rowkami o szerokości 3,1 mm oraz głębokości 4,0 mm. Do pomiarów temperatury wybrano termopary typu K o długości płaszczka 1000 mm. Niewielka grubość termoelementów, poprzez bardzo małą wartość stałej masowej, wpłynie na szybsze wyznaczenie zmian temperatury mierzonej powierzchni w czasie. Średnica płaszczka termopar do pomiarów wgłębnych wynosić będzie $\varnothing 3,0$ mm. W celu orientacyjnego wyznaczenia temperatury strony „zimnej” na powierzchni chłodzonej płyty umieszczona zostanie tylko jedna termopara.

W celu zbierania i gromadzenia danych pomiarowych wykorzystywano układ akwizycji danych (UAD) z 70 kanałami wejściowymi i o małym czasie skanowania termopar wynoszącym maksymalnie 1,1 s. Zapewni to większą dokładność oraz pozwoli na zwiększenie rozdzielczości i szybkości wykonywanych pomiarów.

2.2. Układ grzejny i chłodzący

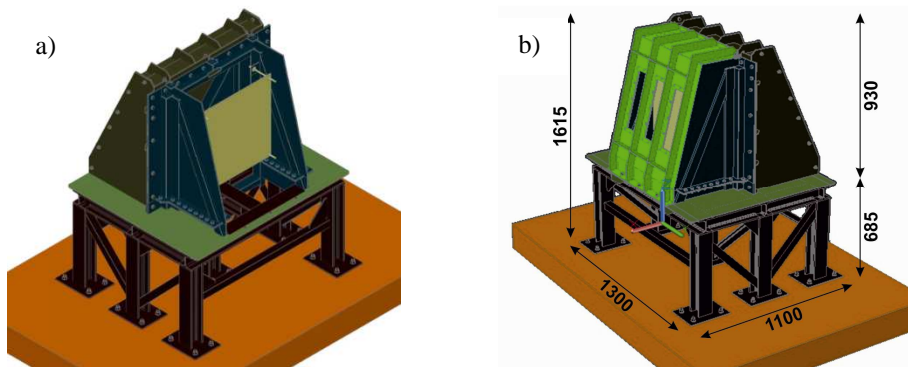
W koncepcji stanowiska założone zostało, iż płyta po stronie gorącej osiągnie maksymalną temperaturę równą 300°C . W tym celu dobrany został płaski płytowy element grzejny o mocy 6 kW w postaci grzałki mikanitowej o wymiarach 600 x 600 mm i grubości 5 mm. Zbudowana jest on z taśmy oporowej (element grzejny) zabudowanej w izolacji mikanitowej obleczony z obu stron blachą nierdzewną o grubości 1 mm. Prawidłowe przymocowanie grzałki do powierzchni (zapewniający idealny kontakt między powierzchniami) skutkować będzie równomiernym nagrzewaniem elementu. Zostanie ona przytwierdzona do płyty w czterech miejscach za pomocą połączeń śrubowych. Grzałka wyposażona jest w regulator temperatury z wbudowaną termoparą.

Układ chłodzenia zbudowany jest z 9 dysz rozmieszczonych równomiernie w przezroczystej płycie z tworzywa sztucznego (Lexan) o wymiarach 600 x 600 i grubości 10 mm. Dysze połączone są elastycznymi przewodami z kolektorem zbiorczym posiadającym możliwość przyłączenia odpowiedniego źródła chłodzenia, tj. zbiornika wody o pojemności 800 litrów lub kompresora powietrza. System zraszający zamontowany jest równoległe do zimnej powierzchni płyty i oddalony jest od niej o 20 cm.

2.3. Konstrukcja nośna stanowiska

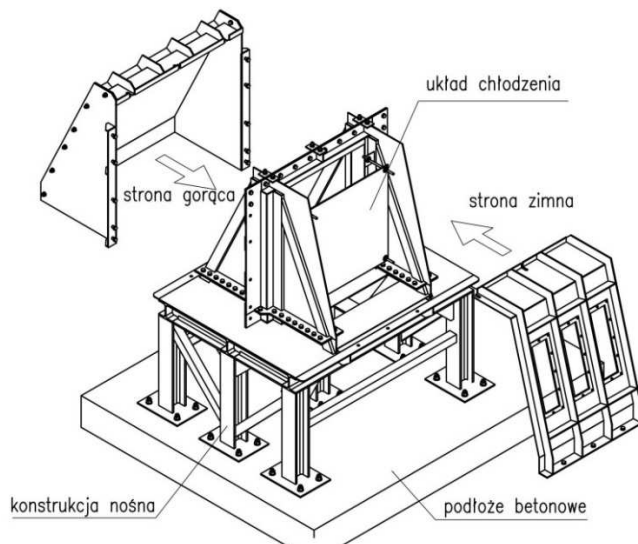
Ze względu na bardzo duży ciężar badanego elementu grubościennego (ok. 430 kg) konieczne było zaprojektowanie i wykonanie odpowiedniej konstrukcji podtrzymującej. Przeprowadzone zostały obliczenia wytrzymałościowe pozwalające na wyznaczenie wymiarów całej konstrukcji nośnej. Zbudowana jest ona z dwuteowników i kątowników ze stali konstrukcyjnej. Rys. 4 przedstawia widok konstrukcji nośnej stanowiska.

Płyta grubościenna będzie ustawiona pionowo i zostanie umieszczona w obudowie osłaniającej ją ze wszystkich stron, oprócz powierzchni chłodzonej, która może być odsłonięta. Obudowa będzie się składać wobec tego z dwóch części. Jedna z nich zamontowana będzie od strony gorącej, a druga - od strony zimnej płyty (rys. 5).



Rys. 4. Wizualizacja stanowisko badawczego - widok na stronę gorącą: a) bez obudowy; b) wymiary charakterystyczne stanowiska

Fig. 4. The test stand visualisation - the view on the hot site: a) without casing b) characteristic dimensions of the stand



Rys. 5. Rysunek złożeniowy konstrukcji nośnej stanowiska badawczego

Fig. 5. Assembly drawing of supporting structure of the test stand

Pomiędzy częścią obudowy od strony ogrzewanej a powierzchnią boczną płyty umieszczone zostanie uszczelnienie odporne na działanie wysokiej temperatury. Szczelność tej części obudowy zapewni bezpieczną pracę grzałki oraz termopar. Przestrzeń pomiędzy ogrzewaną płytą a szczelną obudową zostanie wypełniona wełną mineralną w celu minimalizacji strat ciepła do otoczenia i wymuszenia przepływu ciepła tylko na grubości płyty. Odprowadzenie wody chłodzącej przeprowadzone zostanie za pomocą odpowiednio zaprojektowanego blatu podłączonego do kanalizacji rurą DN 50.

3. Podsumowanie

Przedstawione w artykule stanowisko badawcze pozwoli na weryfikację doświadczalną opracowanej trójwymiarowej metody odwrotnej kroczącej, służącej do określania rozkładu temperatury w badanym elemencie grubościennym. Stanowisko budowane jest obecnie w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej. Zakończenie prac konstrukcyjnych planowane jest na sierpień 2014.

Literatura

- [1] Jaremkiewicz M.: Odwrotne zagadnienia wymiany ciepła występujące w pomiarach nieustalanej temperatury płynów, Politechnika Krakowska, Kraków 2011.
- [2] Taler J., Jaremkiewicz M., Taler D., Sobota T.: Fluid temperature measurement under transient conditions, Arch. Thermodynamics, 30 (2009) 75-88.
- [3] Jaremkiewicz M.: Wyznaczanie nieustalanej temperatury czynnika przy wykorzystaniu metod odwrotnych kroczących, Systemy, technologie i urządzenia energetyczne, praca zbiorowa pod red. J. Talera, Politechnika Krakowska, Kraków 2010.

Przedstawione w artykule wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy PBS1/A4/4/2012 – Projekt Badań Stosowanych – Opracowanie nowoczesnych metod oceny trwałości resztkowej elementów ciśnieniowych instalacji energetycznych.

THE LABORATORY STAND PROJECT FOR THE EXPERIMENTAL VERIFICATION OF DETERMINING METHOD OF THE TRANSIENT TEMPERATURE FIELD DISTRIBUTION IN THICK-WALLED COMPONENTS

S u m m a r y

The paper presents the design of laboratory stand to verify the method of determining three-dimensional transient temperature field in thick-walled components. The key element of the laboratory stand is a plate made of P235GH steel with the dimensions of: 800 x 800 mm and

thickness of 85 mm. Non-uniform temperature distribution in the tested element will be achieved by heating and cooling of opposite plate surfaces. As a part of the article the test stand design and its 3D visualisation have been presented. The design of the plate with the location of thermoelectric temperature measuring instrument and building the heating and cooling system has been described in detail.

Keywords: step inverse method, transient temperature field, laboratory stand, thick-walled elements, heat conduction

DOI: 10.7862/rm.2014.6

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 7.06.2014

Tadeusz ORZECHOWSKI¹
Sylwia WCIŚLIK²

STUDIUM KSZTAŁTU KROPLI WODY W WARUNKACH LEIDENFROSTA

Praca dotyczy odparowania dużych kropeł cieczy o masie ~1g w warunkach stabilnego wrzenia błonowego pod ciśnieniem atmosferycznym. Odparowanie kropli cieczy unoszącej się nad gorącą powierzchnią o temperaturze powyżej punktu Leidenfrosta jest zjawiskiem bardzo trudnym do dokładnego opisu teoretycznego. Przeprowadzone badania wskazują na złożony charakter wzajemnie powiązanych procesów wymiany ciepła i masy, które prowadzą do intensywnych przypowierzchniowych ruchów konwekcyjnych wewnątrz kropli. Obrazem tego jest silne zróżnicowanie pola termalnego górnej powierzchni kropli. Można tam zauważyć, że przy średniej temperaturze kropli ~91°C różnica pomiędzy skrajnymi temperaturami może dochodzić nawet do ~8 K.

Słowa kluczowe: wrzenie błonowe, kropla Leidenfrosta, kamera termowizyjna, niestabilność kształtu, ruchy konwekcyjne

1. Przegląd aktualnego stanu wiedzy

Odparowanie kropli wody położonej na gorącej powierzchni ma wielkie znaczenie w wielu procesach przemysłowych, m.in. w energetyce jądrowej, silnikach odrzutowych i raketowych [1], [2], odparowaniu paliw w silnikach spalinowych [3], przemyśle metalurgicznym, chłodzeniu łopatek turbin i aparatury [4], w chłodniach kominowych i innych.

Kropla cieczy odparowująca z powierzchni o temperaturze powyżej drugiego punktu krytycznego jest zjawiskiem, w którym ilość produkowanej pary jest wystarczająca do wytworzenia siły nośnej podtrzymującej kroplę. W takim przypadku praktycznie nie obserwuje się zwilżenia powierzchni ze względu na po-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Tadeusz Orzechowski, Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, tel. 41 34 24 854, e-mail: todek@tu.kielce.pl

² Sylwia Wciślik, e-mail: sylwiazw@tu.kielce.pl

duszkę parową na której jest unoszona. Jej sferyczny kształt odpowiada minimum energii powierzchniowej.

Wpływ warunków powierzchniowych na osiągnięcie przez ciecz warunków krytycznych omawiane jest w pracy [5]. Stwierdza się tam, że odparowująca na powierzchni ciała stałego kropla cieczy uważana jest za powierzchnię silnie zakrzywioną. W zależności od warunków wymiany ciepła i kształtów przybieranych przez taką kroplę, obserwuje się wewnętrzne ruchy konwekcyjne. W [6] przedstawiono technikę rekonstrukcji obrazu do wizualizacji przepływu wewnątrz małych parujących kropli przy wykorzystaniu metody śledzenia promienia (Ray-Tracing). Przedstawione tam badania symulacyjne sugerują, że ruchy konwekcyjne wewnątrz parującej kropli cieczy są rozłożone symetrycznie, a zatem problem należy rozpatrywać w kategorii osiowo-symetrycznych. Podobne wnioski znaleźć też można w pracy [7]. Przeprowadzone badania własne wyraźnie zaprzeczają takiemu stwierdzeniu, co również potwierdzają inne prace badawcze, w których zamieszczono mapy odwzorowujące życie kropli np. [8].

W celu dynamicznego odwzorowania zachowania się pojedynczej kropli cieczy podczas odparowania na powierzchni poziomej często wykorzystuje się termowizję, np. w [9]. Opisane tam badania obejmowały trzy zakresy odparowania kropli: pierwszy – podgrzanie cieczy od temperatury otoczenia do $\sim 44^{\circ}\text{C}$, drugi – odparowywanie kropli i ujawnienie niestabilności związanych z procesem konwekcji wewnętrznej, trzeci - odparowywanie kropli przy braku niestabilności charakteryzujące się zmniejszeniem gęstości odprowadzanego ciepła. Powstawanie niestabilności konwekcyjnych tłumaczy się wysokim przegrzaniem. Autorzy sugerują konieczność prowadzenia dalszych badań nad wspomnianymi niestabilnościami w celu lepszego poznania natury tego zjawiska.

Jak wiadomo krople cieczy odparowujące na poziomej powierzchni ciała stałego w warunkach wrzenia błonowego przybierają różne kształty. W pracy [10] przeprowadzono analizę literaturową, na podstawie czego postuluje się, że krople o objętości powyżej 1 cm^3 przybierają kształt płaskiego dysku, a mniejsze od $0,5\text{ mm}^3$ są sferyczne.

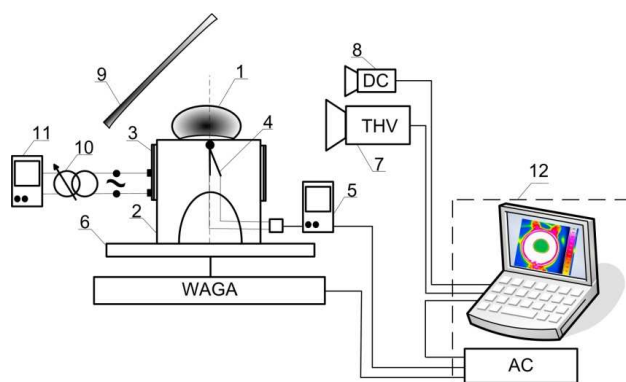
Na przykładzie położonej na gorącej powierzchni kropli o temperaturze bliskiej punktowi Leidenfrost w [11] wykazano również, że proces odparowania może być niezależnie opisywany w zakresie dwóch kształtów kropli - sferoidu i kuli. Celem tych badań było określenie czasu odparowania kropli. Prezentowane w [11] wyniki wskazują na pewną rozbieżność z wcześniejszymi podawanymi przez Baumeistera [12].

Jedną z najnowszych prac [13] dotyczących analizy geometrii warstwy parowej pod kroplą Leidenfrost wykorzystuje światło monochromatyczne. Badania prowadzono na kroplach o różnych wielkościach i kształtach, które odparowywano na powierzchni grzejnej o temperaturze od 245 do 370°C pod ciśnieniem atmosferycznym.

Na podstawie obserwacji zjawiska i przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że maksymalny promień kropli R_{\max} oraz promień przewężenia kropli parą R_{neck} silnie zależą od grawitacji i napięcia powierzchniowego. Zauważono również, że wysokość kieszeni parowej pomiędzy kroplą, a powierzchnią h_{neck} zależy jedynie od strumienia wypływającej spod kropli pary, a więc od wielkości kropli, a kształt kieszeni parowej prawie nie ma związku z temperaturą powierzchni grzejnej. Ponadto, w pracy [13] pominięto ruchy wewnętrzne w kropli, a przedstawione wnioski nie odnoszą się do kropli większych, dla których $R_{\max} > \sim 9$ mm. Z punktu widzenia fizycznego, ze względu na niejednorodność zaobserwowanego obrazu powierzchni dużych kropel, w [13] nie podjęto próby jednoznacznego opisanego zjawiska odparowania.

Niniejsza praca dotyczy analizy kształtu kropli cieczy odparowującej z powierzchni miedzianego walca grzejnego w warunkach wrzenia błonowego ze szczególnym uwzględnieniem konwekcyjnych ruchów podpowierzchniowych w kropli, które wpływają na niesymetryczny charakter zjawiska. W tym celu zestawiono stanowisko badawcze oparte o pomiar aktualnej masy kropli oraz termowizyjną analizę jej kształtu.

2. Aparatura pomiarowa



Rys. 1. Aparatura pomiarowa do badania odparowania kropli cieczy z powierzchni o temperaturze powyżej punktu Leidenfrosta; 1 - kropla wody, 2 - walec grzejny, 3 - grzałka opaskowa, 4 - termopara, 5 - miernik (pomiar temperatury), 6 - waga elektroniczna AXIS AG500, 7 - kamera termowizyjna VarioCAM hr, 8 - aparat cyfrowy, 9 - lustro, 10 - autotransformator, 11 - woltomierz, 12 - układ cyfrowej akwizycji i przetwarzania danych (zestaw kart AC i komputer)

Fig. 1. Test apparatus for testing of liquid drop evaporation from the surface with a temperature above the Leidenfrost's point; 1 - a drop of water, 2 - heating cylinder, 3 - band heater, 4 - thermocouple, 5 - measuring instrument (temperature measurement), 6 - AXIS AG500 electronic scale, 7 - VarioCAM hr infrared camera, 8 - digital camera, 9 - mirror, 10 - autotransformer, 11 - voltmeter, 12 - system of digital acquisition and data processing (computer PC and the set of AC cards)

Stanowiska pomiarowe do badania odparowania kropli wody o masie i średnicy początkowej wynoszącej odpowiednio ~ 1 g i ~ 1 cm z powierzchni o temperaturze powyżej punktu Leidenfrost pokazano na rys. 1. Zestawione stanowisko składa się z trzech niezależnych torów pomiarowych: kamery, wagi i temperatury. Wynikiem pomiaru jest chwilowy ubytek masy kropli, temperatura zewnętrznej i widocznej powierzchni kropli oraz powierzchni grzejnej oraz prostopadły rzut kropli na powierzchnię grzejną. Rejestrację pomiarów uruchamiano przy wadze pojedynczej kropli wynoszącej ~ 1 g. Częstotliwość rejestracji masy kropli i termogramów ustawiono na 2 Hz. Całkowity czas odparowania krolel wynosił kilka minut dla przyjętych średnich temperatur powierzchni z zakresu: $T_w \approx 298^\circ\text{C} \div 404^\circ\text{C}$. Dokładny opis procedury i metodyki badawczej zamieszczono w [14].

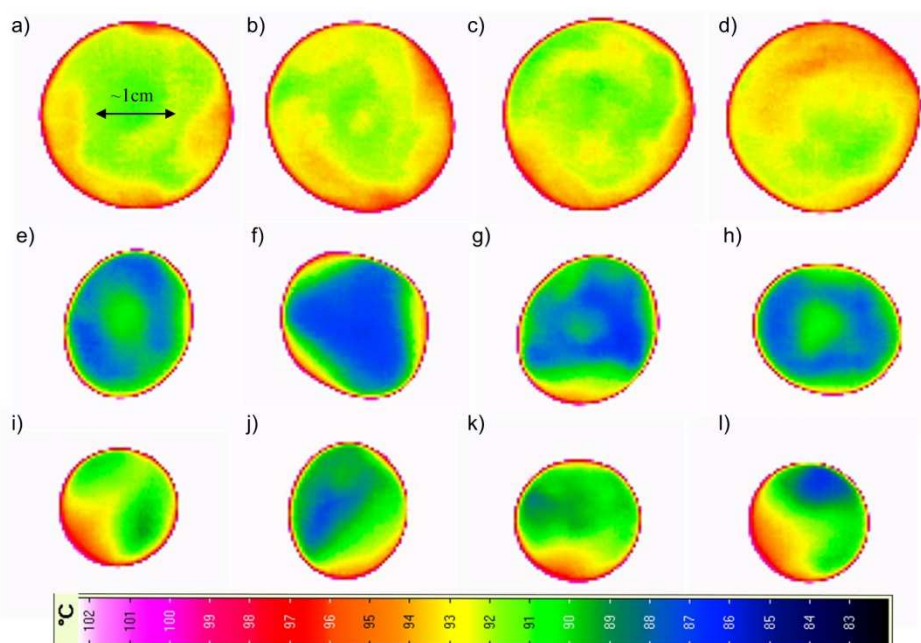
3. Analiza kształtu kropli

Na stanowisku badawczym, którego schemat przedstawiono na rys. 1 przeprowadzono serię ponad 30 pomiarów dla każdej z analizowanych temperatur powierzchni. Jednym z uzyskanych wyników jest temperatura kropli (T_d), którą oszacowano na podstawie termogramów sporządzonych przy pomocy oprogramowania Irbis Professional obsługującego kamerę termowizyjną. Współczynnik emisyjności dla wody przyjęto równy $\varepsilon_l = 0,96$. Wielkość temperatury T_d przyjęto jako wartość średnią z obserwowanej kamerą górnej powierzchni kropli. Dla przykładowej temperatury powierzchni grzejnej ($T_w = 310,5^\circ\text{C}$), średnia temperatura kropli jest ok. 10°C niższa od temperatury saturacji i wynosi $T_d = 90,6^\circ\text{C}$. Wielkość tę oszacowano dla pierwszych 200 sekund pomiaru z krokiem czasowym $\Delta t = 0,5$ s. Warto dodać, że temperatura kropli wykazuje dużą zmienność powierzchniową, co świadczy o silnych ruchach konwekcyjnych wewnątrz niej.

Tablica 1. Deskrytory statystyczne odnoszące się do rys. 2

Table 1. Statistical descriptors corresponding to Fig. 2

L.p.	t, s	Średnia, $^\circ\text{C}$	Min, $^\circ\text{C}$	Max, $^\circ\text{C}$	SD, $^\circ\text{C}$
a	0	91,07	90,93	91,29	0,09
b	2,5	92,23	91,88	92,69	0,22
c	5	91,75	91,36	92,12	0,17
d	15	92,08	91,81	92,38	0,15
e	70	86,29	86,04	86,46	0,1
f	75	88,14	87,69	88,6	0,24
g	85	88,36	87,61	89,14	0,5
h	95	89,75	88,97	90,18	0,33
i	145	91,29	90,37	92,06	0,46
j	150	91,82	91,35	92,20	0,22
k	155	92,96	92,61	93,28	0,17
l	165	92,92	92,47	93,49	0,25



Rys. 2. Termogramy obrazujące rzut kropli na powierzchnię grzejną dla przykładowej temperatury powierzchni walca grzejnego, $T_w = 310,5^\circ\text{C}$

Fig. 2. The thermograms of the drop projection on the heating plate for exemplary temperature of the heating cylinder of $T_w = 310,5^\circ\text{C}$

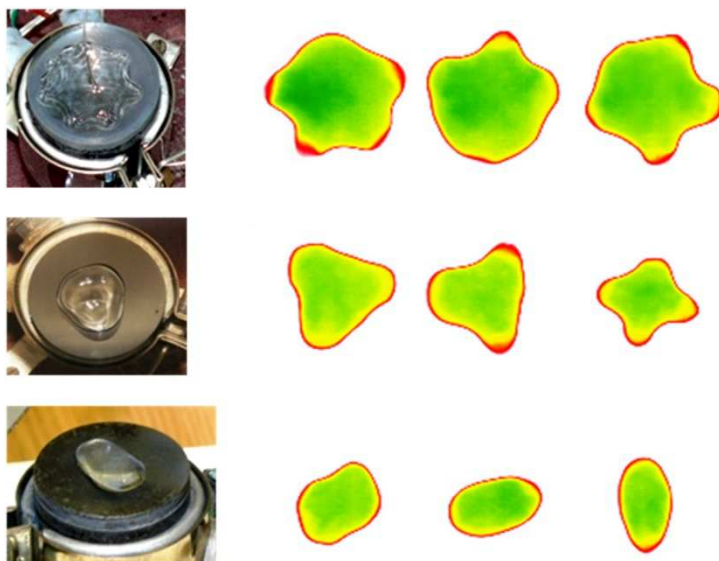
Przykładowe termogramy powierzchni dla kropli o różnej wielkości pokazano na rys. 2, a w tab. 1 zamieszczono podstawowe deskryptory statystyczne odnoszące się do tych termogramów. Na podstawie zdjęć termowizyjnych wyznaczono minimalną $T_{d, \min}$, maksymalną $T_{d, \max}$ i średnią T_d temperaturę z obszaru kropli w czasie pierwszych 200 sekund jej odparowania, które wynoszą odpowiednio $85,96^\circ\text{C}$, $93,75^\circ\text{C}$ i $90,60^\circ\text{C}$. Pozostałe deskryptory statystyczne zamieszczono w tab. 2.

Tablica 2. Zestawienie podstawowych deskryptorów statystycznych dotyczących temperatury kropli wody w analizowanym przypadku ($T_w = 310,5^\circ\text{C}$)

Table 2. Basic statistical descriptors concern water drop temperature ($T_w = 310,5^\circ\text{C}$)

L.p.	Opis	T, °C	Min, °C	Max (T), °C	SD (T), °C
1	Średnia ze średnich temperatur kropli, T_d	90,60	85,96	93,75	1,895
2	Średnia z minimalnych temperatur kropli, $T_{d, \min}$	90,20	85,33	93,42	1,903
3	Średnia z maksymalnych temperatur kropli, $T_{d, \max}$	91,03	86,46	94,22	1,900

W niektórych seriach pomiarowych zauważono, że w pewnych zakresach czasami pojawiają się wyraźne niestabilności objawiające się zmianą kształtu kropli i związanym z tym ruchem obrotowym wokół jej osi, co pokazano na rys. 3. Takie niestabilności powodują, że kropla zamiast przybierać kształt sferyczny, występuje w postaci wieloramiennej, bądź elipsoidalnej.



Rys. 3. Zdjęcia cyfrowe i termowizyjne pokazujące niestabilności kształtu kropli

Fig. 3. Digital and thermal images of instability of water drop shape

4. Wnioski

Złożony charakter wzajemnie powiązanych procesów wymiany ciepła i masy jest wynikiem niestabilnego w czasie wypływu pary spod dolnej powierzchni kropli, co prowadzi do intensywnych podpowierzchniowych ruchów konwekcyjnych. Obrazem tego jest zróżnicowanie pola termalnego górnej powierzchni kropli, które przykładowo zilustrowano na rys. 2. Można tam zauważyć, że przy średniej temperaturze kropli $\sim 91^{\circ}\text{C}$ różnica pomiędzy skrajnymi temperaturami może dochodzić nawet do $\sim 8^{\circ}\text{C}$ przy $T_w = 310,5^{\circ}\text{C}$.

Najistotniejszą, z punktu widzenia analizy doświadczalnej, jest wartość maksymalnego odchylenia standardowego od średniej temperatury kropli $T_d = 90,60^{\circ}\text{C}$, które dla temperatury powierzchni grzejnej $T_w = 310,5^{\circ}\text{C}$ wynosi $SD = 1,895^{\circ}\text{C}$ i określone zostało z 401 wartości ($90,60^{\circ}\text{C} \pm 1,9^{\circ}\text{C}$).

Analiza przeprowadzona dla innych temperatur powierzchni grzejnej z zakresu $T_w \approx 298^\circ\text{C} \div 404^\circ\text{C}$, za każdym razem potwierdza tezę o zmienności warunków termicznych w obszarze kropli wody odparowującej z powierzchni w warunkach stabilnego wrzenia błonowego. Świadczą o tym wysokie wartości odchylenia standardowego od średniej temperatury kropli sięgające $SD \approx 2^\circ\text{C}$ i więcej. Ponadto, przemieszczająca się z dużą prędkością w obszarze kropli woda wskazuje na intensywne ruchy konwekcyjne o charakterze turbulentnym, co jest przyczyną niesymetrycznego kształtu (rys. 3). W związku z tym - spotykane w literaturze - osiowosymetryczne modelowanie kropli cieczy odparowującej z powierzchni w warunkach wrzenia błonowego są daleko idącym uproszczeniem rzeczywistego charakteru procesu.

Wymiana ciepła pomiędzy unoszoną kroplą a gorącą powierzchnią jest procesem złożonym i trudnym do opisu uwzględniającego złożony charakter ruchu fazy ciekłej. Możliwym jest natomiast ustalenie związków korelacyjnych na chwilowe wartości współczynnika przejmowania ciepła, co na przykładzie dużej kropli wody opisano w pracy [15].

Literatura

- [1] Abramzon B., Sazhin S.: Droplet vaporization model in the presence of thermal radiation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48 (2005) 1868-1873.
- [2] Guang W., Sirignano W.A.: Transient convective burning of interactive fuel droplets in double-layer arrays, *Combustion Flame*, 158 (2011) 2395-2407.
- [3] Sazhin S.S., Krutitskii P.A., Gusev I.G., Heikal M.R., Transient heating of an evaporating droplet, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 53 (2010) 2826-2836.
- [4] Bernardin J.D. et al.: Mapping of impact and heat transfer regimes of water drops impinging on polish surface, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40 (1997) 247-267.
- [5] Nakoryakov V.E., Misyura S.Y., Elistratov S.L.: The behavior of water droplets on the heated surface, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55 (2012) 6609-6617.
- [6] Kang K. H., Lee S. J., Lee C. M.: Visualization of flow inside a small evaporating droplet, 5th Int. Symposium Particle Image Velocimetry, paper 3242, Busan 2003.
- [7] Arnim von V., McKinley G.H., Hosoi A.E., Tam D.: Marangoni convection in droplets on superhydrophobic surfaces, *J. Fluid Mech.*, 624 (2009) 101-123.
- [8] Fujimoto H., Oku Y., Ogihara T., Takuda H.: Hydrodynamics and boiling phenomena of water droplets impinging on hot solid, *Int. J. Multiphase Flow*, 36 (2010) 620-642.
- [9] Brutin D., Sobac B., Rigollet F., Le Niliot C.: Infrared visualization of thermal motion inside a sessile drop deposited onto a heated surface, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 35 (2011) 521-530.
- [10] Bleiker G., Specht E.: Film evaporation of drops of different shape above a horizontal plate, *Int. J. Thermal Sci.*, vol. 46 (2007) 835-841.
- [11] Xie H., Zhou Z.: A model for droplet evaporation near Leidenfrost point, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50 (2007) 5328-5333.

- [12] Baumeister K.J., Hamill T.D., Schoessow G.J.: A generalized correlation of vaporization times of drops in film boiling on flat plate, Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf., vol. 4, 1966.
- [13] Burton J.C., Sharpe A.L., Veen van der R.C.A., Franco A., Nagel S.R.: The geometry of the vapor layer under a Leidenfrost drop, Phys. Rev. Letters, 109 (2012) 074301-1-4.
- [14] Orzechowski T., Wciślik S.: Analysis of the droplet film boiling heat transfer under ambient pressure, Energy Conversion Management, 76 (2013) 918-924.
- [15] Orzechowski T., Wciślik S.: Instantaneous heat transfer for large drops levitating over a hot surface, Int. J. Heat Mass Transfer, 73 (2014) 110-117.

MAPPING OF WATER DROPS EVAPORATION UNDER LEIDENFROST CONDITIONS

S u m m a r y

The evaporation of large liquid droplets of a mass of ~ 1g in the stable boiling conditions at atmospheric pressure is discussed. Evaporation of a drop of liquid floating over the hot surface with a temperature above the Leidenfrost point is very difficult phenomenon to describe theoretically in detail. The study indicates the complexity of the interrelated processes of heat and mass transfer, which leads to intense convective subsurface movements inside the drop. A strong variation of a thermal field of the upper surface of the drop has been seen. There can be noted that at the average drop temperature of ~91°C the difference between extreme temperatures can reach ~8K.

