

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 291

(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXII

zeszyt 87 (nr 1/2015)

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),
Igor SEVOSTIANOV (USA), 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
prof. dr hab. inż. Jarosław SĘP
prof. dr hab. inż. Andrzej TOMCZYK
redaktor statystyczny
prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
sekretarz redakcji
dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, prof. PRz
członkowie
prof. dr hab. inż. Grzegorz BUDZIK
dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER, prof. PRz

Redaktorzy językowi
Marzena TARAŁA
Natalia TRZEPIECIŃSKA

Przygotowanie matryc
Mariusz TENDERA

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. 99

SPIS TREŚCI

Sergei BOSIAKOV, Anastasiya VINAKURAVA, Andrei DOSTA: Deformations at the craniofacial complex depending on the HYRAX device design	5
Marcin DEREŃ: Aminiature on-board data recorder for unmanned platform	17
Piotr KOLASIŃSKI, Zbigniew ROGALA: The use of spiral heat exchangers in the ORC domestic systems	23
Piotr KRAWCZYK: Badania doświadczalne suszarni słonecznej osadów ściekowych – szybkość suszenia w funkcji parametrów wentylacji	37
Karol MAJEWSKI, Sławomir GRADZIEL: Wyznaczanie spadku ciśnienia w parowniku kotła z naturalnym obiegiem wody	45
Ziemowit OSTROWSKI, Piotr BULIŃSKI, Wojciech ADAMCZYK, Paweł KOZOŁUB, Andrzej J. NOWAK: Numerical model of heat transfer in skin lesions	55
Marcin PANOWSKI, Robert ZARZYCKI: Analiza możliwości rekuperacji ciepła z układu separacji CO ₂ na potrzeby bloku energetycznego	63
Grzegorz PRZYBYŁA, Stefan POSTRZEDNIK, Zbigniew ŻMUDKA: The heat transfer coefficient calculations of internal combustion engine fuelled with natural gas	71
Krzysztof SZWAJKA: Surface roughness after drilling of laminated chipboard	81
Robert ZARZYCKI, Rafał KOBYŁECKI, Marcin KRATOFIL, Damian PAWŁOWSKI, Zbigniew BIS: Tworzenie i redukcja tlenku azotu w warunkach oxyspalania	89

Sergei BOSIAKOV¹
Anastasiya VINAKURAVA²
Andrei DOSTA³

DEFORMATIONS AT THE CRANIOFACIAL COMPLEX DEPENDING ON THE HYRAX DEVICE DESIGN

Finite element analysis of the stress-strain state of a human skull after the expansion of the maxilla with using different designs orthodontic appliance HYRAX was carried out. Finite element model of craniofacial complex and supporting teeth are obtained on the basis of tomographic data. An orthodontic appliance differs by the localization of the screw relative to the palate. The design with location of the rods and screw of device in the same horizontal plane as well as the design with the location of the screw at the 8 mm closer to the palate relative to the horizontal localization are considered. Deformations at the intact skull and a skull with a cleft palate were derived. The regions of the largest deformations of the skull bone structures are defined for different orthodontic device designs. Effect of the orthodontic device design on displacements of the supporting teeth is analyzed. The results can be used to design devices HYRAX for the orthodontic correction and treatment of the cross-bite patients.

Keywords: intact skull, palate cleft, HYRAX device, stress-strain state

1. Introduction

Cross-bite is the one of the anomalies of the mutual disposition of transversal dentition requiring active treatment. The most distributed cases of cross-bite are dysplasia of the jaw, chewing function decline or chewing on one side, a violation of the jaws, as well as congenital cleft palate. For the treatment of maxillary defects is used expansion of the upper jaw with large transversal forces. For this purpose, various orthodontic designs [3, 9, 10, 21] were used.

The maxillary expansion may be associated with a feeling of pressure to different areas of the maxilla, in particular under the eyes and near nasal cavity

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Sergei Bosiakov, Belarusian State University, 4 Nezavisimosti Avenue, 220030 Minsk, Belarus, tel.: (+375) 172095345, e-mail: bosiakov@bsu.by

² Anastasiya Vinakurava, Rzeszow University of Technology, e-mail: vinakurava@prz.edu.pl

³ Andrei Dosta, Belarusian State Medical University, e-mail: dostastom75@mail.ru

[14, 28]. At the same time, an important element of the orthodontic treatment is to ensure maxillary extension without any side and negative effects [24].

A lot of finite element studies were carried out to assess the influence of the rapid maxillary expansion on the bone structures of the craniofacial complex and the supporting teeth in patients with and without cleft palate. Recent obtained results and the history of the development of this problem are described in [1, 11, 12, 15, 16, 19, 20, 25]. Usually, in the works related to the calculation of the stress-strain state of the maxillary complex, the effect of orthodontic appliance is not modeled. The effect of the actual features of orthodontic device on the maxillary expansion was not investigated. The correct direction of forces and their distribution during maxillary expansion is still relevant. The aim of this study is finite element analysis of the bone deformations at the intact skull and skull with cleft palate after activation of the different designs of orthodontic device HYRAX.

2. Materials and methods

Stereolithography (STL) model of the skull was obtained with the use of MIMICS 14.12 (Materialise BV, Belgium) on the basis of 210 tomographic images of the dry cadaveric intact skull of adult man. Step of tomographic slices is 1 mm. A similar approach was used in [5, 8, 11, 15] during development of three-dimensional solid model of the maxillary complex. The first and second premolars of the maxilla and the first permanent molars were removed in a process of generating STL-model. The finite element model is obtained after processing STL-model in 3-matic 6.1 MIMICS. The finite element model contains of 26 445 nodes and 91 731 elements like Solid72. Finite element discretization was performed automatically. Simulation of the periodontal ligament was not carried out, because it has little effect on the stress distribution in the bone structures of the craniofacial complex during maxillary expansion [27]. Maxillary sutures are also not taken into account in the finite element model, because the sutures in skull of an adult human the partially or fully ossified and have a small thickness [1].

Solid models premolars and first molars were obtained on the basis of tomographic data of the human skull in SolidWorks 2010 (SolidWorks Corporation, USA). The SolidWorks graphics primitives were used for modeling orthodontic device HYRAX. Crowns were installed on the first premolars and molars. The rods were attached to plates which can be moved apart in a horizontal plane by rotation of the screw. The length and width of the plates are 10 mm and 4 mm respectively. The radius of the rod cross-section is equal to 1 mm, thickness is 0.2 mm. Finite element models of the orthodontic device, premolars and molars are derived by use Mechanical Model ANSYS Workbench 13. Total number of elements is 13 320 and total number of nodes is 26 375. The maximum size of the element of orthodontic device model is 1 mm. Contacts between the crowns

of orthodontic device and teeth, as well as skull and the teeth was assigned via contact elements CONTA173, CONTA174 and TARGE170 (without sliding and penetration). The boundary conditions for the skull correspond to rigid fixing of the foramen magnum nodes [11, 16, 20]. Finite element model of maxillary complex orthodontic appliances and boundary conditions are shown in fig. 1. Displacement of each plate along x -axis is $u = 0.4$ mm (corresponding to the activation of half-turned screws) [3, 6, 18, 22, 26]. The elastic properties of the tissues of the skull and dental orthodontic device material are indicated in tab. 1.

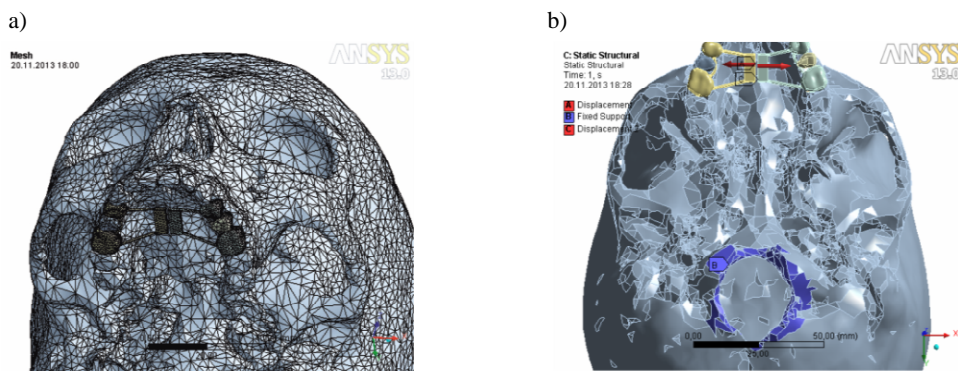


Fig. 1. Finite-element model of craniofacial complex with orthodontic device (a) and boundary conditions for FE model (b)

Table 1. Elastic properties of materials

Materials	Elasticity modulus, GPa	Poisson's ratio
Orthodontic device	200.0	0.3
Compact bone [23]	13.7	0.3
Trabecular bone [23]	8.0	0.3
Teeth [23]	20.7	0.3

Stress-strain states of the intact skull and skull with palate cleft were derived for two designs of orthodontic device. At the first design of orthodontic device the screw and rods are disposed in the same horizontal plane (model A). In the second design the screw was located on 8 mm closer to the palate with respect to the above horizontal plane (model B). The rods length for the models A and B changes from 8.15 mm to 12.20 mm and from 11.05 to 16.45 mm, respectively.

3. Results and discussion

Deformations of the intact craniofacial complex without cleft palate (fig. 2.) shows that the direction of displacement changes significantly with the movement of screw of orthodontic device to the palate. For model *A* the deformations has a positive direction along the z -axis. For model *B* the total deformations (including the z -axis components) directed along the negative direction of this axis. Skull in this case is rotated forward and downward. This fact is consistent with the results of research [17].

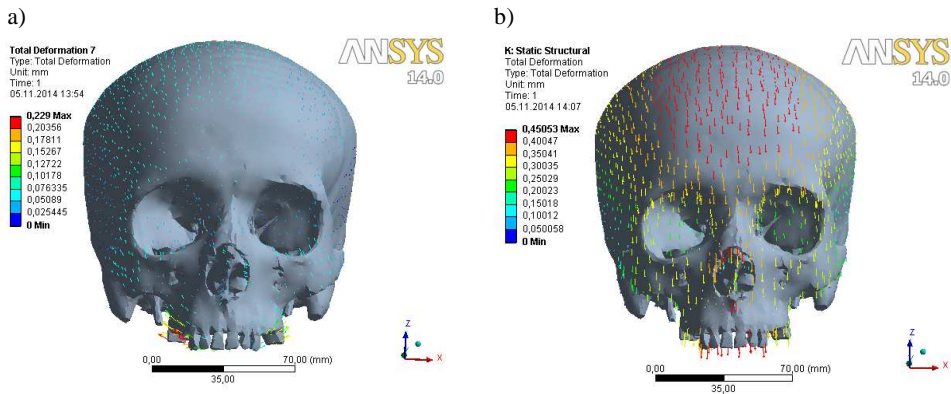


Fig. 2. Total deformations of intact skull (frontal view): a) model A, b) model B

The highest and lowest displacements of the maxillary bone structures along the coordinate axes are given in tab. 2. – it can be seen that the design of the device significantly affects the displacements in the bones of the skull. Transversal deformations of the maxilla decreased more than 2 times on the left side of the skull and more than 6 times on the right side for model *B* in comparison model *A*. Largest deformations for the maxilla left side are $0.37u$ (fig. 2a) and $0.12u$ (fig. 2b), and for right side are $0.55u$ (fig. 2a) and $0.08u$ (fig. 2b). Some bone structures on the left side of the skull (the individual regions of the maxilla, zygomatic bone) displace to the right. This fact can be explained by the asymmetry of the craniofacial complex, as well as the asymmetrical fixing of crowns on the supporting teeth and rods on the crowns. For model *A*, maxilla near the front incisors slightly moves back along the y -axis in the sagittal plane. The greatest displacement in this direction is equal to $0.175u$. The maxilla segment near molars and some other bones of the skull, including the zygomatic bone, move forward. In this direction the largest displacement is equal to $0.073u$. Maxillary segment near front incisors and nasal cavity slightly move down (along the z -axis), the other bone structures of the skull are moved upwards. For model *B*, skull bone above the horizontal plane passing through the nasal crest

moves forward; segment of the maxilla, located below of this plane moves backward. The anterior regions of the skull (maxilla, nasal, frontal and zygomatic bones) are moved down in the vertical direction; parietal and occipital region of the skull are rises. Thus, the skull is rotated in the sagittal plane and the center of rotation lies in the region of the nasal cavity. This corresponds to the results of experimental work [2] about determination of the skull center of resistance and the skull center of rotation during the maxillary expansion.

Table 2. Maximum and minimum displacements of the intact skull bone structures for models *A* and *B* of the orthodontic device

Direction of displacements	Magnitude, mm		The skull bone structures	
	model <i>A</i>	model <i>B</i>	model <i>A</i>	model <i>B</i>
Along <i>x</i> -axis	0.107	0.047	Lateral parts of maxilla	
	-0.179	-0.029		
Along <i>y</i> -axis	0.059	0.093	maxilla near first incisors, frontal bone	maxilla
	-0.029	-0.431	lateral part of the maxilla	frontal bone
Along <i>z</i> -axis	0.122	0.237	lateral part of the maxilla	occipital bone
	-0.059	-0.443	maxilla near midpalatal suture	posterior part of the maxilla and nasal bone

The behavior of supporting teeth during the maxillary expansion should be assessed. This caused by that increase in the size of the arc of the upper dentition is achieved in part by inclined rotational tooth movement. Incorrect installation of orthodontic device may be accompanied by dislocation of the supporting teeth and fenestration of cortical bone, root resorption and gingival recession [14]. At the same time, in the finite-element researches of the maxillary expansion the displacements of the supporting teeth are considered simultaneously with the displacements of the maxillary complex [1, 5, 7, 11, 12, 19, 20, 25]. The displacement patterns of the supporting teeth are shown in fig. 3.

Figure 3a shows that the movement direction of the maxilla and supporting teeth on the right side is the same. On the right side the first and second premolars are rotated. The centers of rotation of the tooth are located at the apex of the root. The center of rotation of the first and second premolar in a vertical plane parallel to the *xz*-plane is located on $\approx 0.3l$ and $\approx 0.27l$ from the root apex respectively (l is the height of the corresponding tooth). Since displacements in the transverse direction are large enough (from $-0,150$ mm in apical region till 0.356 mm for the points on the occlusal surface) in this plane dislocation of supporting teeth can occur.

In the vertical plane (parallel to *yz*-plane) all supporting teeth, except the first molar on the left side are rotated. The center of rotation lies in the body of

the corresponding tooth. Tooth displacements in this plane are small (maximum displacement of apical region of supporting teeth on the right side is equal to ≈ 0.027 mm). Taking into account the thickness of the periodontal ligament (≈ 0.23 mm [20]), it can be concluded that the displacements of teeth in the sagittal plane do not occur.

Figure 3b shows that the displacements of the supporting teeth for model *B* are directed mainly downwards, as well as displacement of all maxillary complex. The magnitudes of transversal displacements of teeth approximately coincide with the displacements of the alveolar region of the maxilla. Therefore, we can conclude that the centers of rotation of the abutment teeth and upper jaw halves are located in the nasal cavity.

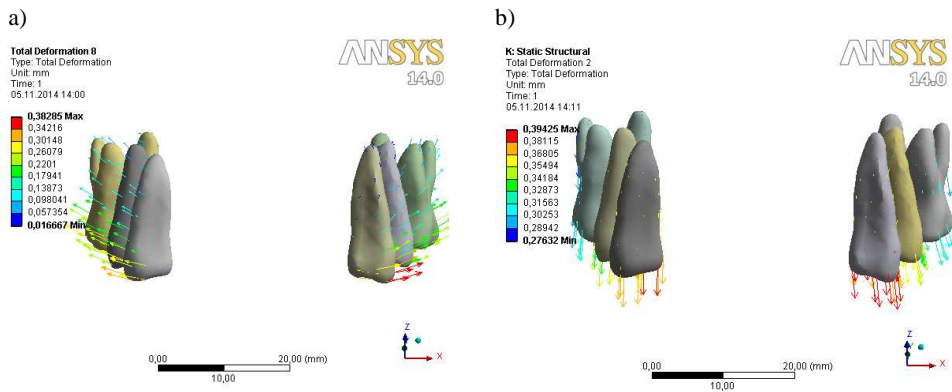


Fig. 3. Total deformations of supporting teeth in intact skull with orthodontic device (frontal view): a) model *A*, b) model *B*

Deformations of the maxillary complex with cleft for orthodontic device with two different structures are shown in fig. 4. The highest and lowest displacements along the coordinate axes of the maxillary bone structures of the complex with unilateral cleft palate are given in tab. 3.

For the models *A* (fig. 4a) and *B* (fig. 4b) of orthodontic appliance the greatest transversal movement on the left side of maxilla are $0.96u$ and $0.32u$, on the right side are $0.94u$ and $0.25u$. These movements are much higher than displacements along the x -axis of the maxilla in the intact skull. Since the cleft palate is on the left side of the skull, the displacements of the maxilla left side are higher than the displacements of the right side for the models *A* and *B* patterns of the transversal deformations (along the x -axis) for skull with models *A* and *B* are almost identical. At the same time, the magnitude of transversal displacements of the skull with model *A* is on average at three times higher than the corresponding displacements for skull with model *B*.

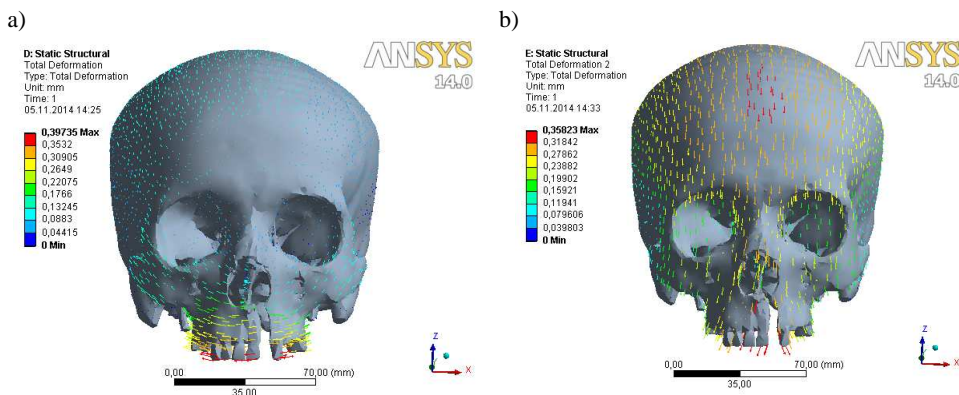


Fig. 4. Total deformations of skull with palate cleft (frontal view): a) model A, b) model B

Table 3. Maximum and minimum displacements of the bone structures for skull with palate cleft for models A and B of the orthodontic device

Direction of displacements	Magnitude, mm		The skull bone structures	
	model A	model B	model A	model B
Along x-axis	0.385	0.128	maxilla and zygomatic bone	maxilla
	-0.375	-0.099		
Along y-axis	0.102	0.067	frontal and temporal bones	maxilla
	-0.074	-0.312	maxilla near palate cleft	frontal and parietal bones
Along z-axis	0.114	0.172	lateral part of maxilla and zygomatic bone	occipital bone
	-0.055	-0.344	maxilla near palate cleft and occipital bone	posterior part of maxilla and nasal bone

In the sagittal plane, there are both qualitative and quantitative differences between deformations of the maxillary complex. Displacements along y-axis for skull with model A have positive values for the anterior incisors region. Displacements of parietal bone have negative values. For model A almost the all maxilla moves slightly back and the parietal bone significantly leans forward. Zygomatic bones have the greatest displacements in the positive direction of the z-axis (up). Region of the maxilla moves slightly down in the vicinity of the cleft. For the model B maxilla evenly moves down. The occipital bone is displaced up.

Deformations of the supporting teeth for the skull with a cleft palate (fig. 5.) shows that the dislocation of the supporting teeth is not observed for the models A and B. The centers of rotation of the teeth almost coincide with the centers of rotation of the respective halves of the maxilla for models A and B.

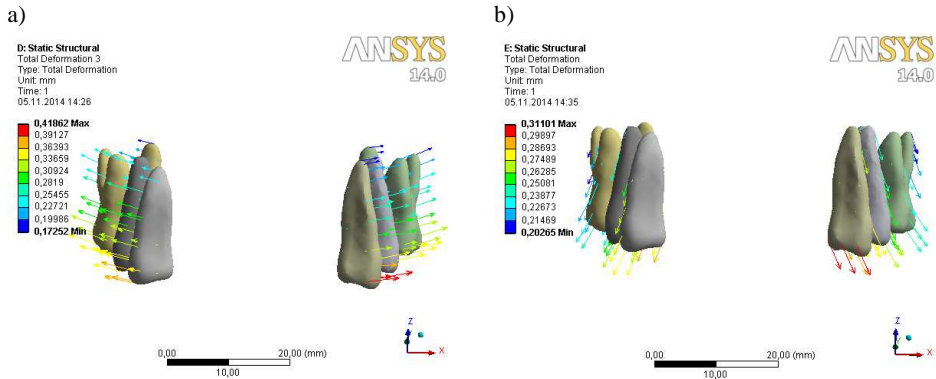


Fig. 5. Total deformations of the supporting teeth in the skull with palate cleft (frontal view): a) model A, b) model B

4. Conclusions

Finite element analysis of the maxillary expansion, based on the application of a load directly from the orthodontic device HYRAX, more accurately simulates the action of orthodontic forces and the behavior of the skull. Such approach allows explaining the clinically observed effects [4, 11, 13, 16, 20, 25].

Computations of the maxilla bone structures deformations showed that the design of orthodontic device HYRAX with the location of the screw in the same horizontal plane with rods and design with the location of the screws near palate are not optimal. In the first case there is substantial upward displacement of the side portions of the upper jaw, the upper jaw halves rotate with rotation center in the horizontal plane as well as a substantial rotational displacement the supporting teeth. The main advantage of the horizontal orthodontic design is significant transversal movement of the maxilla for the intact skull and for the skull with a cleft palate. Transversal deformations of the maxillofacial complex are significantly reduced, if the screw orthodontic appliance is located near the palate. At the same time, deformations of the maxillary complex and supporting teeth repeatedly increase in the sagittal plane, and cause the rotation of the cranium forwardly and downwardly in the plane.

The occurrence of undesirable displacements of the craniofacial complex in the sagittal plane indicates the need to predict the optimal location of the device screw relative to the palate. It also seems advisable resizing device plates to prevent rotation of the maxilla in a horizontal plane. Asymmetry of transversal displacements for the intact skull and skull with palate cleft indicates the importance of correct fixing rods device on the crown, both in height and circuit of the crown.

Acknowledgement

The research leading to these results has received funding from the People Programme (Marie Curie International Research Staff Exchange) of the European Union's Seventh Framework Programme FP7/2007-2013/ under REA grant agreement No. PIRSES-GA-2013-610547.

References

- [1] Boryor A., Geigera M., Hohmann A., Wunderlich A., Sander C., Sander F.M., Sander F.G.: Stress distribution and displacement analysis during an intermaxillary disjunction. A three-dimensional FEM study of a human skull, *J. Biomechanics*, 41 (2008), 376-382.
- [2] Braun S., Bottrel J.A., Lee K.G., Lunazzi J.J., Legan H.L.: The biomechanics of maxillary sutural expansion, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 118 (2000), 257-261.
- [3] Chaconas S.J., Caputo A.A.: Observation of orthopedic force distribution produced by maxillary orthodontic appliances, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 82 (1982), 492-501.
- [4] Chung C.H., Font B.: Skeletal and dental changes in the sagittal, vertical, and transverse dimensions after rapid palatal expansion, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 126 (2004), 569-575.
- [5] Gautam P., Zhao L., Patel P.: Biomechanical response of the maxillofacial skeleton to transpalatal orthopedic force in a unilateral palatal cleft, *Angle Orthodontist*, 81 (2011), 503-509.
- [6] Ghoneima A., Abdel-Fattah E., Hartsfield J., El-Bedwehi A., Kamel A., Kulaf K.: Effects of rapid maxillary expansion on the cranial and circummaxillary sutures, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 140 (2011), 510-519.
- [7] Han U.A., Kim Yo., Park J.U.: Three-dimensional finite element analysis of stress distribution and displacement of the maxilla following surgically assisted rapid maxillary expansion, *J. Cranio-Maxillofacial Surgery*, 37 (2009), 145-154.
- [8] Holberg C., Holberg N., Schwenzler K., Wichelhaus A., Rudzki-Janson I.: Biomechanical analysis of maxillary expansion in CLP patients, *Angle Orthodontist*, 77 (2007), 280-287.
- [9] Isaacson R.J., Ingram A.H.: Forces produced by rapid maxillary expansion. Part II. Forces present during treatment, *Angle Orthodontist*, 34 (1964), 261-270.
- [10] Isaacson R.J., Wood J.L., Ingram A.H.: Forces produced by rapid maxillary expansion. Part I. Design of the force measuring system, *Angle Orthodontist*, 34 (1964), 256-260.
- [11] Işeri H., Tekkaya A.E., Öztan Ö., Bilgiç S.: Biomechanical effects of rapid maxillary expansion on the craniofacial skeleton, studied by the finite element method, *European J. Orthodontics*, 20 (1998), 347-356.
- [12] Jafari A., Shetty K.S., Kumar M.: Study of stress distribution and displacement of various craniofacial structures following application of transverse orthopedic forces – a three-dimensional FEM study, *Angle Orthodontist*, 73 (2003), 12-20.

- [13] Kragt G., Duterloo H.S., Ten Bosch J.J.: The initial reaction of a macerated human skull caused by orthodontic cervical traction determined by laser metrology, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 81 (1982), 49-56.
- [14] Landes C.A., Laudermann K., Petruchin O., Mack M.G., Kopp S., Ludwig B., Sader R.A., Seitz O.: Comparison of bipartite versus tripartite osteotomy for maxillary transversal expansion using 3-dimensional preoperative and postexpansion computed tomography data, *J. Oral Maxillofacial Surgery*, 67 (2009), 2287-2301.
- [15] Lee H., Ting K., Nelson M., Sun N., Sung S.J.: Maxillary expansion in customized finite element method models, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 136 (2009), 367-374.
- [16] Ludwig B., Baumgaertel S., Zorkun B., Bonitz L., Glasl B., Wilmes B., Lisson J.: Application of a new viscoelastic finite element method model and analysis of miniscrew-supported hybrid hyrax treatment, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 143 (2013), 426-435.
- [17] Majourau A., Nanda R.: Biomechanical basis of vertical dimension control during rapid palatal expansion therapy, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 106 (1994), 322-328.
- [18] Memikoglu T.U.T., İşeri H.: Effects of a bonded rapid maxillary expansion appliance during orthodontic treatment, *Angle Orthodontist*, 69 (1999), 251-256.
- [19] Pan X., Qian Y., Yu J., Wang D., Tang Y., Shen G.: Biomechanical effects of rapid palatal expansion on the craniofacial skeleton with cleft palate: a three-dimensional FE analysis, *Cleft Palate-Craniofacial J.*, 44 (2007), 149-154.
- [20] Provatidis C., Georgiopoulos B., Kotinas A., McDonald J. P.: On the FEM modeling of craniofacial changes during rapid maxillary expansion, *Medical Engng. Physics*, 29 (2007), 566-579.
- [21] Sander C., Hüffmeier S., Sander F. M., Sander F. G.: Initial results regarding force exertion during rapid maxillary expansion in children, *J. Orofacial Orthopedics*, 67 (2006), 19-26.
- [22] Susami T., Kuroda T., Amagasa T.: Orthodontic treatment of a cleft palate patient with surgically assisted rapid maxillary expansion, *Cleft Palate-Craniofacial J.*, 33 (1996), 445-449.
- [23] Tanne K., Sakuda M.: Biomechanical and clinical changes of the craniofacial complex from orthopedic maxillary protraction, *Angle Orthodontist*, 61 (1991), 145-152.
- [24] Timms D.J.: A study of basal movement with rapid maxillary expansion, *American J. Orthodontics Dentofacial Orthopedics*, 77 (1980), 500-507.
- [25] Wang D., Cheng L., Wang C., Qian Y., Pan X.: Biomechanical analysis of rapid maxillary expansion in the UCLP patient, *Medical Engineering and Physics*, 31 (2009), 409-417.
- [26] Weissheimer A., Macedo de Menezes L., Mezomo M., Dias D.M., Santayana de Lima E.M., Rizzato S.M.D.: Immediate effects of rapid maxillary expansion with Haas-type and hyrax-type expanders: A randomized clinical trial, *American J. Orthodontic Dentofacial Orthopedics*, 140 (2011), 366-376.