Keywords: film boiling, Leidenfrost drop, thermovision camera, shape instability, convection movements

DOI: 10.7862/rm.2014.7

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Marcin PILARCZYK¹
Bohdan WĘGŁOWSKI²

ANALIZA CIEPLNO-WYTRZYMAŁOŚCIOWA ROZRUCHU KOTŁA PAROWEGO NA PRZYKŁADZIE KOTŁA OP-650

W artykule przedstawiono analizę typowego rozruchu kotła parowego OP-650. Omówiono zmiany w czasie ciśnienia oraz temperatur na zewnętrznej powierzchni walczaka i komory wylotowej pary świeżej. Wymienione parametry mierzono za pomocą systemu monitorującego SCADA. Na podstawie analizy odwrotnej przewodzenia ciepła określono temperaturę wewnętrzną powierzchni ścianek kotła. Dla otrzymanych zmian temperatury oraz ciśnienia możliwe było obliczenia obwodowych i zredukowanych naprężeń, które porównano z normami dotyczącymi projektowania grubościennych elementów ciśnieniowych. Określone wartości naprężeń obwodowych i zredukowanych były 2-5 razy niższe od wartości naprężeń dopuszczalnych. Na tej podstawie stwierdzono, że możliwe jest przyspieszenie rozruchu kotła OP-650.

Słowa kluczowe: kocioł energetyczny, naprężenia cieplne, szybkość nagrzewania, elementy kryterialne, rozruch

1. Wprowadzenie

W związku z rosnącym wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii, wśród których coraz większy udział mają fermy wiatrowe, zmienia się struktura mocy dyspozycyjnej. Ze względu na dużą niestabilność elektrowni wiatrowych zwiększa się przedział mocy szczytowych i podszczytowych, co prowadzi do powstania znacznych dysproporcji obciążenia Krajowego Systemu Elektroenergetycznego w ciągu doby [1]. Sytuacji nie poprawia fakt, że ze względu na wiek i dyrektywy unijne spora ilość jednostek zostanie wyłączona. Istnieje poważna obawa, że ubytek mocy mogą nie zrównoważyć nowo budowane bloki energetyczne. Należy również zwrócić uwagę na fakt, że odbudowa mocy jest związana głównie z budową dużych kotłów na parametry nadkrytyczne o wysokiej

¹ Autor do korespondencji: Marcin Pilarczyk, Politechnika Krakowska, Al. J. Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel. 12 628 35 59, e-mail:marcin.pilarczyk@mech.pk.edu.pl

² Bohdan Węglowski, Politechnika Krakowska, Al. J. Pawła II 37, 31-864 Kraków, 12 628 35 56, e-mail: wegłowski@mech.pk.edu.pl

sprawności, a te uzupełniają moc podstawową. Polskie Sieci Energetyczne dostrzegając ten problem, czyli możliwość wystąpienia deficytu wymaganej przez operatora nadwyżki mocy, organizują przetargi na zakup usługi interwencyjnej rezerwy zimnej.

Z tego powodu warto przeanalizować rozruchy kotłów pod kątem możliwości szybszego ich wprowadzania do ruchu. Niezbędne jest określenie ciepło-wytrzymałościowych warunków pracy ciśnieniowych grubościennych elementów kotłów w trakcie nieustalonych warunków występujących w trakcie rozruchów i wyłączania kotła z ruchu.

2. Opis kotła OP-650

Polska energetyka zawodowa oparta jest przede wszystkim na pracy kotłów wysokiej wydajności, opalanych pyłem węglowym. Analizie zostaną podane wybrane elementy ciśnieniowe kotła parowego OP-650, który jest kotłem opromieniowanym, dwuciągowym, jednowalczakowym o naturalnej cyrkulacji wody, opalany pyłem węgla kamiennego. Główne parametry kotła OP-650 zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe parametry pracy kotła OP-650

Table 1. Basic operating parameters of the OP-650 steam boiler

L.p.	parametr pracy kotła	wartość	jednostka
1	wydajność maksymalna trwała	650	t/h
2	wydajność przy której osiąga się przegrzew pary pierwotnej 540°C	200	t/h
3	ciśnienie obliczeniowe kotła	16,1	MPa
4	ciśnienie robocze w walczaku	15,5	MPa
5	temperatura nasycenia w walczaku	343	°C
6	ciśnienie pary świeżej	13,7	t/h
7	temperatura pary świeżej za III ^o przegrzewacza grzewczego	540	°C
8	ciśnienie obliczeniowe przegrzewacza wtórnego	3,0	MPa
9	ciśnienie pary wtórnej za III ^o przegrzewacza konwekcyjnego	2,4	MPa
10	temperatura pary wtórnej za III ^o przegrzewacza konwekcyjnego	535	°C

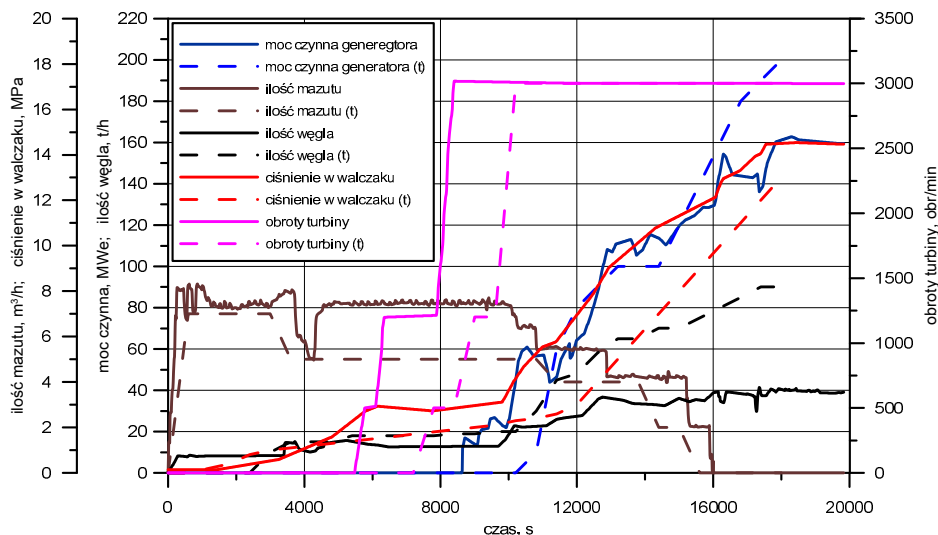
3. Analiza pracy kryterialnych elementów kotła

Najbardziej istotnym (z uwagi na wysokie naprężenia termiczne) etapem eksploatacji kotła jest jego rozruch. W ciągu roku każdy kocioł jest wielokrotnie uruchamiany po awaryjnych bądź planowanych wyłączeniach z ruchu. Z uwagi na szeroki zakres zmiany ciśnienia i temperatury, akumulację zmiany w proporcjach przejmowanego ciepła przez poszczególne powierzchnie ogrzewalne, niektóre elementy kotła pracują w okresie rozruchowym w nietypowych warunkach [2, 7, 9, 13]. Zakres i dynamika zmian tych wielkości zależą od początkowego stanu cieplnego kotła, którego rozruch ma zostać przeprowadzony. Ze względu na złożoność niustalonych procesów przepływowo-ciepłowniczych, grubościennym elementom ciśnieniowym kotła są poddawane znacznym obciążeniom naprężeniami cieplnymi pochodzącymi od różnicy temperatury na grubości ścianki oraz na obwodzie [12]. W miarę wyrównywania się temperatur naprężenia cieplne zmniejszają się a naprężenia pochodzące od ciśnienia rosną osiągając stan stabilny charakterystyczny dla pracy kotła ze stałą wydajnością np. nominalną. W niniejszym podrozdziale zostanie przeprowadzona analiza pracy w stanie niustalonym tzw. kryterialnych elementów kotła energetycznego, do których należą m.in. walczak i komora wylotowa pary świeżej. Z uwagi, iż są to elementy grubościenne, limitują one szybkość rozruchu oraz wyłączenia kotła. W tabeli 2 podane zostały wymiary, maksymalne parametry pracy oraz własności wytrzymałościowe analizowanych elementów.

Tabela 2. Stałe materiałowe przyjęte do obliczeń

Table 2. The material constants used in the calculations

Element kotła	p_{max} MPa	t_{max} °C	t_{obl} °C	E_{vobl} MPa	$\sigma_{0,2vobl}$ MPa	$\beta_{L,vobl}$ 1/K	a_{vobl} mm ² / min	σ_{minB} MPa
Walczak 1800x115 18GMNA (15NCuMNB)	15,5	330	252	$1,94 \cdot 10^5$	334	$1,31 \cdot 10^{-5}$	570	560
Komora wylotowa pary świeżej 377x50 12H1MF	13,5	540	410	$1,87 \cdot 10^5$	213	$1,38 \cdot 10^{-5}$	480	440



Rys. 1. Przykład typowego rozruchu kotła OP-650. Porównanie rzeczywistych wartości podstawowych parametrów z teoretycznymi (t) (opis krzywych w legendzie)

Fig. 1. An example of typical start-up of OP-650 boiler. Comparison of real values of basic parameters with theoretical ones (t) (the description of curves in the legend).

Na rys. 1 przedstawiono typowy rozruch ze stanu zimnego kotła OP-650. Przebiegi poszczególnych wielkości tak jak: ilość paliwa rozpałkowego (mazutu), węgla, moc czynna generatora, obroty turbiny oraz ciśnienie w walczaku uzyskano przy wykorzystaniu systemu monitorowania SCADA i zestawiono z ich teoretycznymi odpowiednikami. Czas rozruchu, liczony od momentu zapłonu pierwszego palnika mazutowego do momentu osiągnięcia stałej mocy czynnej generatora, wynosi ok. 5h. Warto zaznaczyć, że osiągnięta moc generatora jest mniejsza od nominalnej mocy - 160MW jest mniejsza od nominalnej 225 MW. Analizując rzeczywiste zużycie mazutu, widać, że po upływie 4000 sekund został włączony dodatkowy palnik mazutowy. Pozwoliło to na nieznacznie szybsze zwiększenie ciśnienia w walczaku oraz na wcześniejsze uruchomienie turboszespołu. Niemniej jednak warto zaznaczyć, że od momentu osiągnięcia przez turbinę prędkości obrotowej na poziomie 3000 obr./min zużycie paliwa podstawowego, jakim jest węgiel, jest wyraźnie mniejsze, niż wynikające z przebiegu teoretycznego. Jednym z następstw tego stanu rzeczy jest mniejsza moc czynna generatora, która wynikała najprawdopodobniej z bieżącego zapotrzebowania mocy w sieci elektroenergetycznej. W tabeli 3 przedstawiono maksymalne i minimalne naprężenia oraz dopuszczalne szybkości nagrzewania i ochładzania poszczególnych elementów na początku i końcu rozruchu bądź odstawiania kotła.

Tabela 3. Obliczone dopuszczalne szybkości zmian temperatury i dopuszczalne naprężenia
 Table 3. The calculated allowable rates of temperature variation and allowable stresses

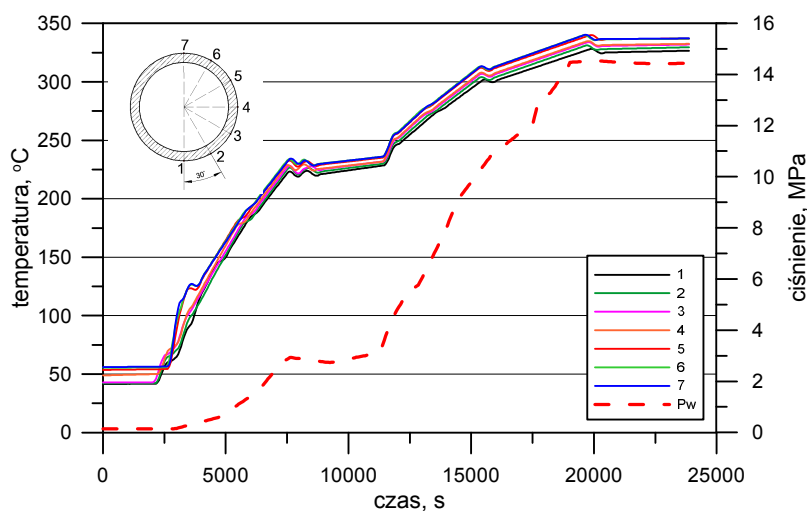
Element kotła	σ_{mini} MPa	σ_{maxi} MPa	Szybkość nagrzewania na początku rozruchu K/min	Szybkość nagrzewania na końcu rozruchu K/min	Szybkość chłodzenia na początku odstawiania K/min	Szybkość chłodzenia na końcu odstawiania K/min
Walczak 1800x115 18GMNA (15NCuMNB)	-198	511	2,5	6,4	-2,5	-6,4
Komora wylotowa pary świeżej 377x50 12H1MF	-192	312	9,4	15,3	-9,4	-15,3

Wyniki te uzyskano z przeprowadzonych obliczeń zgodnie z normą EN 12952-3 [3] przy założeniu, że stopień zużycia materiału nie może przekroczyć 40% dla 2000 cykli rozruchowych ze stanu zimnego. Stan ten odpowiada sytuacji, gdy nie występuje nadciśnienie pary w walczaku, a temperatura czynnika jest niższa od 80°C [14]. Warto zaznaczyć, że obliczone dopuszczalne szybkości nagrzewania i ochładzania są znacząco wyższe od wartości dopuszczalnych zawartych w instrukcji obsługi kotła OP-650 [4]. Instrukcja przewiduje, że maksymalna szybkość zmiany temperatury dla walczaka niezależnie od bieżącej temperatury nie może przekraczać 1K/min, a dla kolektora wylotowego pary świeżej od 3 do 5 K/min. W kolejnych podrozdziałach zostanie przeprowadzona analiza pracy wybranych elementów kotła podczas analizowanego rozruchu. Zostanie również omówiona metodyka naprężeń na przykładzie walczaka kotła OP-650.

3.1. Walczak

Walczaki kotłów energetycznych należą do jednych z najważniejszych i najdroższych elementów ich konstrukcji. Ze względu na swoją grubościenną budowę oraz pełniącą funkcje w kotle, jako miejsce powstawania pary świeżej w parowniku dochodzi do znacznych naprężeń termicznych. Dodatkowo króćce, licznie występujące w walczakach, przyczyniają się do koncentracji naprężeń, co powoduje przy niewłaściwym prowadzeniu rozruchów i odstawień kotła, trudne bądź niemożliwe do naprawy pęknięcia np. w okolicach rur opadowych. Na rys. 3 zostały przedstawione przebiegi temperatur zewnętrznej powierzchni walczaka w trakcie rozruchu kotła OP-650. Pomiar obejmował 7 punktów pomiarowych rozmieszczonych co 30° na połowie obwodu walczaka począwszy od dolnej (punkt 1) do górnej (punkt 7) tworzącej. Zarejestrowane przebiegi temperatur pokazują, że różnice występujące przy kołowym niesymetrycznym nagrzewaniu tego elementu są nieznaczne. Jedyny znaczący

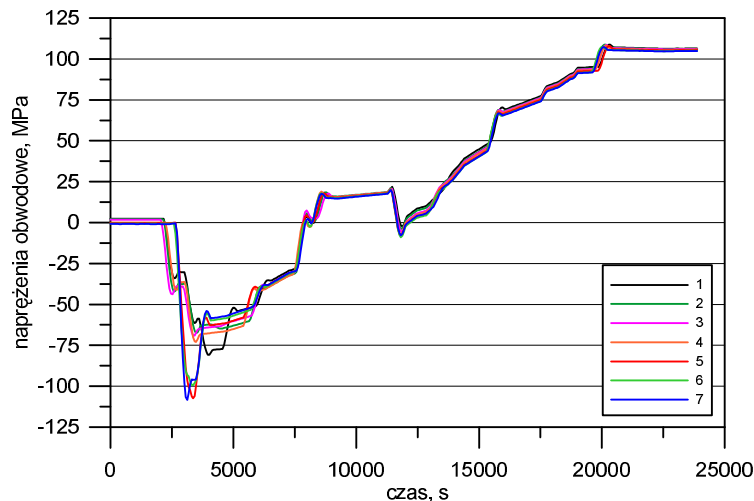
wzrost charakterystycznej różnicy temperatury ($T_7 - T_1$) nastąpił w momencie, gdy para wodna intensywnie się skraplała na powierzchni wewnętrznej walczaka, której temperatura była niższa od temperatury nasycenia przy aktualnym ciśnieniu. Powodowało to szybsze ogrzewanie części parowej, gdyż współczynnik wnikania ciepła dla kondensującej pary jest wielokrotnie wyższy, od współczynnika wnikania ciepła w obszarze wody. Instrukcja kotła OP-650 [4] dopuszcza maksymalną różnicę temperatury pomiędzy dolną, a górną tworzącą walczaka na poziomie 50K. Porównując tą wartość z przebiegami temperatur uzyskanymi z pomiarów można stwierdzić, że przez większą część rozruchu kotła nie została ona przekroczona.



Rys. 2. Przebieg zmian ciśnienia i zmierzonych temperatur na zewnętrznej powierzchni walczaka
Fig. 2. The variation of pressure and temperatures measured on the outer surface of boiler drum

Bazując jedynie na pomiarze temperatury na powierzchni zewnętrznej walczaka można wyznaczyć w trybie on-line czasowo-przestrzenne pole temperatury na grubości elementu za pomocą odwrotnej metody przewodzenia ciepła. Zaletą tej metody jest to, że nie wymaga ona zadania warunków brzegowych cieplnych dla wewnętrznej powierzchni walczaka [15]. W literaturze [10,11] zostało zaprezentowane praktyczne wykorzystanie metody odwrotnej przewodzenia ciepła dla monitorowania stanów naprężeń elementów ciśnieniowych dużych kotłów energetycznych. Przy znanym polu temperaturowym, można wyznaczyć lokalne wartości naprężeń obwodowych za pomocą metody elementów skończonych dla powierzchni wewnętrznej. Zastosowanie metody elementów skończonych lub bilansowej metody elementów skończonych do analiz termiczno-wytrzymałościowych elementów ciśnieniowych podczas rozruchu

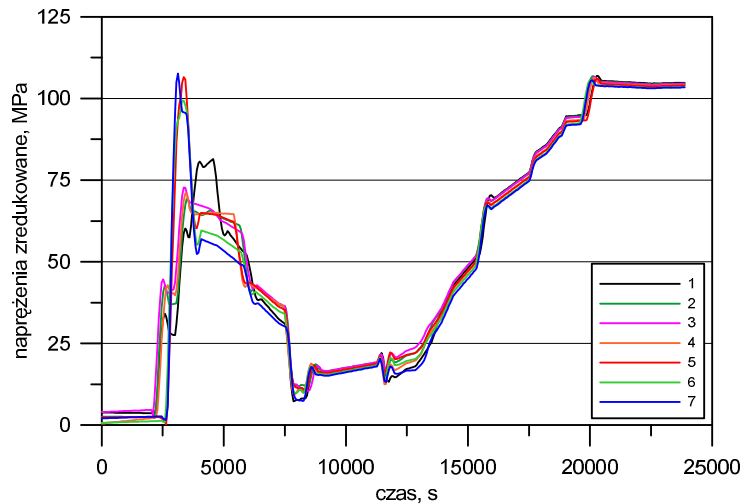
kotła przedstawiono w pracy [5,6,9,16]. Przebieg naprężeń obwodowych na wewnętrznej powierzchni walczaka przedstawia rys. 3.



Rys. 3. Naprężenia obwodowe na powierzchni wewnętrznej walczaka

Fig. 3. The circumferential stresses on the inner surface of boiler drum

Ujemna wartość naprężeń obwodowych świadczy o tym, że wewnętrzna powierzchnia walczaka jest poddawana ścisaniu. Spowodowane jest to kondensacją pary, która powoduje intensywne ogrzewanie części parowej walczaka co obrazują przebiegi temperatury dla punktów pomiarowych nr 5, 6 i 7. W początkowej fazie rozruchu naprężenia obwodowe mają charakter termiczny i są wywołane charakterystycznymi różnicami temperatur na grubości ścianki elementu oraz pomiędzy „górami i dołami” walczaka, które można zaobserwować na rys. 2. Po wyrównaniu temperatur na obwodzie walczaka naprężenia obwodowe mają charakter mechaniczny i są wywołane ciśnieniem wewnętrznym. Co do wartości bezwzględnej naprężenia obwodowe przekraczają nieznacznie 100 MPa, co w porównaniu z naprężeniami dopuszczalnymi, wyznaczonymi zgodnie z normą EN 12952-3 [3] i zestawionymi w tabeli 3, jest wartością mniejszą od 2 do 5 razy. Istnieje zatem możliwość szybszego rozruchu z uwagi na naprężenia występujące w walczaku, co potwierdzają również przebiegi naprężeń zredukowanych wyznaczone za pomocą wyteżeniowej hipotezy Hubera-Misesa-Hencky’ego (HMH) i przedstawione na rys. 4.



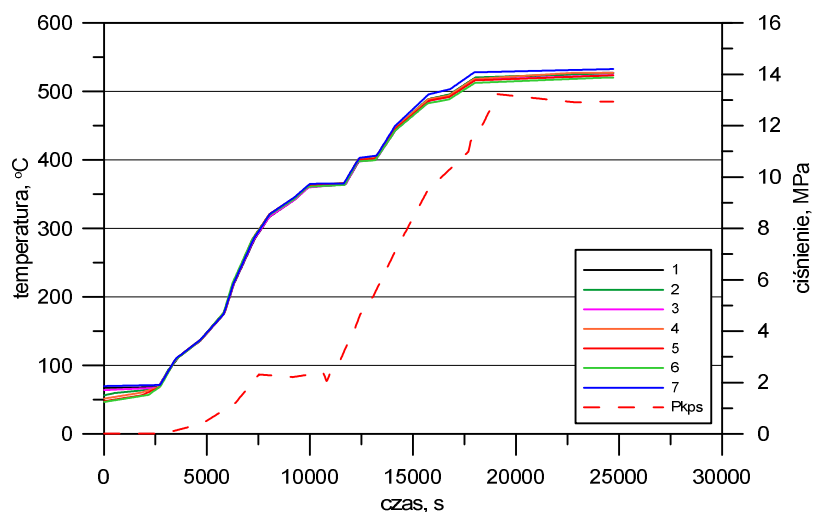
Rys. 4. Naprężenia zredukowane na powierzchni wewnętrznej walczaka

Fig. 4. The equivalent stresses on the inner surface of boiler drum

3.2. Komora wylotowa pary świeżej

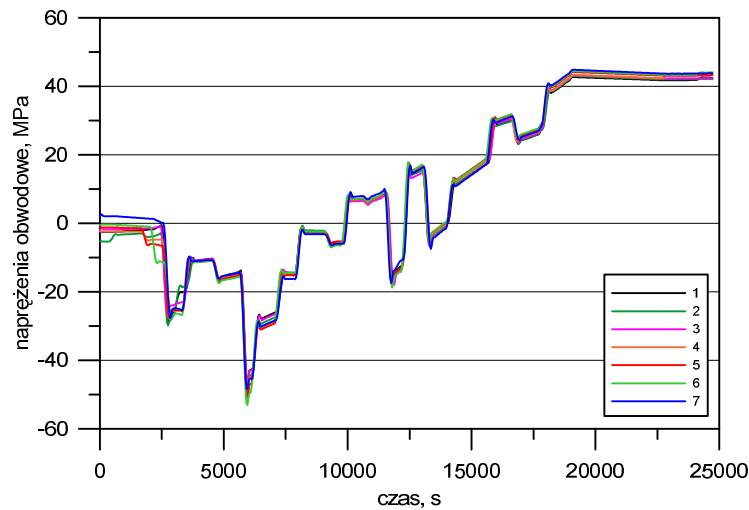
Podstawowe dane dotyczące komory wylotowej pary świeżej zamieszczono w tabeli 2. W przeciwieństwie do walczaka, komora ta pracuje w warunkach pełzania tj. powyżej temperatury granicznej. W nominalnych warunkach pracy występuje w niej tylko para, zatem w trakcie rozruchu i odstawiania naprężenia wywołane kołowo-niesymetrycznym nagrzewaniem lub ochładzaniem praktycznie nie występują, a zmierzone temperatury na połowie obwodu nie wykazują dużych różnic między sobą, tak jak to jest przedstawione na rys. 5.

Przebieg naprężeń obwodowych wyznaczony w analogiczny sposób jak w przypadku walczaka prezentują podobne wartości w trakcie całego cyklu rozruchowego i zostały przedstawione na rys. 5.



Rys. 5. Przebieg zmian ciśnienia i zmierzonych temperatur na zewnętrznej powierzchni kolektora wylotowego pary świeżej

Fig. 5. The variation of pressure and temperatures measured on the outer surface of the live steam outlet header

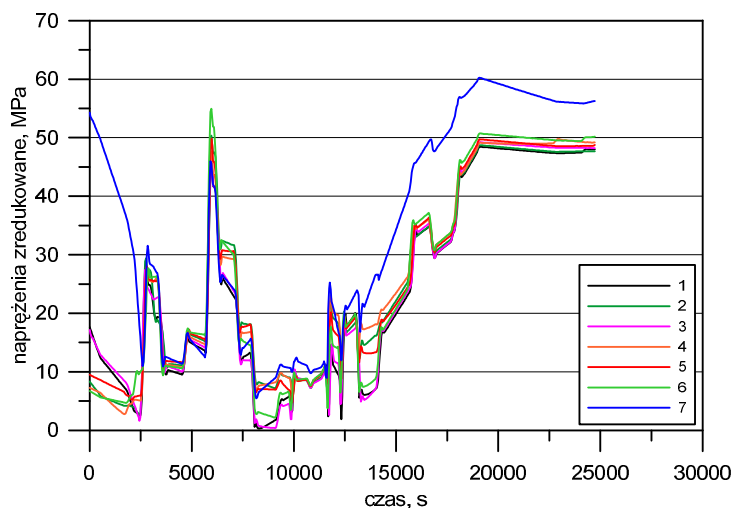


Rys. 6. Naprężenia obwodowe na wewnętrznej powierzchni kolektora wylotowego pary świeżej

Fig. 6. The circumferential stresses on the inner surface of live steam outlet header

Jedynie zauważalne różnice występują w początkowej fazie rozruchu, gdy kolektor jest ogrzewany przez kondensującą na całym obwodzie parę wodną. Osiągnięcie temperatury nasycenia wewnętrznej powierzchni następuje jednak

po krótkiej chwili i kołowa-niesymetryczność pola temperatur jest spowodowana zaleganiem kondensatu w dolnej części komory. Kondensat ten jednak szybko odparowuje. Zatem naprężenia obwodowe dla każdego z punktów pomiarowych temperatury wykazują bardzo zbliżony charakter, a ich wartości względem wartości dopuszczalnych, podanych w tabeli 3, są wyraźnie niższe. Naprężenia zredukowane uzyskane za pomocą hipotezy H-M-H także wykazują niewielkie różnicę dla punktów 1-7, największe rozbieżności występują w początkowej fazie rozruchu kotła. Zarówno wartości naprężeń zredukowanych jak i obwodowych są znacznie mniejsze od naprężeń dopuszczalnych (patrz tabela 3).



Rys. 7. Naprężenia zredukowane na wewnętrznej powierzchni kolektora wylotowego pary świeżej

Fig. 7. The equivalent stresses on the inner surface of live steam outlet header

W celu skrócenia czasu rozruchu kotła jest zalecane nagrzewanie i ochładzanie elementów ciśnieniowych kotła parowego, tak aby sumaryczne naprężenia cieplne i naprężenia pochodzące od ciśnienia utrzymywać na możliwie wysokim poziomie zbliżonym do dopuszczalnego [8].

4. Wnioski

Celem rozruchu kotła jest uzyskanie znamionowych parametrów czynnika roboczego i takiego obciążenia, aby olejowe palniki rozpałkowe pracowały tylko przez okres niezbędny do osiągnięcia stabilnej pracy kotła na paliwie zasadniczym (pyłe węglowym), co pozwala na zminimalizowanie strat rozruch-

wych oraz na oszczędność drogiego paliwa rozpałkowego. Analiza typowego rozruchu kotła parowego dużej wydajności pokazuje, że istnieją realne możliwości przyspieszenia cyklu rozruchowego kotłów energetycznych. Porównanie wartości dopuszczalnych naprężeń obliczonych według normy EN 12952-3 dla każdego z elementu z wartościami zmierzonymi pokazuje, że rozruch nie jest prowadzony na tyle szybko na ile byłoby to możliwe. Jedynym momentem, w którym notowane są wyraźne wzrosty naprężeń jest początek rozruchu, podczas którego para skrapla się na zimnych ściankach rozważanych elementów ciśnieniowych, intensyfikując tym samym proces wymiany ciepła. Wraz ze wzrostem parametrów pracy naprężenia występujące w elementach grubościennych zależą głównie od ciśnienia, którego wartość można łatwo kontrolować.

Literatura

- [1] Cisek P.: Elektryczne ogrzewanie akumulacyjne budynków, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja*, 6 (2014) 218-225.
- [2] Cwynar L.: *Rozruch kotłów parowych*, WNT, Warszawa 1981.
- [3] European Standard, EN 12952-3, Water-tube boilers and auxiliary installations – Part 3: Design and calculation for pressure parts. CEN – European Committee for Standardization, rue de Stassart 36, B-1050 Brussels, 25. July 2001.
- [4] Instrukcja kotła OP-650.
- [5] Majcher A., Węglowski B., Ocloń P.: monitoring of the stress state in the boiler drum using finite element method, *Adv. Mat. Research*, 875 (2014) 1176-1182.
- [6] Ocloń P., Taler J.: Mixed finite volume and finite element formulation: Linear Quadrilateral Elements, *Encyclopedia of Thermal Stresses*, Edited by Richard B. Hetnarski, Springer, Dordrecht Heidelberg New York London, vol. 6, pp. 3070-3086.
- [7] Taler J., Duda P., Węglowski B.: Thermal-strength monitoring and remnant lifetime assessment of pressure components of power steam boilers (Chapter 6), *Diagnostics of new-generation thermal power plant*, PAN, Gdańsk 2008, pp. 252-338.
- [8] Taler J., Dzierwa P.: Optymalizacja nagrzewania elementów ciśnieniowych kotła w czasie rozruchu, *Zagadnienia projektowania i eksploatacji kotłów i turbin do nadkrytycznych bloków węglowych*, Praca zbiorowa pod redakcją G. Kosmana, A. Rusina, J. Talera, M. Pawlika, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010.
- [9] Taler, J., Ocloń P.: Finite Element Method in Steady-State and Transient Heat Conduction, *Encyclopedia of Thermal Stresses*, Edited by Richard B. Hetnarski, Springer, Dordrecht Heidelberg New York London, vol. 4, pp. 1604-1633.
- [10] Taler J., Węglowski B., Sobota T., Jaremkiewicz M., Taler D.: Inverse space marching method for determining temperature and stress distributions in pressure components. In: Marco Aurèlio dos Santos Bernardes (ed) *Developments in heat transfer*, Intech, Rijeka 2011, pp. 273-292.
- [11] Taler J., Węglowski B., Zima W., Grądziel S., Zborowski M.: Analysis of thermal stresses in boiler drum during start-up, *Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technol.*, 121 (1999) 84-93.

- [12] Węglowski B.: Blok ograniczeń termicznych energetycznych kotłów parowych, Zeszyty naukowe Politechniki Krakowskiej seria Mechanika, Kraków 2001.
- [13] Węglowski B.: Monitorowanie pracy walcza kotła OP-230, Systemy, technologie i urządzenia energetyczne, Monografia pod redakcją J. Talera, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010, Tom I, str. 193-202.
- [14] Węglowski B.: Rozruch i wyłączanie kotła z ruchu, Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych, Monografia pod redakcją Jana Talera, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2011, str. 385-404.
- [15] Węglowski B., Ocłoń P.: Analysis of operating conditions for pressure components of steam boilers, Rynek Energii, 6 (2012) 99-106.
- [16] Węglowski B., Ocłoń P., Pilarczyk M., Majcher A.: Stress analysis for the start-up operation on the example of OP-210 boiler drum, Problemy Eksploatacji, 2 (2013)19-28.