- [27] Wood S.A., Strait D.S., Dumont E.R., Ross C.F., Grosse I.R.: The effects of modeling simplifications on craniofacial finite element models: The alveoli (tooth sockets) and periodontal ligaments, *Journal of Biomechanics*, 44 (2011), 1831-1838.
- [28] Zimring J.F., Isaacson R.J.: Forces produced by rapid maxillary expansion. Part III. Forces present during retention, *Angle Orthodontist*, 35 (1965), 178-186.

WPLYW RODZAJU APARATU HYRAX NA ODKSZTAŁCENIA ZESPOŁU CZASZKOWO-TWARZOWEGO

Streszczenie

Analizę stanu naprężeń oraz odkształceń ludzkiej czaszki po rozszczepie szczęki górnej za pomocą różnych aparatów ortodontycznych wykonano za pomocą metody elementów skończonych. Model numeryczny MES zespołu twarzowo-czaszkowego oraz zębów podporowych użytkano na podstawie danych tomograficznych. Przyrządy ortodontyczne różnią się lokalizacją śruby względem podniebienia. Uwzględniano konstrukcję złożoną z prętów i śrub w tej samej płaszczyźnie poziomej oraz konstrukcję ze śrubą zlokalizowaną 8 mm bliżej podniebienia względem lokalizacji poziomej. Otrzymano odkształcenia w nienaruszonej czaszce oraz w czaszce z rozszczepieniem podniebienia. Miejsca największych odkształceń struktury kości czaszki zdefiniowano dla różnych projektów aparatów ortodontycznych. Analizowano wpływ konstrukcji aparatu ortodontycznego na przemieszczenia zębów podporowych. Wyniki mogą być wykorzystane w projektowaniu aparatów HYRAX do ortodontycznej korekcji i w leczeniu pacjentów ze zgrzysem krzyżowym.

Słowa kluczowe: czaszka nienaruszona, rozszczep podniebienia, aparat HYRAX, stan naprężeniowo-odkształceniowy

DOI: 10.7862/rm.2015.1

Otrzymano/received: 10.12.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.03.2015 r.

Marcin DEREŃ¹

AMINIATURE ON-BOARD DATA RECORDER FOR UNMANNED PLATFORM

The article presents the miniature CAN recorder. Thanks to its small dimensions, being easy to use and able to cooperate with programs such as Matlab, the recorder proves to be an universal and indispensable tool when examining devices in which the essential communication between elements is based on the CAN bus. The example of such a device is UAV platform. The article also provides a short description of the CAN bus and CANaerospace protocol.

Keywords: data recorder, CAN, CANaerospace, UAV

1. Introduction

The process of controlling the current UAV platform requires installing several detectors on its board. These detectors are often built as ready, independently working measurement modules in different parts of a flying device due to the character of measuring tasks being performed. The central unit, acting as an autopilot, may collect data from measuring devices using different buses. From a practical point of view, the most comfortable situation takes place when all measurement modules communicate with a central computer using only one bus. The CAN bus makes it possible. The CAN (Controller Area Network) is a serial bus, produced by Robert Bosch GmbH in 1980s. Although the bus was firstly designed mostly for motor industry, its use was soon extended. The essential CAN bus properties include [1]:

- twisted pair wire,
- lack of a separate master unit,
- configurable bit rate (up to 1 Mbit/s),
- the bus length depending on bit rate,
- bus access controlled by hardware,
- error detection and signaling,
- guaranteed transmission times,
- short message-oriented transmission,
- high interference tolerance.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Marcin Dereń, Eurotech Sp. z o.o., 3 Wojska Polskiego Street, 39-300 Mielec, Poland, tel.: (17) 7887760, e-mail: m.deren@eurotech.com.pl

The CAN bus message consists of an identifier (11 or 29 bit), data length code (DLC) and up to 8 bytes of data. The CAN bus enables easy adding of on-board devices which makes it relatively simple to extend the system with new, previously unpredicted elements. Adding another device to the bus does not involve any hardware changes but only software changes which seem to be relatively easiest to make. The use of the CAN bus for controlling UAV platform requires using a uniform protocol enabling data exchange between onboard units. CANaerospace standard has been developed for controlling airborne applications; the standard was defined in 1997. It is an open standard defining messages which are indispensable for the correct functioning of a flying bus. From a user's standpoint, CANaerospace is a thin software layer imposed on the CAN bus. The basic advantages of protocol include:

- multi – master protocol,
- code – assigned messages,
- self – identifying message format,
- ease of transmission continuity control,
- openness to extension and modification (also made by user),
- ease of implementation.

The CAN bus identifier decides about the message, whilst data bytes contain information on Node-Identifier (Node-ID), Service Code and four bytes of data together with the information about their interpretation. The more precise description of the standard one might see in [5].

2. Control system based on CAN bus

The figure 1. presents a scheme of sample distributed control system based on CAN bus in UAV platform. The main elements of the system are:

- central computer – functioning as an autopilot,
- Air Data Computer (ADC),
- IMU/AHRS system,
- GPS navigation system,
- implementation mechanisms control module (SM).

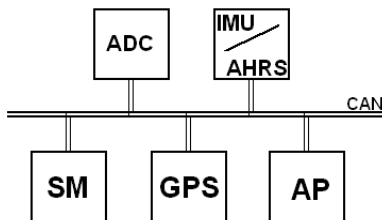


Fig. 1. A flow chart of sample distributed control system based on CAN bus in UAV platform

Each of devices connected to the bus sends it data within determined time intervals. Due to the fact that CAN is a serial bus, a single message characterized by strictly determined structure and destination appears in a given moment. The

messages take turns and get to all the devices attached to the bus. However, they can be received and interpreted only by the relevant destination devices. The solution based on CAN bus enables easier modifying a control system which is understood as either the exchange of complete modules connected to the bus or adding new modules. The only requirement here is maintaining software compatibility and that is accomplished by using the uniform CANaerospace protocol.

Eurotech LLC, a company from Mielec producing unmanned platforms (shown in fig. 2.) which use CAN bus, worked out a miniature onboard data recorder presented below in fig. 3. The following conditions were set at the stage of its designing:

- onboard supplying,
- recording data from onboard bus on SD card,
- ease of use – the right functioning of the recorder is possible just after inserting the card and connecting power supply,
- reading data from the card is carried out by means of an ordinary PC,
- data which have been read must be further easily converted to any chosen format (among others, for programs such as Excel, OO Calc, Matlab, Scilab).



Fig. 2. UAV MJ – 7 Szogun platform produced by Eurotech LLC from Mielec

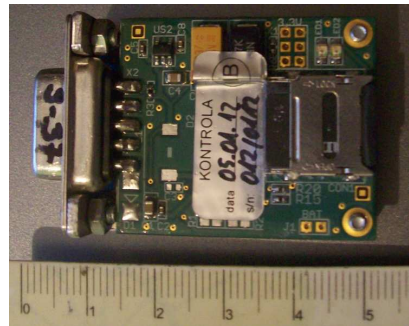


Fig. 3. Onboard recorder

In the case of using a single bus, flight process recording boils down to reading all messages which have appeared on the bus and subsequently saving them to the nonvolatile memory. It is the best when the format of written messages allows to read the collected data easily. Onboard recorder which meets all these expectations is invaluable tool not only for a researcher but also for a user or machine producer. The recorder provides data set which enables analysis of flights, both the ones which have turned out to be successful and those which have been a failure. Moreover, the recorder makes it easier to find the causes of the flight failure.

Figure 4. shows a block diagram of the designed recorder. One can distinguish 4 main blocks here: microcontroller block, SD card block, power supply

block and CAN driver block. In order to make the diagram clear, only the supply voltage line was shown whilst supplying lines for other modules were neglected. The main element of the recorder module is the '81 family processor produced by Silabs, chosen mostly because of its inbuilt CAN controller and possibility of recording files on a SD card. CAN driver block ensures galvanic separation from CAN bus. The microcontroller connects with SD card through SPI serial interface. The power supply block provides the correct power supply. What is more, it also ensures reserves of energy, so in case of the power cut-off one may close safely an open file and consequently read it later. The miniaturization of the recorder was possible thanks to its uncomplicated construction including only indispensable elements.

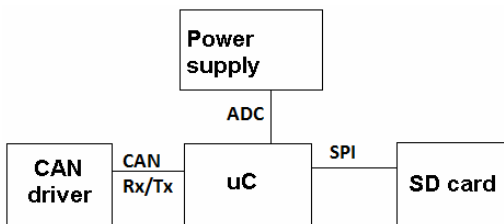


Fig. 4. Recorder block diagram

Inbuilt detectors were not included within the recorder module as it was assumed that its main task was recording board data and not realizing measuring functions. It results from accepting the general idea of distributed control system, where particular modules are responsible for specific actions, without unnecessary duplication of tasks. Connecting power supply results each time in creating a new file (by recorder). This file contains data taken from the bus. The system monitors a power supply and in the case of a power loss, it closes a file being just created so that the file can be read later. The size of a created file depends on the amount of data appearing in the bus and is limited by the maximum size of a file which is available for FAT files system. The system has been implemented to enhance transferring data from recorder to PC, where the data is read and processed. The speed of saving to SD card limits the number of recorded messages, up to 2000 per second, which is the value completely adequate for the amount of data appearing in the bus.

3. Use of recorder

One of the onboard recorder advantages is the ease of its use. After attaching power supply, if only a SD card has been inserted, the process of recording data from the bus is automatically launched. The card should be only formatted before to FAT system. Recorder saves data to the card, creating a new file each time after connecting power supply. All recorded data is saved to files with*.bin extension, which can be easily read on PC. The solution presented in this article is different from others [4] in that using the recorder does not require earlier pre-

paring a file on SD card. Any SD card formatted with the FAT system can be inserted in the recorder which immediately creates a file and starts recording data appearing on the CAN bus. It is worth noticing that a current version of the presented recorder does not allow recording frames to be filtered thus all the communication from the bus is recorded. It might be considered as both an advantage or a disadvantage of the recorder. Initially, the recorder was designed in order to record board data from CAN Aerospace protocol. This intention was abandoned and it was decided to save data on the SD card without any processing. Thanks to it, the recorder has been made more universal and not limited to the one type of a recorded protocol. For easier using of the recorder and viewing collected data, ET company worked out an application which is designed for PC and enables converting saved data to files with extension *.mat for Matlab and *.csv for spreadsheets (MS Excel, OO Calc). The files prepared with the means of this application can be easily analyzed and processed in abovementioned programs. Figure 5. shows a sample Matlab graph, obtained from author's research [2].

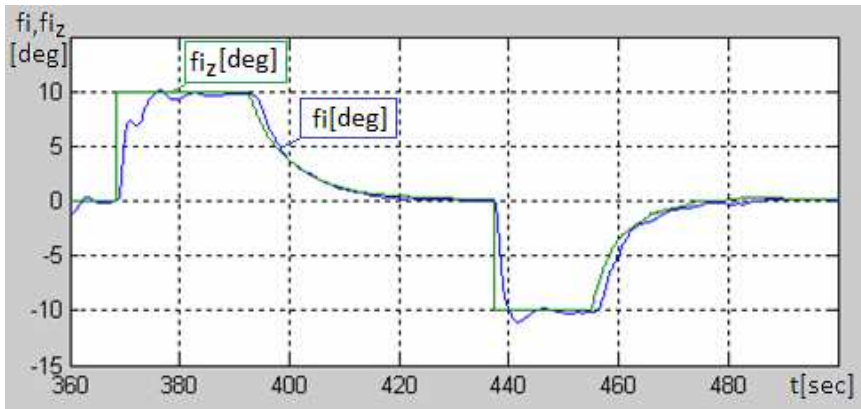


Fig. 5. Example excerpt of data recording converted to Matlab program

The recorder presented in this publication is applied in simulation research, but its main use is recording data during a flight. Among others, it has been used in author's work on fuzzy logic controlling algorithms for UAV platform [2]. It may also serve as UAV monitoring system completion [3] providing all board data which cannot be sent through data line to ground flight control station.

4. Conclusions

The recorder described here can be used as a miniature blackbox flight recorder for UAV platform. It is also an invaluable tool in research, not only on UAV platform but also other devices in which communication is conducted via

CAN bus. What is more important, the recorder together with PC application designed for it does not impose CANaerospace coding which makes the recorder even more universal tool.

Acknowledgement

This scientific work has been financed from the Polish scientific funds for years 2010-2012 as a development project No. O R00 0089 11.

References

- [1] CAN specification Version 2.0, Robert Bosch GmbH, Stuttgart 1991.
- [2] Dereń M.: Regulator rozmyty do stabilizacji lotu platformy UAV, ZN PRz Mechanika, 85 (2013), 413-419.
- [3] Dołęga B., Rzucidło P.: Monitorowanie pracy układu sterowania bezzałogowym aparatem latającym, ZN AMW, 185A (2011), 83-92.
- [4] Rolka L., Mieszkowicz-Rolka A.: ARM-based data acquisition system for unmanned aircraft vehicles, [w:] Wybrane zagadnienia awioniki, pod red. J. Gruszeckiego, Rzeszów 2011, s. 113-120
- [5] Stock M.: CAN Aerospace. Interface specification for airborne CAN applications V1.7, Stock Flight System 2006.

MINIATUROWY POKŁADOWY REJESTRATOR DANYCH DLA PLATFORM BEZZAŁOGOWYCH

Streszczenie

W artykule przedstawiono miniaturowy rejestrator CAN. Jego niewielkie wymiary, łatwość obsługi oraz przygotowanie do współpracy z programami, takimi jak Matlab czyni z niego uniwersalne i nieocenione narzędzie w pracy badawczej nad urządzeniami, w których podstawowa komunikacja pomiędzy elementami wyposażenia opiera się na magistrali CAN. Przykładem takiego urządzenia jest platforma UAV. Artykuł zawiera też krótki opis magistrali CAN oraz protokołu CANaerospace.

Słowa kluczowe: rejestrator danych, CAN, CANaerospace, UAV

DOI: 10.7862/rm.2015.2

Otrzymano/received: 14.11.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.03.2015 r.

Piotr KOLASIŃSKI¹
Zbigniew ROGALA²

THE USE OF SPIRAL HEAT EXCHANGERS IN THE ORC DOMESTIC SYSTEMS

One of the problems encountered while designing the ORC systems is the proper selection of the heat exchangers which depends on many factors. Frequently the shell-tube and plate heat exchangers are mainly used in ORC systems. They can be characterized by low ratio of heat flow to heat transfer surface. It influences the size of the heat exchangers, and furthermore, the amount of the material used and the whole installation expense. Interesting alternative for the currently applied heat exchangers might be Rosenblad's Spiral Heat Exchangers (SHE). What makes this construction so particular is the relatively high ratio of the heat flow to the heat transfer surface. The new design approach dedicated to the Rosenblad's SHE is presented in this article. The formulated method was applied to the calculations of the Rosenblad's SHE, which serves as evaporator in the prototype ORC system. The results of the analysis show that the Rosenblad's SHE is an interesting alternative to other types of the heat exchangers applied presently to the ORC systems. Their application creates a possibility of the reduction of size of the installation, as well as, its expenses.

Keywords: spiral heat exchangers, design, ORC, Rosenblad

1. Introduction

First spiral heat exchanger was produced in Switzerland by Rosenblad Company in 1932 [7]. Because of many advantages they found wide applications. They are successively applied in paper, petrochemical, food and sugar industries. Important features of spiral heat exchangers are compact design, easy fabrication, high efficiency, small heat losses and low tendency of fouling [2]. Fouling is prevented due to constant change of the direction of the flow, eliminating fluid stagnant zones [10].

In addition, due to geometrical features of this heat exchanger a large heat transfer area is accommodated in relatively small volume [7]. Spiral heat exchangers draw an attention due to its extraordinary construction. Figure 1. pre-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Piotr Kolasinski, Wrocław University of Technology, 27 Wybrzeże Wyspiańskiego Street, 50-370 Wrocław, Poland, tel.: (71) 3202325, e-mail: piotr.kolasinski@pwr.edu.pl

² Zbigniew Rogala, Wrocław University of Technology, e-mail: zbigniew.rogala@pwr.edu.pl

sents an isometric view of spiral heat exchanger [8]. Its horizontal cross section is shown in fig. 2. They consist of two long plates rolled together in form of double spiral. Constant spacing between the plates is kept. Upper and lower plates are connected to the spiral part. Such a construction creates two, long, spiral, rectangular channels. Fluid can enter the heat exchanger either through central part or from outermost part. It is common for the hot stream to enter the heat exchanger from the center and leave at the periphery. On the contrary, cold fluid enters the heat exchangers from the outermost part, leaving through the center. Such approach allows minimizing heat losses and increasing heat exchanger's performance. In addition, it means the fluids flow counter-currently. Construction features limits the applicability of spiral heat exchangers. It is not possible to roll the plate thicker than 0.013 mm. It limits the operating pressure to 15 bar [7]. As it was mentioned fluids flow in counter-current. Due to extraordinary geometry of the heat exchanger heat transfer is not purely counter-current flow [1].

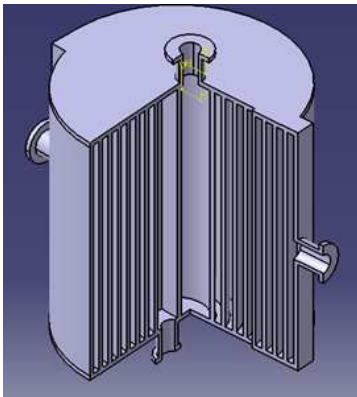


Fig. 1. Isometric view of spiral heat exchanger

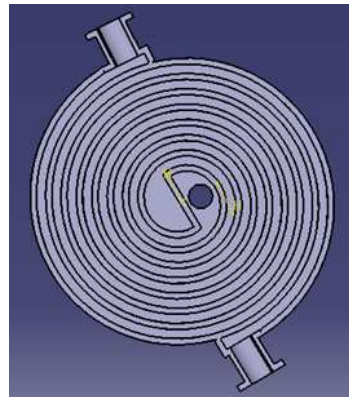


Fig. 2. Cross section of spiral heat exchanger

Hot stream exchanges heat with two adjacent cold streams at different temperatures. The result is temperature driving forces are smaller with respect to classic counter-current flow [7]. Due to wide applicability of spiral heat exchangers plenty of methods of calculation were developed. Design approach of single phase heat transfer, comparing achieved results to case study carried by Minton [5] is developed by Picon-Nunez et al. [7]. Numerical validation indicated sufficient convergence. Bes and Roetzel [1] in their work introduced an analytical rating study for the determination of a temperature profile within the plates. They assumed constant overall heat transfer coefficients. Minton [5] introduced empirical correlations for spiral heat exchangers. Correlations for the heat transfer coefficients and pressure drop were presented.

In this paper another method of sizing of spiral heat exchangers is presented. Method is dedicated for ORC application and other applications satisfying taken requirements. Presented case concerns more complex heat transfer: heating, evaporation and superheating of R245fa. Presented spiral heat exchanger is dedicated for operating research ORC system as a replacement for shell tube heat exchanger, currently involved as an evaporator.

2. Mathematical model

Nowak [6] suggested mathematical model, coherent to describe the processes taking place in spiral heat exchanger. In order to derive these mathematical equations, the element characterized by angle $d\varphi$ (fig. 3.) was established. Following assumptions were taken:

- heat capacities of both mediums are constant,
- heat transfer coefficients are constant,
- the heat is conducted only across the partitions.

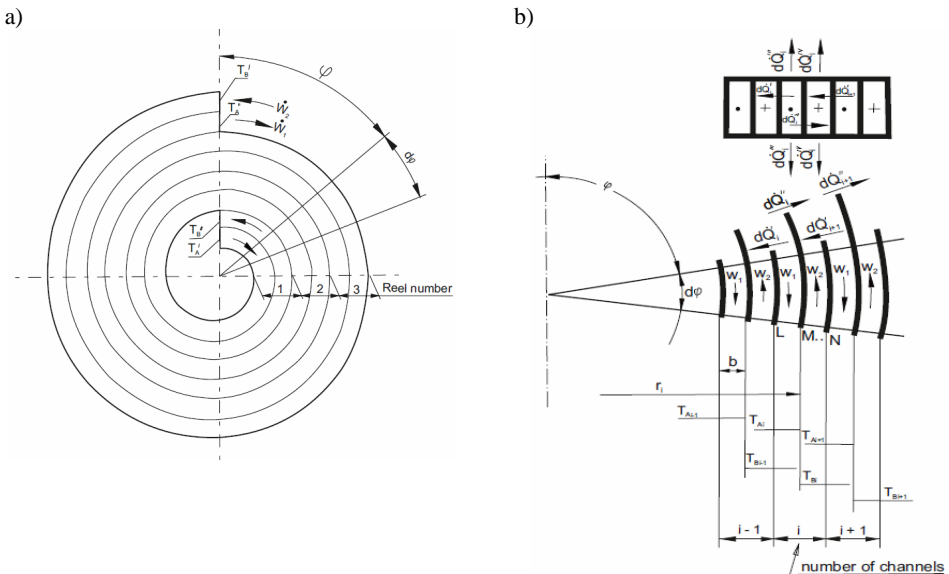


Fig. 3. Mathematical model of spiral heat exchanger: a) general view, b) scheme of the heat transfer

For each scroll following equations describing heat transfer can be established [6]:

- for the hot medium, flowing through the part of the channel, limited by the partitions L and M:

$$dQ_i' + dQ_i'' + dQ_i''' = -W_1 dT_{A_i} \tag{1}$$

- for cold medium, flowing through the part of the channel, limited by the partitions N and M:

$$dQ_i'' + dQ_i^{IV} + dQ_{i+1} = -W_2 dT_{B_i} \quad (2)$$

Transferred heat is calculated from the following equations:

$$dQ_i' = k_{z1-2} h (r_i - b) (T_{A_i} - T_{B_{i-1}}) d\varphi \quad (3)$$

$$dQ_i'' = k_{z1-2} h r_i (T_{A_i} - T_{B_{i-1}}) d\varphi \quad (4)$$

$$dQ_i''' = 2k_{z0-1} b \left(r_i - \frac{b}{2} \right) (T_{A_i} - T_0) d\varphi \quad (5)$$

$$dQ_i^{IV} = 2k_{z2-0} b \left(r_i - \frac{b}{2} \right) (T_0 - T_{B_i}) d\varphi \quad (6)$$

$$dQ_{i+1}' = k_{z1-2} h (r_i - b) (T_{A_{i+1}} - T_{B_i}) d\varphi \quad (7)$$

where

$$r_i = r_0 + 2b(i-1) + \frac{b}{\pi} \varphi.$$

Equations lead to very complex system of differential equations:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{dT_{A_i}}{d\varphi} + \frac{k_{z1-2} h}{W_1} \left[r_0 + 2b(i-1) + \frac{b}{\pi} \varphi \right] (T_{A_i} - T_{B_i}) + \\ & + \frac{k_{z1-2} h}{W_1} \left[r_0 + 2b(i-1) + \left(1 - \frac{\varphi}{\pi} \right) \right] (T_{A_i} - T_{B_i}) + \frac{2k_{z1-0} b}{W_1} \\ & \left[r_0 + b \left(2i - \frac{5}{2} \right) + \frac{b}{\pi} \varphi \right] (T_{A_i} - T_0) = 0 \\ & \frac{dT_{B_i}}{d\varphi} + \frac{k_{z1-2} h}{W_2} \left[r_0 + 2b(i-1) + \frac{b}{\pi} \varphi \right] (T_{A_i} - T_{B_i}) + \\ & + \frac{k_{1-2} h}{W_2} \left[r_0 + 2b(i-1) + \left(1 - \frac{\varphi}{\pi} \right) \right] (T_{A_{i+1}} - T_{B_i}) + \frac{2k_{z2-0} b}{W_2} \\ & \left[r_0 + b \left(2i - \frac{3}{2} \right) + \frac{b}{\pi} \varphi \right] (T_0 - T_{B_i}) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Solutions suggested by Nowak [6] are very complex and therefore hard to be applied as they require complex matrix calculations.

3. Exchanger geometry

Complex study of expressions describing geometry of spiral heat exchanger was published by Dongwu [2]. This work provides equations for spiral diameter, the number of turns and length of semicircles. Nowak [6] also established mathematical tools to express the geometry of spiral heat exchanger. It contains expression for the length of semicircles, the number of turns and area of rolled plates. The aim of geometry calculations is to obtain the length of semicircles. Thus, if other geometry issues are known the area of heat transfer can be calculated:

$$A_{total} = (l_{sp} - 2r_0)h \quad (9)$$

and after solving quadratic equation also the number of scrolls expressed either as an Arabic number:

$$0 = 2bn^2 + (2r_0 - b)n - \left(r_0 + \frac{l_{sp} - 2r_0}{\pi} \right) \quad (10)$$

or as an angle of bending:

$$n_{deg} = n 360^\circ \quad (11)$$

According to Nowak [6] and Picon-Nunez et al. [7] geometrical dimensions should stay inside following ranges:

- channel width: $b = 5-25$ mm,
- inner spiral diameter: $r_0 = 150-300$ mm,
- outer spiral diameter: $R_0 = 500-2000$ mm,
- plate height: $H = 100-1800$ mm,
- plate thickness: $\rho \geq 13$ mm.

4. Heat transfer description

Overall heat transfer coefficient is given by:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\rho}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (12)$$

where: h_1, h_2 – convection heat transfer coefficients, k – thermal conductivity of material of construction of the wall.

The heat exchanged through elemental surface A_i is given by:

$$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta T_i \quad (13)$$

where ΔT_i – normal temperature difference for i element.

ΔT_i is given by:

$$\Delta T_i = T_{1,i} - T_{2,i} \quad (14)$$

where: $T_{1,i}$ – an inlet temperature of stream 1 obtained for element i , $T_{2,i}$ – an inlet temperature of stream 2 obtained for element i .

Convection heat transfer coefficients are given by:

$$h = \frac{\text{Nu } k}{D_h} \quad (15)$$

where: Nu – Nusselt criterial number, D_h – hydraulic diameter.

Hydraulic diameter is given by:

$$D_h = \frac{2Hb}{H+b} \quad (16)$$

Overall Nusselt number is given by:

$$\text{Nu} = C \text{Re}^a \text{Pr}^b \quad (17)$$

where coefficients C, a, b are dependent on conditions of heat transfer: Reynolds number, shape of the free flow area etc.

Reynolds number is given by:

$$\text{Re} = \frac{wD_h}{\nu} \quad (18)$$

where: w – mean velocity of the fluid, ν – a kinetic viscosity.

Prandtl number is given by:

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (19)$$

where: c_p – specific heat, μ – dynamic viscosity.

Accordingly to Nowak [6], due to additional turbulences during movement around the spiral convection heat transfer coefficient is greater than for the flow through typical straight channel. The coefficient improvement is given by:

$$h = h_{straight} \left(1 + 1,77 \frac{D_h}{R_i} \right) \quad (20)$$

where: $h_{straight}$ – a convection heat transfer coefficient achieved for the same thermodynamic conditions in straight channel, R_i – average bending radius for i section.