The thermal and structural analysis of steam boiler start-up on the example of OP-650 power unit

S u m m a r y

The paper presents the analysis of a typical start-up of power boiler OP-650. The time variations of pressure and wall temperatures measured on the outer surface of pressure elements (boiler drum, live steam outlet header) were discussed. These process parameters were obtained using SCADA monitoring system. Based on the solution of the inverse heat conduction problem the temperatures of the inner wall surface were determined. For the obtained temperature and pressure variations it was possible to calculate the circumferential and equivalent stresses that were compared with the design standards for the thick-walled pressure components. The determined circumferential and equivalent stresses values were 2 to 5 times lower than the allowable stresses. Based on the comparison it was concluded that there is the possibility of accelerated start-up procedure for boiler OP-650.

Keywords: steam boilers, thermal stresses, heating rate, critical elements, boiler start-up

DOI: 10.7862/rm.2014.8

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Katarzyna STEPCZYŃSKA-DRYGAS¹
Sławomir DYKAS²

ANALIZA TERMODYNAMICZNA ULTRA-NADKRYTYCZNEGO BLOKU WĘGLOWEGO Z TURBINĄ POMOCNICZĄ

Konieczność zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych oraz poprawy ekonomiki wytwarzania energii elektrycznej spowodowały znaczny postęp w dziedzinie bloków węglowych. Nowe perspektywy otwiera generacja bloków na zaawansowane parametry ultra-nadkrytyczne pary o temperaturze 700°C/720°C. Znaczne zwiększenie temperatury pary, zwłaszcza wtórnie przegranej, pogłębia problem różnicy temperatur w podgrzewaczach regeneracyjnych zarówno wysoko jak i niskoprężnych, co skutkuje wzrostem strumienia generowanej entropii oraz problemami materiałowymi. Rozwiązaniem może być wprowadzenie do obiegu dodatkowej upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej. Obieg turbiny pomocniczej jest prostym obiegiem bez przegrzewu wtórnego. Skutkuje to tym, że ma on niższą sprawność w porównaniu do obiegu głównego. Zmniejsza się zysk z zastosowania przegrzewu międzystopniowego, gdyż znaczny strumień pary, który jest kierowany do turbiny pomocniczej nie zostaje przegrzany ponownie. Zysk wynikający z minimalizacji generacji entropii w podgrzewaczach regeneracyjnych powinien zatem zrekompensować straty wynikające ze znacznego zmniejszenia strumienia przegrzewanej pary. W artykule przedstawiono analizę termodynamiczną obiegu prostego oraz koncepcyjnego bloku węglowego na zaawansowane ultra-nadkrytyczne parametry pary o mocy 900 MW z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą.

Słowa kluczowe: obieg parowy, turbina pomocnicza, regeneracyjne podgrzewacze wody, analiza entropowa

1. Wstęp

1.1. Generacja bloków węglowych 700°C

Konieczność zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych oraz poprawy ekonomiki wytwarzania energii elektrycznej spowodowały znaczny postęp

¹ Autor do korespondencji: Katarzyna Stepczyńska-Drygas, Politechnika Śląska w Gliwicach, 44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18, tel. 32 237 22 27, katarzyna.stepczynska@polsl.pl.

² Sławomir Dykas, Politechnika Śląska w Gliwicach, 44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18, sławomir.dykas@polsl.pl.

w dziedzinie kondensacyjnych bloków węglowych. Rozwój technologii węglowych jest obecnie ukierunkowany na osiąganie coraz wyższych mocy oraz sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Zwiększenie temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej powyżej 600/620°C wymaga zastosowania nowych materiałów konstrukcyjnych na bazie niklu. Ogromne koszty związane z zastosowaniem stopów niklowych w podstawowych elementach bloku parowego zmusiły do dużego kroku w obszarze górnych parametrów termodynamicznych obiegu parowego i rozpoczęcia w technologii elektrowni parowych następnej fazy rozwojowej – zaawansowanych parametrów ultranadkrytycznych (35 MPa/700/720°C). Okazało się bowiem, że koncepcja polegająca na stopniowym podnoszeniu temperatury i ciśnienia pary może stać się ekonomicznie nieuzasadniona, a opłacalność nowych inwestycji może zapewnić jedynie znaczny przyrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej.

1.2. Koncepcja obiegu z upustowo-przeciwprężną turbiną pomocniczą

Znaczne zwiększenie temperatury pary, zwłaszcza wtórnie przegranej (do 720°C) pogłębia problem różnicy temperatur (pomiędzy parą upustową a wodą zasilającą) w podgrzewaczach regeneracyjnych. Najwyższe różnice temperatur występują w podgrzewaczach zasilanych z pierwszych upustów części SP turbiny. Dla bloków A-USC temperatura pary z pierwszego upustu części SP turbiny będzie przekraczać 600°C. Dla rozwiązania problemu zbyt wysokiej temperatury pary kierowanej do podgrzewaczy regeneracyjnych zasilanych z części SP turbiny S. Kjaer opatentował układ cieplny o nazwie „Master Cycle” [1]. Podstawową ideą obiegu jest przeniesienie upustów z części SP turbiny do oddzielnej upustowo-przeciwprężnej turbiny pomocniczej TP, zasilanej parą z wylotu części WP turbiny. Przy tych samych ciśnieniach w upustach, różnice temperatur są znacznie niższe przy zasilaniu podgrzewaczy regeneracyjnych z upustów turbiny pomocniczej. TP napędza dodatkowy generator elektryczny. Przeniesienie upustów z części SP turbiny do TP powoduje, że strumień pary powracający do kotła na wtórny przegrzew jest mniejszy niż w przypadku kotła w konwencjonalnym obiegu. Strumień pary międzystopniowej zmniejsza się z około 85% strumienia pary świeżej do około 70%. W obiegu z TP zmniejsza się zatem zysk z zastosowania przegrzewu międzystopniowego. Z drugiej strony podgrzewanie wody zasilającej wysoko przegrzaną parą z upustów części SP turbiny skutkuje zwiększeniem strumienia generowanej entropii w podgrzewaczach regeneracyjnych. Zysk wynikający z minimalizacji strat w podgrzewaczach regeneracyjnych powinien zatem zrekompensować straty wynikające ze znacznego zmniejszenia strumienia przegrzewanej pary.

2. Analiza termodynamiczna obiegu parowego z turbiną pomocniczą

2.1. Analiza teoretyczna obiegu prostego

Zadaniem analizy teoretycznej było określenie warunków zapewniających uzyskanie przyrostu sprawności energetycznej obiegu prostej siłowni parowej z przegrzewem wtórnym w wyniku rozbudowy o upustowo-przeciwprężną turbinę pomocniczą (TP) - rys. 1. Regeneracyjny mieszkankowy podgrzewacz wody RPW jest zasilany parą z wylotu TP. W obiegu porównawczym RPW jest zasilany z upustu turbiny SP+NP. Ciśnienie pary w upuście turbiny SP+NP dla obiegu porównawczego bez TP oraz ciśnienie pary na wylocie z TP przyjęto na identycznym poziomie. Przy założeniu identycznych parametrów obiegu dla obu rozpatrywanych konfiguracji przyrost sprawności układu z TP względem układu bez TP zależy tylko od ciśnienia pary upustowej. W obliczenia założono: jednostkowy strumień masowy pary świeżej, parametry pary świeżej: 35MPa/700°C, parametry pary wtórnie przegrzanej: 7,5MPa/720°C, ciśnienie w skraplaczu: 4,5 kPa, sprawność wewnętrzną turbin WP, SP+NP oraz TP: 0,9. Sprawność energetyczną obiegu określa zależność:

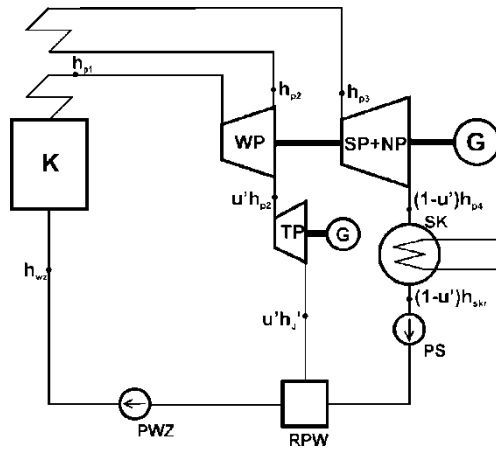
$$\eta = \frac{l_{WP} + l_{SP+NP} + l_{TP} - l_{PWZ} - l_{PS}}{h_{p1} - h_{wz} + \Delta h_{pw}} \quad (1)$$

gdzie: l_{WP} , l_{SP+NP} – praca wewnętrzna odpowiednio turbiny WP oraz turbiny SP+NP, h_{p1} – entalpia pary świeżej, h_{wz} – entalpia wody zasilającej, $\Delta h_{pw} = h_{p3} - h_{p2}$ – przyrost entalpii właściwej w przegrzewaczu wtórnym.

Na rys. 2 przedstawiono charakterystykę sprawności energetycznej obiegu w funkcji ciśnienia pary upustowej/wylotowej z TP. Dla wartości ciśnienia do około 1,4 MPa sprawność obiegu bez TP przekracza sprawność obiegu z TP. Dla wyższych wartości ciśnienia sprawność obiegu z TP zaczyna przewyższać sprawność obiegu bez TP. Różnica między sprawnościami jest tym większa im wyższe ciśnienie pary upustowej i dla 5 MPa wynosi 0,53 pkt. %. Strata wynikająca z nieodwracalności procesu Φ wyznaczono na podstawie [2]:

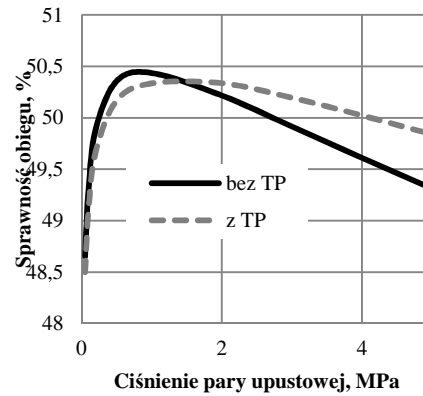
$$\Phi = T_o \left(\sum_i \dot{m}_w s_w - \sum_i \dot{m}_d s_d - \frac{\dot{Q}_o}{T_o} \right) \quad (2)$$

gdzie: \dot{Q}_o – strumień ciepła przepływający przez osłonę kontrolną, s_w , s_d – entropia na wylocie i dolocie, T_o – temperatura odniesienia.



Rys. 1. Schemat prostego obiegu parowego z przegrzewem wtórnym i turbiną pomocniczą (TP)

Fig. 1. Diagram of simple steam cycle with steam reheat and auxiliary turbine (AT)



Rys. 2. Sprawność energetyczna obiegu prostego w funkcji ciśnienia pary upustowej

Fig. 2. Simple cycle efficiency as a function of extraction steam pressure

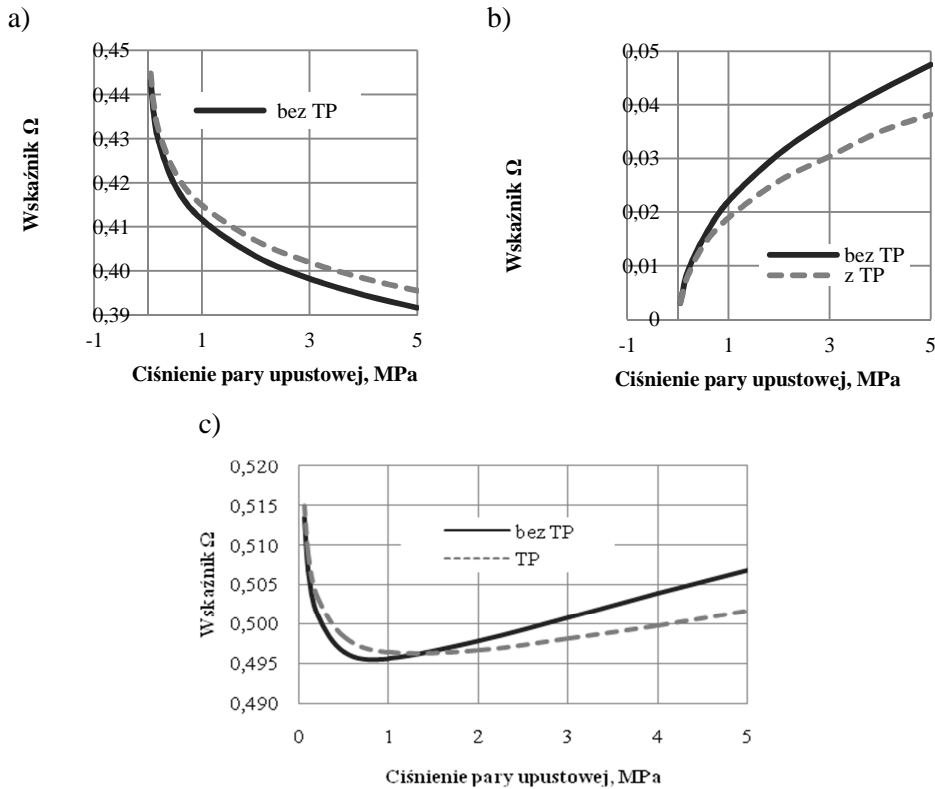
Wskaźnik nieodwracalność procesu Ω dla całego obiegu wynosi [2]:

$$\Omega_i = \frac{\Phi_i}{\dot{E}} \quad (3)$$

gdzie: \dot{E} – strumień energii paliwa doprowadzony do obiegu (jeśli sprawność kotła wynosi 1, to $\dot{E} = \dot{Q}_d$).

W przypadku obiegu z TP rośnie wskaźnik nieodwracalności procesów w kotle ze względu na niższą średnią temperaturę doprowadzania ciepła. Z drugiej strony maleje on dla regeneracyjnego podgrzewacza wody zasilającej ze względu na niższą różnicę temperatur pomiędzy czynnikami wymieniającymi ciepło (rys. 3).

Przyjęty do analizy uproszczony model obiegu parowego siłowni ciepłej odbiega od układu cieplnego rzeczywistego bloku energetycznego. TP będzie zasilana kilka podgrzewaczy regeneracyjnych. W przypadku kilku podgrzewaczy średnia temperatura pary upustowej kierowanej do tych wymienników będzie niższa, niż dla pojedynczego podgrzewacza zasilanego parą o wysokich parametrach. W związku z tym przeprowadzono obliczenia dla koncepcyjnego bloku węglowego o mocy 900 MW.



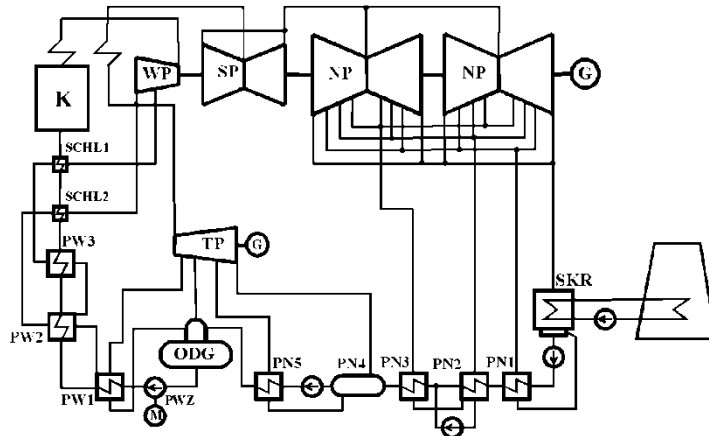
Rys. 3. Wskaźnik nieodwracalności w: a) kotle, b) podgrzewaczu regeneracyjnym, c) obiegu
 Fig. 3. Irreversibility rate in: a) boiler, b) feed water heater, c) cycle

2.2. Analiza termodynamiczna koncepcyjnego bloku o mocy 900 MW

Koncepcyjny blok o mocy elektrycznej brutto 900 MW jest opalany węglem kamiennym o wartości opałowej 23 MJ/kg. Parametry pary świeżej wynoszą 35 MPa/700°C, wtórnie przegrzanej – 7,5 MPa/720°C, temperatura wody zasilającej - 330°C, ciśnienie w skraplaczu – 4,5 kPa. Analizę termodynamiczną bloku węglowego przeprowadzono z wykorzystaniem programu Epsilon Professional 10.0 dla trzech wariantów obiegu: obieg referencyjny - REF, obieg z turbiną pomocniczą - TP, obieg z TP oraz zewnętrznymi schładzaczami pary – TP_S (rys. 4). Na rys. 5 przedstawiono uśrednioną entropowo temperaturę wody zasilającej i pary upustowej, wyznaczoną w oparciu o [3]:

$$T_{\text{sr}} = \frac{h_d \cdot h_w}{s_d \cdot s_w} \tag{4}$$

gdzie: h_d , h_w – entalpia pary odpowiednio na dolocie i wylocie z podgrzewacza regeneracyjnego, s_d , s_w – entropia pary odpowiednio na dolocie i wylocie.

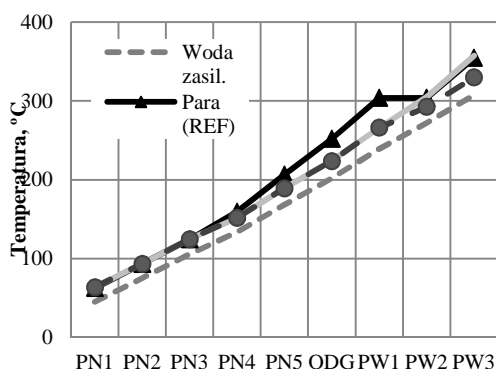


Rys. 4. Schemat bloku z turbiną pomocniczą TP oraz zewnętrznymi schładzaczami pary SCHŁ

Fig. 4. Diagram of the power unit with the auxiliary turbine and the external steam desuperheaters

Średnia temperatura pary upustowej w podgrzewaczach PN4-PW3 w obiegu REF wynosi $234,6^{\circ}\text{C}$ a w obiegu TP – $208,3^{\circ}\text{C}$. Różnica wynosi zatem $26,3^{\circ}\text{C}$, co w odniesieniu do analizy obiegu prostego, odpowiada sytuacji, gdy pojedynczy podgrzewacz regeneracyjny jest zasilany parą o ciśnieniu około 2 MPa, a przyrost sprawności obiegu z TP wynosi 0,12 pkt.%. W obiegu z TP najwyższe różnice temperatur występują w podgrzewaczach regeneracyjnych PW2 oraz PW3. W związku tym rozbudowano układ o dwa zewnętrzne schładzacze pary (SCHŁ 1 i SCHŁ 2). Temperatura wody zasilającej jest utrzymywana na tym samym poziomie jak w wariancie REF i TP (330°C).

W tabeli 1 zestawiono wartości wskaźnika nieodwracalności procesu w głównych elementach obiegu. Rozbudowa obiegu z TP o zewnętrzne schładzacze pary prowadzi do dalszego obniżania średnich różnic temperatury oraz zmniejszenia wskaźnika nieodwracalności procesu w podgrzewaczach regeneracyjnych. W tabeli 2 zestawiono podstawowe parametry pracy bloku dla trzech analizowanych wariantów. W celu uzyskania mocy elektrycznej brutto 900 MW w przypadku konfiguracji bloku z TP konieczne jest znaczne zwiększenie strumienia pary świeżej. Redukcji ulega natomiast strumień ciepła oddawanego w skraplaczu.



Rys. 5. Uśredniona entropowa temperatura wody zasilającej i pary upustowej

Fig. 5. The mean temperature of the feed water and the extraction steam

Tabela 1. Wskaźnik nieodwracalności procesu w poszczególnych elementach bloku

Table 1. The irreversibility rate in the individual components of the power unit

Wariant	Wskaźnik nieodwracalności procesu, %							
	K	T	TP	SKR	PR	SCHŁ	Obieg	K
REF	41,433	3,331	0,000	2,197	1,536	-	48,497	41,433
TP	41,602	3,099	0,134	2,190	1,122	0,000	48,235	41,602
TP_S	41,604	3,104	0,133	2,190	0,830	0,145	48,089	41,604

Tabela 2. Podstawowe wskaźniki pracy bloku 900 MW

Table 2. Basic indicators of 900 MW power unit

Wariant	REF	TP	TP_S
Strumień pary świeżej, kg/s	578,42	604,37	603,47
Strumień ciepła oddawany w skraplaczu, MW	743,1	739	735,6
Moc elektryczna bloku brutto (suma mocy generatora głównego i pomocniczego), MW	900	900	900
Moc elektryczna generatora pomocniczego, MW	-	38,6	38,5
Strumień pary do turbiny pomocniczej, kg/s	-	114,5	113,8
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto, %	52,61	52,79	52,9
Moc elektryczna netto, MW	838,9	837,5	837,6
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej netto, %	49,04	49,12	49,24
Wskaźnik potrzeb własnych bloku, %	6,79	6,94	6,93

3. Podsumowanie

W artykule przedstawiono koncepcję rozbudowy bloku parowego o dodatkową pomocniczą turbinę upustowo-przeciwprężną. Przeprowadzono analizę teoretyczną dla obiegu prostej siłowni parowej w celu oceny wpływu dobudowy turbiny pomocniczej na sprawność obiegu siłowni oraz generację entropii w poszczególnych elementach obiegu. Wzrost sprawności netto wytwa-

rzania energii elektrycznej wynikający z zastosowania TP jest niewielki i wyniósł 0,08 pkt.% względem obiegu bez TP. Rozbudowa obiegu z TP o zewnętrzne schładzaczki pary przy zachowaniu stałej temperatury wody zasilającej daje dodatkowe 0,12 pkt.%. Zastosowanie turbiny pomocniczej może jednakże pozwolić na redukcję kosztów regeneracyjnych podgrzewaczy wody zasilającej.

Literatura

- [1] Steam Turbine System, US Patent No US 7,607,304 B2, Oct. 27, 2009.
- [2] Hasan M.R.: Entropy Method as Criteria for Analysis a Steam Power Plant, J. Engineering, 15 (2009) 4025-4040.
- [3] Obiegi cieplne nadkrytycznych bloków węglowych, Praca zbiorowa pod redakcją T. Chmielniaka i A. Ziębika, Gliwice 2010.

Przedstawione w pracy wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

TERMODYNAMIC ANALYSIS OF COAL-FIRED ULTRA-SUPERCritical POWER PLANT WITH AUXILIARY TURBINE

Summary

The necessity of the reduction of greenhouse gases emissions and improving the economics of electricity generation resulted in significant progress in the development of the coal-fired power plants. New perspectives gives the generation of power plants for advanced ultra-supercritical (A-USC) steam parameters of temperature of 700°C/720°C. A significant increase of the steam temperature, especially reheated, increases the problem of the temperature differences in the high and low-pressure feed water heaters. This results in the increase of generated entropy and material problems. The solution can be introducing into the steam cycle an auxiliary extraction-backpressure turbine (AT). The AT cycle is a simple cycle without steam reheating. As the result it has lower efficiency in comparison with the main cycle. The use of the AT leads to the reduction of profit resulting from the reheating of steam, because the mass flow of steam transmitted to the boiler reheater is reduced. The benefit resulting from the decrease of the entropy generation in the feed water heaters should then exceed the loss related with the reduction of the steam mass flow, which is reheated in the boiler. In the paper the thermodynamic analysis of the simple cycle and the conceptual 900 MW power plant with the auxiliary extraction-backpressure turbine is presented.

Keywords: steam cycle, auxiliary turbine, feed water heaters, entropy analysis

DOI: 10.7862/rm.2014.9

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Andrzej SZŁEK¹
Michał CHABIŃSKI²

WPLYW WILGOTNOŚCI BIOMASY NA SPRAWNOŚĆ UKŁADU KOTŁA TERMALNEGO WSPÓŁPRACUJĄCEGO Z MODUŁEM ORC

Kotły opalane biomasa współpracujące z modułami ORC stanowią technologię często wykorzystywaną do generacji energii elektrycznej w małej skali. Układy takie zasilane są przy tym biomasa pochodzenia lokalnego, co najczęściej wiąże się ze zmienną jakością biomasy, w tym przede wszystkim ze zmienną wilgotnością. Jednocześnie spaliny za wymiennikiem ciepła służącym podgrzaniu oleju termalnego mają temperaturę pozwalającą na ich wykorzystanie do podgrzania powietrza do spalania lub do podgrzania powietrza suszarniczego. W niniejszej pracy przeanalizowano skutki energetyczne jakie wiążą się z wykorzystaniem energii spalin do podgrzania powietrza służącego wstępnemu suszeniu biomasy.

Słowa kluczowe: technologia ORC, spalanie biomasy

1. Wprowadzenie i cel pracy

1.1. Układy kogeneracyjne małej mocy zasilane biomasa

Do generacji energii elektrycznej i ciepła w układach małej mocy możliwe jest zastosowanie takich technologii jak: obieg parowy związku organicznego (ORC) zasilany gorącym czynnikiem produkowanym w kotle opalonym biomasa, zgazowarkę produkującą gaz palny spalany następnie w silniku spalinowym tłokowym lub turbinowym, silnik Stirlinga zasilany ciepłem pobieranym bezpośrednio od spalin lub układ turbiny powietrznej zasilany ciepłem pobieranym od spalin [1, 2, 3]. Ostatnie dwie technologie jakkolwiek opanowane technicznie charakteryzują się bardzo wysokimi kosztami inwestycyjnymi [4].

Silnik spalinowy zasilany gazem ze zgazowarki charakteryzuje się najlepszą sprawnością produkcji energii elektrycznej, ale wciąż nierozwiązany po-

¹ Autor do korespondencji: Andrzej Szłek, Politechnika Śląska, ul. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice, tel. 32 237 10 41, andrzej.szlek@polsl.pl

² Michał Chabiński, Politechnika Śląska, ul. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice, mi-chal.chabinski@polsl.pl

zostaje problem oczyszczania gazu ze smół powstających w procesie zgazowania [5][6]. W tej sytuacji najczęściej realizacji przemysłowych opiera się na obiegach ORC zasilanych olejem termalnym podgrzewanym w kotle opalanym biomasą. Układy takie instalowane są w zakładach przemysłowych, w których jednocześnie występuje strumień odpadowej biomasy oraz zapotrzebowanie na ciepło (na przykład w tartakach), oraz w centralnych źródła ciepła miejskiej sieci ciepłowniczej, przy czym ciepło produkowane w układzie służy pokryciu potrzeb przygotowania ciepłej wody użytkowej [7].

Bardzo istotnym czynnikiem, który musi zostać uwzględniony na etapie inwestycji jest wilgotność biomasy. Od tego parametru zależy nie tylko sprawność energetyczna układu ale również konstrukcja samego paleniska. Obecnie producenci oferują paleniska mogące być zasilane biomasą o wilgotności na poziomie 60% [8].

1.2. Temperatura spalin w kotłach współpracujących z modułami ORC

W kotłach współpracujących z modułami ORC podgrzewany olej termalny, na dolocie do kotła ma temperaturę rzędu 300°C [9]. Spaliny za wymiennikiem mają temperaturę wyższą i dla zapewnienia wysokiej sprawności energetycznej urządzenia konieczne jest wykorzystanie entalpii spalin. Możliwe jest przy tym podgrzanie powietrza spalania lub podgrzanie powietrza suszarniczego wykorzystanego następnie do wstępnego suszenia biomasy podawanej do kotła. Dodatkowo, przy spalaniu biomasy o wysokiej wilgotności spaliny zawierają znaczące ilości pary wodnej, co czyni atrakcyjnym energetycznie schładzanie spalin do temperatury, w której możliwe staje się wykorzystanie entalpii parowania wody.

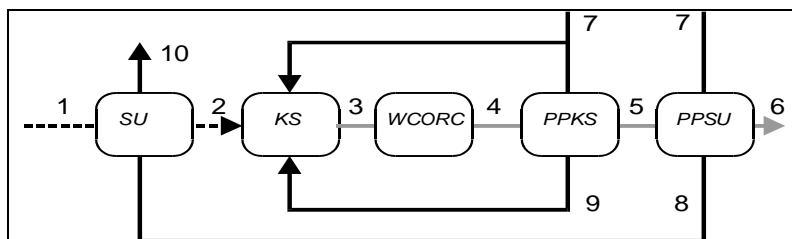
1.3. Cel pracy

Celem niniejszej pracy jest określenie w jaki sposób można wykorzystać entalpię spalin za wymiennikiem podgrzewającym olej termalny do osiągnięcia maksymalnej sprawności energetycznej układu złożonego z kotła i modułu ORC. Analizę przeprowadzono dla biomasy o różnej wilgotności, biorąc pod uwagę różne poziomy temperatury wylotowej spalin.

2. Opis przeprowadzonej analizy

2.1. Opis analizowanego obiektu

Na rysunku 1 przedstawiono schematycznie analizowany obiekt. Składa się on z suszarki (zasilanej powietrzem suszarniczym) służącej do wstępnego suszenia biomasy, komory spalania, wymiennika ciepła podgrzewającego olej termalny, podgrzewacza powietrza do spalania oraz podgrzewacza powietrza suszarniczego.



Rys. 1. Schemat analizowanego układu. SU-suszarka, KS-komora spalania, WCORC – wymiennik ciepła podgrzewający olej termalny, PPKS-podgrzewacz powietrza do spalania, PPSU-podgrzewacz powietrza suszarniczego

Fig. 1. Scheme of the analysed system. SU-drier, KS-combustion chamber, WCORC – heat exchanger heating thermal oil, PPKS-combustion air preheater, PPSU-drying air preheater

Powietrze z otoczenia 7 podawane jest częściowo do podgrzewacza zasilającego komorę spalania, częściowo wprost do komory spalania, a częściowo do podgrzewacza powietrza suszarniczego. Biomasa 1 podawana jest do suszarni a następnie do komory spalania, gdzie ulega całkowitemu i pełnemu spalaniu. Powstałe spaliny 3 ochładzają się w wymienniku ciepła WCORC oddając ciepło do oleju termalnego zasilającego moduł ORC, następnie w wymienniku podgrzewającym powietrze do spalania, a ostatecznie w wymienniku podgrzewającym powietrze suszarnicze.

2.2. Przyjęte założenia

W celu realizacji obliczeń poczyniono założenia odnośnie każdego z urządzeń wchodzących w skład układu przedstawionego na rysunku 1. W przypadku suszarni założono, że jest ona jednostopniowa, a powietrze opuszczające suszarnię znajduje się w stanie nasycenia i nie zawiera wykropelonej wilgoci. Straty ciepła do otoczenia z urządzenia zostały pominięte. Założenia te pozwoliły na określenie strumienia powietrza niezbędnego do osiągnięcia założonego zmniejszenia wilgotności biomasy.

W komorze spalania założono spalanie pełne i całkowite oraz brak strat ciepła do otoczenia, co przy znanych strumieniach substratów na dolocie do komory pozwoliło na określenie składu i temperatury spalin na wylocie w punkcie 3 (Rys. 1). Wymienniki ciepła służące do podgrzewania oleju termalnego, powietrza suszarniczego oraz powietrza spalania potraktowano jako doskonale zaizolowane, co przy założeniu temperatur spalin na wylocie z wymiennika ciepła WCORC oraz na wylocie z układu pozwoliło na określenie temperatury spalin w punkcie 5 oraz temperatury powietrza do spalania w punkcie 9. Założono ponadto, że spaliny za wymiennikiem WCORC mają tem-

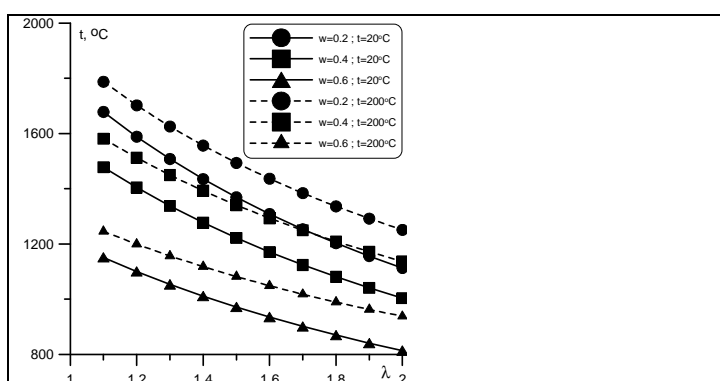
peraturę równą $t=350^{\circ}\text{C}$, co jest wartością wystarczającą dla zapewnienia efektywnego przekazywania ciepła do oleju zasilającego moduł ORC.