5. Design methodology

Due to the construction of spiral heat exchanger every hot channel (channel filled with hot fluid) is surrounded by two cold channels and vice versa. Such case of heat transfer is very complex. Its solution requires simplifying assumptions. Presented design approach assumes the temperature of the one of the fluids involved in heat transfer remains constant. Such assumption allows considering and solving this case as a simplified case presented in fig. 4.

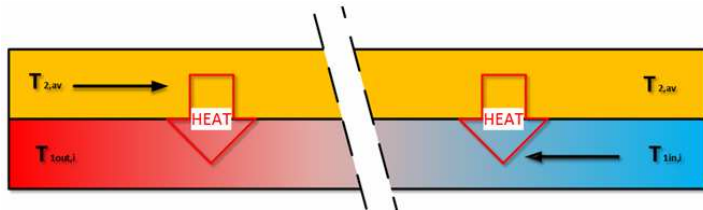


Fig. 4. Simplified heat exchange in spiral heat exchanger

Fluids flow counter-currently in long straight channels. Heat is exchanged through the shared plate. External plates are assumed to be adiabatic. It is assumed that the temperature of one of the fluids is constant. It is recommended to select the fluid characterized by higher specific heat. Its temperature undergoes smaller changes and taken assumption is closer to actual conditions. If one of the fluids undergoes phase transition its temperature remains constant satisfying the assumption. Only selection of the geometry and heat transfer calculations are considered in presented paper. Methodology was completely discussed and described by Rogala [8]. Method is carried as follows:

STEP 1. Selection of the geometry of the spiral heat exchanger. At this point width, height and thickness of the plates and inner spiral diameter have to be selected. Their dimensions are recommended to stay inside suggested ranges.

STEP 2. In case of complex heat exchange e.g. consisting of preheating, evaporation and superheating each case of heat transfer has to be considered separately.

STEP 3. Preliminary calculations. Usually it is known at once what is the inlet and the desired outlet temperatures or the exchanged heat. Accordingly to this knowledge heat exchange limits are given. Assuming no losses energy balance of heat exchanger is given by:

$$\dot{m}_1 c_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2,out} - T_{2,in}) \quad (21)$$

where: fluid 1. – heating medium, fluid 2. – heated medium, \dot{m}_1 and \dot{m}_2 – mass flow rates respectively of 1st and 2nd fluid.

It is assumed the fluids do not undergo any phase transition during heat transfer.

STEP 4. Establishment of heat transfer surface per section. Performance of the heat exchanger will be calculated for established section's heat transfer surface. The calculations are carried out for every section separately. Assumed quantity of section's heat transfer surface depends on precision we want to achieve.

STEP 5. Heat transfer calculations within the established section. The calculation includes estimation of the temperatures, required thermodynamic parameters etc. Calculation temperature of constant-temperature fluid is given by:

$$T_{j,av} = \frac{T_{j,1} + T_{j,n}}{2} \quad (22)$$

where: $T_{j,1}$ – a temperature of the fluid at the beginning of the process, $T_{j,n}$ – a temperature at its end.

The correlations of the fluids' temperatures between adjacent sections are following:

$$T_{j\ in,i} = T_{j\ out,i-1} \quad (23)$$

$$T_{j\ out,i} = T_{j\ in,i+1} \quad (24)$$

Basing on equation difference of temperature is estimated. Further calculations lead to establishment of heat transfer coefficients. At last achieved overall heat transfer coefficient and obtained temperature difference serve to calculate heat exchanged for considered section. The heat is given by:

$$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta T_i \quad (25)$$

Calculations described in this step are carried until either heat equality is satisfied:

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \geq \dot{Q} \quad (26)$$

where \dot{Q} – overall heat exchanged during the process resulting from energy balance, or temperature equality are satisfied:

$$T_{j\ out,i} \geq T_{j\ out} \quad (27)$$

For heated medium, where $T_{j\ out}$ is a temperature resulting from preliminary energy balance:

$$T_{j\ out,i} \leq T_{j\ out} \quad (28)$$

For heating medium, where $T_{j\ out}$ is a temperature resulting from preliminary energy balance.

STEP 6. Summary. When the requirements from previous step are satisfied overall surface of heat transfer is summed. Its value is given by:

$$A_{total} = \sum_{i=1}^n A_i \quad (29)$$

Dongwu [2] suggested an equation for the number of spiral rounds:

$$N = \frac{-\left(r_0 - \frac{b}{2}\right) + \sqrt{\left(r_0 - \frac{b}{2}\right)^2 + \frac{4Lb}{\pi}}}{2b} \quad (30)$$

where L – a length of the spiral.

Heat exchanger consists of two spirals. It is assumed that their length is equal. Therefore the length is given by:

$$L = \frac{A_{total}}{2H} + 1 \quad (31)$$

Additional round is suggested to be added because external part of spiral heat exchanger is excluded from heat transfer. In simplified consideration it is involved in the process. Presented methodology neglects heat transfer through other elements than spiral plates.

6. Case study

Proposed methodology of spiral heat exchanger design was applied to design evaporator operating within research ORC system. The simplified scheme of this system is shown in fig. 5. The system is fully described by Kolasiński [4]. Spiral heat exchanger is suggested as a replacement of shell-tube evaporator. Currently operating heat exchanger satisfies successfully its duty, however due to its big dimensions and significant weight it seems to be the most proper solution. It was searched whether current solution can be improved by application of spiral heat exchangers. The algorithm was implemented in Excel. The calculations are semiautomatic. It is necessary to control and extend the calculations personally, however most of them are already prepared. The process can be definitely improved and its application and run can be simplified for the users. The heat exchangers were designed for the stream data shown in tab. 1. Thermodynamic parameters are given as mean values. Working fluid of ORC system is HFC refrigerant R245fa. It is colorless, non-flammable and practically non-toxic. Its technical documentation is included in references [3]. Calculations carried for stream data given in tab. 1 resulted with geometry of spiral heat exchanger shown in tab. 2. Moreover the distribution of temperature along the plate length was established. It is shown in fig. 6. Achieved geometry helps to estimate the space hold and the weight of spiral heat exchanger. It allows to compare these parameters achieved for shell-tube and spiral heat exchangers. This comparison is shown in tab. 3. Application of spiral heat exchanger reduces significantly required surface of heat transfer. Moreover dimensions of the evaporator are decreased greatly (in case of vertical dimension reduction is more than triple). It results in nearly 6 times smaller space hold. However the biggest

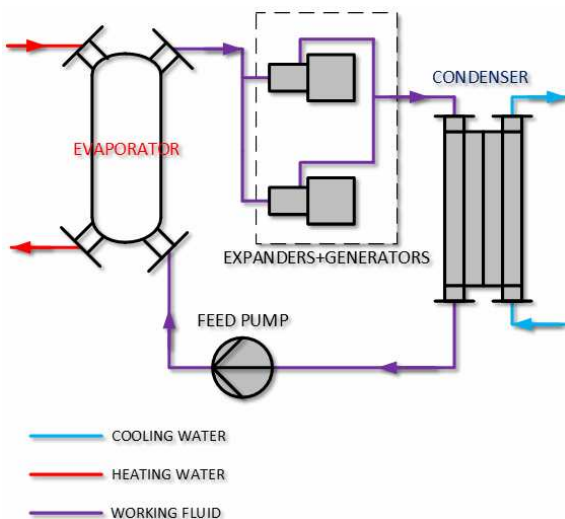


Fig. 5. Simplified scheme of considered ORC system

Table 1. Thermodynamic properties of streams

Parameter	Hot stream	Cold stream (liquid)	Cold stream (gas)	Unit
Flow rate	0.034	0.008	0.008	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Inlet temperature	90	20	-	$^{\circ}\text{C}$
Outlet temperature	77.1	-	87	$^{\circ}\text{C}$
Pressure	2	6	6	bar
Heat capacity	4.21	1.393	1.07	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Thermal conductivity	0.672	0.087	0.018	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Specific volume	0.001	0.001	0.028	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Viscosity	$4.3 \cdot 10^{-7}$	$2.9 \cdot 10^{-7}$	$3.7 \cdot 10^{-7}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Table 2. Geometry of the heat exchanger

Height of the plater, h	0.2 m
Spacing, b	0.007 m
Thickness of the plater, g	0.0006 m
Inner diameter, r_0	0.01 m
Length of the plater, L	1.625 m
Surface of the plater, A	0.65 m^2
Number of turns, n	9.14

Table 3. Heat exchangers comparison

Parameter	Shell-tube [9]	Spiral	Unit
Heat transfer surface	4.9	1.3	m^2
Vertical dimension	1.05	0.272	m
Horizontal dimension 1	0.416	0.35	m
Horizontal dimension 2	0.416	0.35	m
Spacehold	0.1817088	0.03332	m^3
Weight	55	5	kg

advantage of the application of spiral heat exchanger is huge reduction of weight: from 55 kg to only 5 kg. All mentioned advantages make spiral heat exchanger very attractive alternative for already applied heat exchangers.

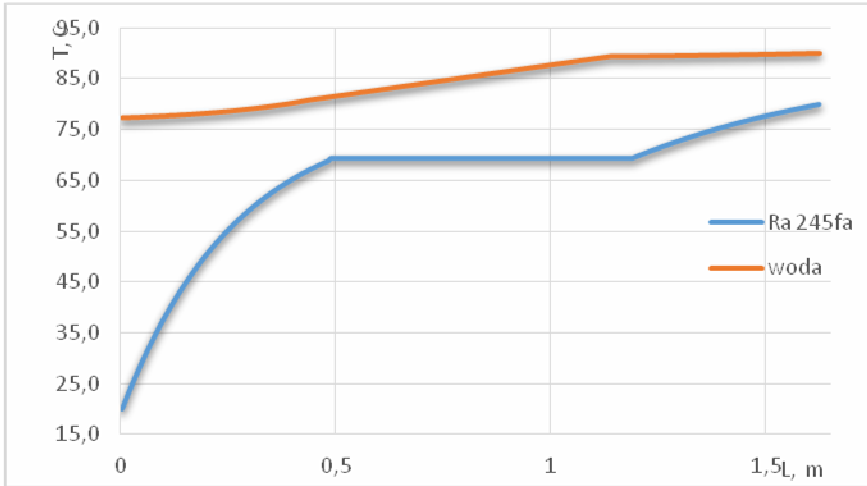


Fig. 6. Temperature distribution in spiral heat exchanger

7. Conclusions

New method for the sizing of spiral heat exchangers dedicated for ORC systems has been introduced. Simplification assumes constant temperature of one of the fluids. This assumption corresponds to actual small variation of temperature of the water in considered case. Along the heat exchanger temperature of the water changes from 90 to 77.1°C. However considering preheating, evaporation and superheating separately changes of water temperature are smaller. Therefore taken assumption seems to be justified. Presented methodology is a basis for preliminary sizing of spiral heat exchangers.

Application of spiral heat exchanger as an evaporator in considered case resulted in significant improvement of heat transfer rate. Spiral heat exchanger outranks shell-tube heat exchanger at any field. Reduction of space hold leads to minimization of size of the facility. Outstanding reduction of weight allows to minimize the costs of materials. Suggested heat exchanger seems to be interesting alternative for currently applied construction.

Summing, presented paper provides only new methodology of design but also indicates applicability of this concept of heat exchanger in Organic Rankin Cycle technologies.

References

- [1] Bes T., Roetzel W.: Distribution of heat flux density in spiral heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35 (1992), 1331-1347.
- [2] Dongwu B.: Geometric calculations of the spiral heat exchangers, *Chem. Eng. Technol.*, 26 (2003), 592-598.

- [3] Honeywell: R245fa Product Stewardship Summary, <http://www.honeywell.com.pl/> (dostęp: 9 lipca 2014 r.).
- [4] Kolasiński P.: Termodynamika układów konwersji energii o zmiennej ilości czynnika roboczego, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2010.
- [5] Minton P.E.: Designing spiral heat exchangers, Chem. Eng., 77 (1970), 103-112.
- [6] Nowak W.: Teoria rekuperatorów, Wydawn. Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1993.
- [7] Picon-Nunez M., Polley G.T., Canizalez-Davalos L., Martinez-Rodriguez G.: Shortcut design approach for spiral heat exchangers, Food Bioprocesses Proc., 85 (2007), 322-327.
- [8] Rogala Z.: Projekt mikroparowacza Rosenblada do zastosowania w domowych układach ORC, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2013.
- [9] Secespol Sp. z o.o.: Dokumentacja techniczna wymiennika JAD XK 9.88.08.65.FF, <http://secespol.pl/> (dostęp: 9 lipca 2014 r.).
- [10] Wilhelmsson W.: Consider spiral heat exchangers for fouling application, Hydrocarbon Proc., 7 (2005), 81-83.

WYKORZYSTANIE SPIRALNYCH WYMIENNIKÓW CIEPŁA W DOMOWYCH UKŁADACH ORC

Streszczenie

Jednym z problemów występujących podczas projektowania układów ORC jest właściwy wybór wymienników ciepła. Najczęściej stosowanymi rozwiązaniami są wymienniki płaszczowo-rurowe oraz płytowe. Urządzenia te wyróżnia niski współczynnik powierzchni wymiany ciepła do ich objętości. Interesującą alternatywą dla tych konstrukcji mogą być spiralne wymienniki ciepła Rosenblada. Ich konstrukcja zapewnia względnie wysoki wskaźnik przepływu ciepła w odniesieniu do powierzchni wymiany ciepła. Praca prezentuje nową metodę obliczeniową, która jest wykorzystana do projektowania wymienników spiralnych Rosenblada. Opracowana metoda została zastosowana do obliczeń spiralnych wymienników ciepła Rosenblada, które służą jako parowniki prototypowego układu ORC. Na podstawie wyników badań można stwierdzić, że spiralne wymienniki ciepła Rosenblada są interesującą alternatywą dla innych typów wymienników ciepła stosowanych obecnie w układach ORC. Ich zastosowanie stwarza możliwość zmniejszenia rozmiaru instalacji oraz jej kosztu.

Słowa kluczowe: spiralne wymienniki ciepła, projektowanie, ORC, Rosenblad

DOI: 10.7862/rm.2015.3

Otrzymano/received: 15.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.03.2015 r.

Piotr KRAWCZYK¹

BADANIA DOŚWIADCZALNE SUSZARNI SŁONECZNEJ OSADÓW ŚCIEKOWYCH – SZYBKOŚĆ SUSZENIA W FUNKCJI PARAMETRÓW WENTYLACJI

Suszarnie słoneczne osadów ściekowych stają się coraz popularniejszym rozwiązaniem stosowanym w małych i średnich oczyszczalniach ścieków jako element ich gospodarki osadowej. Pomimo tej coraz większej popularności, nieliczne są w literaturze prace opisujące procesy cieplno-przepływowe zachodzące w tego typu obiektach. Brakuje również zaleceń konstrukcyjnych oraz eksploatacyjnych dotyczących budowy suszarni słonecznych osadów. Jest to związane z bardzo wąskim gronem producentów, a także ze specyfiką tego typu obiektów, przejawiającą się dużym uzależnieniem od lokalnych uwarunkowań. W artykule wykorzystano podejście opierające się na pojęciu potencjału suszarniczego powietrza wentylacyjnego do analizy parametrów pracy suszarni słonecznej osadów. Wyznaczono m.in. zależności na szybkość suszenia w funkcji temperatury i wilgotności powietrza wentylacyjnego. Podstawę prowadzonych analiz stanowiły dane doświadczalne zebrane w czasie eksploatacji badawczej suszarni słonecznej osadów ściekowych zlokalizowanej w oczyszczalni w Skarżysku-Kamiennej.

Słowa kluczowe: słoneczne suszenie osadów, szybkość suszenia, badania doświadczalne suszarni słonecznej

1. Wstęp

Podczas suszenia materiałów wilgotnych występuje jednoczesny ruch ciepła i masy zarówno wewnątrz ciała, jak i w warstwie granicznej na powierzchni międzyfazowej oraz w omywającym ciało gazie. O warunkach pierwszego okresu suszenia decyduje mechanizm wymiany w warstwie granicznej, natomiast w drugim okresie suszenia pojawia się dodatkowy opór związany z procesami wymiany, zachodzącymi wewnątrz suszonego ciała. Podczas suszenia odparowana ciecz w wyniku dyfuzji przenika przez warstwę graniczną utworzoną na powierzchni suszonego materiału do otaczającego ośrodka [2, 3]. Jak wskazują

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Piotr Krawczyk, Politechnika Warszawska, ul Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa, Polska, tel.: (22) 2345299, e-mail: piotr.krawczyk@itc.pw.edu.pl

badania [9, 12], wilgotność krytyczna dla osadów ściekowych, przy której następuje przejście z obszaru wody niezwiązanej do obszaru wody związanej (drugi okres suszenia), wynosi ok. 0,3 kg H₂O/kg s.m. (tj. uwodnienie ok. 23%). Osady ściekowe trafiające do suszarni charakteryzują się zazwyczaj wilgotnością na poziomie 4 kgH₂O/kg s.m. (tj. uwodnieniem ok. 80%), opuszczające suszarnie z kolei – wilgotnością ok. 20-25%. Proces suszenia osadów ściekowych w suszarniach słonecznych przebiega zatem w całości w warunkach pierwszego okresu suszenia.

2. Potencjał suszarniczy powietrza wentylacyjnego

Szybkość, z jaką wilgoć odparowuje z materiału suszonego, może być wyrażona za pomocą równania [4-6]:

$$W = A \cdot k_y \cdot (Y_s - Y) \quad (1)$$

gdzie: W – szybkość suszenia, A – powierzchnia, k_y – współczynnik wymiany masy, Y_s – zawartość wilgoci w powietrzu w stanie nasycenia, Y – zawartość wilgoci w powietrzu w głównym strumieniu.

Zawartość wilgoci Y_s odpowiada zawartości wilgoci w stanie nasycenia w temperaturze ciekłej warstewki pokrywającej materiał suszony t_s i jest zależna od wartości tej temperatury. Siłą napędową procesu odparowania wilgoci jest różnica zawartości wilgoci w powietrzu mającym kontakt z materiałem suszonym Y_s i zawartości wilgoci w głównym strumieniu Y . Współczynnik wymiany masy k_y zależy głównie od warunków hydrodynamicznych procesu [9]. Grubość granicznej warstewki dla wnikania masy, określającej współczynnik k_y zależy od prędkości liniowej gazu nad powierzchnią suszonego ciała, według zależności: $k_y \approx U^{0,8}$ [8, 10]. Rozpatrując suszarnię o znanej powierzchni czynnej złoża suszonego materiału i niezmiennych w czasie prowadzenia procesu nastawach instalacji wentylacyjnej, można założyć, że:

$$A \cdot k_y = C = \text{const.} \quad (2)$$

gdzie C – stała.

W takim przypadku szybkość suszenia zależy jedynie od siły napędowej procesu suszenia. Zgodnie z teorią suszenia w obszarze stałej szybkości suszenia (pierwszy okres suszenia) temperatura powierzchni materiału kontaktującej się z powietrzem jest stała i równa temperaturze termometru mokrego wyznaczonej dla parametrów powietrza wentylacyjnego [8]. Pozostając w zgodzie z teorią suszenia, można zatem określić temperaturę powierzchni suszonego materiału $t_s = t_m(t_z, \varphi_z)$, a co za tym idzie – zawartość wilgoci w powietrzu kontaktującym

się z suszonym materiałem $Y_s = Y_m$, jedynie na podstawie znajomości temperatury i wilgotności powietrza wentylacyjnego. Możliwe jest zatem określenie teoretycznej wielkości siły napędowej procesu suszenia, która wystąpi w warunkach pierwszego okresu suszenia przy wykorzystaniu powietrza wentylacyjnego o znanej temperaturze i wilgotności względnej. Wielkość ta na potrzeby niniejszej pracy została określona jako potencjał suszarniczy powietrza wentylacyjnego:

$$P_z = Y_m(t_m, \varphi = 100\%) - Y_z \quad (3)$$

gdzie: P_z – potencjał suszarniczy powietrza wentylacyjnego, Y_m – zawartość wilgoci w temperaturze termometru mokrego (t_m) oraz w stanie nasycenia ($\varphi = 100\%$), Y_z – zawartość wilgoci w powietrzu wentylacyjnym (zewnątrznym).

Z przedstawionych rozważań wynika, że chwilowa szybkość suszenia powinna być proporcjonalna do chwilowej wartości potencjału odbioru wilgoci dla powietrza wentylacyjnego:

$$W = C \cdot (Y_m - Y_z) = C \cdot P_z \quad (4)$$

Prowadzone rozważania są słuszne pod warunkiem pozostawiania suszonych osadów w pierwszym okresie suszenia [6, 7]. W dalszej części pracy te teoretyczne rozważania zostaną skonfrontowane z danymi pomiarowymi zebranymi w czasie eksploatacji słonecznej suszarni osadów ściekowych w Skarżysku-Kamiennej.

3. Instalacja doświadczalna w Skarżysku-Kamiennej

Podstawowe założenia konstrukcyjne suszarni w Skarżysku-Kamiennej zostały przedstawione w pracach [1, 5, 11]. Na utwardzonej podbudowie posadowiono konstrukcję typowego tunelu ogrodniczego o wymiarach 60 m długości i 9 m szerokości. Pokrycie suszarni wykonano z jednokomorowych płyt poliwęglanowych grubości 8 mm. Instalacja wentylacyjna suszarni została skonfigurowana w sposób zapewniający prostopadły nadmuch powietrza na powierzchnię suszoną. W suszarni słonecznej w Skarżysku-Kamiennej zainstalowano nawozy, szynowy przegarniacz osadów o rozpiętości 8 m.

4. Wyniki pomiarów

Program badań obejmował ciągłą rejestrację m.in. temperatury i wilgotności względnej powietrza zewnętrznego (nawiewanego do suszarni) oraz opuszczającego suszarnię. W celu określenia gęstości strumienia promieniowania słonecznego w czasie prowadzenia badań w rejonie posadowienia suszarni wyko-

rzystano dane z pomiarów własnych oraz dane ze stacji meteorologicznej prowadzonej przez firmę LAB-EL dla Warszawy Ursusa. Przedstawione w artykule wyniki dotyczą jednego pełnego cyklu suszenia zrealizowanego w warunkach letnich. Suszeniu poddano ok. 80 Mg odwodnionych, przefermentowanych osadów o uwodnieniu 80%. W czasie całego cyklu instalacja pracowała przy stałych parametrach: strumienia powietrza nawiewanego i pracy przegarniacza. W czasie prowadzenia procesu dominowały dni z bezpośrednią operacją słońca, o relatywnie wysokich temperaturach powietrza. W ciągu trwającego 17 dób procesu suszenia uwodnienie osadu zostało zmniejszone z 80 do 21% w wyniku odparowania ok. 60 Mg wody.

5. Analiza wyników pomiarów

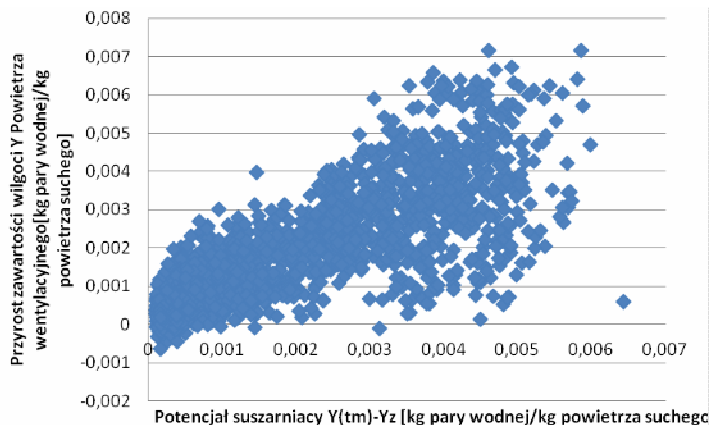
Celem analizy było znalezienie na podstawie danych pomiarowych z instalacji doświadczalnej korelacji pozwalającej na podstawie danych zewnętrznych (takich jak wilgotność i temperatura powietrza wentylacyjnego oraz natężenie promieniowania słonecznego) wyznaczać chwilową wartość szybkości suszenia w tego typu instalacjach. Zgodnie z przedstawionymi wcześniej rozważaniami teoretycznymi chwilowa szybkość suszenia powinna być wprost proporcjonalna do chwilowej wartości potencjału suszarniczego powietrza wentylacyjnego P_z . Z drugiej strony, dysponując danymi pomiarowymi, szybkość suszenia można wyrazić jako iloczyn przyrostu zawartości wody w powietrzu wentylacyjnym i natężenia przepływu tego powietrza (równanie (5)). W konsekwencji otrzymuje się zależność, zgodnie z którą przyrost zawartości wilgoci w powietrzu wentylacyjnym powinien być proporcjonalny do chwilowego potencjału suszarniczego tego powietrza (równanie (6)):

$$W = m_p \cdot (Y_{wyl} - Y_z) = C \cdot P_z \quad (5)$$

$$(Y_{wyl} - Y_z) = \Delta Y = \frac{C}{m_p} \cdot P_z \quad (6)$$

gdzie: m_p – strumień masowy powietrza wentylacyjnego, Y_{wyl} – zawartość wilgoci w powietrzu wentylacyjnym na wylocie z suszarni.

Dalej przedstawiono wykres (rys. 1.) sporządzony na podstawie danych pomiarowych z analizowanego cyklu suszenia, obrazujący postulowaną zależność. Na podstawie analizy tego wykresu należy stwierdzić, że istotnie istnieje proporcjonalna zależność pomiędzy przyrostem zawartości wilgoci w powietrzu wentylacyjnym (obrazującym chwilową szybkość suszenia) a chwilową wartością potencjału suszarniczego powietrza wentylacyjnego. Wartość współczynnika korelacji pomiędzy obydwoimi zbiorami danych wynosi ponad 0,78.



Rys. 1. Przyrost zawartości wilgoci powietrza wentylacyjnego w funkcji potencjału suszarniczego tego powietrza dla analizowanego okresu pracy suszarni – dane doświadczalne

Fig. 1. Ventilation air moisture content growth as a function of drying potential of that air in analyzed period of dryer operation – experimental data

Dalsza analiza wyników pomiarów była ukierunkowana na znalezienie zależności pomiędzy wspomnianymi wielkościami. Przyjęto dwie postulowane postaci poszukiwanej zależności, tj.:

- model jednoparametrowy; A , B – stałe, P_z – potencjał suszarniczy powietrza wentylacyjnego

$$\Delta Y_{m1} = A \cdot P_z + B \quad (7)$$

- model dwuparametrowy; A , B , D – stałe, U – moc promieniowania słonecznego wewnątrz suszarni

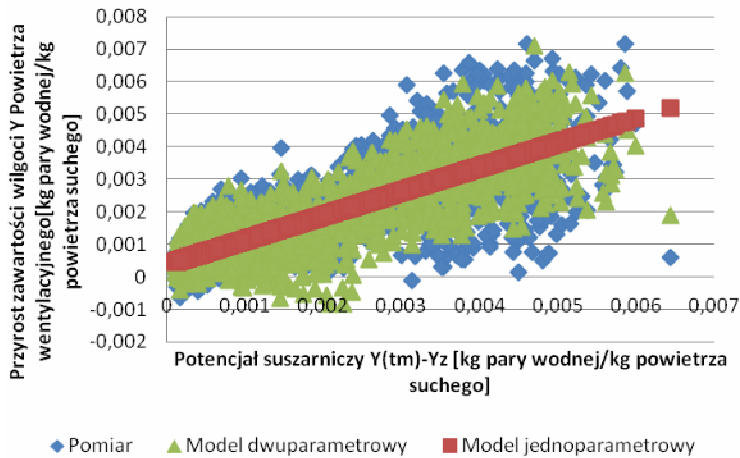
$$\Delta Y_{m2} = A \cdot P_z + B \cdot U + D \quad (8)$$

Stałe w obydwu modelach były poszukiwane przez dopasowanie danych modelowych do danych rzeczywistych metodą najmniejszych kwadratów. Wartości wyliczonych stałych zestawiono w tab. 1. Na rysunku 2. porównano dane pomiarowe z wartościami zwracanymi przez uzyskane równania (7) i (8).