Obliczenia przeprowadzane były iteracyjnie, ze względu na wzajemny wpływ temperatury spalin za komorą spalania na temperaturę powietrza spalania.

3. Wyniki obliczeń

3.1. Wpływ wilgotności na temperaturę adiabaticzną spalania

W pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia temperatury adiabaticznej spalania w zależności od stosunku nadmiaru powietrza oraz wilgotności biomasy. Obliczenia te miały na celu określenie zakresu zmian wymienionych parametrów przy których temperatura spalin jest na tyle wysoka, że umożliwia dopalenie węglowodorów powstałych w procesie termicznej konwersji biomasy. Wyniki obliczeń przedstawia rysunek 2.



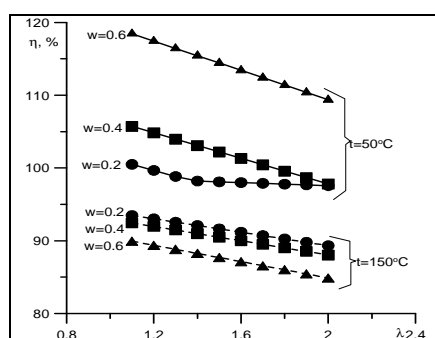
Rys. 2. Temperatura adiabaticzna spalania jako funkcja stosunku nadmiaru powietrza dla różnych wilgotności (w) biomasy i dwóch temperatur powietrza spalania (t)

Fig. 2. Adiabatic combustion temperature as a function of air excess ratio for various biomass water content (w) and two combustion air temperatures (t)

Jak można wnioskować z danych przedstawionych narysunku 2 w przypadku wysokiej wilgotności biomasy i wysokich stosunków nadmiaru powietrza, temperatura spalania jest niższa od 1000°C . Stwarza to niebezpieczeństwo niedopalenia węglowodorów pochodzących z termicznego rozkładu substancji organicznej biomasy. Z tego względu w obliczeniach przeprowadzonych w dalszej części pracy kontrolowano temperaturę za komorą spalania uznając przypadki, w których osiągała ona wartości poniżej 1000°C za nieakceptowalne ze względu na emisję produktów niezupełnego spalania.

3.2. Obliczenia wielowariantowe

W tym etapie pracy przeprowadzono obliczenia wpływu wilgotności biomasy za suszarnią, stosunku nadmiaru powietrza oraz temperatury końcowej spalin na sprawność układu rozumianą jako ciepło przekazane do modułu ORC odniesione do energii chemicznej biomasy wyrażonej poprzez wartość opałową. Wyniki tych obliczeń przedstawione zostały na rysunku 3.



Rys. 3 Sprawność układu jako funkcja stosunku nadmiaru powietrza dla dwóch różnych temperatur końcowych spalin (t) i trzech różnych wilgotności biomasy za suszarnią (w)

Fig. 3. Efficiency of the system as a function of the air excess ratio for two different flue gas final temperatures (t) and three various moisture content in biomass (w)

Jedna rodzina krzywych przedstawionych na rysunku 3 związana jest z temperaturą końcową spalin równą 50°C co odpowiada sytuacji, w której końcowy wymiennik ciepła schładzający spaliny schładza je do temperatur niższych lub porównywalnych z temperaturą rosienia spalin. Druga rodzina krzywych odpowiada sytuacji w której nie dopuszcza się do kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach poprzez utrzymanie końcowej temperatury spalin równej 150°C.

We wszystkich przypadkach przedstawionych na rysunku 3 założono, że początkowa wilgotność biomasy przed suszarnią wynosi 60%. Przyjęto również, że temperatura i wilgotność względna powietrza atmosferycznego wynoszą odpowiednio 15°C oraz 60%.

W przypadku odpowiadającym temperaturze końcowej spalin równej 50°C uzyskane wartości sprawności przekraczają 100% co wynika z odnoszenia sprawności do wartości opałowej przy jednoczesnej kondensacji pary wodnej powstałej w wyniku spalania. Można również zauważyć, że w przypadku wilgotności $w=20\%$ następuje załamanie krzywej co odpowiada początkowi procesu kondensacji pary wodnej w spalinach.

W przypadku końcowej temperatury spalin równej 150°C krzywe układają się poniżej sprawności 100%, a ich przebieg pozbawiony jest załamań. Nachylenie krzywych jest przy tym mniejsze niż w przypadku temperatury spalin równej 50°C.

Najciekawszym spostrzeżeniem wynikającym z analizy rysunku 3 jest fakt, że zwiększenie wilgotności biomasy za suszarnią wpływa korzystnie na sprawność w przypadku końcowej temperatury spalin równej 50°C, a niekorzystnie w przypadku temperatury końcowej równej 150°C. Oznacza to, że jeśli układ wy-

posażony jest w wymienniki ciepła powodujące kondensację pary wodnej w spalinach, z termodynamicznego punktu widzenia nie jest korzystnym wstępne suszenie biomasy. Korzystniejszym jest natomiast pełne wykorzystanie entalpii spalin za wymiennikiem zasilającym moduł ORC do podgrzania powietrza spalania. Wynika to oczywiście z przyjętych założeń w myśl których woda zawarta w biomacie opuszcza układ w postaci gazowej, jeżeli zostanie odparowana w suszarni, natomiast w postaci ciekłej jeżeli trafi do spalin, a następnie zostanie skondensowana. Przyjęte założenia wynikają z możliwych do zastosowania rozwiązań konstrukcyjnych, dlatego wniosek ten ma znaczenie aplikacyjne.

Wpływ wilgotności biomasy na sprawność układu w przypadku temperatury końcowej spalin równej 150°C nie jest znaczny, a po uwzględnieniu strat ciepła w suszarni dodatkowo uległby zmniejszeniu. W tym przypadku instalowanie wstępnych suszarni biomasy również nie wydaje się wskazane.

4. Podsumowanie

Przedstawione rozważania dotyczą prostego układu kotła opalanego biomasą mokłą współpracującego ze wstępną suszarką biomasy oraz modułem ORC. Wielowariantowe obliczenia, przeprowadzone na podstawie założeń przyjętych z uwzględnieniem technicznych możliwości budowy układu wskazują, że w przypadku zastosowania wymienników pozwalających na kondensację pary wodnej nie jest korzystnym termodynamicznie wstępne suszenie biomasy. Także w przypadku temperatury spalin przekraczającej temperaturę kondensacji pary wodnej wpływ wilgotności biomasy przed komorą spalania jest na tyle niewielki, że nie uzasadnia instalowania suszarni.

Oczywiście powyżej pewnej wilgotności biomasy budowa paleniska umożliwiającego jej spalanie jest bardzo trudna lub wręcz niemożliwa, zatem zastosowana suszarnia wstępna powinna sprowadzić wilgotność biomasy do takiego poziomu, który umożliwia jej spalanie w palenisku.

Zarówno w przypadku kondensacji pary wodnej w spalinach jak i w przypadku w którym para wodna nie ulega kondensacji, korzystnym jest utrzymywanie niskiego stosunku nadmiaru powietrza. W przypadku schładzania spalin poniżej temperatury kondensacji wzrost sprawności powodowany jest przez większe ciśnienie cząstkowe pary wodnej w spalinach, a tym samym większą jednostkową ilość wykroplonej pary wodnej przy danej temperaturze schłodzenia spalin. W przypadku temperatury spalin przekraczającej temperaturę kondensacji stosunek nadmiaru powietrza wpływa na sprawność wyłącznie poprzez zwiększenie jednostkowej masy spalin wyprowadzanej z układu.

Literatura

- [1] Polóni M., Lach J., Chribik A.: Research and development of combustion engine for micro - cogeneration unit, *J. KONES*, 19 (2012) 411-422.
- [2] Drogosz P., Nitkiewicz S., Pięta A.: The selection of Stirling engines applied to cogeneration systems, *J. KONES*, 18 (2011)85-90.
- [3] Mago P.J., Hueffed A., Chamra L.M.: Analysis and optimization of the use of CHP-ORC systems for small commercial buildings, *Energy Buildings*, 42 (2010) 1491-1498.
- [4] Śnieżyk R.: Warunki techniczne opłacalności systemów kogeneracyjnych, *Rynek Energii*, 6 (2006) 13-15.
- [5] Zaporowski B.: Zgazowanie biomasy w układach kogeneracyjnych małej mocy, *Czysta Energia*, 2 (2007) 28-29.
- [6] Warowny W., Celińska A.: Zgazowanie biomasy, *Czysta Energia*, 5 (2008) 36-41.
- [7] Krzak J.: Układy kogeneracyjne w centralnym systemie ciepłowniczym, *Napędy Sterowanie*, 11 (2009) 74-76.
- [8] Hermansson S., Lind F., Thunman H.: On-line monitoring of fuel moisture-content in biomass-fired furnaces by measuring relative humidity of the flue gases, *Chem. Eng. Research Design*, 89 (2011) 2470-2476.
- [9] Kamiński T.; Kardaś D.: Charakterystyka pomiarowa kotła na biomasę chłodzonego olejem w instalacji ORC, *Archiwum Energetyki*, 2 (2012) 49-57.

Niniejsza praca powstała dzięki wsparciu funduszu badań statutowych Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej.

INFLUENCE OF BIOMASS MOISTURE CONTENT ON EFFICIENCY OF THERMAL BOILER COMBINED WITH ORC UNIT SYSTEM

Summary

Biomass fired thermal oil boilers combined with ORC units are the technology often used for small-scale electricity generators. Such systems use the local biomass, which is usually associated with the variable quality of the biomass, including in particular variable humidity. Simultaneously, the exhaust gas from heat exchanger used for heating the thermal oil has a temperature allowing its using for preheating the combustion air or to preheating the drying air. In the paper energetic effects connected with using flue gas energy for initial preheating of the air used for initial drying of biomass are analysed.

Keywords: ORC technology, biomass combustion

DOI: 10.7862/rm.2014.10

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014

Anna ŚCIAŻKO^{1,3}
Yosuke KOMATSU³
Grzegorz BRUS²
Shinji KIMIJIMA³
Janusz S. SZMYD²

ANALIZA PROCESU REFORMINGU METANU PARĄ WODNĄ PRZY POMOCY UOGÓLNIONEJ METODY NAJMNIEJSZYCH KWADRATÓW

Matematyczny model zjawiska fizycznego obarczony jest niepewnością, wynikającą z niedokładności pomiarów eksperymentalnych, wartości przyjętych parametrów oraz założonych uproszczeń modelowych. Artykuł przedstawia eksperymentalną oraz numeryczną analizę procesu parowego reformingu metanu za pomocą Uogólnionej Metody Najmniejszych Kwadratów (GLS). Opublikowane dotychczas równania kinetyki procesu reformingu różnią się znacznie między sobą oraz nie zawierają analizy niepewności przedstawionych rezultatów. Algorytm GLS pozwala na wyznaczenia najbardziej prawdopodobnych wartości empirycznych parametrów definiujących szybkość reakcji reformingu oraz umożliwia obiektywną weryfikację przygotowanego modelu matematycznego. Analiza numeryczna została przeprowadzona w oparciu o badania eksperymentalne z wykorzystaniem 0.3 g próbki katalizatora Ni/YSZ 60:40%v. Pokazano, że metoda GLS zapewnia poprawę dokładności zmiennych mierzonych oraz pozwala na wyznaczenie najbardziej prawdopodobnych wartości niewiadomych oraz niepewności charakteryzujących otrzymane wyniki.

Słowa kluczowe: katalizator Ni/YSZ, reforming parowy metanu, analiza błędów pomiarowych

1. Wstęp

W klasycznym podejściu do modelowania numerycznego, uproszczenia i niepewność modelu, wynikające z niepewności pomiarów eksperymentalnych, założonych wartości parametrów fizykochemicznych czy uproszczeń modelowych, są pomijane bądź nie są dyskutowane w wystarczającym stopniu. Bada-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Anna Ściażko, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail: sciazko@agh.edu.pl

² Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

³ Shibaura Institute of Technology, Saitama, Japan

nia dotyczące kinetyki procesu reformingu metanu można znaleźć w wielu opracowaniach [1,2,4-6], jednak opisy reakcji znacznie odbiegają od siebie. Ponadto, przedstawione rezultaty nie zawierają analizy niepewności uzyskanych wyników. W nierniejszej pracy przedstawiono eksperymentalną oraz numeryczną analizę procesu parowego reformingu metanu za pomocą Uogólnionej Metody Najmniejszych Kwadratów (GLS), mającą na celu ocenę wybranych matematycznych modeli omawianego procesu. Metoda GLS zakłada wykorzystanie wszystkich zebranych wyników pomiarów bezpośrednio w modelu, co prowadzi do utworzenia nadokreślonego układu równań modelowych. Układ taki posiada większą liczbę równań niż niewiadomych, oraz ze względu na niepewności pomiarowe, staje się układem sprzecznym. Jak pokazano w [6] algorytm GLS pozwala na wyznaczenia najbardziej prawdopodobnych wartości niewiadomych parametrów definiujących szybkość reakcji reformingu: współczynników rzędu reakcji i energii aktywacji. Oprócz powyższych korzyści, proponowana metoda, dzięki obliczeniu macierzy kowariancji rezultatów, umożliwia walidację przygotowanych modeli procesu oraz obiektywny, z matematycznego punktu widzenia, wybór najdokładniejszego z nich [7].

Analiza numeryczna procesu reformingu parowego metanu została przeprowadzona w oparciu o badania eksperymentalne z wykorzystaniem katalizatora Ni/YSZ, będącego popularnym materiałem dla wysokotemperaturowych ogniw paliwowych SOFC [2]. Reforming metanu jest rozważany w kontekście możliwego zastosowania w ogniwach SOFC w ramach wewnętrznego połączenia pośredniego lub reakcji zachodzącej bezpośrednio na anodzie. Zaprojektowanie i optymalizacja modelu układu przygotowania paliwa wymaga szczegółowej wiedzy na temat procesu reformingu [3].

W wykorzystanych modelach reformingu zaimplementowano nie tylko równania definiujące szybkość procesu, ale wprowadzono także równania wymuszające spełnienie podstawowych praw fizycznych. Zostało pokazane, że ich wprowadzenie znacznie poprawia jakość uzyskanych rezultatów. Metoda GLS została wykorzystana do wyznaczenia parametrów szybkości reformingu oraz obiektywnej walidacji przygotowanych matematycznych modeli procesu.

1.1. Reforming parowy metanu

Reakcjami chemicznymi dominującymi w rozważanym procesie są reforming metanu: $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow 3\text{H}_2 + \text{CO}$ oraz reakcja pary wodnej z tlenkiem węgla: $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2 + \text{CO}_2$ [5]. Druga z reakcji jest reakcją słabo egzotermiczną oraz szybką – zakłada się, że spełnia ona równanie równowagi [1]. Szybkość procesu jest determinowana przez kinetykę procesu reformingu:

$$R_{st} = w_{cat} A \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) p_{\text{CH}_4}^a p_{\text{H}_2\text{O}}^b \quad (1)$$

gdzie R_{st} - szybkość reakcji [$\text{mol}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-3}$], p - ciśnienie parcjalne [atm], $R=8.3145$ - uniwersalna stała gazowa [$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], T - temperatura procesu [K], w_{cat} - gęstość katalizatora [$\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$], A - stała Arrheniusa [$\text{mol}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{g}^{-1}\cdot\text{atm}^{-(a+b)}$], E - energia aktywacji [$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}$], a, b - rzędy reakcji [-].

W celu przygotowania modelu procesu oraz wyznaczenia opisu reakcji, niezbędne jest wyznaczenie empirycznych parametrów procesu: rzędów reakcji a oraz b , energii aktywacji E oraz współczynnika A .

1.2. Uogólniona metoda najmniejszych kwadratów

Metoda Najmniejszych Kwadratów jest jedną z metod przybliżonego rozwiązywania nadokreślonych układów równań. Nadokreślone układy równań charakteryzują się większą liczbą równań niż zmiennych. Szczegóły metody oraz jej wykorzystanie w problemach związanych z energetyką opisano w [7].

Uogólniona Metoda Najmniejszych Kwadratów (Generalized Least Squares - GLS) zakłada, że wszystkie zmienne występujące w modelu (zarówno wyniki pomiarów \mathbf{u} jak i niewiadome \mathbf{x}) są traktowane z matematycznego punktu widzenia jako wyniki bezpośrednich pomiarów \mathbf{u} . Dla wartości będących niewiadomymi przyjmuje się, że ich błędy s_k są duże w porównaniu z błędami bezpośrednich pomiarów s_n . Metoda GLS zakłada minimalizację funkcji:

$$\Phi(\mathbf{v}, \mathbf{y}) = \sum_{k=1}^K \left(\frac{v_k}{s_k} \right)^2 + \sum_{n=1}^N \left(\frac{y_n}{s_n} \right)^2 \rightarrow \min \quad (2)$$

przy jednoczesnym spełnieniu układu równań ograniczeń modelu. Wektory poprawek pomiarów oraz niewiadomych oznaczono jako \mathbf{v} oraz \mathbf{y} ($\mathbf{V}_B = [\mathbf{v}, \mathbf{y}]$). Po linearyzacji równań modelu oraz zastosowaniu metody mnożników Lagrange'a otrzymuje się następujące rozwiązanie:

$$\mathbf{V}_B = \mathbf{C}_B \mathbf{A}_B^T \mathbf{F}_B^{-1} \mathbf{W}_B, \text{ gdzie } \mathbf{F}_B = \mathbf{A}_B \mathbf{C}_B \mathbf{A}_B^T \quad (3)$$

gdzie \mathbf{C}_B - macierz kowariancji *a priori*, \mathbf{A}_B - blokowa macierz Jackobi'ego, \mathbf{W}_B - wektor residuów równań. Macierz kowariancji po procesie uzgadniania \mathbf{C}_{VB} , definiująca jakość modelu:

$$\mathbf{C}_{VB} = \mathbf{C}_B - \mathbf{C}_B \mathbf{A}_B^T \mathbf{F}_B^{-1} \mathbf{A}_B \mathbf{C}_B = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_U & \mathbf{C}_{UX} \\ \mathbf{C}_{UX}^T & \mathbf{C}_X \end{bmatrix} \quad (4)$$

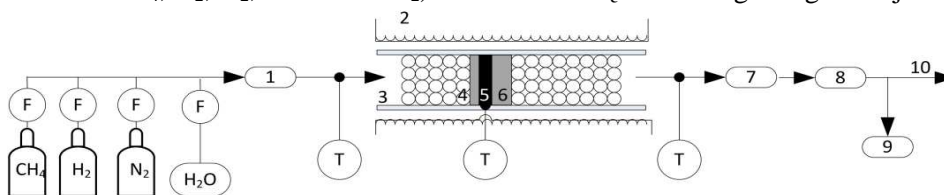
By wykorzystać algorytm GLS konieczne jest zdefiniowanie zbioru równań ograniczeń, wektora zmiennych zawierającego parametry mierzone oraz niewiadome, a także macierzy kowariancji *a priori*, która jest określona przez niepewności charakteryzujące poszczególne pomiary bezpośrednie oraz założone błędy niewiadomych. Preliminarne inicjalizacja wartości niewiadomych

następuje na podstawie przeprowadzonej wstępnej analizy procesu. Następnie algorytm rozpoczyna iteracyjne obliczenia, mające na celu spełnienie warunku zbieżności: linearyzację równań ograniczeń poprzez obliczenie macierzy Jacobi'ego oraz obliczenie wektorów poprawek \mathbf{V}_B oraz macierzy kowariancji *a posteriori* \mathbf{C}_{VB} .

2. Badania eksperymentalne oraz wstępna analiza

W badaniach doświadczalnych wykorzystano 0.3 [g] próbkę katalizatora niklowego (Ni/YSZ 60:40% vol). Cermet niklowy został wybrany ze względu na możliwość wykorzystania w anodach wysokotemperaturowych ogniwo paliwowych typu SOFC [2]. Ponadto, jako popularny materiał katalityczny reakcji reformingu [4], zapewnia on możliwość szerokich analiz porównawczych z danymi literaturowymi oraz ewaluację różnych modeli procesu.

Schemat układu pomiarowego przedstawiono na Rys. 1. Do reaktora dostarczano wodę, azot oraz metan, natomiast skład osuszonych spalin (ułamki molowe CH_4 , H_2 , N_2 , CO oraz CO_2) badano metodą chromatografii gazowej.



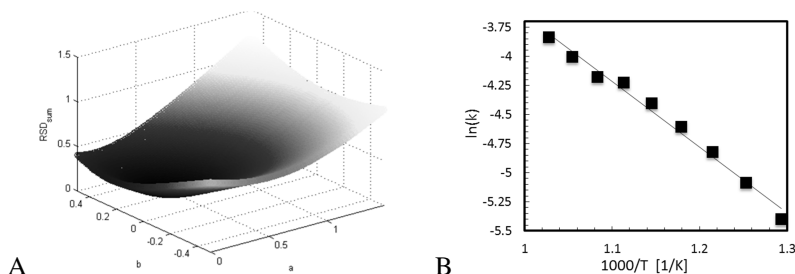
Rys. 1. Schemat układu pomiarowego: 1- podgrzewacz/parownik, 2 – piec, 3 – reaktor, 4 – tlenek glinu, 5 – katalizator, 6 – wełna, 7 – pogrzewacz/skrapłacz, 8 – separator pary, 9 – chromatograf gazowy, 10 – spaliny, T – termopara, F – przepływomierz masowy

Fig. 1. Schema of the experimental set-up: 1 - evaporator/preheater, 2 – furnace, 3 – reformer, 4 – alumina balls, 5 – catalyst, 6 – wool, 7 – afterheater/condenser, 8 – gas-liquid separator, 9 – gas chromatograph, 10 – exhaust, T – thermocouples, F – mass flow controller

Wartości inicjalizujące parametrów dla algorytmu GLS wyznaczone przez przeprowadzenie wstępnej analizy procesu według metodologii zaproponowanej przez Brusa i in. [2]. Wyniki poszczególnych etapów obliczeń: analizy odchylenia standardowego oraz wykresu Arrheniusa, pokazane na Rys. 2 posłużyły do wyznaczenia wstępnej formy równania kinetyki procesu:

$$R_{st} = w_{cat} 7.37 \exp\left(-\frac{4.7 \cdot 10^4}{RT}\right) p_{\text{CH}_4}^{0.363} p_{\text{H}_2\text{O}}^{0.137} \quad (5)$$

gdzie: w_{cat} – waga katalizatora [g], $R=8.314$ [$\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$] - uniwersalna stała gazowa, T - temperatura [K], p_{CH_4} i $p_{\text{H}_2\text{O}}$ - ciśnienia parcjalne CH_4 i H_2O [atm].



Rys. 2. A) Wyznaczenie współczynników rzędu reakcji oraz B) wykres Arrheniusa
 Fig. 2. A) Calculation of reaction orders and B) Arrhenius plot

3. Aplikacja Uogólnionej Metody Najmniejszych Kwadratów

W celu wyznaczenia parametrów matematycznego opisu procesu reformingu metanu przy występującym nadmiarze informacji obciążonych błędami wykorzystano Uogólnioną Metodę Najmniejszych Kwadratów. Przedstawione przykłady pokazują zastosowania metody do wyznaczenia wartości poprawek wielkości mierzonych \mathbf{v} i niewiadomych \mathbf{y} a także do wyznaczenia macierzy kowariancji wyników po uzgadnianiu $\mathbf{C}_{\mathbf{vB}}$.

Analiza numeryczna zawiera warianty uwzględniające różną ilość równań warunków oraz różne ich typy. W modelach wykorzystano równania opisujące szybkość reakcji (6), liniową zależność Arrheniusa (7), bilanse pierwiastków w systemie (8-11) oraz bilans wyjściowy (12):

$$\frac{F_{\text{CH}_4}^{i(j)} - F_{\text{CH}_4}^{o(j)}}{w^{(j)}} - A \cdot \exp\left(\frac{-E \cdot 10^3}{RT^{(j)}}\right) \left(p_{\text{CH}_4}^{(j)}\right)^a \left(p_{\text{H}_2\text{O}}^{(j)}\right)^b = 0 \quad (6)$$

$$\ln\left[A \cdot \exp\left(\frac{-E \cdot 10^3}{RT^{(j)}}\right)\right] - \left(-m_{\text{line}} \cdot \frac{1}{T^{(j)}} + n_{\text{line}}\right) = 0 \quad (7)$$

$$F_{\text{CH}_4}^{i(j)} - \left(F_{\text{CH}_4}^{o(j)} + F_{\text{CO}_2}^{o(j)} + F_{\text{CO}}^{o(j)}\right) = 0 \quad (8)$$

$$4F_{\text{CH}_4}^{i(j)} + 2F_{\text{H}_2\text{O}}^{i(j)} - \left(4F_{\text{CH}_4}^{o(j)} + 2F_{\text{H}_2\text{O}}^{o(j)} + 2F_{\text{H}_2}^{o(j)}\right) = 0 \quad (9)$$

$$F_{\text{H}_2\text{O}}^{i(j)} - \left(F_{\text{CO}}^{o(j)} + F_{\text{CO}_2}^{o(j)} + 2F_{\text{H}_2\text{O}}^{o(j)}\right) = 0 \quad (10)$$

$$F_{\text{N}_2}^{i(j)} - F_{\text{N}_2}^{o(j)} = 0 \quad (11)$$

$$F_{\text{ALL}}^{o(j)} - \left(F_{\text{CH}_4}^{o(j)} + F_{\text{H}_2\text{O}}^{o(j)} + F_{\text{H}_2}^{o(j)} + F_{\text{CO}_2}^{o(j)} + F_{\text{CO}}^{o(j)}\right) = 0 \quad (12)$$

gdzie F - przepływ molowy [mol s^{-1}], indeksy i oraz o - strumień wejściowy oraz wyjściowy, m_{line} i n_{line} - współczynniki prostej Arrheniusa [-].

Wszystkie z powyższych równań zostały wykorzystane do obliczeń każdego z pomiarów eksperymentalnych - indeks j odnosi się do j -tego punktu pomiarowego. Opis matematyczny wymaga wprowadzenia dodatkowych niewiadomych definiujących prostą Arrheniusa oraz niemierzone przepływy pierwiastków (m.in. azotu). Wektor zmiennych zbudowano z wielkości mierzonych oraz niewiadomych inicjalizowanych na podstawie wstępnej analizy (Rozdział 2).

Tabela 1 przedstawia szczegóły pięciu modeli reformingu zaimplementowanych w algorytmie GLS. Kolejne przypadki modelowe zawierają zwiększoną liczbę równań ograniczeń. Przypadek referencyjny (Test 5) zawiera równania jednakowe z Testem 4 oraz zmniejszoną liczbę punktów pomiarowych.

Tabela 1. Opis przeprowadzonych testów wraz z liczbą zmiennych i równań

Table 1. Description of conducted tests and a number of variables and equations

	Szybkość reformingu	Równanie Arrheniusa	Bilans pierwiastków	Bilans wyjściowy	Wartości mierzone	Niewiadome	Zmienne	Równania
Test 1	X				270	85	355	27
Test 2	X	X			270	87	355	54
Test 3	X	X	X		270	87	355	162
Test 4	X	X	X	X	270	87	355	189
Test 5	X	X	X	X	200	66	266	140

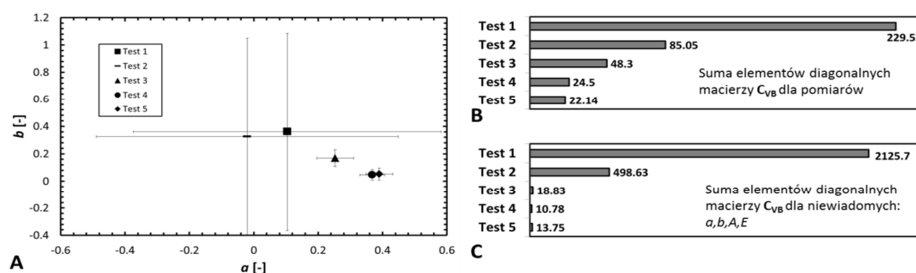
Tabela 2. Rezultaty – wartości parametrów a , b , A , E wraz z ich niepewnościami

Table 2. Results – values of parameters a , b , A , E with their uncertainties

Test	a	b	A	E
1	0.10 ± 0.48	0.36 ± 0.72	6.06 ± 34.1	48.04 ± 30.9
2	-0.02 ± 0.47	0.32 ± 0.72	-34.6 ± 18.4	8.06 ± 12.6
3	0.25 ± 0.06	0.16 ± 0.06	8.43 ± 3.5	49.22 ± 2.6
4	0.37 ± 0.03	0.05 ± 0.04	4.50 ± 2.6	44.81 ± 1.99
5	0.39 ± 0.04	0.05 ± 0.04	5.07 ± 2.9	44.94 ± 2.27

Zadaniem analizy było oszacowanie wartości parametrów określających szybkość badanego procesu: a , b , A , E . Ich wartości wraz z charakteryzującymi je niepewnościami zebrano w Tab. 2. Suma elementów diagonalnych macierzy kowariancji C_{VB} , przedstawiona na Rys. 3B oraz 3C, może służyć za miarę jakości uzyskanego rezultatu – czym mniejsza uzyskana wartość, tym model dokładniej opisuje proces. Na Rys. 3A pokazano wyznaczone w poszczególnych testach rzędy reakcji wraz z ich niepewnościami. Pokazano, że zwiększenie liczby równań modelowych, nakłada dodatkowe warunki, usztywniające uzyskane rezultaty. Szczególnie znaczące jest wymuszenie spełnienia równań

bilansowych - powoduje to efektywne wykorzystanie wszystkich mierzonych wielkości, co zmniejsza niepewność końcowych rezultatów. Zgodnie z przewidywaniami, Test 5, analizujący zmniejszoną liczbę danych pomiarowych charakteryzuje się niewielkim pogorszeniem rezultatu względem Testu 4.



Rys. 3. A) Wyznaczone wartości parametrów a i b wraz z niepewnościami oraz suma elementów diagonalnych macierzy C_{vB} dla: B) pomiarów i C) niewiadomych

Fig. 3. Calculated values of both a and b parameters with their uncertainties and sum of diagonal elements of C_{vB} matrix for: B) measurements and C) unknowns

4. Wnioski

W pracy przedstawiono analizę procesu reformingu parowego metanu za pomocą Uogólnionej Metody Najmniejszych Kwadratów. Metoda ta jest stosowana, gdy model numeryczny zawiera większą niż niezbędna dla uzyskania jednoznacznego rozwiązania ilość pomiarów, jednak uzyskane wyniki pomiarowe są obarczone błędami eksperymentalnymi. W takiej sytuacji możliwe jest uzyskanie skończonego zbioru rozwiązań prawdopodobnych. Metoda GLS pozwala na wybranie rozwiązania najbardziej prawdopodobnego oraz wyznaczenie określającej je niedokładności. Algorytm GLS zapewnia ponadto poprawę dokładności oszacowania wielkości mierzonych eksperymentalnie.