Tabela 1. Wartości wyznaczonych stałych w analizowanych modelach

Table 1. Calculated constants in the analyzed models

Model	A	B	D	Współczynnik korelacji
Jednoparametrowy	0,747	3,85e-4	-	0,786
Dwuparametrowy	0,266	1,13e-5	1,43e-4	0,937



Rys. 2. Przyrost zawartości wilgoci powietrza wentylacyjnego w funkcji potencjału suszarniczego tego powietrza dla analizowanego okresu pracy suszarni – dane doświadczalne oraz wyniki z modeli

Fig. 2. Ventilation air moisture content growth as a function of drying potential of that air analyzed period of dryer operation – experimental data and modeling results

Model uwzględniający wartość natężenia promieniowania słonecznego (równanie (8)) przewiduje chwilowy przyrost zawartości wilgoci w powietrzu wentylacyjnym lepiej niż model opierający się tylko na wartości potencjału odbioru wilgoci powietrza wentylacyjnego (równanie (7)). Wartości współczynników korelacji pomiędzy danymi pomiarowymi dotyczącymi przyrostu zawartości wilgoci w powietrzu wentylacyjnym a wartościami tego parametru uzyskanymi z modeli wynoszą odpowiednio: 0,78 dla modelu jednoparametrowego oraz ponad 0,93 dla modelu dwuparametrowego. Rozważania teoretyczne na temat liniowej zależności pomiędzy szybkością suszenia a potencjałem odbioru wilgoci powietrza wentylacyjnego zakładały izentalpowość procesu suszenia. W przypadku suszarni słonecznej, szczególnie około godzin południowych, warunek ten nie jest spełniony. Entalpia powietrza na wyjściu z suszarni jest wyższa niż entalpia powietrza wejściowego. Dzieje się tak, ponieważ dodatkowa porcja energii jest dostarczana od promieniowania słonecznego. Wydaje się więc, że do uproszczonego szacowania chwilowej szybkości suszenia wystarczy znajomość tylko parametrów powietrza wentylacyjnego (model jednoparametrowy). W przypadku prowadzenia bardziej dokładnej analizy powinno się również uwzględnić wartość natężenia promieniowania słonecznego wewnątrz suszarni (model dwuparametrowy).

6. Podsumowanie

Przedstawione w artykule rozważania wskazują na możliwość powiązania parametrów powietrza wentylacyjnego podawanego do suszarni z obecną szybkością suszenia. Ustalone w wyniku badań zależności pozwalają między innymi:

- wnioskować o rzeczywistej wydajności suszarni w dowolnych warunkach atmosferycznych,
- ustalić wymaganą powierzchnię suszarni dla projektowanej wydajności oraz dla lokalnych warunków klimatycznych,
- ustalić minimalny poziom parametrów powietrza wentylacyjnego, dla których jest zasadne prowadzenie procesu suszenia.

W konsekwencji możliwe staje się ograniczenie czasu pracy instalacji technologicznych wewnątrz suszarni i zmniejszenie jednostkowego zużycia energii elektrycznej.

Zaprezentowana metoda pozwala również pośrednio na określenie stanu, w jakim się znajduje suszony materiał w dowolnej chwili procesu suszenia, bez konieczności pobierania próbek i wykonywania analiz.

Literatura

- [1] Badyda K., Krawczyk P.: Research of heat and flow processes in a solar waste – water sludge dryer, *Polish J. Environmental Studies*, 17 (2008), 28-32.
- [2] Brodowicz K.: *Teoria wymienników ciepła i masy*, PWN, Warszawa 1982.
- [3] Cebeci T., Bradshaw P.: *Physical and Computational Aspects of Convective Heat Transfer*, Springer, New York 1984.
- [4] Korczak-Niedzielska M., Gromiec M.: Suszenie osadów ściekowych, mat. Konferencji Naukowo-Technicznej „Problemy gospodarki osadowej w oczyszczalniach ścieków”, Częstochowa 1998.
- [5] Krawczyk P.: *Badanie procesów cieplno-przepływowych w suszarni słonecznej osadów ściekowych*, praca doktorska, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.
- [6] Krawczyk P.: Cumulative ventilation air drying potential as an indication of dry mass content in wastewater sludge in a thin-layer solar drying facility, *Arch. Thermodynamics*, 34 (2013), 157-168.
- [7] Krawczyk P., Badyda K.: Modelling of heat and flow processes in thin layer solar sludge dryer impact of using mixing baffles on the basic parameters of the dryer, *Polish J. Environmental Studies*, 20 (2011), 185-188.
- [8] Kneule F.: *Suszenie*, Arkady, Warszawa 1970.
- [9] Palipane K., Driscoll R.: Moisture sorption characteristics of – *Stell macadamia nuts*, *J. Food Eng.*, 18 (1992), 63-76.
- [10] Strumiłło C.: *Podstawy teorii i techniki suszenia*, WNT, Warszawa 1983.

- [11] Szwarc W., Szczygieł J., Krawczyk P.: Technologia słonecznego suszenia osadów ściekowych, *Czysta Energia*, 11 (2005), 26-28.
- [12] Vaxelaire J.: Moisture sorption characteristics of waste activated sludge, *J. Chem. Technology. Biotechnology*, 76 (2001), 377-382.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SOLAR SEWAGE SLUDGE DRYER – EVAPORATION RATE AS A FUNCTION OF VENTILATION PARAMETERS

S u m m a r y

Solar sewage sludge dryers are becoming increasingly popular solution used in small and medium-sized sewage treatment plants as part of their sludge management. Despite their growing popularity, there are few works in the literature concerning the description of thermal and flow processes occurring in this type of facilities. There is also lack of design and operational recommendations for the construction of solar drying of sludge. It is associated with a very small group of producers as well as their high dependence on local conditions. The article uses an approach based on the concept of ventilation air drying potential, for the analysis of dryer work – prediction of evaporation rate as a function of the temperature and humidity of the ventilation air. The analyzes were based on experimental data collected during the test operation of solar drying of sewage sludge located in Skarżysko-Kamienna (Poland).

Keywords: solar drying of sludge, drying rate, experimental studies of solar dryer

DOI: 10.7862/rm.2015.4

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.02.2015 r.

Karol MAJEWSKI¹
Sławomir GRĄDZIEL²

WYZNACZANIE SPADKU CIŚNIENIA W PAROWNIKU KOTŁA Z NATURALNYM OBIEGIEM WODY

W wielu procesach przemysłowych występują dwie fazy przepływu. W przemyśle energetycznym faza zmiany procesu (wrzenie, kondensacja) zachodzi najczęściej w parowniku i kondensatorze. Na dwie fazy przepływu wpływa wiele zjawisk, takich jak różna struktura przepływu, określony kształt bąbli i kropli itd. Można zatem stosować różne podejścia do określania spadku ciśnienia dla przepływu dwufazowego. Podczas modelowania zjawiska przepływu dwufazowego muszą być rozważane trzy zjawiska charakteryzujące spadek ciśnienia: spadek ciśnienia statycznego, pędu oraz spadek ciśnienia związany z tarciami. W artykule porównano następujące modele tarcowego spadku ciśnienia: homogeniczny model przepływu, modele Lockharta-Martinello, Friedela, Chisholma oraz graficzną metodę Martinello-Nelsona. Przedstawionych modeli matematycznych użyto do obliczenia spadku ciśnienia w parowniku kotła OP-210. Na podstawie pomiarów obliczono dla tych modeli strumień ciepła. Stwierdzono, że spadek ciśnienia tarcowego otrzymany na podstawie przedstawionych modeli ma zbliżoną wartość. Udział strat tarcia w całkowitym spadku ciśnienia jest niewielki. Można to wytłumaczyć niską jakością pary (poniżej 0,1), podczas gdy przepływ dwufazowy występuje w pionowych rurach parownika.

Słowa kluczowe: spadek ciśnienia, przepływ dwufazowy, parownik, kocioł energetyczny

1. Wstęp

Przepływy dwufazowe występują w wielu procesach przemysłowych. W energetyce zmiana stanu skupienia zachodzi przede wszystkim w parowniku kotła energetycznego oraz w skraplaczu. W związku z pojawieniem się mieszaniny parowo-wodnej zmieniają się własności przepływowo-ciepłne. Bardzo duża zmiana warunków przepływowo-ciepłych ma miejsce w parowniku kotła, gdzie udział pary w mieszaninie zmienia się wraz z doprowadzaniem ciepła na drodze przepływu czynnika. Powstanie mieszaniny parowo-wodnej powoduje pojawie-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Karol Majewski, Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel.: (12) 6283740, e-mail: kmajewski@mech.pk.edu.pl

² Sławomir Grądziel, Politechnika Krakowska, e-mail: gradziel@mech.pk.edu.pl

nie się zjawisk niespotykanych przy przepływach jednofazowych. Przy wyznaczeniu spadku ciśnienia należy uwzględnić siły międzyfazowe, kształt i rozmiar pęcherzy, prędkość poszczególnych faz i wiele innych czynników [1, 3, 4]. Spadek ciśnienia można obliczyć za pomocą wielu modeli matematycznych. W literaturze spotykane jest traktowanie mieszaniny parowo-wodnej jako mieszaniny jednorodnej oraz jako przepływu faz rozdzielonych. Istnieją również modele wykorzystujące graficzne zależności służące do określenia spadku ciśnienia. W pracy zostały przedstawione wyniki spadku ciśnienia w parowniku kotła OP-210, które określono za pomocą modelu homogenicznego, modeli faz rozdzielonych (Lockhart-Martinelli, Friedel, Chisholm) oraz graficznej metody Martinello-Nelsona [1, 3, 4, 9, 10].

2. Struktury przepływów dwufazowych

Parowniki większości kotłów energetycznych w Polsce są zbudowane z rur gładkich. Większość zainstalowanych jednostek to kotły z naturalnym obiegiem wody. Dla tych kotłów suchość pary x na wylocie z rur wznoszących nie może przekraczać 0,2. W związku z tym krotność cyrkulacji k nie może być mniejsza niż 5:

$$x = \frac{1}{k} \quad (1)$$

W parowniku kotła zachodzi wrzenie przechłodzone oraz rozwinięte wrzenie pęcherzykowe. Struktury przepływów mieszaniny parowo-wodnej w kanałach pionowych pokazano na rys. 1. W związku ze skomplikowaną strukturą przepływów wykorzystywanych jest wiele modeli opisujących przepływy wielofazowe.

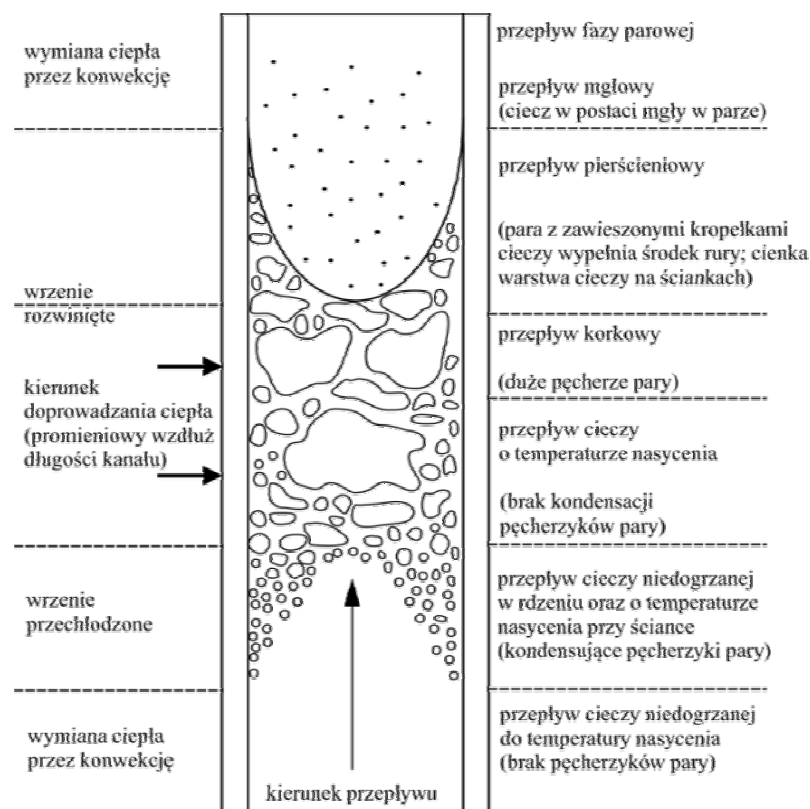
3. Modele służące do wyznaczenia spadków ciśnienia

3.1. Wprowadzenie

W ogólnym wypadku całkowity spadek ciśnienia jest określany z zależności [1-7]:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{dp_f}{dz} + \frac{dp_a}{dz} + \frac{dp_h}{dz} \quad (2)$$

gdzie: $\frac{dp_f}{dz}$ – straty wywołane tarciem, $\frac{dp_a}{dz}$ – zmiana pędu mieszaniny, $\frac{dp_h}{dz}$ – zmiana energii potencjalnej.



Rys. 1. Struktury przepływów dwufazowych w kanałach pionowych mieszanej woda–para wodna przy doprowadzaniu ciepła

Fig. 1. Two-phase flow patterns for water–steam mixture in heated vertical channels

W równaniu (2) straty ciśnienia związane ze zmianą pędu oraz zmianą energii potencjalnej wyznacza się z zależności:

$$\frac{dp_a}{dz} = \dot{G}^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_L\rho_G} \right] \quad (3)$$

$$\frac{dp_h}{dz} = g [\rho_G \varepsilon - \rho_L (1-\varepsilon)] \sin \alpha \quad (4)$$

gdzie: \dot{G} – prędkość masowa, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, x – stopień suchości pary, ε – stopień zapełnienia, ρ_L, ρ_G – gęstość fazy ciekłej, gazowej, kg/m^3 , α – kąt nachylenia kanału.