W pracy omówiono przeprowadzone badania eksperymentalne oraz ich wstępną analizę, którą następnie wykorzystano do inicjalizacji wektorów zmiennych w metodzie GLS. Przedstawiono ponadto wpływ wyboru równań modelowych na jakość uzyskiwanych rezultatów oraz wybrano zbiór równań ograniczeń najlepiej opisujące badany przypadek. Najbardziej precyzyjny model składał się z równań określających kinetykę badanej reakcji, prostoliniową zależność Arrheniusa, bilanse pierwiastków w strumieniach wejściowym i wyjściowym oraz bilanse udziałów molowych w strumieniu wyjściowym. Dokładny opis reakcji reformingu metanu, który można uzyskać dzięki zastosowaniu metody GLS, jest kluczowy z punktu widzenia modelowania i optymalizacji systemów ogniw paliwowych SOFC.

Literatura

[1] Achenbach E., Riensche E.: Methane/steam reforming kinetics for solid oxide fuel cells, J. Power Sources, 52 (1994) 283-288.

- [2] Brus G., Komatsu Y., Kimijima S., Szmyd J.S.: An Analysis of Biogas Reforming Process on Ni/YSZ and Ni/SDC Catalysts, *Int. J. Thermodyn.*, 15 (2012) 43-51.
- [3] Komatsu Y., Kimijima S., Szmyd J.S.: Numerical analysis on dynamic behavior of solid oxide fuel cell with power output control scheme, *J. Power Sources*, 223 (2013) 232-245.
- [4] Mogensen D., Grunwaldt J.-D., Hendriksen P.V., Dam-Johansen K., Nielsen J.U.: Internal steam reforming in solid oxide fuel cells: Status and opportunities of kinetic studies and their impact on modelling, *J. Power Sources*. 196 (2011) 25-38.
- [5] Odegard R., Johnsen E., Karoliussen H.: Methane reforming on Ni/Zirconia SOFC anodes, *Solid Oxide Fuel Cells IV*, The Electrochemical Society, Pennington, New York 1995, pp. 810-819.
- [6] Sciazko A., Komatsu Y., Brus G., Kimijima S., Szmyd J.S.: A novel approach to the experimental study on methane/steam reforming kinetics using the Orthogonal Least Squares method, *J. Power Sources*, 262 (2014) 245–254.
- [7] Szargut J.: *Rachunek wyrównawczy w technice cieplnej*, PAN, Komisja Energetyki, Wrocław 1984.

Prace były finansowane przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (Projekt HTRPL, Kontrakt nr SP/J/1/166183/12) oraz Precise Measurement Technology Promotion Foundation of Japan.

METHANE STEAM REFORMING PROCESS ANALYSIS WITH GENERALIZED LEAST SQUARES ALGORITHM

Summary

Mathematical model of the physical phenomena contains the uncertainties resulted from the inaccuracy of the measurements, assumed values of parameters and model simplifications. The article presents the experimental and numerical analysis of methane steam reforming process with Generalized Least Squares Method (GLS). Published in the literature equations about kinetics of reforming process are different and they do not contain the uncertainty analysis of the obtained results. The GLS algorithm is adopted to select the most probable values of reforming kinetics parameters and to objectively validate proposed mathematical models. The numerical analysis was conducted on the basis of the experimental measurements of 0.3 g Ni/YSZ 60:40vol catalyst sample. It was proven that GLS method is useful in securing higher accuracy of measured variables, finding the most probable values of unknowns and simultaneously determining the uncertainty coupled with all the variables in the system.

Keywords: Ni/YSZ catalyst, steam methane reforming, analysis of measuring errors

DOI: 10.7862/rm.2014.11

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Dawid TALER¹
Jan TALER²

DETERMINING HEAT TRANSFER CORRELATIONS FOR TRANSITION AND TURBULENT FLOW IN DUCTS

The objective of the paper is to develop correlations for the Nusselt number Nu in terms of the friction factor ζ (Re) and also Reynolds number Re and Prandtl number Pr , which is valid for transitional and fully developed turbulent flow. After solving the equations of conservation of momentum and the energy for turbulent flow in a circular tube subject to a uniform heat flux, the Nusselt number values were calculated for different values of Reynolds and Prandtl numbers. Then, the form of the correlation $Nu = f(Re, Pr)$ was selected which approximates the results obtained in the following ranges of Reynolds and Prandtl numbers: $2300 \leq Re \leq 1000000$, $0.1 \leq Pr \leq 1000$. The form of the correlation was selected in such a way that for the Reynolds number equals to $Re=2300$, i.e. at the point of transition from laminar to transitional flow the Nusselt number should change continuously. Unknown coefficients x_1, \dots, x_n appearing in the heat transfer correlation expressing the Nusselt number as a function of the Reynolds number and Prandtl number were determined by the method of least squares. To determine the values of the coefficients at which the sum of the difference squares is a minimum, the Levenberg-Marquardt method is used

Keywords: tube flow, heat transfer, coefficient of friction, correlation for the Nusselt number, transition and turbulent flow

1. Introduction

There are only a few heat transfer correlations for internal flows in pipes and ducts which are valid in transition and turbulent regions [3, 5-8, 12]. Based on the suggestion of Hausen, Gnielinski [5] superseded the Reynolds number Re by the term $(Re - 1000)$ in the heat transfer correlation to include the transitional region. A drawback of the Gnielinski correlation was the lack of the Nusselt number continuity for the Reynolds number $Re = 2300$, i.e. at the point at which the flow evolves from the laminar to transition region. In the later

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Dawid Taler, Cracow University of Technology, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, tel. 12 628 30 26, e-mail: dtaler@pk.edu.pl.

² Jan Taler, taler@mech.pk.edu.pl.

works [6-7] Gnielinski developed a new calculation method in the transitional flow based on the linear interpolation of the Nusselt number between $Re = 2300$ and $Re = 10000$ taking into account the finite length of the tube. In this way, continuity of the Nusselt number was assured in the range from $Re = 0$ to $Re = 1 \cdot 10^7$. It turned out, however, that in the range of Reynolds numbers from $Re = 4000$ to 20000 values of Nusselt numbers calculated using the interpolation formula proposed by Gnielinski are too large. For this reason, he changed his formula [8]. A linear interpolation between the Nusselt numbers at $Re = 2300$ and $Re = 4000$, was proposed. The Nusselt number for $Re = 2300$ is calculated from well-known correlations for the laminar flow and for $Re = 4000$ the Nusselt number is determined using the modified Pietukhov correlation in which Re was replaced by $(Re-1000)$. The disadvantage of all interpolation functions proposed by Gnielinski [6-8] is the need to specify the value of the Reynolds number for the end of the interval, in which the flow is transitional. Experimental studies show that in the range of Reynolds numbers: $2300 < Re < 20000$ the Nusselt numbers are much smaller than those calculated from the correlations used for turbulent flow. Tam and Ghajar [12] proposed correlations for the turbulent, laminar and the transition regions for three different tube inlet configurations: reentrant, square-edged and bell-mouth. They found that transition from laminar to turbulent flow occurred at Reynolds number of 2900 to 3500 for the re-entrant, 3100 to 3700 for the squared-edge, and at 5100 to 6100 for the bell-mouth. They developed correlations to predict the critical Reynolds numbers for the different inlets and correlations to predict heat transfer in the transition region of flow. All correlations are approximate and may possess errors as much as 25 percent or larger. In this paper, a new correlation for the Nusselt number Nu in terms of the friction factor ζ , Reynolds number Re and Prandtl number Pr , which is valid for transitional and fully developed turbulent flow.

2. Mathematical formulation of the problem

At first, the Nusselt number as a function of Reynolds and Prandtl numbers will be calculated based on the solution of momentum and energy conservation equations for turbulent flow for $Re > 3000$. The turbulent velocity profile \bar{w}_x is computed by solving the momentum conservation equation

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \rho (\nu + \varepsilon_\tau) \frac{d\bar{w}_x}{dr} \right] = \frac{dp}{dx} \quad (1)$$

where: p – pressure, r – radius, x – cartesian coordinate, \bar{w}_x - time averaged velocity, ν – kinematic viscosity, ε_τ – eddy diffusivity for momentum transfer (turbulent kinematic viscosity).

Equation (1) is subject to the following boundary conditions

$$\left. \frac{d\bar{w}_x}{dr} \right|_{r=0} = 0, \quad \bar{w}_x \Big|_{r=r_w} = 0 . \quad (2)$$

Taking into account that the shear stress τ is defined as

$$\tau = -(\mu + \rho \varepsilon_\tau) \frac{d\bar{w}_x}{dr} = -\rho(\nu + \varepsilon_\tau) \frac{d\bar{w}_x}{dr} = -\mu \left(1 + \frac{\varepsilon_\tau}{\nu} \right) \frac{d\bar{w}_x}{dr} \quad (3)$$

Eq. (1) can be rewritten in the form

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau) = \frac{2\tau_w}{r_w} \quad (4)$$

Integration of Eq. (5) with the boundary condition

$$\tau \Big|_{r=r_w} = \tau_w \quad (5)$$

gives

$$\tau = \tau_w \frac{r}{r_w} \quad (6)$$

Substitution of Eq. (6) into Eq. (3) leads to

$$\frac{d\bar{w}_x}{dr} = -\tau_w \frac{r}{r_w} \frac{1}{\mu \left(1 + \frac{\varepsilon_\tau}{\nu} \right)} \quad (7)$$

The solution to Eq. (7) should satisfy the boundary condition (2). The shear stress at the wall can be expressed as

$$\tau_w = \xi \frac{\rho w_m^2}{8} \quad (8)$$

Where the mean velocity w_m is given by

$$w_m = \frac{2}{r_w^2} \int_0^{r_w} \bar{w}_x r dr \quad (9)$$

The friction factor ζ can be expressed in the form

$$\zeta = \frac{8}{\text{Re}} \left[\int_0^1 \left(\int_R^1 \frac{R dR}{1 + \frac{\varepsilon_\tau}{\nu}} \right) R dR \right]^{-1} \quad (10)$$

To determine a velocity distribution $\bar{w}_x(r)$ and friction coefficient ζ the eddy diffusivity for momentum transfer ε_τ will be calculated using Reichardt's [9] empirical equations, which so far are most commonly used because of the high accuracy of the measurement data

$$\frac{\varepsilon_\tau}{\nu} = \kappa \left[y^+ - y_n^+ \tanh \left(\frac{y^+}{y_n^+} \right) \right], \quad y^+ \leq 50 \quad (11)$$

$$\frac{\varepsilon_\tau}{\nu} = \frac{\kappa}{4} y^+ (1 + R) \left(\frac{1}{2} + R^2 \right), \quad y^+ > 50 \quad (12)$$

where: $R = r/r_w$, $\kappa = 0.4$ and $y_n^+ = 11$.

The dimensionless distance from the tube wall is defined as

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} = \frac{y \sqrt{\tau_w / \rho}}{\nu} = \frac{(r_w - r) \sqrt{\tau_w / \rho}}{\nu} \quad (13)$$

where the symbol $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$ denotes the so called friction velocity.

The velocity distribution can be obtained by solving Eq. (7) with the boundary conditions (2) considering empirical Equations (11) and (12).

The velocity distribution can be determined also from the formula proposed by Reichardt based on experimental data [9]

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln \left[(1 + 0.4 y^+) \frac{1.5(1+R)}{1+2R^2} \right] + C \left[1 - \exp \left(-\frac{y^+}{11} \right) - \frac{y^+}{11} \exp \left(-\frac{y^+}{3} \right) \right], \quad 0 \leq R \leq 1 \quad (14)$$

where $C = 7.8$ is the constant. The advantage of the equation (14) is that it gives the velocity profile \bar{w}_x throughout the entire interval $0 \leq r \leq r_w$ without division of the tube cross-section into subdomains.

The energy conservation equation is

$$\rho c_p \bar{w}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \dot{q}) \quad (15)$$

where the heat flux \dot{q} contains the molecular \dot{q}_m and turbulent \dot{q}_t component

$$\dot{q} = \dot{q}_m + \dot{q}_t = (\lambda + \rho c_p \varepsilon_q) \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \quad (16)$$

The symbols in Eqs. (15) and (16) denote: ρ – density, c_p – specific heat at constant pressure, x – axial coordinate, ε_q – eddy diffusivity for heat transfer. Using the superposition principle, the fluid temperature can be expressed as the sum of the mass averaged temperature $\bar{T}_1(x)$ and radial temperature $\bar{T}_2(r)$

$$\bar{T}(x, r) = \bar{T}_1(x) + \bar{T}_2(r) \quad (17)$$

Taking into account that the heat flux at the tube wall \dot{q}_w is constant, Eq. (15) can be transformed to the form

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{\dot{q}}{\dot{q}_w} \right) = 2 \frac{\bar{w}_x}{w_m} \quad (18)$$

Rearranging Eq. (16) gives

$$\frac{d\bar{T}_2}{dR} = \frac{\dot{q} r_w}{\lambda \left(1 + \frac{\text{Pr} \varepsilon_\tau}{\text{Pr}_t \nu} \right)} \quad (19)$$

where the Prandtl number (molecular) Pr and turbulent Prandtl number Pr_t are defined as

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad \text{and} \quad Pr_t = \frac{\varepsilon_\tau}{\varepsilon_q} \quad (20)$$

Equations (18)-(19) are subject to the boundary conditions

$$\lambda \left(1 + \frac{Pr}{Pr_t} \frac{\varepsilon_\tau}{\nu} \right) \frac{1}{r_w} \frac{d\bar{T}_2}{dR} \Big|_{R=1} = \dot{q}_w \quad (21)$$

$$\dot{q} \Big|_{R=0} = 0, \quad \frac{d\bar{T}_2}{dR} \Big|_{R=0} = 0 \quad (22)$$

The system of ordinary differential Equation (7) and (18)-(19) with the boundary conditions (2) and (20)-(22) was solved using the finite difference method. The heat transfer coefficient at the inner surface of the tube α was then calculated as

$$\alpha = \frac{\dot{q}_w}{\bar{T}_2 \Big|_{R=1} - \bar{T}_{2m}} \quad (23)$$

where \bar{T}_{2m} designates the mass average fluid temperature

$$\bar{T}_{2m} = \int_0^1 \bar{w}_x \bar{T}_2 R dR. \quad (24)$$

Next, the Nusselt number values were calculated for different values of Reynolds and Prandtl numbers. The form of the function $Nu = f(Re, Pr)$ was selected which approximates the results obtained in the following Reynolds and Prandtl numbers: $2300 \leq Re \leq 1000000$, $0.1 \leq Pr \leq 1000$, where the dimensionless numbers are defined as

$$Nu = \frac{\alpha d_w}{\lambda}, \quad Re = \frac{w_m d_w}{\nu}, \quad Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}. \quad (25)$$

Unknown coefficients $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_m)^T$ appearing in the approximating function were determined using the least squares method

$$S(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{n_{Re}} \sum_{j=1}^{n_{Pr}} \left(\text{Nu}_{ij}^m - \text{Nu}_{ij}^c \right)^2 = \min \quad (26)$$

where: Nu_{ij}^m and Nu_{ij}^c - given and approximated values of the Nusselt number, respectively, $n_{Re} = 10$ and $n_{Pr} = 10$ - number of the Reynolds and Prandtl numbers which were taken into consideration in the sum (26).

It was assumed that for $3000 \leq \text{Re}$ the fluid flow in pipes with a smooth inner surface is turbulent. It results from the empirical formula proposed by Colebrook and White [11] and from the "Moody Chart" (Fig.1) which is based on the Colebrook-White formula. In addition, the condition $\text{Nu} = 4.364$ for $\text{Re} = 2300$ was imposed to ensure continuity of the Nusselt number on the boundary between laminar and transition flow.

Hence, the form of the approximating function was assumed as for the turbulent flow in smooth pipes

$$\text{Nu} = 4.364 + \frac{\frac{\xi}{8}(\text{Re} - 2300)\text{Pr}^{x_1}}{x_2 + x_3 \sqrt{\frac{\xi}{8}(\text{Pr}^{2/3} - 1)}} \quad \begin{array}{l} 2300 \leq \text{Re} \leq 10^6 \\ 0.1 \leq \text{Pr} \leq 1000 \end{array} \quad (27)$$

where the friction factor ξ is given by the Filonienko formula [5]

$$\xi = (1.82 \log \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad (28)$$

The coefficients obtained by the least squares method are:

$$x_1 = 1.008 \pm 0.0050, \quad x_2 = 1.08 \pm 0.0089, \quad x_3 = 12.39 \pm 0.0080.$$

The mean square error of the fit is $s_f = 34.78$ and the coefficient of determination is equal to $r^2 = 0.9999$. The correlation (27) was generalized to account for the finite length of the channel and temperature dependent thermal properties of the fluid

$$\begin{aligned} \text{Nu} = \text{Nu}_{m,q}(\text{Re} = 2300) + \frac{\frac{\xi}{8}(\text{Re} - 2300)\text{Pr}^{1.008}}{1.08 + 12.39 \sqrt{\frac{\xi}{8}(\text{Pr}^{2/3} - 1)}} \times \\ \times \left[1 + \left(\frac{d_w}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.11}, \quad 2300 \leq \text{Re} \leq 10^6, 0.1 \leq \text{Pr} \leq 1000, \frac{d_w}{L} \leq 1 \end{aligned} \quad (29)$$

where the symbol $Nu_{m,q}$ denotes the Nusselt number for the laminar flow, which can be calculated, for example, using the formulas given in [VDI]

$$Nu_{m,q} = \left[Nu_{m,q,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{m,q,2} - 0.6)^3 + Nu_{m,q,3}^3 \right]^{1/3} \quad (30)$$

with

$$Nu_{m,q,1} = \frac{48}{11} = 4.364 \quad (31)$$

$$Nu_{m,q,2} = 1.953 \left(Re Pr \frac{d_w}{L} \right)^{1/3} \quad (32)$$

$$Nu_{m,q,3} = 0.924 Pr^{1/3} \left(Re \frac{d_w}{L} \right)^{1/2} \quad (33)$$

The symbols d_w and L_w in Equations (29)-(30) denote inner or hydraulic diameter and the length of the channel, respectively.

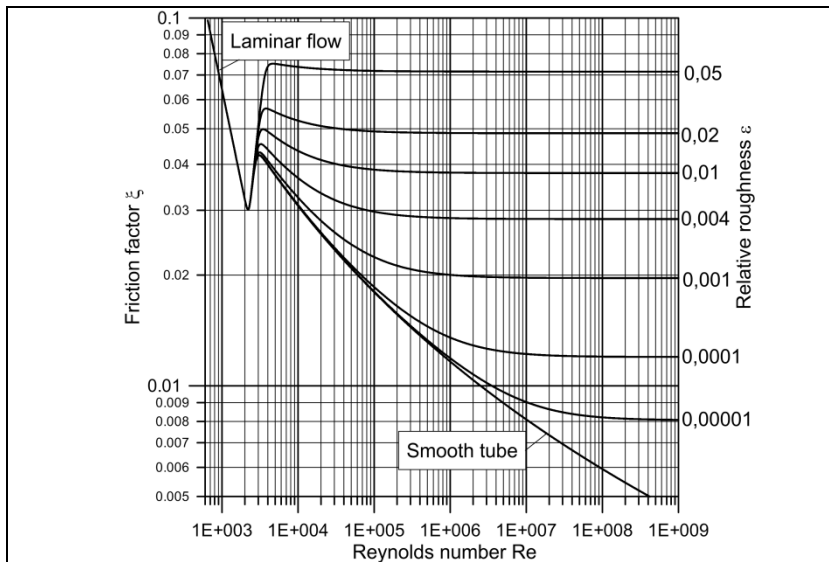


Fig. 1. Friction factor versus Reynolds number and relative roughness for commercial pipes

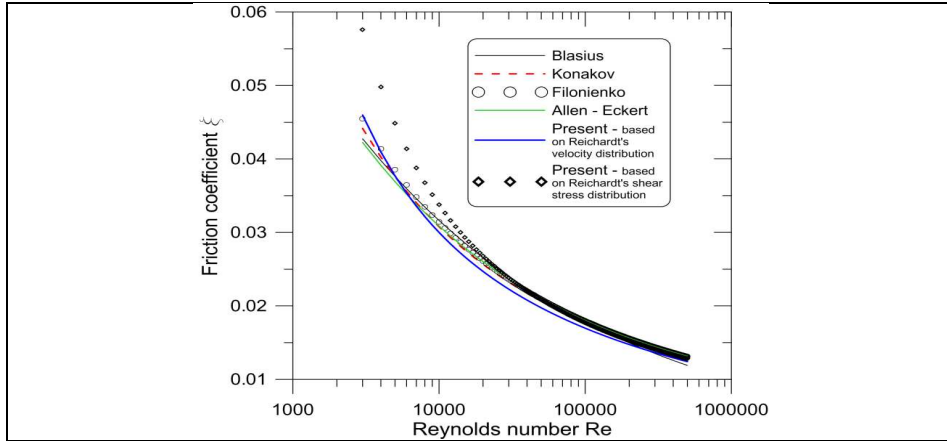


Fig. 2. Comparison of calculated friction factors for smooth pipes with the results obtained using the formulas proposed by Blasius, Filonienko, Konakov [5-8], and Allen and Eckert [1]

3. Comparison with experimental data

The various explicit formulas for turbulent friction factor, when the tube surface is smooth, are compared in Fig. 2 with the results obtained using Eq. (10) in conjunction with the formulas (11) and (12). Furthermore, the friction factor was calculated from the formula $\xi = 8 / (u_m^+)^2$ where the symbol u_m^+ denotes the mean velocity

$$u_m^+ = 2 \int_0^1 u^+ R dR.$$

The velocity distribution u^+ was determined from the Reichardt experimental formula (14).

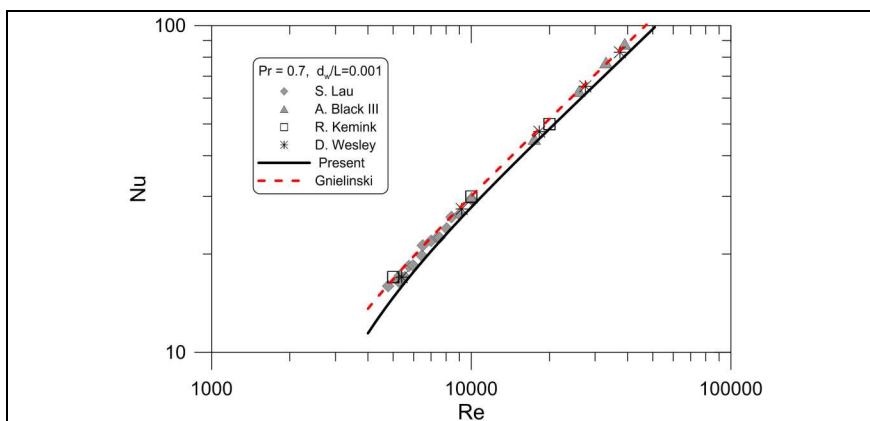


Fig. 3. Comparison of the results obtained using formula (29) with experimental data by Lau, Black, Kemink, and Wesley [8] and the method of calculation proposed by Gnielinski [8]

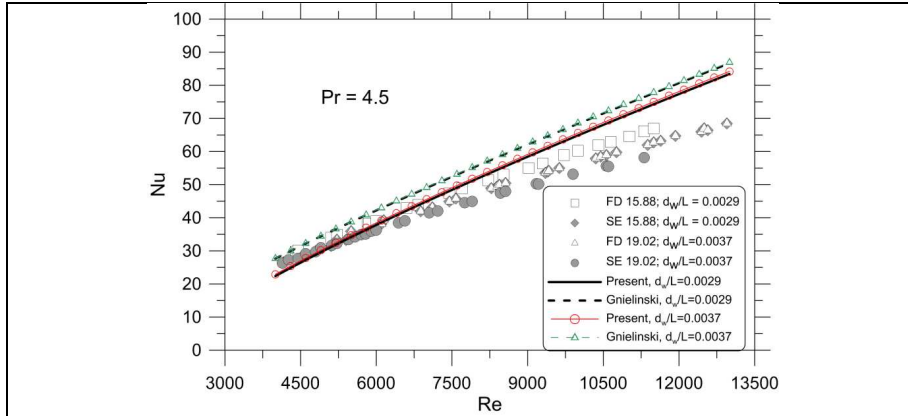


Fig. 4. Comparison of the results obtained using formula (29) with experimental data by Olivier and Meyer [10] and the method of calculation proposed by Gnielinski [8]

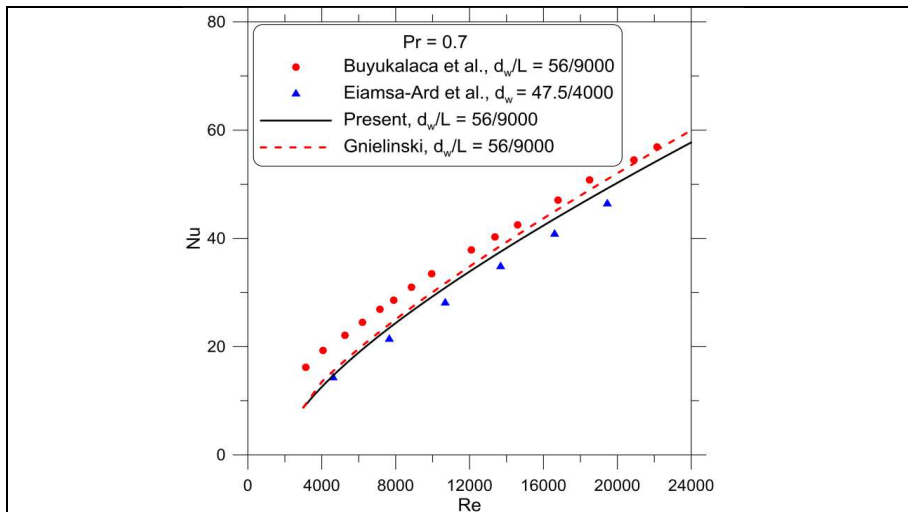


Fig. 5. Comparison of the results obtained using formula (29) with experimental data by Buyukalaca et al. [2] and Eiamsa-Ard et al. [4] and the method of calculation proposed by Gnielinski [8]

An inspection of the results shown in Fig. 2 indicates that for small Reynolds numbers the use of the experimental velocity distribution (14) given by Reichardt to calculate the friction factor ζ for small Reynolds numbers gives very satisfactory results. The formula (29) proposed in this paper is compared in Figures 3-5 with experimental data available in literature.

The comparisons presented in Figures 3-5 show that Eq. (29) gives results which are in good agreement with the experimental data. From the analysis of

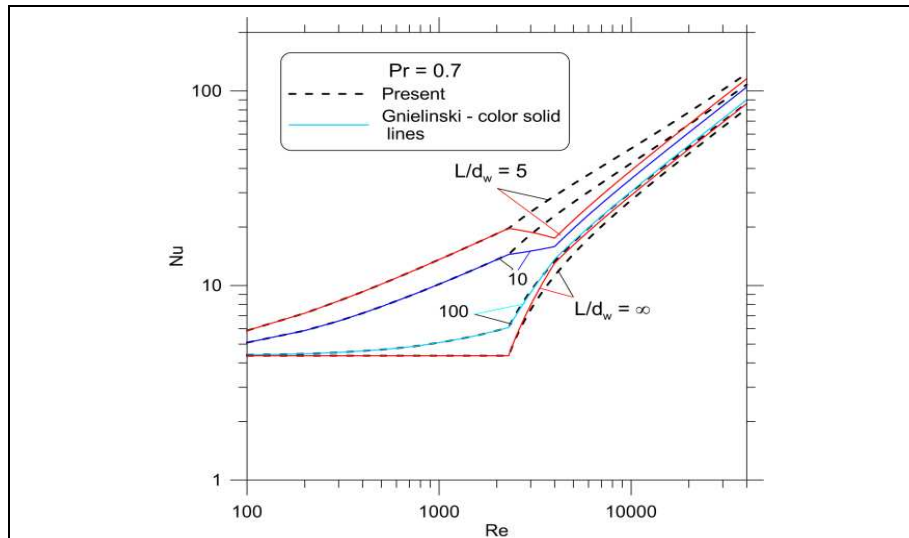


Fig. 6. Comparison of the results obtained using formula (29) and the method of calculation proposed by Gnielinski [8]

the results presented in Fig.6 it can be seen that the new linear interpolation between the equations for laminar and turbulent flow in the transition region developed recently by Gnielinski exhibits unusual behavior for short pipes.

4. Conclusion

A new equation for the Nusselt number for transition and turbulent flow in channels has been proposed. The heat transfer equation developed in the paper approximates very well experimental data.

References

- [1] Allen R. W., Eckert E. R. G.: Friction and heat-transfer measurements to turbulent pipe flow of water ($Pr = 7$ and 8) at uniform wall heat flux, *Transactions of the ASME, J. Heat Transfer*, 86 (1964) 301-310.
- [2] Buyukalaca O., Ozceyhan V., Gunes S.: Experimental investigation of thermal performance in a tube with detached circular ring turbulators, *Heat Transfer Eng.*, 33 (2012) 682-692.
- [3] Churchill, S. W.: Comprehensive correlating equations for heat, mass and momentum transfer in fully developed flow in smooth tubes, *Ind. Eng. Chem. Fundam*, 16 (1977) 109-116.
- [4] Eiamsa-Ard S., Kongkaitpaiboon V., Promvongse P.: Thermal performance assessment of turbulent tube flow through wire coil turbulators, *Heat Transfer Eng.*, 32, (2011) 957-967.

- [5] Gnielinski, V.: Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen, *Forschung im Ingenieurwesen (Engineering Research)*, 41 (1975) 8-16.
- [6] Gnielinski, V.: Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung, *Forschung im Ingenieurwesen (Engineering Research)*, 61 (1995) 240-248.
- [7] Gnielinski V.: Durchströmte Rohre, Abschnitt G1, VDI-Wärmeatlas 11., bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Vieweg, Berlin-Heidelberg 2013, pp. 785-791.
- [8] Gnielinski, V.: On heat transfer in tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 63 (2013) 134-140.
- [9] Reichardt H.: Vollständige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen, *Z. Angewandte Math. Mechanik*, 31 (1951) 208-219.
- [10] Olivier J. A., Meyer J. P.: Single-phase heat transfer and pressure drop of the cooling water inside smooth tubes for transitional flow with different inlet geometries, *HVAC&R Research*, 16 (2010) 471-496.
- [11] Rennels D. C., Hudson H.M.: Pipe flow. A practical and comprehensive guide, AICHE, Wiley, Hoboken 2012.
- [12] Tam, L. M. & Ghajar A. J.: Transitional heat transfer in plain horizontal tubes, *Heat Transfer Eng.*, 27 (2006) 23-38.

WYZNACZANIE KORELACJI NA LICZĘ NUSSelta DLA PRZEPIYU PRZEJŚCIOWEGO I TURBULENTNEGO

Streszczenie

Celem pracy było wyznaczenie korelacji na liczbę Nusselta Nu w funkcji współczynnika tarcia ζ (Re) oraz liczby Reynoldsa Re i Prandtla Pr , która obejmuje zakres przejściowy i turbulentny. Po rozwiązaniu równań zachowania pędu i energii dla przepływu w rurze na powierzchni, której zadana jest stała gęstość strumienia ciepła wyznaczono liczbę Nusselta w funkcji liczby Reynoldsa i Prandtla. Następnie wybrano funkcję przybliżającą $Nu = f(Re, Pr)$, w której nieznanne współczynniki wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów. Zaproponowana korelacja na liczbę Nusselta ważna jest w przedziałach: $2300 \leq Re \leq 1000000$, $0.1 \leq Pr \leq 1000$. Postać korelacji została wybrana w taki sposób, że dla liczby Reynoldsa $Re = 2300$, tj. w miejscu przejścia od przepływu laminarnego do przejściowego liczba Nusselta powinna zmieniać się w sposób ciągły. Nieznane współczynniki x_1, \dots, x_n występujące w korelacji przejmowania ciepła i wyrażające liczbę Nusselta w funkcji liczby Reynoldsa i liczby Prandtla określono metodą najmniejszych kwadratów. W celu określenia wartości współczynników przy których suma kwadratów różnicy jest minimalna, zastosowano metodę Levenberga-Marquarda.

Słowa kluczowe: przepływ w rurze, współczynnik tarcia, korelacja na liczbę Nusselta, przepływ w zakresie przejściowym i turbulentnym

DOI: 10.7862/rm.2014.12

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Piotr WAIS¹

FIN-TUBE HEAT EXCHANGER PERFORMANCE FOR DIFFERENT LOUVER ANGLES

To choose the proper design for a heat exchanger in engineering industry and to evaluate the finned surface performance it is important to calculate fin efficiency. The heat transfer conditions, in tube-fin heat exchangers, can be modified for instance by changing the fin shapes. The angle of louver inclination affects the fluid flow direction and it has the effect on the heat transfer and temperature changes. In the paper, the heat transfer is estimated numerically for fins with and without louvers to choose the optimal louver angle in the car radiator. Numerical analyses are carried out to examine finned tube heat exchanger and to determine the performance of the radiator for eight different louver angles. Solutions are obtained by means of ANSYS program. The tube material is kept fixed as well as the heat exchanger fin and tube pitches (spacing) and the inlet air velocity.

Keywords: car radiator, louver inclination, efficiency, heat transfer

1. Introduction

The heat exchangers used in cars are based on tube/fin designs. To improve air side heat transfer and to reduce the air side thermal resistance, the fins are used. There are various fin patterns such as rectangular fins, louvered fins, offset strip fins, perforated fins and wavy fins. It can be seen that it is very important for engineers and researchers to find out the optimum shapes of the louvered fin to reach the working objectives such as thermal performance, radiator dimensions (envelope), weight, durability, heat transfer rate or pressure drop. The optimizations of the louver angle are performed experimentally or numerically, many times in combination with other fin parameters. Most studies assumed a single louver angle for all the louvers in the heat exchanger and analysed the louvered fins without tube-fin interaction.

Considering that an automotive radiator is an important part of the car cooling system, the louvered fin heat exchanger is often the subject of research.

Wang and Chi presented the airside performance of fin-and-tube heat exchangers with plain fin configurations. Depending on the number of tube rows,

¹ Piotr Wais, Cracow University of Technology, al. Jana Pawla II 37, 31-864 Krakow, e-mail: wais@mech.pk.edu.pl

it was found that the heat transfer characteristics were strongly related to the fin pitch [10]. Saboya and Saboya determined average transfer coefficients for plate fin and elliptic tube exchangers. Mass transfer experiments were performed using the naphthalene sublimation technique. They showed that the performance advantage of the elliptical tube arrangements resulted from the higher fin efficiency [6]. Lyman et al. conducted experiments in a number of large-scale louver models with varied fin pitch and louver angle over a range of Reynolds numbers [3]. Nuntaphan et al. analysed the effect of inclination angle on the louver finned tube heat exchanger in natural convection condition. At an inclination angle such as 30–45°, a considerable increase of heat transfer performance was seen [5]. Vorayos and Kiatsiriroat focused on the effects of the louvered fin heat exchanger's design parameters, which include the louver pitch and louver angle, on the convective heat transfer. The louver angles were set to different values and they showed that the heat transfer characteristic dropped as the angle went beyond 30° [8]. Wais analysed the heat transferred from the tube/fins to the moving air in a single row heat exchanger. It was shown that the fin shapes modified the heat transfer conditions by changing the distribution of fluid mass in the channel [9]. Vaisi et al. investigated experimentally air-side heat transfer and pressure drop characteristics of flow over louvered fins in compact heat exchangers (using flat plates) [7]. Butha et al. focused on the applications of Computational Fluid Dynamics (CFD) in the field of heat exchangers. It was found that CFD has been employed for the following areas of study in various types of heat exchangers [1]. Lee et al. presented the numerical method to efficiently predict heat transfer phenomena of a louver fin radiator [2].

Analysing the papers, it is seen that the performance of a heat exchanger in automotive applications depends on the fin/tube dimensions. The radiator characteristics are determined by different variables such as tube shape, tube thickness, fin material, fin thickness, number of louvers, louver pitch, louver height and louver angle. Any change in geometrical parameters impacts the flow characteristics and as a consequence effects the heat transfer. The heat amount transferred to the air depends strongly on the air flow patterns in the heat exchanger.

It can be also noticed that the articles generally regard the louvered fins attached to the flat tubes. Because the circular tubes are the simplest and cheapest there are still in use for different car models despite the wake region behind the tube that reduces the heat transfer on downstream fin regions. Also, automotive companies often realize their own Cost Improvement Process to reduce the manufacturing cost keeping suitable heat transfer requirements. The optimum heat transfer rate can be obtained by changing the geometrical parameters of the fin. Numerical investigations are carried out to analyse the heat transfer characteristics of a louvered fin. Studies found in literature focus on flat tube heat exchangers. Hence, the objective of this work is to examine the effect of louver

angles on the heat transfer in a circular tube heat exchanger applied in the automotive industry.

The paper focuses on the conventional automotive radiator, tubular fin heat exchanger, for which the manufacturing cost is cheaper, comparing to other tube designs (elliptical or flat tubes). The paper presents the heat transfer calculations and the influence of louver angles on the heat transfer performance. The power of the car radiator segment is also estimated. The contact resistance at the interface between the tube and the fin is assumed to be negligible. A computational fluid dynamics program is used for the analysis. These calculations are compared to the result received for the fin without louvers.

2. Optimization function

The goal function is defined as the amount of heat transferred to the passing air:

$$\dot{Q} = m_{AIR} c_{AIR} (T_{OUT} - T_{IN}) \quad (1)$$

The optimization problem can be resolved by finding the maximum value of the function:

$$\dot{Q} = m_{AIR} c_{AIR} (T_{OUT} - T_{IN}) \rightarrow \max \quad (2)$$

The temperature at the outlet section, T_{OUT} , is found numerically for different louvered angles. The air temperature value is evaluated in the outlet section according to the formula:

$$T_{OUT} = \frac{\sum (m_{AIRn} T_{AIRn})}{m_{AIR}} \quad (3)$$

3. Fin heat exchanger description

The car radiator, on which the investigation is carried out, is a cross flow type compact heat exchanger, with water flowing inside tubes, and air flowing over the tubes and fins. The car radiator consists of two tube rows. The three dimensional view of the small part of analyzed heat exchanger and its configuration is shown in Figure 1. The radiator characteristic dimensions are written in Table 1. The geometry of the heat exchanger is presented in Figure 2 and Figure 3.

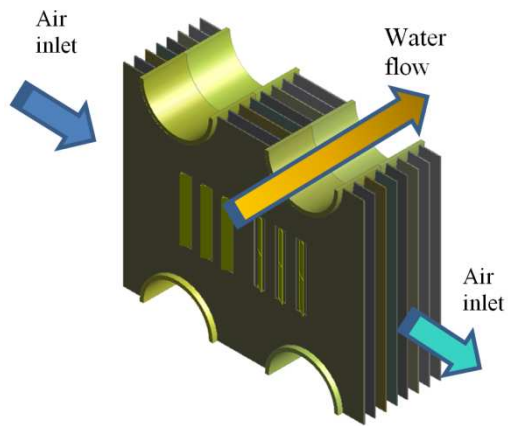


Fig. 1. Analyzed heat exchanger with circular tubes

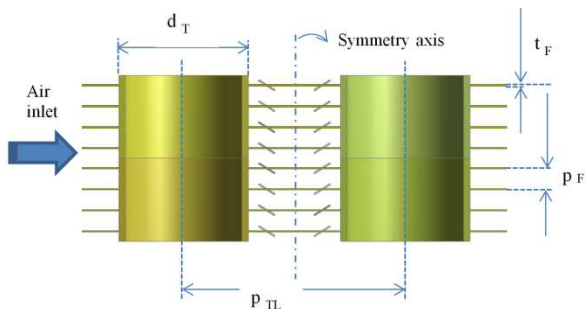


Fig. 2. Cross section perpendicular to the fin surface

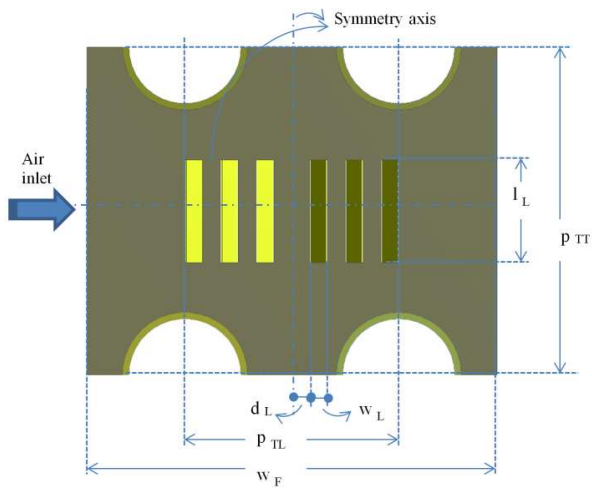


Fig. 3. Cross section parallel to the fin surface

The flow and heat transfer phenomena in a round tube heat exchanger with and without louvered fins are analysed numerically. The three-dimensional computational domain with louvers is shown in Figure 4. The fin thickness is 0.081 mm. The louver pitch is assumed to be the same as the louver length since the louver is formed from cutting the fin material. The similar model is built for the fins without louvers keeping the same fin pitch. The computational domain is extended both upstream and downstream to minimize the influence of the potential back flow. The heat transfer along a louver depends on the flow field surrounding a particular louver and the thermal field. Due to the symmetry, only few segments are modelled.

Table 1. Radiator dimensions

Tube	Symbol	Value
Transversal tube pitch	p_{TT}	18.60 mm
Longitudinal tube pitch	p_{TL}	12.00 mm
External tube diameter	d_T	7.00 mm
Tube thickness	t_{TT}	0.35 mm
Fin	Symbol	Value
Fin pitch	p_F	1.05 mm
Fin thickness	t_F	0.081 mm
Fin width	w_F	23.00 mm
Louver	Symbol	Value
Louver angle	α	$0^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ$
Louver thickness	t_L	0.081 mm
Louver length	l_L	6.00 mm
Louver width	w_L	1.00 mm
Louvered distance	d_L	1.00 mm

Considering the computer resources, the mesh structure is defined in a way that the solution process can give stable results. The mesh structure contains tetrahedral mesh elements in the air volume and hexahedral elements in the tubes. The computational domain consists of over 5.1 million elements. Surface mesh element sizes are controlled to obtain fine mesh elements close to the louvers. The mesh grows in size outward from the fin and louver to the tubes and extended domains. The simultaneous heat transfer occurs through the air and the finned surface. The property values of air and the fin/tube solid material (aluminium) are given in Table 2.

Boundary conditions for all the boundaries are specified for the computational domain. The flow is assumed to be three dimensional and steady. At the entrance of the domain, the inlet air temperature is taken as 25°C and the uniform inlet velocity of the air is 15 m/s that gives car velocity of 54 km/h. The

turbulent inlet intensity is set to 5%. The internal tube temperature is constant and equals 90°C. The relative average static pressure is assumed to be 0 Pa at the outlet. The heat transfer direction is considered from tube/fins to the passing air. The SST model is used for calculations thanks to its reliability and precision. RMS residual level is defined as 10^{-4} . The CFD computations are obtained for eight models (louver angles 0°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40°, 45°, 50°).

Table 2. Physical properties of air and tube/fin material

Air	Symbol	Value
Density	ρ_{AIR}	1.185 kg/m ³
Molar mass	M_{AIR}	28.96 kg/kmol
Specific heat capacity	c_{AIR}	1004.4 J/(kg K)
Thermal conductivity	k_{AIR}	0.0261 W/(m K)
Dynamic viscosity	μ_{AIR}	$1.831 \cdot 10^{-5}$ kg/(m s)
Aluminium	Symbol	Value
Density	ρ_{MAT}	1.185 kg/m ³
Molar mass	M_{MAT}	28.96 kg/kmol
Specific heat capacity	c_{MAT}	1004.4 J/(kg K)
Thermal conductivity	k_{MAT}	0.0261 W/(m K)

4. Results and conclusion

The plane parallel to the fin surface, located between upper and lower fins are introduced to illustrate the air temperature and velocity field in the space between the fins (Fig. 4).

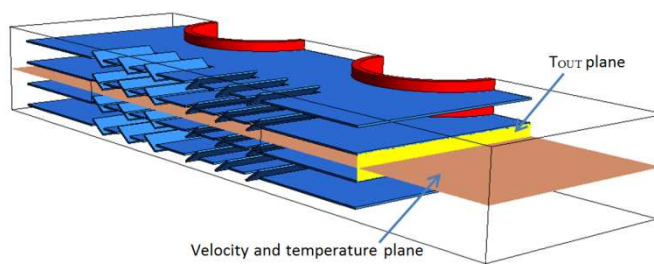


Fig. 4. Velocity and temperature plane, T_{out} plane

Analyzing the velocity fields, the wake zone can be noticed between tubes. The air temperature in the wake zone (between tubes) is high, but there is not any advantage for the amount of heat transferred to the air because the velocity of the air is almost zero. It can be seen that the temperature and velocity profiles

have the same trend for other louver angles. To find the radiator goal function, the mean air temperature at the outlet section is calculated at the cross section, T_{OUT} plan, presented in Figure 4. Detailed results are written in Table 3.

Table 3. Radiator heat transfer characteristics

Model name	Louver angle, α	\dot{m}_{AIR} , g/s	T_{OUT} , $^{\circ}C$	\dot{Q} , W	\dot{Q} , %
Model 0	No louver	0.174	46.98	3.84	100.0
Model 20	20 $^{\circ}$	0.174	49.67	4.31	112.2
Model 25	25 $^{\circ}$	0.174	50.16	4.40	114.5
Model 30	30 $^{\circ}$	0.174	50.27	4.42	115.0
Model 35	35 $^{\circ}$	0.174	50.49	4.45	116.0
Model 40	40 $^{\circ}$	0.174	51.05	4.55	118.5
Model 45	45 $^{\circ}$	0.174	51.48	4.63	120.5
Model 50	50 $^{\circ}$	0.174	51.24	4.59	119.4

It can be seen that, the heat output from the radiator depends on the louver angles and for circular tubes the maximum value can be reached at 45 $^{\circ}$. In the study, the air flow and temperature fields as well as the heat transfer are examined for a louvered car radiator. The three dimensional models are built to optimize the heat transfer process. The tube material is kept fixed as well as the heat exchanger fin and tube pitches (spacing). Applied numerical studies enable to optimize the fin geometry and can be used as an alternative activity for more costly experimental studies. The paper subject is to present the flow and thermal effects of the louver angle on the heat transfer for the circular tube heat exchanger.

References

- [1] Bhutta M.M.A., Hayat N., Bashir, M.H., Khan A.R., Kanwar Ahmad, N. & Khan S.: CFD applications in various heat exchangers design: A review, Appl. Thermal Eng., 32 (2012) 1-12.
- [2] Lee S.H., Hur N., Seongwon Kang S.: An efficient method to predict the heat transfer performance of a louver fin radiator in an automotive power system, J. Mech. Sci. Technol., 28 (2014) 145-155.
- [3] Lyman A.C., Stephan R.A., Thole K.A., Zhang L.W., Memory S.B.: Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins, Exp. Thermal Fluid Sci., 26 (2002) 547-563.

- [4] Malapure P., Sushanta K., Mitra S.K., Bhattacharya A.: Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger, *Int. J. Thermal Sci.*, 46 (2007) 199-211.
- [5] Nuntaphan A., Vithayasai S., Kiatsiriroat T., Wang C.C.: Effect of inclination angle on free convection thermal performance of louver finned heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50 (2007) 361-366.
- [6] Saboya S.M., Saboya F.E.M. Experiments on elliptic sections in one- and two- row arrangements of plate fin and tube heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 24 (2001) 67-75.
- [7] Vaisi A., Esmaeilpour M. & Taherian H.: Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger, *Appl. Thermal Eng.*, 31 (2011) 3337-3346.
- [8] Vorayos N. & Kiatsiriroat T.: Thermal characteristics of louvered fins with a low-reynolds number flow, *J. Mech. Sci. Technol.*, 24 (2010) 845-850.
- [9] Wais P.: Fluid flow consideration in fin-tube heat exchanger optimization, *Arch. Thermodynamics*, 31 (2010) 87-104.
- [10] Wang C.C. & Chi K.Y.: Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43 (2000) 2681-2691.

SPRAWNOŚĆ OŻEBROWANEGO WYMIENNIKA CIEPŁA DLA RÓŻNYCH KĄTÓW USTAWIENIA ŻALUZJI

Streszczenie

W celu właściwego doboru wymiennika ciepła i prawidłowego określenia kryteriów pracy niezbędne jest oszacowanie sprawności zastosowanego ożebrowania. Warunki wymiany ciepła mogą ulec zmianie między innymi poprzez zmodyfikowanie kształtu żeber. Modyfikując kąt pochylenia żaluzji ożebrowania można spowodować zmianę kierunku prędkości przepływającego powietrza i wpłynąć na wymianę ciepła. W pracy przeanalizowano ilość wymienianego ciepła w chłodnicy samochodowej dla ośmiu różnych kątów nachylenia żaluzji w celu określenia położenia optymalnego, dla którego ilość oddawanego ciepła będzie największa. Przeprowadzono analizy numeryczne w celu zbadania użebrowanej rury wymiennika ciepła oraz aby określić wydajność grzejnika dla ośmiu różnych kątów żaluzji. Obliczenia wykonano za pomocą programu ANSYS. Badania wykonano dla tego samego materiału rury, żeber wymiennika ciepła oraz dla stałej podziałki żeber oraz prędkości powietrza wlotowego.

Słowa kluczowe: chłodnica samochodowa, kąt żaluzji, sprawność, wymiana ciepła

DOI: 10.7862/rm.2014.13

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Agnieszka WRÓBLEWSKA¹

OPTIMALIZACJA KSZTAŁTU ORAZ ROZMIESZCZENIA KANAŁÓW CHŁODZĄCYCH W ŁOPATKACH TURBIN GAZOWYCH

W pracy przedstawiono wyniki obliczeń dotyczących problemu chłodzenia łopatek turbin gazowych. Sformułowane zostało zagadnienie odwrotne dotyczące rozmieszczenia kanałów chłodzących w istniejącej konstrukcji łopatki z punktu widzenia kryterium optymalizacyjnego. Jako kryterium optymalizacji przyjęta została stała temperatura na brzegu zewnętrznym łopatki równa 600K i 650K. Obliczenia wykonane zostały dla łopatki Mark2 przy założeniu, że znany jest rozkład współczynnika przejmowania ciepła na brzegu zewnętrznym łopatki. Wyniki obliczeń pokazują, że rozmieszczenie kanałów chłodzących w tej łopacie nie jest prawidłowe z punktu widzenia rozpatrywanego kryterium optymalizacyjnego.

Słowa kluczowe: zagadnienia odwrotne, źródła pozorne

1. Wprowadzenie

Turbina gazowa jest podstawowym źródłem napędu lotniczego, a także ważnym elementem konwersji energii w układach energetycznych. Istotnym czynnikiem podnoszącym efektywność przemian energetycznych w układach z turbiną gazową jest temperatura spalin na wlocie turbiny. Podnoszenie tej temperatury wpływa na sprawność obiegu termodynamicznego oraz poziom mocy jednostkowej [1]. Wysoka temperatura spalin powoduje, że materiały, z których zrobione są łopatki muszą mieć określone własności termofizyczne, aby mogły pracować w takich temperaturach. W tym celu stosuje się między innymi powłoki ochronne, mające zabezpieczyć łopatkę przed niekorzystnym wpływem temperatury gazów spalinowych oraz systemy chłodzenia łopatek. Przeciwdziałanie warunkom termicznym panującym w elementach turbin gazowych polega m.in. na [2]:

1. zastosowaniu chłodzenia wewnętrznego oraz zewnętrznego (filmowego),
2. doborze materiałów na łopatkę oraz powłokę ochronną,
3. wyborze czynnika chłodzącego.

¹ Agnieszka Wróblewska, Politechnika Poznańska, pl. Marii Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań, tel. 61 665 2213, e-mail:agnieszka.wroblewska@poznan.pl.

Zastosowanie systemów chłodzenia łopatek turbin gazowych umożliwia osiągnięcie temperatury spalin znacznie przewyższającej ograniczenia materiałowe dla łopatek niechłodzonych. Powoduje również komplikacje, do których należą znaczne gradienty temperatur w łopatkach. Gradienty temperatur związane są z naprężeniami termicznymi, które mają wpływ na trwałość elementów turbin gazowych. Działania, które należy podjąć, aby zmniejszyć negatywne skutki chłodzenia łopatek sprowadzają się m.in. do zapewnienia równomierności chłodzenia oraz modelowania kanałów łopatek turbin gazowych [2]. Współcześnie można wyróżnić kilka systemów chłodzenia: konwekcyjne, filmowe, strumieniowe (uderzeniowe), transpiracyjne, które stosuje się w zależności od temperatury spalin [3].

Przedmiotem rozważań prezentowanych w tym artykule jest optymalizacja kształtu oraz rozmieszczenia kanałów chłodzących w łopatkach turbin gazowych. Zagadnienie to jest bardzo ważne z technicznego punktu widzenia. Jako przykład można tu wymienić pozycje [4], [5]. Pierwsza z nich zajmuje się poszukiwaniem położenia punktowych źródeł ciepła w obszarze łopatki. Druga wykorzystuje algorytm genetyczny do ustalenia położenia kanałów chłodzących w istniejącej konstrukcji łopatki C3X z dziesięcioma kanałami chłodzącymi [6]. Tak postawione zagadnienia należą do klasy zagadnień odwrotnych, a używając podziału wprowadzonego w pracy [7], są to:

- zagadnienia określenia kształtu obszaru (kształtu oraz rozmieszczenia kanałów chłodzących łopatki),
- zagadnienia identyfikacji warunków brzegowych (np. rozkładu temperatury na ścianach kanałów chłodzących).

Zagadnienia odwrotne należą do klasy zagadnień źle postawionych w sensie Hadamarda [8], co oznacza m.in., że małe zaburzenia wielkości zadanych powodują duże błędy rozwiązania zagadnienia odwrotnego. Istnieje wiele metod rozwiązywania zagadnień odwrotnych, z których ważniejsze to regularyzacja Tichonowa [9], algorytmy iteracyjne [10] oraz algorytm *svd* (*singular value decomposition*) [11]. Algorytm, którego modyfikacja prezentowana jest w tej pracy bazuje na iteracyjnym rozwiązywaniu ciągu zagadnień bezpośrednich, został opisany w [12]. Jest rozwinięciem idei prezentowanej w [13] polegającej na zastąpieniu obszaru wielospójnego jakim jest łopatka turbiny gazowej z kanałami chłodzącymi, obszarem jednospójnym. W obszarach dołączonych (kanałach chłodzących) wstawione są nieznanne źródła ciepła. Problem odwrotny polegający na wyznaczeniu temperatury oraz gęstości strumienia ciepła na ścianach kanałów chłodzących zostaje w ten sposób zastąpiony wyznaczeniem nieznanej funkcji źródła (*source heat conduction problem – SHCP*). Tak postawione zagadnienia odwrotne można znaleźć w pracach [14 – 18]. Do identyfikacji źródeł ciepła stosowana jest m.in. metoda rozwiązań podstawowych (MFS) z algorytmem *svd* [15], regularyzacja Tichonowa [17] lub algorytmy iteracyjne

[14]. Zagadnienia odwrotne związane z wyznaczaniem nieznanej funkcji źródła mają wiele rozwiązań [19].

2. Sformułowanie problemu

Rozważmy równanie Poissona w obszarze Ω_p (rys.1) z nieznaną funkcją źródła w obszarach Ω_i (kanały chłodzące łopatk turbin gazowej)

$$\Delta T = f, \quad f = \begin{cases} f_i & \text{dla } (x, y) \in \Omega_i \\ 0 & \text{dla } (x, y) \in \Omega \end{cases}, \quad \Omega_p = \Omega \cup \bigcup_i \Omega_i \quad (1)$$

ze znanym warunkiem brzegowym trzeciego rodzaju

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma_z} = \alpha_z (T|_{\Gamma_z} - T_p) \quad (2)$$

gdzie α_z – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni zewnętrznej łopatk, T_p – temperatura płynu otaczającego łopatkę turbiny gazowej. Brakującą informacją potrzebną do wyznaczenia nieznanej funkcji źródła f jest kryterium optymalizacyjne

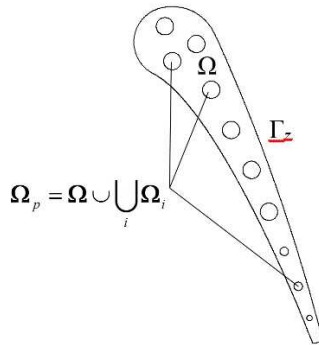
$$\min_f J[f] = \min_f \frac{1}{2} \int_{\Gamma_z} (T(f) - T_o)^2 ds \quad (3)$$

gdzie T_o – zadana stała temperatura na zewnętrznym brzegu obszaru łopatk.

Tak postawione zagadnienie odwrotne jest równoważne zagadnieniu Cauchy'ego dla równania Laplace'a w obszarze wielospójnym Ω [12], w którym z warunku brzegowego (2) i kryterium optymalizacji (3) są wyznaczone temperatura i strumień ciepła na ścianach kanałów chłodzących.

Sprowadzenie rozwiązywania zagadnienia Cauchy'ego w obszarze wielospójnym do rozwiązywania zagadnienia Poissona w obszarze jednospójnym z nieznanymi funkcjami źródła w obszarach dołączonych pozwala na postawienie następującego zagadnienia odwrotnego, ważnego z technicznego punktu widzenia. Dla istniejącej konstrukcji łopatk turbiny gazowej, założonych warunków pracy oraz kryterium optymalizacyjnego, należy określić poprawność rozmieszczenia kanałów chłodzących w łopatce turbiny gazowej.

Dla istniejącej konstrukcji łopatk problem sprowadza się do znalezienia rozkładu mocy pozornych źródeł ciepła w kanałach chłodzących, przy czym wartości mocy źródeł otrzymane w wyniku rozwiązania zagadnienia odwrotnego nie powinny zmieniać znaku. Zmiana znaku funkcji źródła prowadzi do oscylacji rozwiązania zagadnienia odwrotnego.



Rys. 1. Obszar łopatki turbiny gazowej Mark 2 z kanałami chłodzącymi [6]

Fig. 1. Region of the gas turbine blade Mark2 with cooling channels [6]

3. Metoda rozwiązania zagadnienia odwrotnego

Algorytm iteracyjny [12], który rozwiązuje równanie Poissona (1) z nieznaną funkcją źródła f , warunkiem brzegowym (2) i kryterium optymalizacji (3), po modyfikacji jest postaci:

krok 1. rozwiązanie równania Laplace'a

$$\Omega_p: \quad \Delta T^m = 0$$

$$\Gamma_z: \quad -\lambda \frac{\partial T^m}{\partial n} = \alpha_z (T^m - T_p)$$

krok 2. rozwiązanie równania sprzężonego

$$\Omega_p: \quad \Delta p^m = 0,$$

$$\Gamma_z: \quad \frac{\partial p^m}{\partial n} = -\frac{\alpha_z}{\lambda} p^m - T^m + T_o.$$

krok 3. wyznaczenie funkcji poliharmonicznej $\Delta^{-k} p^m$

$$\Omega_p: \quad w_0 = p^m$$

$$\text{for } j=1 \text{ to } k \quad \Omega_p: \quad \Delta w_j = w_{j-1},$$

$$\Gamma_z: \quad w_j = 0$$

krok 4. Rozwiązanie równania Poissona

$$\Omega_p: \quad \Delta u^m = q, \quad q = \begin{cases} w_k, & \text{jesli } (x, y) \in \Omega_i \\ 0, & \text{jesli } (x, y) \in \Omega \end{cases}$$

$$\Gamma_z: \quad \frac{\partial u^m}{\partial n} = -\frac{\alpha_z}{\lambda} u^m$$

krok 5. Wyznaczanie optymalnej wartości η

$$\eta = \frac{\sum_i \int_{\Omega_i} p^m (-\Delta)^{-k} p^m d\omega}{\int_{\Gamma_z} (u^m)^2 ds}$$

$$\Omega: T^{m+1} = T^m - \eta u^m$$

$$\Omega_i: f_i^{m+1} = f_i^m - \eta \Delta^{-k} p^m$$

$$f_i^{m+1} = \begin{cases} f_i^{m+1} & \text{dla } f_i^{m+1} \leq f_{gr} \\ 0 & \text{dla } f_i^{m+1} > f_{gr} \end{cases}$$

jeśli $|f_i^{m+1} - f_i^m| > \varepsilon$ **wtedy** $m = m+1$ **idź do krok 2.**

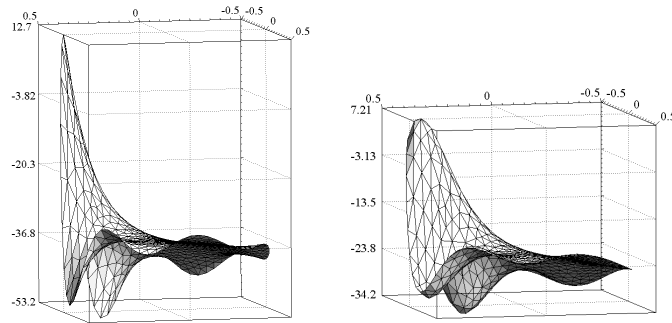
Do wyznaczenia rozkładu temperatury oraz gęstości mocy źródeł ciepła w kolejnej iteracji potrzebne jest znalezienie rozkładu funkcji p (krok 2) sprzężonej z T oraz kolejnych funkcji $w_j, j=1,2,\dots,k$, które służą do wyznaczenia funkcji $\Delta^{-k} p$ (krok 3). Funkcje $u, \Delta^{-k} p$ są przyrostami temperatury T oraz gęstości mocy źródła f , które zmieniają się w procesie iteracji.

Algorytm iteracyjny rozwiązywania zagadnienia odwrotnego metodą źródeł pozornych opisany w pracy [12], przykład 1, dał poprawne rozkłady temperatury na brzegu wewnętrznym obszaru, ale przebieg funkcji źródła miał charakter oscylacyjny, rys.2. W cytowanej pracy, warunki brzegowe zostały wygenerowane dla pierścienia kołowego ($r_0 < r < 1$) z funkcji analitycznej, która ma osobliwość w pobliżu brzegu wewnętrznego pierścienia ($a < r_0$)

$$T(r, \varphi) = T_c + C \cdot \ln r + C \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{2m} \left[(ar)^m - \left(\frac{a}{r}\right)^m \right] \cos(m\varphi)$$

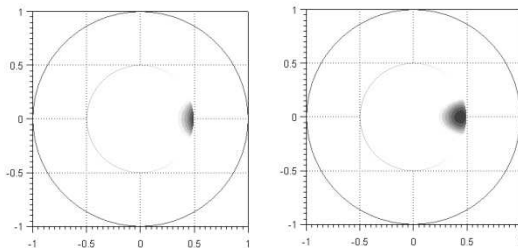
Przykład został tak sparametryzowany ($C = 0.5, a = 0.4, T_c = 0.9, r_0 = 0.5$), że ciepło wpływa przez zewnętrzny brzeg do obszaru, a wpływa przez wewnętrzny brzeg. Otrzymany rozkład gęstości źródła w całym obszarze dołączonym (koło $r < 0.5$) miał wartości różne od zera, które dodatkowo zmieniały znak, rys. 2.

Ponieważ rozwiązanie zagadnienia odwrotnego z nieznaną funkcją źródła jest niejednoznaczne, oznacza to, że dla tych samych warunków brzegowych (2) i kryterium optymalizacji (3) można otrzymać różne funkcje źródła. Ponadto ze względu na rozpatrywany proces fizyczny funkcja źródła nie powinna zmieniać znaku (płyn przepływający w kanale chłodzącym powinien odbierać ciepło wzdłuż całego brzegu kanału). Można zatem zmodyfikować działanie algorytmu z pracy [12] przez wyzerowanie w każdym kroku iteracji tych wartości źródła f , które będą większe od wartości granicznej f_{gr} .



Rys. 2. Rozkłady gęstości mocy źródła w kole o promieniu $r_0 = 0.5$ dla parametru $k = 0$ (z lewej) i $k = 1$ (z prawej) [12]

Fig. 2. Distributions of power density of the source in the circle of the radius of $r_0 = 0.5$ for the parameter $k = 0$ (left) and $k = 1$ (right) [12]



Rys. 3. Rozkłady gęstości mocy źródła w kole o promieniu $r_0 = 0.5$ dla parametru $k = 0$ (z lewej) i $k = 1$ (z prawej); algorytm zmodyfikowany $f_{gr} = 0$

Fig. 3. Distributions of power density of the source in a circle of radius of $r_0 = 0.5$ for parameter $k = 0$ (left) and $k = 1$ (right); the modified algorithm $f_{gr} = 0$

Wyniki obliczeń dla przykładu 1 z pracy [12], otrzymane przy użyciu zmodyfikowanego algorytmu iteracyjnego przedstawia rys. 3. Działanie tego algorytmu po modyfikacji spowodowało eliminację obszarów, w których funkcja źródła dla oryginalnego algorytmu miała oscylacje, rys.2. Ostatecznie niezerowe wartości funkcji źródła pozostały w otoczeniu miejsca, gdzie analityczna funkcja źródła miała osobliwość.

Z analizy tych wyników wynika, że eliminacja obszarów w kanałach, w których zmienia się znak mocy źródła da odpowiedź dotyczącą prawidłowości rozmieszczenia kanałów chłodzących w łopatkę turbiny gazowej. W przypadku prawidłowego położenia kanałów, oczekiwany rozkład gęstości mocy źródła powinien mieć najmniejszą wartość w centralnej części kanału.

4. Obliczenia numeryczne

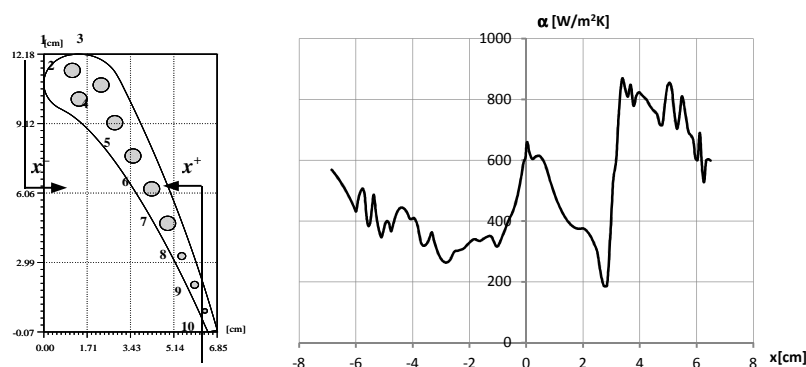
Do obliczeń numerycznych przyjęty został profil łopatkę Mark2 z dziesięcioma kanałami (rys. 4. z lewej), [6]. Z pracy tej przyjęte zostały: współczynnik

przejmowania ciepła (rys. 4. z prawej), temperatura opływającej łopatkę spalin $T_p = 811\text{K}$ oraz temperatura powietrza chłodzącego ściany kanałów (tablica 1.).

Tablica 1. Temperatura powietrza w kanałach chłodzących łopatki (numeracja kanałów pokazana na rys. 4. z lewej)

Table 1. Temperature of air in the blade cooling channels (numeration of channels is shown in Fig. 4. left)

Kanał	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{air} [K]	369	369	353	356	344	387	356	391	434	483



Rys. 4. Numeracja kanałów w łopatce Mark2 (z lewej); rozkład współczynnika przejmowania ciepła na brzegu zewnętrznym łopatki [6], RUN 154 (z prawej)

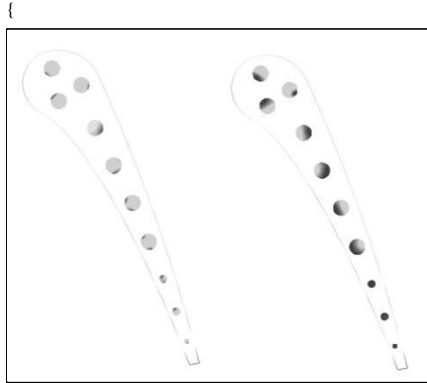
Fig. 4. Numeration of channels in the Mark2 blade (left); distribution of the heat transfer coefficient on the outer boundary of the blade [6], RUN 154 (right)

Obliczenia zostały wykonane metodą elementów brzegowych [6]. Parametry siatki do interpolacji liniowej warunków brzegowych na brzegu zewnętrznym łopatki oraz interpolacji liniowej gęstości mocy źródła w elemencie trójkątnym siatki przedstawione są w tablicy 2.

Tablica 2. Parametry siatki (liczba węzłów) elementów skończonych do interpolacji gęstości mocy źródła w kanałach oraz temperatury na ścianach kanałów łopatki Mark2 (liczba węzłów na brzegu zewnętrznym – 286)

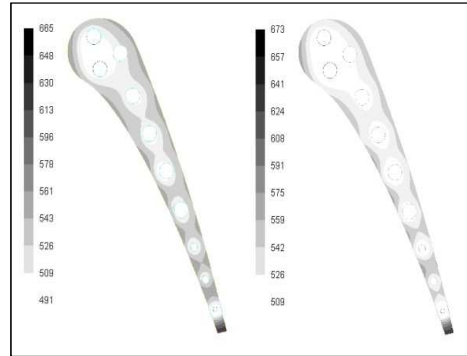
Table 2. Parameters of mesh (number of nodes) of the finite-elements for interpolation of power density of the source in channels and parameters of the temperature on the walls of channels of the Mark2 blade (number of nodes on the outer boundary – 286)

Nr kanału	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	razem
Źródło	113	101	121	101	105	105	117	29	33	33	858
Brzeg kanału	32	32	32	32	32	32	32	16	16	16	272



Rys.5. Rozkład mocy źródeł w kanałach łopatki Mark2 dla $f_{gr}=0$, $k=0$ (z lewej) i $k=1$ (z prawej); $T_o = 600K$

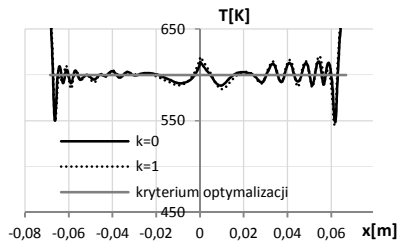
Fig. 5. Distribution of sources power in channels of the Mark blade for $f_{gr}=0$, $k=0$ (left) and $k=1$ (right); $T_o = 600K$



Rys. 6. Rozkład temperatury w łopatce Mark2 dla $f_{gr} = 0$, $k = 0$ (z lewej) i $k = 1$ (z prawej); $T_o = 600K$

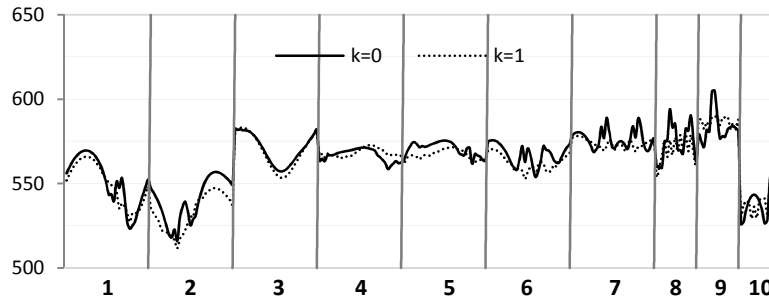
Fig. 6. Distribution of temperature in the Mark2 blade for $f_{gr} = 0$, $k = 0$ (left) and $k = 1$ (right); $T_o = 600K$

Wyniki obliczeń dla temperatury $T_o = 600K$ pokazane są na rysunkach 5 – 8, a dla temperatury $T_o = 650K$ na rysunkach 9 – 12. Rys. 5. i 9. przedstawiają rozkład gęstości mocy źródeł w kanałach łopatki dla różnych parametrów k ($k = 0, 1$) algorytmu i wskazują na kierunki przesunięcia kanałów w łopatce (ciemniejsza część rozkładu mocy źródła w kanałach). Obszary wyłączone z procesu chłodzenia oznaczone są kolorem jasnym). Jeśli zatem w kanale chłodzącym zmodyfikowany algorytm nie znajdzie obszarów kanału, w których funkcja źródła zmienia znak, to znaczy, że kanał chłodzący spełnia swoją funkcję w całym przekroju. Im mniejsza zmienność funkcji źródła, tym lepsze usytuowanie kanału w łopatce. Dla $k = 1$ zmodyfikowany algorytm wyznaczył wartość funkcji źródła równą zero w kanałach 8, 9 i 10.



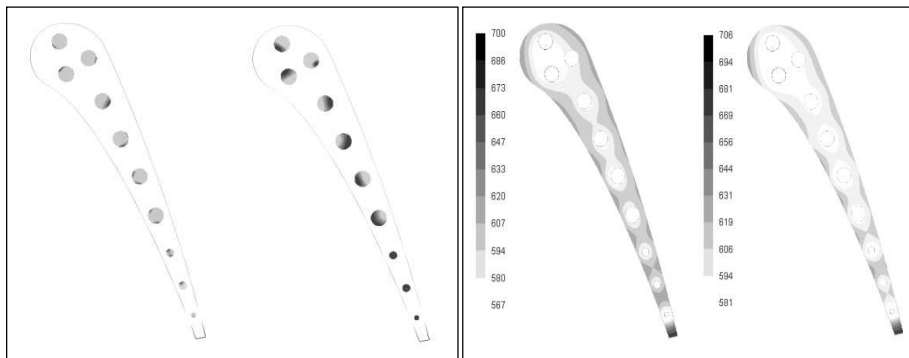
Rys.7. Rozkład temperatury na brzegu zewnętrznym łopatki Mark2 dla $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 600K$

Fig.7. Distribution of temperature on the outer boundary of the Mark2 blade for $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 600K$



Rys.8. Rozkład temperatury w kanałach łopatki Mark2 dla $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 600K$

Fig.8. Distribution of temperature in channels of the Mark2 blade for $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 600K$



Rys.9. Rozkład mocy źródeł w kanałach łopatki Mark2 dla $f_{gr}=0$, $k = 0$ (z lewej) i $k = 1$ (z prawej); $T_o = 650K$

Fig. 9. Distribution of sources power in channels of the Mark blade for $f_{gr} = 0$, $k = 0$ (left) and $k = 1$ (right); $T_o = 650K$

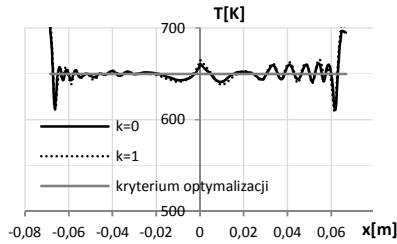
Rys.10. Rozkład temperatury w łopatkce Mark2 dla $f_{gr} = 0$, $k = 0$ (z lewej) i $k = 1$ (z prawej); $T_o = 650K$

Fig. 10. Distribution of temperature in the Mark2 blade for $f_{gr} = 0$, $k = 0$ (left) and $k = 1$ (right); $T_o = 650K$

Jednak aby ocenić, czy algorytm działa prawidłowo, potrzebna jest dodatkowa informacja związana z rozkładem temperatury na powierzchni zewnętrznej łopatki. Inaczej mówiąc jak daleko od założonej temperatury (kryterium optymalizacji) znajduje się otrzymany rozkład – rys. 7. i 11. Z rysunków tych wynika, że temperatura na powierzchni zewnętrznej łopatki w pobliżu kanałów 8, 9. i 10. silnie oscyluje, co znaczy, że w tym miejscu kanały o tym kształcie nie powinny się znajdować.

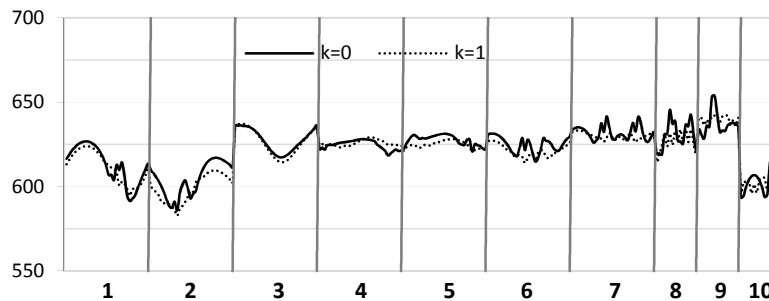
Warto zwrócić uwagę na rozkłady temperatury w kanałach łopatki pokazane na rys. 8. i 12. Rozkłady te nie oscylują, a temperatura ma fizyczne wartości. Jest to efekt regularyzacji rozwiązania zagadnienia odwrotnego otrzymany przez modyfikację pierwotnego algorytmu. Rezultaty z pracy [12] trzeba było

uśredniać a potem dodatkowo rozwiązywać zagadnienie bezpośrednie dla uśrednionych wartości temperatury oraz strumienia ciepła w kanałach łopatk.



Rys.11. Rozkład temperatury na brzegu zewnętrznym łopatk Mark2 dla $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 650K$

Fig.11. Distribution of temperature on the outer boundary of the Mark2 blade for $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 650K$



Rys.12. Rozkład temperatury w kanałach łopatk Mark2 dla $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 650K$

Fig.12. Distribution of temperature in channels of the Mark2 blade for $f_{gr} = 0$; $k = 0, 1$; $T_o = 650K$

Rozkłady temperatur w łopatkę przedstawione na rys. 6. i 10. wskazują na duże gradienty temperatur w zwężającej się części łopatkę w kierunku krawędzi spływu. Spowodowane jest to nieprawidłowym kształtem kanałów chłodzących w tej części łopatkę.

Obliczenia przeprowadzone dla różnych wartości kryterium optymalizacji, wskazują na podobieństwo rozkładów temperatur oraz gęstości mocy źródeł. Oznacza to, że można skonstruować system chłodzenia łopatek turbiny gazowej, który będzie spełniał kryterium optymalizacji ($T_o = \text{const}$) w pewnym zakresie temperatury T_o , przy założeniu takiego samego współczynnika przejmowania ciepła na zewnętrznym brzegu łopatkę.

5. Podsumowanie

Analiza wyników obliczeń numerycznych pokazuje, że algorytm iteracyjny wraz z zaproponowaną modyfikacją (polegającą na zerowaniu funkcji źródła w części kanałów, w których funkcja ta przekracza wartość graniczną f_{gr}), może być stosowany do rozwiązywania problemów związanych z rozmieszczeniem kanałów chłodzących w łopatkach turbin gazowych.

Z obliczeń numerycznych wynika, że:

- kanały chłodzące powinny być przesunięte w obszarze łopatki w sposób pokazany na rys. 5. i 9. (kierunek przesunięcia wskazuje ciemniejszy fragment kanału),
- rozkład temperatury na powierzchni zewnętrznej łopatki w stosunku do kryterium optymalizacji stanowi dodatkową informację, która służy do oceny położenia kanałów chłodzących. Dla analizowanego procesu chłodzenia łopatki Mark2, rys. 4. (z lewej), stosowanie kanałów o przekroju kołowym w zwężającej się części łopatki, powoduje oscylacje temperatury na zewnętrznym brzegu łopatki, a co z tym związane – duże gradienty temperatur w tej części łopatki,
- dla określonej wartości współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni zewnętrznej łopatki istnieje duże podobieństwo rozkładu temperatury w łopacie oraz gęstości źródeł ciepła w kanałach chłodzących dla różnych wartości kryterium optymalizacji $T_o = 600\text{K}$ i $T_o = 650\text{K}$,
- wyznaczone na podstawie rozkładu źródeł pozornych w kanałach, rozkłady temperatury na ścianach kanałów nie wykazują silnych oscylacji, typowych dla rozwiązania zagadnienia odwrotnego.

Literatura

- [1] Lakshminarayana B.: Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery, Wiley & Sons Inc., 1996.
- [2] Bunker R.S.: Gas turbine heat transfer: 10 remaining hot gas path challenges, ASME Paper GT2006-90002, 2006.
- [3] Brenberg J.: Turbulence modelling for internal cooling of gas-turbine blades, PhD Thesis, Department of thermo and fluid dynamics, Chalmers University of Technology, Goeteborg 2002.
- [4] V. Wolfersdorf J., Achermann E., Weigand B.: Shape optimization of cooling channels using genetic algorithms, J. Heat Transfer, 119 (1997) 380-388.
- [5] Nowak G., Wróblewski W., Chmielniak T.: Optimization of cooling passages within a turbine vane, Proc. ASME TurboExpo 2005, Paper GT 2005-68552, pp. 1-8.
- [6] Hylton L.D., Mihelc M.S., Turner E.R., Nealy D.A., York R.E.: Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes, NASA CR-168015 DDA EDR 11209, 1983.
- [7] Dulikravich G.S., Martin T.J., Dennis B.H., Multidisciplinary inverse problems. 3rd Int. Conf. Inverse Problems in Engineering, Port Ludlow, USA, 1999.
- [8] Hadamard J.: Sur les problèmes aux dérivées partielles et leur signification physique, Princeton University Bulletin 1902, pp. 49-52.
- [9] Alifanov O.M.: Inverse Problems, Moscow, 1988.
- [10] Beck J.V., Blackwell B., Clair C.R.: Inverse heat conduction Ill-posed problems, New York, 1985.

- [11] Louis A.K.: Inverse und schlecht gestellte Probleme, Teubner Studienbücher: Mathematik, Stuttgart 1989.
- [12] Frąckowiak A., Botkin N.D., Ciałkowski M., Hoffmann K-H.: Iterative algorithm for solving the heat conduction inverse problems with the method of fictitious sources, in Science and Engineering, 2014.
- [13] Frąckowiak A., v. Wolfersdorf J., Ciałkowski M.: Solution of the inverse heat conduction problem described by the Poisson equation for a cooled gas-turbine blade, Int. J. Heat Mass Transfer, 54 (2011) 1236-1243.
- [14] Cannon J.R., Duchateau P.: Structural identification of an unknown source term in heat equation, Inverse Problems, 14 (1998) 535-551.
- [15] Jin B., Marin L.: The method of fundamental solutions for inverse source problems associated with the steady-state heat conduction, Int. J. Numerical Methods Eng., 69 (2007) 1570-1589.
- [16] Ling L., Yamamoto M., Hon Y.C., Takeuchi T.: Identification of source locations in two-dimensional heat equations, Inverse Problems, 22 (2006) 1289-1305.
- [17] Yan L., Fu C.-L., Yang F.-L.: The method of fundamental solutions for the inverse heat source problem, Eng. Analysis Boundary Elements, 32 (2008) 216-222.
- [18] Yang C.-Y.: The determination of two heat source in an inverse heat conduction problem, Int. J. Heat Mass Transfer, 42 (1999) 345-356.
- [19] Alves C.J.S., Colaço M.J., Leitão V.M.A., Martins N.F.M., Orlande H.R.B., Roberty N.C.: Recovering the source term in a linear diffusion problem by the method of fundamental solutions, Inverse Problems Sci. Eng., 16 (2010)1005-1021.

OPTIMIZATION OF SHAPE AND ARRANGEMENT OF COOLING CHANNELS IN GAS TURBINE BLADES

Summary

In this paper, the results of calculations concerning the problem of cooling the gas turbine blades were presented. The inverse problem from the optimization criterion point of view for the arrangement of cooling channels in already-existing blade construction was formulated. Constant temperature on the outer edge of the blade equals to 600K and 650K was assumed as the optimization criterion. Calculations were made for the Mark2 blade, assuming that the distribution of the heat transfer coefficient on the outer edge of the blade was known. Results of calculation show that the arrangement of cooling channels in this blade is not correct from the optimization criterion point of view.

Keywords: inverse problems, fictitious sources

DOI: 10.7862/rm.2014.14

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Marcin ZAKRZEWSKI¹
Anna ŚCIAŻKO^{2,3}
Yosuke KOMATSU³
Shinji KIMIJIMA⁴
Akira HASHIMOTO⁵
Shozo KANEKO⁵
Janusz S. SZMYD²

EKSPERYMENTALNA CHARAKTERYSTYKA SUSZENIA WĘGLA BRUNATNEGO ZA POMOCĄ PARY PRZEGRZANEJ

Artykuł przedstawia wybrane zagadnienia związane z wykorzystaniem oraz osuszaniem węgla brunatnego dla potrzeb przemysłu energetycznego. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla próbek węgla ze złoża Bełchatów suszonych w przegrzanej parze wodnej w zakresie temperatur 110 – 170 [°C] pod ciśnieniem atmosferycznym. Pomiarów obejmowały zmiany wagi, rozkład profilu temperatur oraz zmiany struktury próbki. Kinetykę zjawiska opisano w formie krzywych suszenia oraz zależności szybkości suszenia i profilu temperatur od czasu, na podstawie których wyróżniono charakterystyczne fazy procesu. Charakterystyki suszenia wyznaczone w eksperymencie są niezbędne do zaprojektowania efektywnego przemysłowego systemu osuszania węgla umożliwiającego wykorzystanie ciepła utajonego zawartego w odparowanej z węgla wodzie.

Słowa kluczowe: krzywe suszenia, złożo „Bełchatów”, ciśnienie atmosferyczne, ciepło utajone, Okres Stałej/Malejącej Szybkości Suszenia

1. Wprowadzenie

Ze względu na niski koszt wydobycia, który korzystnie wpływa na cenę produkcji energii elektrycznej, węgiel brunatny jest ważnym surowcem energetycznym dla krajów dysponujących jego zasobami. Wśród państw europejskich odpowiadających za 53% globalnej produkcji tego paliwa, Polska ustępuje je-

¹ Autor do korespondencji: Marcin Zakrzewski, Akademia Górniczo-Hutnicza, al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tel. 12 617 26 85, e-mail: marcin_zakrzewski@poczta.onet.pl.

² Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków.

³ Shibaura Institute of Technology, 307 Fukasaku, Minuma-ku, 337-8570 Saitama, Japan.

⁴ Shibaura Institute of Technology, 307 Fukasaku, Minuma-ku, 337-8570 Saitama, Japan.

⁵ The University of Tokyo, 4-6-1 Komaba, Meguro-ku, 153-8505 Tokyo, Japan.

dynie Niemcom oraz Rosji, zajmując tym samym siódme miejsce w świecie [2]. Wydobyte w wysokości 60-70 mln [Mg/rok] przekłada się na udział węgla brunatnego w krajowej generacji energii elektrycznej rzędu 30-35% [6].

W obliczu nieodnawialnego charakteru paliw kopalnych, racjonalne wydaje się dążenie do wykorzystania ich w sposób możliwie najefektywniejszy. Większość węgla niskouwęglonych, do których zalicza się węgiel brunatny, charakteryzuje się zawartością wilgoci na poziomie 50-70% [1]. Strata ciepła związana z koniecznością odparowania wilgoci w procesie spalania rzutuje na niższą niż w przypadku węgla kamiennego użyteczność energetyczną węgla brunatnego. Zmniejszenie tej straty może być realizowane na drodze osuszania węgla.

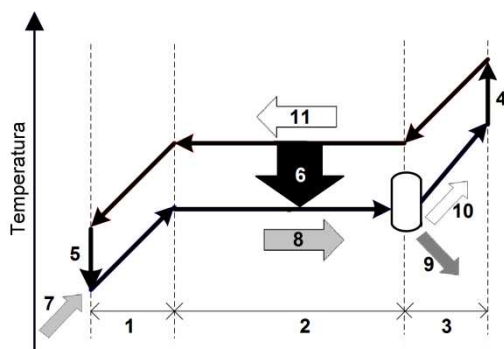
Niniejsza publikacja omawia wybrane parametry suszenia węgla brunatnego ze złoża „Bełchatów” w parze przegrzanej pod ciśnieniem atmosferycznym. Przeprowadzenie badań opisujących zachowanie węgla brunatnego z danego złoża w zróżnicowanych warunkach prowadzi do wyznaczenia kinetyki procesu suszenia, co jest niezbędnym etapem projektowania wysokosprawnej, a co za tym idzie opłacalnej instalacji przemysłowej.

2. Metodologia przeprowadzonych badań

2.1. Suszenie parą przegrzaną

U podstaw suszenia paliw parą przegrzaną leży koncepcja odzysku ciepła utajonego przemiany ciec – gaz. Podczas procesu suszenia węgla brunatnego, wilgoć w nim zawarta zwiększa temperaturę, a następnie odparowuje. Ciepło parowania może być odzyskane poprzez użycie powstałej pary do osuszenia kolejnej partii węgla (rys.1). Zastosowanie pary przegrzanej w technologii suszenia węgla brunatnego redukuje zagrożenie samozapłonem, zapewnia wyższy współczynnik przejmowania ciepła oraz ochronę przed utlenianiem [7]. Ze względu na powyższe cechy, zastosowanie praktyczne znalazły suszarki fluidyzacyjne na parę przegrzaną [3,5].

Suszenie węgla na użytek komercyjny jest warunkowane czynnikami ekonomicznymi, a zatem pociąga za sobą konieczność optymalizacji procesu. Kluczowym aspektem są tutaj różnice w składzie węgla brunatnych pochodzących z rozmaitych złóż (mikrostruktura, zawartość i skład chemiczny popiołu, udział części lotnych, zawartość wilgoci itp.) wynikające z odmiennych konfiguracji geologicznych oraz wieku wydobywanego surowca. Z uwagi na nie, niemożliwe jest wyznaczenie uniwersalnej kinetyki suszenia dla węgla brunatnego.



Rys. 1. Proces suszenia z odzyskiem ciepła przemiany fazowej. Procesy fizyczne: 1 – podgrzewanie, 2 – odparowanie, 3 – przegrzewanie, 4 – sprężanie, 5 – rozprężanie, 6 – odzysk ciepła przemiany fazowej. Substancje: 7 – węgiel podawany do układu, 8 – wilgotny węgiel, 9 – węgiel osuszony, 10 – para wodna, 11 – para pod ciśnieniem o zwiększonej temperaturze nasycenia

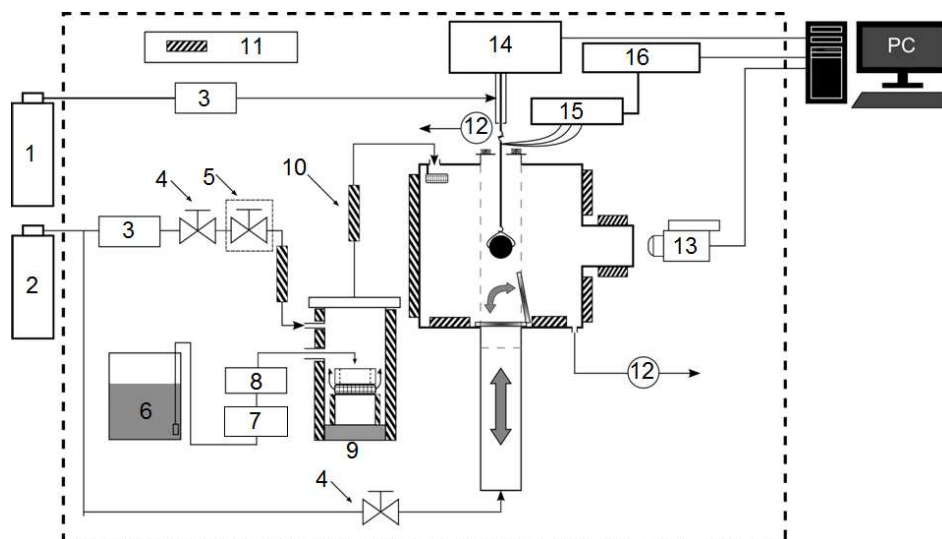
Fig. 1. Drying process with latent heat recovery. Physical processes: 1 – preheating, 2 – evaporation, 3 – superheating, 4 – compression, 5 – expansion, 6 – latent heat recovery. Substances: 7 – lignite fed to the system, 8 – lignite with moisture, 9 – dried lignite, 10 – steam, 11 – pressurized steam with increased saturation temperature

2.2. Przygotowanie próbki

Próbki używane do badań wykonywano z bloków węgla brunatnego ze złoża „Bełchatów”. Uzyskane obiekty badań miały kształt sfery o średnicy odpowiednio $5 \pm 0,05$ [mm] oraz $10 \pm 0,05$ [mm]. W wygładzonych próbkach wiercono otwory celem umieszczenia termopar. Próbkę o średnicy 5 [mm] nawiercano na głębokość 2,5 [mm], tak by koniec termopary znajdował się w środku próbki. W próbce o średnicy 10 [mm] wykonywano otwory o głębokości 5 [mm] oraz 2,5 [mm]. Następnie termopary chromel/alumel typu K umieszczano w otworach.

2.3. Układ eksperymentalny i procedura badawcza

Budowa aparatury eksperymentalnej została przedstawiona na rys.2. Badania prowadzono w temperaturach 110, 130, 150 i 170 [°C]. Wnętrze sekcji testowej o cylindrycznym kształcie doprowadzano do żądanej temperatury za pomocą elektrycznych grzejników. Po ustabilizowaniu temperatury wewnątrz sekcji testowej, uprzednio podawany azot był zastępowany przez parę przegrzaną. Produkcja tejże rozpoczynała się odgazowaniem wody demineralizowanej, która następnie kierowana była do odparowywacza. Tak powstała para ulegała przegrzaniu i za pomocą deflektora rozprowadzona wewnątrz sekcji testowej.



Rys. 2. Schemat układu eksperymentalnego: 1 – cylinder z powietrzem, 2 – cylinder z azotem, 3 – przepływomierz masowy, 4 – zawór, 5 – zawór izolowany, 6 – zbiornik wody demineralizowanej, 7 - odgazowywacz, 8 – pompa, 9 – odparowywacz, 10 – przegrzewacz, 11 – grzejnik elektryczny, 12 – kontrola przepływu, 13 – kamera termowizyjna, 14 – waga elektroniczna, 15 – terminal na termopary, 16 – rejestrator danych [4]

Fig. 2. Schematic of the experimental apparatus: 1 – air cylinder, 2 – nitrogen cylinder, 3 – mass flow controller, 4 – valve, 5 – insulated valve, 6 – pure water tank, 7 – degasifier, 8 – pump, 9 – evaporator, 10 – superheater, 11 – electric heater, 12 – flow control, 13 – thermovision camera, 14 – electronic balance, 15 – thermocouple terminal, 16 – data logger [4]

Każdy test obejmował jednocześnie pomiary zmian wagi próbki, temperatury w jej wnętrzu oraz temperatury powierzchni mierzonej za pomocą kamery termowizyjnej. Próbkowanie wszystkich pomiarów wynosiło 1 [s]. Dodatkowo, przebieg procesu rejestrowano za pomocą kamery wideo, celem obserwacji zachowania obiektu podczas testu.

Suszenie parą przegrzaną uznawano za zakończone gdy zmiana wagi próbki w ciągu minuty nie przekraczała 0,1 [mg]. Dla każdej temperatury testowej i obu wielkości próbek wykonano po trzy testy opisane niniejszą procedurą.

3. Rezultaty badań

3.1. Stosowane wielkości

Podczas testów mierzono bezpośrednio profil temperatur próbki T oraz jej wagę W . Końcową wagę próbki uznawano za wagę suchego węgla W_c . Wagę wody W_w oznaczano jako różnicę między wagą początkową próbki W_{ini} a wagą suchego węgla W_c . Aby umożliwić porównanie wyników dla próbek różnej

wielkości, wykorzystano pojęcie zawartości wilgoci X . Definiuje się ją jako stosunek:

$$X = \frac{W_w}{W_c} \quad (1)$$

gdzie: X – zawartość wilgoci [kg/kg], W_w – waga wody [kg], W_c – waga suchego węgla [kg].

Zależność opisująca tę wielkość w funkcji czasu nosi nazwę krzywej suszenia.

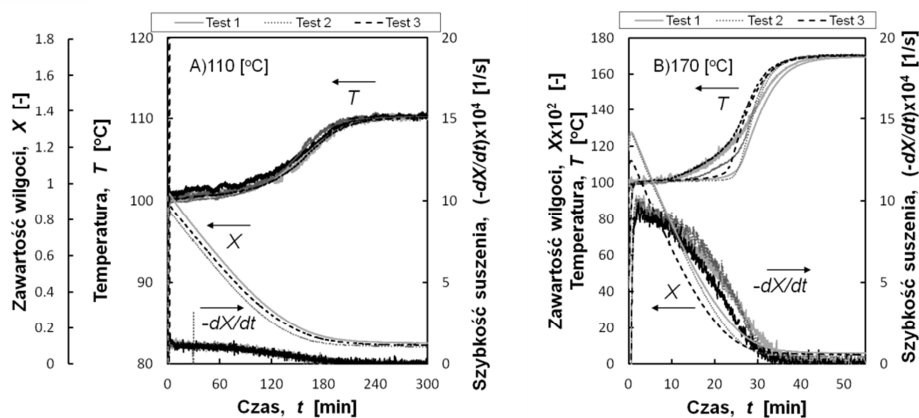
Pochodna po czasie wielkości opisanej formułą (1) zwana jest szybkością suszenia:

$$DR = - \frac{dX}{dt} \quad (2)$$

gdzie: DR – szybkość suszenia [1/s], X – zaw. wilgoci [kg/kg], t – czas [s].

3.2. Wpływ temperatury pary na otrzymane wyniki

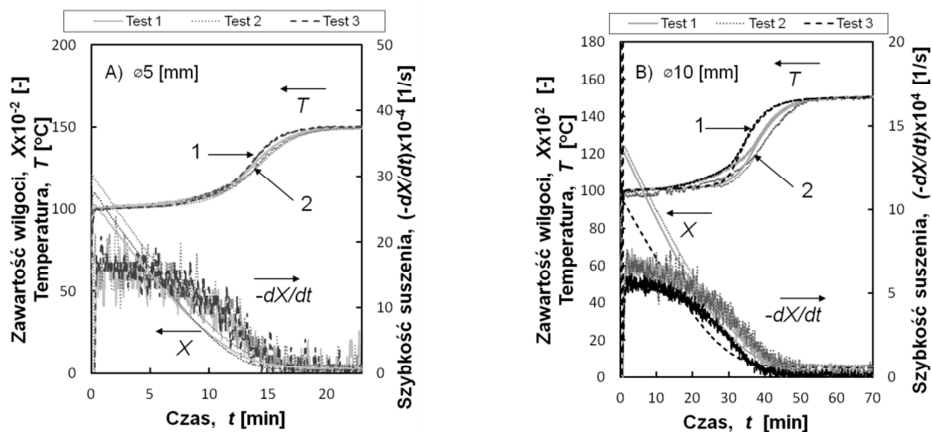
Rysunek 3 prezentuje zestawienie wyników testów dla próbek o tej samej średnicy (10 [mm]) poddanych parze przegrzanej o temperaturze 110 i 170 [°C]. Badania potwierdziły, iż wyższej temperaturze pary przegrzanej towarzyszy większa szybkość suszenia, a co za tym idzie, krótszy czas jest niezbędny do osuszenia próbki. W pierwszym etapie suszenia temperatura próbki gwałtownie rośnie do 100 [°C]. Widoczny na wykresach kolejny etap nazywany jest Okresem Stałej Szybkości Suszenia (Constant Drying Rate Period – CDRP). Zgodnie z nazwą, w tym etapie ubytek wilgoci utrzymywany jest na stałym poziomie, natomiast temperatura próbki wynosi 100 [°C]. Przyczyną jest fakt, iż strumień ciepła przepływający od pary do próbki jest w całości konsumowany na odparowanie tzw. wody wolnej zawartej w węglu. Krzywa szybkości suszenia w przypadku (A) pozwala wyraźnie dostrzec granice tego etapu, podczas gdy w przypadku (B) kończy się on znacznie szybciej. Po usunięciu łatwej do odparowania, zalegającej płytko pod powierzchnią wody wolnej, następuje Okres Malejącej Szybkości Suszenia (Decreasing Drying Rate Period – DDRP). Tak zwana woda związana, zalegająca w strukturze wewnętrznej węgla jest trudniejsza do odparowania, przez co część strumienia ciepła pochłaniana jest przez węgiel powodując stopniowy wzrost temperatury próbki. Ze względu na trudności jakie przysparza usunięcie wody związanej, DDRP ten jest najdłuższą, dominującą częścią procesu suszenia.



Rys. 3. Wykres zawartości wilgoci, szybkości suszenia, temperatury powierzchni i wnętrza próbeki 10 [mm] dla temperatury testowej: A)110 [°C], B)170 [°C]

Fig. 3. Chart of moisture content, drying rate, surface and inside temperature of the sample of 10 [mm] for test temperature: A)110 [°C], B)170 [°C]

3.3. Wpływ średnicy próbki na otrzymane wyniki



Rys. 4. Porównanie rezultatów dla temperatury testowej 150 [°C] i próbek o średnicy: A) 5 [mm], B) 10 [mm]. 1 – temperatura powierzchni, 2 – temperatura środka

Fig. 4. Comparison of results for test temperature of 150 [°C] and samples diameters of A) 5 [mm] and B) 10 [mm]. 1 – surface temperature, 2 – interior temperature

Porównano również rezultaty pomiarów próbek o różnej średnicy w tej samej temperaturze testowej (rys.4). Odparowanie wody z próbki o mniejszej średnicy jest relatywnie łatwiejsze na co wskazuje wyższa wartość szybkości

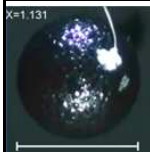
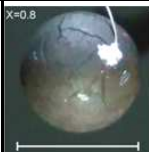
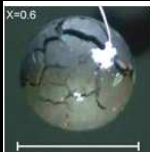
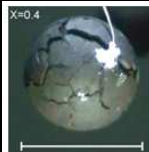
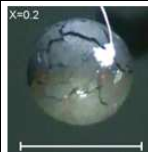
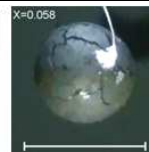
suszenia w przypadku (A) aniżeli w (B). Konsekwencją jest krótszy czas trwania procesu. Ze względu na większą odległość między powierzchnią a środkiem próbki, krzywe temperaturowe próbki B wyraźniej wskazują różnicę między tempem nagrzewania rzeczonych punktów pomiarowych.

3.4. Zmiany powierzchni próbki w trakcie procesu

Wszystkie testy przeprowadzone w ramach eksperymentu rejestrowano za pomocą kamery wideo w celu obserwacji zachowania próbki. Seria zdjęć z tab.1 ilustruje przebieg wybranego testu.

Tablica 1. Zmiany powierzchni próbki. Średnica próbki 10 [mm], temperatura testowa 150 [°C]

Table 1. The variation of sample surface. Sample diameter of 10 [mm], test temperature 150 [°C]

X=1.131 (start)	X=0.8	X=0.6	X=0.4	X=0.2	X=0.058 (koniec)
					

Spadkowi zawartości wilgoci towarzyszy proces kurczenia się badanego obiektu. Stwierdzono, że próbki tracą podczas testu 35-40% swojej objętości. Tablica 1 prezentuje przypadek próbki, której powierzchnia uległa znacznemu pękaniu, co było charakterystyczne dla testów w temperaturach: 150 [°C] i 170 [°C]. Oba zjawiska, tj. kurczenie i pęknięcie zmieniają geometrię testowanego obiektu, co wpływa na proces wymiany ciepła między nim a otoczeniem. Dalsze badania są potrzebne do wyznaczenia szczegółów zależności między zmianą struktury próbki a przebiegiem procesu suszenia.

4. Wnioski

W pracy przedstawiono wybrane aspekty eksperymentalnej analizy suszenia węgla brunatnego ze złoża „Bełchatów” za pomocą pary przegrzanej. Wyznaczono krzywe suszenia, krzywe szybkości suszenia oraz krzywe temperaturowe dla próbek węgla o różnej wielkości, badanych w czterech temperaturach testowych. Charakterystyki te stanowią podstawę do skonstruowania modelu symulacyjnego, niezbędnego do zaprojektowania przemysłowej instalacji suszącej węgiel brunatny.

Podziękowania

Prace były finansowane przez Ministerstwo Nauki (Grant AGH No. 11.11.210.198) oraz Japan Coal Energy Center (JCOAL).

Literatura

- [1] Allardice D.J., Young B.C.: Utilisation of Low Rank Coals, 18th Int.Pittsburgh Coal Con., 2001.
- [2] Andrleit H., Babies H.G., Bahr A., Kus J., Meßner J., Schauer M.: Reserves, Resources and Availability of Energy Resources, DERA, Hanover 2012.
- [3] Hoehne O., Lechner S., Schreiber M., Krautz H.J.: Drying of Lignite in a pressurized steam fluidized bed - theory and experiments, Dry. Technol., 28 (2009) 5-19.
- [4] Kiriyaama T., Sasaki H., Hashimoto A., Kaneko S., Maeda M.: Experimental observations and numerical modeling of a single coarse lignite particle dried in superheated steam, Mater. Trans., 54 (2013) 1725-1734.
- [5] Klutz H., Moser C., von Bargen N.: The RWE power WTA process (Fluidized bed drying) as a key for higher efficiency, Górnictwo Geoinżynieria, 35 (2011) 147-153.
- [6] Kozłowski Z.: Present situation and prospects for lignite in the Polish power-generation industry, Appl. Energy, 74 (2003) 323-329.
- [7] Law C.L., Mujumdar A.S.: Fluidized Bed Dryer, Handbook of Industrial Drying, CRC Press, Florida 2006, pp. 174-201.

EXPERIMENTAL CHARACTERISTICS OF SUPERHEATED STEAM DRYING OF LIGNITE

Summary

This paper presents selected issues related to the use and drying of the lignite for the energy industry. Experimental investigations were conducted for the lignite samples from Belchatow lignite mine, which were dried in a superheated steam in the temperature range 110 - 170 [°C] and atmospheric pressure. Each experiment included measurements of the changes of weight, the temperature profile distribution and changes in the structure of the sample. The kinetics of the process was described in the form of the functions of weight, drying speed and temperatures in correlation with time, which were used to distinguish the characteristic stages of the drying process. Drying characteristics derived in the experiment are essential for designing an effective industrial coal drying system, which allows for using of the latent heat contained in the water evaporated from the coal.

Keywords: drying curves, "Belchatow" lignite deposit, atmospheric pressure, latent heat, Constant/Decreasing Drying Rate Period

DOI: 10.7862/rm.2014.15

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Bartosz ZIEGLER¹

TRANSONIC AXIAL COMPRESSOR ACTIVE BOUNDARY LAYER CONTROL CONCEPT AND ITS EVALUATION

The article presents a concept of boundary layer control in transonic axial compressors. Two methods for obtaining boundary layer control are presented. It is proposed that by combining those two methods, an efficient way of preventing turbulent boundary layer separation in transonic compressor passages can be obtained without the loss of the compressor flux. The concept, is based on the idea of removing boundary layer flows at one stage, and using this removed flux as a blowing type boundary layer control, at previous stage where lower pressures occur. This creates a loop of secondary flow between those stages preventing the boundary layer separation (especially the shock induced separation) on both stages. Two dimensional numerical analyses are performed to assess the possible passage performance (especially the diffusion factor). On the basis of two dimensional analyses, the possible performance of such compressor stage is estimated. The aerodynamic possibility of greatly increasing the axial compressing stage loadings and pressure ratios without increasing blade velocities and passage flow Mach numbers is shown. This possibility has a growing importance as the overall pressure ratio of turbojet engines and tends to rise with every next engine generation. Main conclusions are drawn, showing the possibilities for further research in the scope of this concept.

Keywords: flow separation, transonic diffusers, turbojet engines,

1. State of the art and motivation

1.1. State of the art transonic compressors in modern jet engines

Vast majority of modern jet engines, generates their overall pressure ratio, by axial compressor operation. Because the pressure ratio generated on a single compressor stage is insufficient for efficient engine operation, compressors in use are multistage compressors. Since first turbojet engines, the pursuance of stage pressure ratio enhancement takes place.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Bartosz Ziegler, Poznań University of Technology, ul. Piotrowo 3, 60-695 Poznań, e- mail: bartosz.ziegler@doctorate.put.poznan.pl

Achieving high pressure ratios makes it possible to build an engine with high overall pressure ratio utilizing compressor of reasonable number of stages. The Changes of average pressure ratio per compressor stage is shown on figure 1, separately for high bypass turbofans typical for commercial airliners and low bypass military turbofans typical for multirole fighter aircrafts. From third order polynomial trend lines on the plot, one can see, that in both engine types there's a continuous trend of increasing the pressure ratio per stage. This pursuance led to the development of transonic compressors, in which, relative flow velocities in blade-to-blade passages are supersonic at passage inlet and decrease to subsonic values before passage outlet. Higher the inlet relative Mach number, and velocity drop in the passage, higher the pressure rise in the channel. In passages of such compressors the highest pressure rise occurs on a normal passage shock positioned between the compressor blades (see figure 2). This shock, being an effective way of flow compression, creates a region of very high adverse pressure gradient. Near passage walls, such pressure gradient causes the boundary layer flow to turbulently separate (also shown on figure 2).

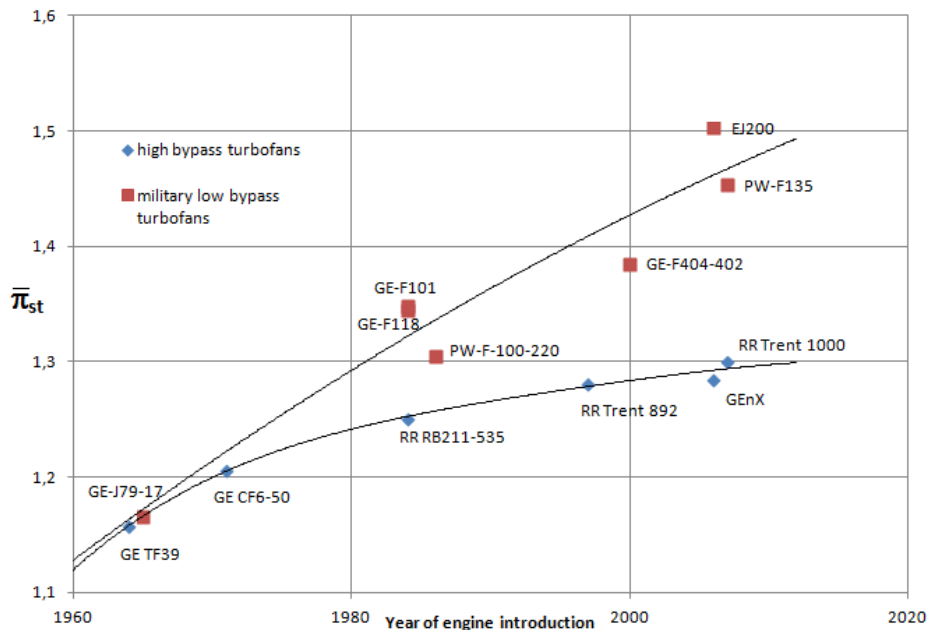


Fig. 1. Changes of average jet engine stage pressure ratio in past years. Black lines are third order polynomial trend lines for both engine types

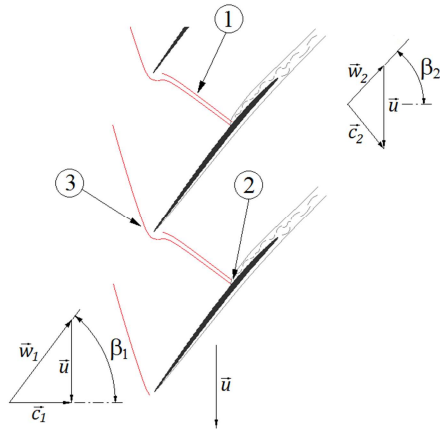


Fig. 2. Typical flow topology of a transonic compressor cascade: 1 – passage shock (a normal shockwave slowing the flow down from supersonic to subsonic range), 2 – shock foot on the blade suction side, the place most prone to flow separation (so called shock induced separation), 3 – shock created by an airfoil leading edge

1.2. Work motivation

Transonic compressors are in wide use now for more than a decade. Efforts done in their development allow to steadily increase their performance. The potential pressure ratio, that can be achieved depends mainly on the kinematics of the working channel flow, since the potential (isentropic) total pressure ratio of a stage can be written as:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \frac{h_{02}}{h_{01}} = \frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2} \tag{1}$$

Where: T_{01}, T_{02} – total temperatures at the working channel inlet and outlet, κ – heat capacity ratio of the gas, h_{01}, h_{02} – total enthalpies at the working channel inlet and outlet respectively, l_{st} – specific work input to the gas.

As can be seen from equation 1, the only way to increase the pressure ratio attainable from a single compressor stage (at given inlet parameters) is to increase its work. Since real flows are never isentropic, real pressure ratios are always somewhat smaller than those resulting from equation 1. The specific work input, can be determined by the specific power of the rotor, being the product of working cascade velocity and specific force (being the rate of specific momentum change). For a simplified 2D flow like presented on figure 2, this work can be written as:

$$l_{st} = u \cdot (w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1) \tag{2}$$

Where: u – working cascade velocity, w_1, w_2 – flow relative velocities at working channel inlet and outlet respectively, β_1, β_2 – relative flow angles at working channel inlet and outlet respectively (see figure 2).

Usually, in transonic compressors the cascade relative flow inlet parameters are limited by structural strength of the rotor and reasonable flow Mach numbers (high Mach numbers cause inadmissible total pressure losses on shocks). Hence the possibility of increasing the stage work is focused mainly on the reduction of relative outlet velocity and flow angle. Ability of the channel to slow the flow can be somehow characterized by simplified form of a diffusion factor – DF:

$$DF = \frac{w_{max} - w_2}{w_1} \quad (3)$$

Where: w_{max} – maximum relative velocity in the passage, w_1 , w_2 – flow relative velocities at working channel inlet and outlet respectively.

In transonic axial compressor increasing DF is very hard to do, because the high adverse pressure gradients make flow prone to separate from the blade. Separated flow cannot be effectively slowed down, nor can it effectively change direction. A strong separation in a high turning passage flow, leads to compressor stall preventing it from operating at all. To allow for higher flow turning angles and more diffusion (compressing the gas by slowing it down) in the channel, the boundary layer separation phenomenon has to be eliminated or at least controlled. A study taken by MIT Gas Turbine Laboratory [1] showed that, in fact preventing the flow separation by active boundary layer control allows to roughly double the compressor stage work. The designed, built and tested in this study single stage compressor unit, demonstrated total pressure ratio of 3.17 at around 78% efficiency at 100% rotational speed and partial loading. At lower speeds, higher efficiencies (up to 89%) were recorded. The tested compressor stage utilized a set of slots in the flow channel that removed the boundary layer flows (so called boundary layer bleeding). It was also shown, that the compressor designed for such high loadings is unable to operate without the boundary layer bleeding. After closing the bleeds the compressor stalled immediately, and was unable to recover from stall without bleeding restored (regardless the value of applied back pressure) [1]. Some other studies [2-4] showed also the possibility of boosting axial compressor performance by the removal of boundary layer flows in regions prone to flow separations. The problem with controlling boundary layer flows by bleeding is the removal of few percent of flux on each stage. Doing this on a multistage compressor would significantly reduce the compressor output flux, hence also the engine power and efficiency. The concept being an object of this article, aims into overcoming that issue.

2. Proposed concept

Boundary layer bleeding seems to be the most effective known method for preventing boundary layer separation (especially the shock induced separation). It was utilized since decades in supersonic air inlets (which similarly as com-

pressor passages are examples of transonic diffusers). The mechanisms of bleed interaction with compressible flows are therefore well known.

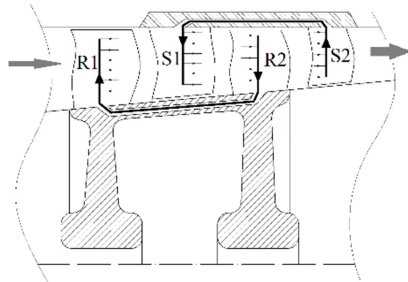


Fig. 3. Scheme of proposed boundary layer flow control arrangement on two adjacent compressor stages. The working channel of subsequent stage (R2) is controlled by the boundary layer removal, the bled air is then used as blowing medium on preceding stage working channel R1. Same with stationary channels (S2 and S1).

There are however similar techniques of active boundary layer control, one of which is the blowing boundary layer control. The main argument for the introduction of this method, is that it could theoretically utilize as a blowing medium the air removed in passages controlled by boundary layer bleeding. Connecting those two methods for boundary layer control, on two stages of a compressor would not only eliminate the flux loss, but also eliminate the need of providing auxiliary channels and aperture carrying the bled medium out of the compressor. Scheme for proposed arrangement of boundary layer control on two adjacent compressor stages is shown on figure 3. A challenging task in such arrangement, is to establish an effective way of preventing flow separation by blowing, with limited pressure of used medium. The method has to be sufficiently effective to manipulate boundary layer with only the overpressure created between stages and decreased by the losses in the auxiliary channel connecting the stages.

3. Preliminary 2D working passages design

Two dimensional geometries for both working passages were designed and steady state analysis with ANSYS Fluent code was performed. Preliminary designs, showed that the most effective arrangement of blowing slots is to use two slots, oriented streamwise, one before the intended position of passage shock and one after that position. First one, having smaller throat is used to reaccelerate boundary layer flow before it meets the passage shock, thus preventing shock induced separation. The second one, was used to allow for possibly high further deceleration of the flow. The turning angle of the cascade is not so big (roughly 18°) this is due to the fact that in two dimensional cascade flows, the outflow relative Mach number is directly dependent on the outflow angle. So to slow the flow down to around $M=0.4$ in two dimensions the turning angles are quite small (in 3D rotor cascade, the channel span is decreasing so for the same area ratio a much higher turning angle is obtainable). The later stage has two bleeding slots.

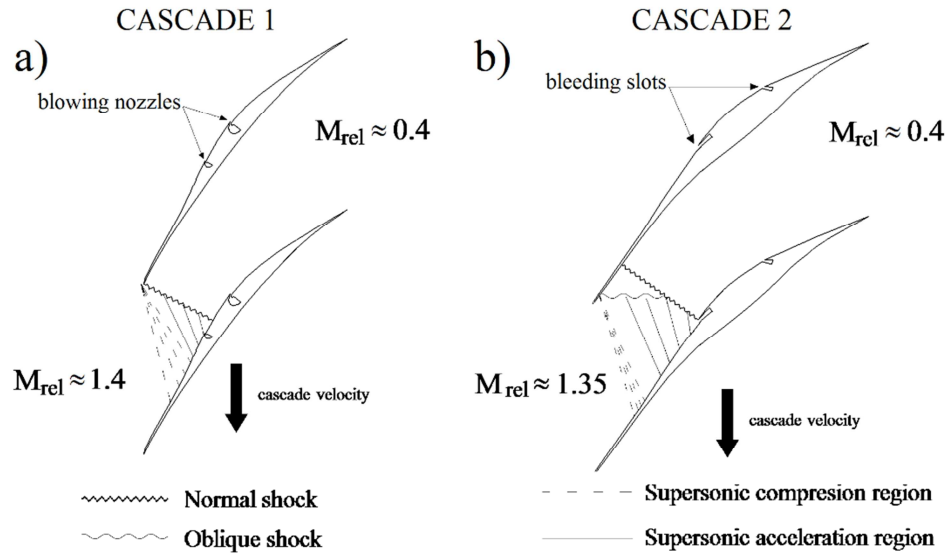


Fig. 4. Geometries and anticipated flow topologies for two dimensional cascades. The blowing controlled working cascade – a) and bleeding controlled working cascade of later stage – b)

Main, with a sharp leading edge, positioned in the place of intended passage shock foot. This kind of bleed geometry is based on the geometry of so called shock trap bleed used in supersonic air inlets of turbojet engines. As the name suggests, this kind of bleed aside of removing boundary layer has also the ability to stabilize passage shock position. Both geometries are shown with anticipated supersonic flow topologies at figure 4. The plenum for blowing and bleeding medium inside the blades is not included in the two dimensional model. Both passages were meshed using ANSYS ICEM software what allowed for creation of high quality, quadrilateral meshes matched to the anticipated flow topology (mainly alignment with the flow and higher resolutions in boundary layer regions and near anticipated shock position). Analysis were made for total pressure – inlet boundary condition and static pressure – outlet boundary condition. In the case of blowing controlled channel, the $k-\omega$ -SST turbulence model was used as believed to be the most accurate 2 equation model for flow separation prediction. In the case of bleeding controlled channel, with $k-\omega$ -SST the solution didn't tend to converge when the shock foot was near the bleed. Convergence for second channel was finally achieved with the use of Spalart-Allmaras turbulence model. On figure 5, contours of relative Mach number can be seen for both cascades. On the figure 5 also dimensionless (in relation to the total inlet pressure of the first cascade) relative total pressures of boundary control flows are given.

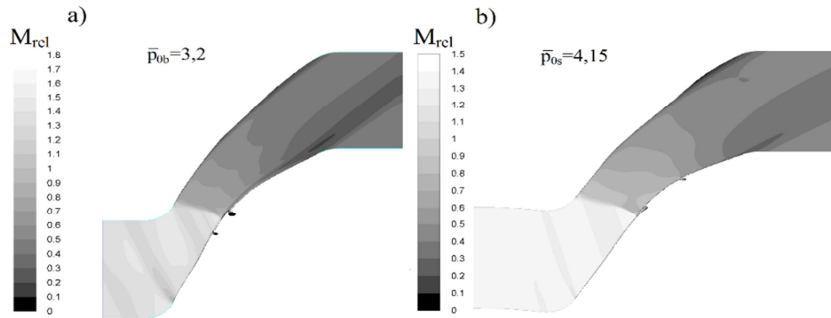


Fig. 5. Mach number contours in moving frame for blowing controlled stage working channel – a) and bleeding (suction) controlled stage working channel – b).

Although the stationary channel connecting those two was not modelled, the inlet parameters of the second cascade are taken from the outlet of the first one (with 3% loss of total pressure to approximate for the pressure loss in stator passage). This was done to show, that the relation in pressures between cooperating stages can be sufficient for proposed boundary layer control arrangement. It can be noted, that the medium injected into the blowing controlled stage can have significantly lower total pressure than the medium removed from later stage. This gives some margin for the losses in auxiliary channel connecting the stages. Performance of both channels can be seen in table 1.

Table 1. Parameters of both cascades obtained in the numerical analysis

Parameter	Cascade 1	Cascade 2
Chord based Reynolds number – Re_C	$8,4 \times 10^6$	$9,0 \times 10^6$
total pressure ratio – TPR	3,02	2,53
Channel pressure recovery ratio – PRR	0,951	0,980
Bleeding/blowing flux fraction	3,24%	3,72%
Diffusion factor – DF	1,15 (0,76)*	0,78
Loading	0,830	0,862

* The jets injected into the channel achieve locally very high velocities, hence high w_{max} , the value in brackets gives the DF calculated with exclusion of that injection region, which gives more feasible information about main channel work.

4. Conclusions

Conducted study which elements are adduced in this article, showed the possibility of creating compact and efficient flow arrangements achieving boundary layer control on two adjacent highly loaded transonic compressor stages. The proposed method could allow for significant improvement in transonic passages diffusion factors, without the need of wasting the compressor

flux and providing external apertures for bled air removal. It should be also noted, that channels shaped in three dimensions could achieve higher flow turnings with smaller diffusion factors. This create chance to achieve even higher cascade loadings than presented, or allow for simpler single point boundary layer blowing/bleeding arrangements in the blade to blade passage.

Reference

- [1] Kerrebrock J. : Final Technical Report on AFOSR Grant F49620-98-1-0493 entitled RESEARCH AND DEVELOPMENT ON ASPIRATED COMPRESSORS, Gas Turbine Laboratory Department of Aeronautics and Astronautics MIT, Cambridge 2003.
- [2] Epstein A. et al. : Final Technical Report on AFOSR Grant F49620-03-1-0309 entitled ASPIRATED HIGH PRESSURE COMPRESSOR, Gas Turbine Laboratory Department of Aeronautics and Astronautics MIT, Cambridge 2006.
- [3] Knapke R.D., Turner M.G.: Detailed Unsteady Simulation of a Counterrotating Aspirated Compressor with a Focus on the Aspiration Slot and Plenum, Int. J. Rotating Machinery, 2013, Article ID 857617.
- [4] Colombo E. et al.: Investigations on axial compressor cascades with aspiration on blades and hub, European Workshop on New Aero Engine Concepts, Munich 2010.

KONCEPCJA KONTROLI WARSTWY PRZYŚCIENNEJ W SPRĘŻARKACH TRANSONICZNYCH I JEJ EWALUACJA

Streszczenie

Artykuł prezentuje koncepcję dwóch metod kontroli warstwy przyściennej w kanałach transonicznych sprężarek. Zaproponowano aby przez połączenie tych dwóch metod, skuteczny sposób zapobiegania turbulentnego oddzielenia warstwy granicznej w transonicznych kanałach sprężarek można uzyskać bez straty strumienia sprężarki. Koncepcja opiera się na idei usuwania przepływów w warstwie brzegowej w jednym etapie oraz wykorzystaniu strumienia jako kontroli warstwy brzegowej we wcześniejszym etapie, gdy występuje niższe ciśnienie. To tworzy wtórną pętlę przepływu pomiędzy tymi etapami uniemożliwiających rozdzieleniu warstwy granicznej (zwłaszcza rozdzieleniu wywołanemu wstrząsem) na obu etapach. Dwuwymiarowa analiza numeryczna została przeprowadzona w celu oceny możliwej wydajności przejściowej (zwłaszcza współczynnika dyfuzji). Na podstawie dwuwymiarowej analizy określono możliwość wykonania takiego stopnia sprężarki. Przedstawiono aerodynamiczną możliwość znacznego zwiększenia obciążeń stopnia sprężania osiowego i wskaźników ciśnienia bez zwiększania prędkości łopat i liczb Macha podczas przepływu. Możliwość ta ma coraz większe znaczenie jako wskaźnika całkowitego ciśnienia silników turboodrzutowych i wykazuje tendencję do wzrostu w każdej następnej generacji silnika. Nakreślono główne wnioski, pokazując możliwości dalszych badań w tym zakresie.

Słowa kluczowe: separacja przepływu, dyfuzory transoniczne, silniki turboodrzutowe

DOI: 10.7862/rm.2014.16

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 27.05.2014

Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących zostanie opublikowana w czwartym numerze Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika 86(4/14) oraz zamieszczona na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
2. Zasady recenzowania są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/zasady-recenzowania/>
3. Informacje dla autorów artykułów są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/informacje-dla-autorow/>
4. Formularz recenzji jest udostępniony na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
5. Instrukcja dla autorów omawiająca szczegółowo strukturę artykułu, jego układ, sposób przygotowywania materiału ilustracyjnego i piśmiennictwa jest zamieszczona na stronach internetowych:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/instrukcja-dla-autorow/>
oraz
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
w zakładce „Instrukcja dla autorów”.
6. Dane kontaktowe do redakcji czasopisma, adresy pocztowe i e-mail do przesłania artykułów oraz dane kontaktowe do wydawcy są podane na stronie internetowej (Komitet Redakcyjny):
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>