Określenie spadków ciśnienia spowodowanych tarciem jest zagadnieniem bardzo złożonym. W związku z tym opracowano wiele modeli matematycznych służących do wyznaczenia składowej związanej z tarciem. Przepływ mieszaniny może być traktowany jako przepływ mieszaniny jednorodnej (model homogeniczny) lub jako przepływ faz rozdzielonych. Wykorzystanie modeli faz rozdzielonych jest związane z obliczeniem mnożnika przepływu dwufazowego, dzięki któremu można wyznaczyć spadek ciśnienia wywołany tarciem.

3.2. Model homogeniczny

Zastosowanie homogenicznego modelu przepływu wiąże się ze spełnieniem założenia, że własności płynu zostają uśrednione dla całej mieszaniny, a prędkość fazy ciekłej i prędkość fazy gazowej są sobie równe. Przyrównanie prędkości faz oznacza, że nie występuje pomiędzy nimi poślizg międzyfazowy. Dla modelu homogenicznego spadek ciśnienia związany z tarciem określa się z zależności Darcy-Weisbacha [1, 10]:

$$\frac{dp_f}{dz} = f_{TP} \frac{\dot{G}^2}{2D\rho_H} \quad (5)$$

gdzie: f_{TP} – współczynnik strat przy przepływie mieszaniny jednorodnej, \dot{G} – gęstość strumienia masy, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, D – wymiar charakterystyczny kanału, m, ρ_H – gęstość homogeniczna, kg/m^3 .

Współczynnik liniowych strat tarcia jest wyznaczany z klasycznych równań (np. równania Blasiusa), na podstawie liczby Reynoldsa określanej dla uśrednionych własności mieszaniny [1, 3, 4, 10]:

$$\text{Re}_{TP} = \frac{\dot{G}D}{\eta_{TP}} \quad (6)$$

gdzie:

$$\frac{1}{\eta_{TP}} = \frac{x}{\eta_G} + \frac{1-x}{\eta_L} \quad (7)$$

przy czym: $\eta_{TP}, \eta_G, \eta_L$ – lepkość dynamiczna mieszaniny jednorodnej, fazy gazowej, fazy ciekłej.

Gęstość mieszaniny dwufazowej oblicza się, korzystając ze wzoru:

$$\rho_H = \frac{\rho_L \rho_G}{x\rho_L + (1-x)\rho_G} \quad (8)$$

3.3. Model Lockharta-Martinello

Model Lockharta-Martinello opiera się na wyznaczeniu mnożników dwufazowych (mnożniki Lockharta-Martinello), na podstawie których można określić gradient ciśnienia związany ze stratami tarcia w przepływie mieszaniny [1-4, 9-11]:

$$\frac{dp_{TP}}{dz} = \varphi_L^2 \frac{dp_L}{dz} \quad (9)$$

Wykorzystany w równaniu (9) mnożnik dwufazowy

$$\varphi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (10)$$

W równaniu (10) pojawia się parametr Martinello:

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0,1} \quad (11)$$

Wyznaczenie mnożnika Lockharta-Martinello jest związane z określeniem charakteru przepływu poszczególnych faz. W zależności od laminarnego lub turbulentnego charakteru przepływu faz dobiera się parametr C (tab. 1.).

Tabela 1. Wartości parametru C (na podstawie [1, 3, 4, 10])

Table 1. Values of C parameter (on the basis of [1, 3, 4, 10])

Faza ciekła	Faza gazowa	C
turbulentny	turbulentny	20
laminarny	turbulentny	12
turbulentny	laminarny	10
laminarny	laminarny	5

3.4. Model Friedela

Model Friedela został opracowany na podstawie 25 tys. punktów pomiarowych. Wykorzystuje się go dla przepływów dwufazowych w rurach pionowych i poziomych. Mnożnik dwufazowy wyznacza się na podstawie równania [1, 3-7, 10]:

$$\varphi_{Lo}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (12)$$

Mnożnik dwufazowy φ_{LO}^2 odnosi się do przepływu mieszaniny o parametrach fazy ciekłej. Współczynniki E , F , H oraz liczby kryterialne Froude'a Fr i Webera We wykorzystane w równaniu (12) opisano w pracach [1, 3-7, 10]. Model Friedela jest zalecany, gdy stosunek lepkości dynamicznej fazy ciekłej do gazowej $(\eta_L/\eta_G) \leq 1000$. Gdy ten warunek jest spełniony, wtedy równanie (12) można stosować w pełnym zakresie stopnia suchości pary.

3.5. Model Chisholma

Model Chisholma jest metodą empiryczną, którą można stosować w szerokim zakresie ciśnień oraz stopnia suchości pary. Mnożnik przepływu dwufazowego wyznacza się ze wzoru [1, 3, 10]:

$$\varphi_{LO}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[Bx^{0,5(2-n)} (1-x)^{0,5(2-n)} + x^{2-n} \right] \quad (13)$$

gdzie: Y^2 – iloraz gradientów ciśnień w przepływach jednofazowych fazy gazowej do ciekłej, B – współczynnik zależny od prędkości masowej, n – wykładnik opisujący współczynnik oporów przepływu; dla równania Blasiusa $n = 0,25$.

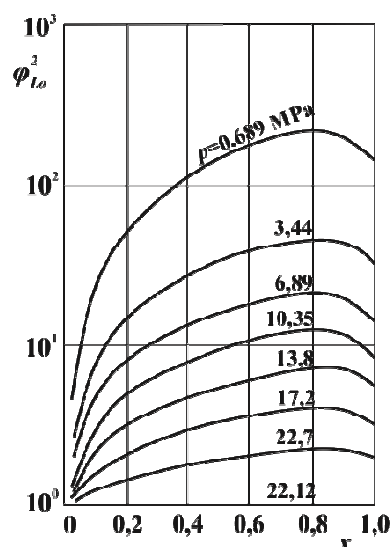
Metody wyznaczenia parametrów Y^2 i B zostały opisane w pracach [1, 3, 10].

3.6. Graficzna metoda Martinello-Nelsona

Większość procesów przemysłowych wiąże się z ciągłą zmianą udziału faz w mieszaninie. W związku z tym wyznaczenie spadku ciśnienia przy przepływie takiej mieszaniny jest procesem skomplikowanym. Jedną z najbardziej rozpowszechnionych metod wyznaczenia spadku ciśnienia jest graficzna metoda Martinello-Nelsona. Została ona opracowana na przykładzie przepływów w poziomych kanałach mieszaniny parowo-wodnej w zakresie ciśnień 0,689-20,700 MPa. Mnożnik dwufazowy do wyznaczenia strat tarcia odczytuje się za pomocą wykresu opracowanego na podstawie różnych ciśnień oraz stopnia suchości pary x (rys. 2.). Gdy ciśnienie przekracza punkt krytyczny dla wody, wtedy mnożnik przyjmuje wartość $\varphi_{LO}^2 \approx 1$ [1, 4]. Odczytany mnożnik dwufazowy pozwala wyznaczyć spadek ciśnienia związany z tarcie, zgodnie ze wzorem:

$$\frac{dp_f}{dz} = \varphi_{LO}^2 \frac{dp_{f,LO}}{dz} \quad (14)$$

gdzie $\frac{dp_{f,LO}}{dz}$ – straty związane z tarcie odniesione do własności fazy ciekłej.



Rys. 2. Korelacja Martinello-Nelsona (na podstawie [1])

Fig. 2. Martinelli-Nelson's correlation (on the basis of [1])

4. Porównanie spadku ciśnienia w parowniku kotła OP-210 wyznaczonego różnymi modelami

Kocioł OP-210 jest kotłem jednowalczakowym z naturalną cyrkulacją wody. Jest przeznaczony do wytwarzania pary przegrzanej o ciśnieniu 9,8 MPa oraz temperaturze 540°C. Wydajność znamionowa kotła wynosi 210 Mg/h. W opisanym kotle został wyznaczony spadek ciśnienia w parowniku za pomocą metodyki opisanej w pracach [2, 8, 11]. Rozpatrywany kontur cyrkulacyjny kotła OP-210 składa się z 5 rur doprowadzających wodę do rury opadowej, 3 rur łączących rurę opadową z kolektorem dolnym, a następnie 30 szt. rur ekranowych. Rury ekranowe połączone z kolektorem zbiorczym przechodzą w 12 rur doprowadzających mieszaninę parowo-wodną do walczaka [2, 11]. Obliczenia prędkości przepływu czynnika oraz stopnia odparowania w konturze cyrkulacyjnym kotła OP-210 wykonano dla rzeczywistych strumieni ciepła. Metodyka pomiarów oraz uzyskane rezultaty zostały zaprezentowane w pracach [2, 11].

Dogrzanie do parametrów nasycenia, a następnie częściowe odparowanie wody kotłowej, odbywa się w rurach ekranowych. Metodyka obliczeniowa opiera się na podziale parownika na kilka stref [2, 8, 11]. Odparowanie zachodzi w dwóch strefach, tak że na wyjściu z pierwszej strefy odparowania stopień suchości pary $x_1 = 0,01$, a na zakończeniu drugiego odcinka odparowania stopień suchości pary $x_2 = 0,07$. W związku ze wzrostem stopnia suchości pary zwiększeniu ulegają straty ciśnienia wywołane tarciem. Porównanie wartości oporów uzyskanych za pomocą metodyki CKTI [2, 8, 11] modelu homogenicznego oraz modeli rozdzielonych faz przedstawiono w tab. 2.

Tabela 2. Porównanie uzyskanych wyników

Table 2. Comparison of obtained results

Odcinek	Zmiana pędu, Pa/m	Zmiana energii potencjalnej, Pa/m	Straty tarcia, Pa/m					
			1	2	3	4	5	6
I	1546	6019	142	174	318	211	194	110
II	2399	3879	208	260	968	375	348	396
1 – na podstawie pracy [8], 2 – model homogeniczny, 3 – model Lockharta-Martinellogo, 4 – model Friedela, 5 – model Chisholma, 6 – model Martinello-Nelsona								

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że spadki ciśnienia wywołane tarciami przyjmują zbliżone wartości dla większości modeli. Odstępstwa występują w przypadku metody Lockharta-Martinellogo, która została opracowana na podstawie pomiarów przepływu mieszaniny powietrze-woda oraz powietrze-olej.

Uzyskane wyniki pokazują, że udział strat tarcia w całkowitym spadku ciśnienia jest niewielki. Ma na to wpływ niska wartość stopnia suchości pary x oraz pionowa budowa parownika kotłów energetycznych. W związku z tym dominujący udział w całkowitym spadku ciśnienia mają straty związane ze zmianą energii potencjalnej oraz zmianą pędu mieszaniny.

5. Wnioski

Z wykonanych obliczeń wynika, że wzrost udziału fazy gazowej w przepływającej mieszaninie powoduje zwiększenie oporów przepływu spowodowanych tarciami. Wśród wykorzystanych modeli występują rozbieżności związane z odmiennym podejściem do wyznaczenia mnożników przepływu dwufazowego. W przypadku rozpatrywanego przepływu udział fazy gazowej w mieszaninie jest niewielki, co powoduje, że rozbieżności występujące między poszczególnymi modelami są znaczne. Wyznaczone spadki ciśnienia związane z tarciami mają stosunkowo niewielki udział w całkowitym spadku ciśnienia. W związku z tym wybór modelu do wyznaczenia strat ciśnienia wskutek tarcia nie ma większego wpływu na całkowity spadek ciśnienia w konturze cyrkulacyjnym kotłów z naturalną cyrkulacją. Dominujący udział w całkowitym spadku ciśnienia ma zmiana energii potencjalnej oraz zmiana pędu mieszaniny.

Literatura

- [1] Dziubiński M., Prywer J.: Mechanika płynów dwufazowych, WNT, Warszawa 2009.
- [2] Grądziel S.: Modelowanie zjawisk przeplywowo-ciepłnych zachodzących w parowniku kotła z naturalną cyrkulacją, Wydawn. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2012.
- [3] Hetsroni G. (red.): Handbook of Multiphase System, McGraw-Hill Book Company, New York 1982.

- [4] Hewitt G., Shires G., Bott T.: Process heat transfer, CRC Press, Begell House, New York 1994.
- [5] Oćłoń P., Nowak M., Łopata S.: Simplified numerical study of evaporation processes inside vertical tubes, *J. Thermal Sci.*, 23 (2014), 177-186.
- [6] Oćłoń P., Nowak M., Majewski K.: Numerical simulation of water evaporation inside vertical circular tubes, *AIP Conf. Proc.*, 1558 (2013), 2419-2422.
- [7] Oćłoń P., Nowak M., Węglowski B., Nabagło T., Cisek P., Jaremkiewicz M., Majewski K.: Determination of the temperature fields in a fluid and a solid domain during the water evaporation processes in vertical tubes, *J. Appl. Comp. Sci.*, 22 (2014), 111-135.
- [8] Orłowski P.: Kotle parowe. Konstrukcja i obliczenia, WNT, Warszawa 1979.
- [9] Taler J. (red.): Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych. Modelowanie i monitoring, PWN, Warszawa 2011.
- [10] Thome J.: Wolverine Tube Engineering Data Book III, Wolverine Tube, 2004-2010.
- [11] Zima W., Grądziel S.: Simulation of transient processes in heating surfaces of power boilers, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013

DETERMINATION OF PRESSURE DROP IN EVAPORATOR OF NATURAL CIRCULATION POWER BOILERS

Summary

Two-phase flow occurs in many industrial processes. In power engineering equipment, the phase change process (boiling, condensation) takes place mostly in power boilers evaporator and a condenser. Two-phase flow is affected by many phenomena, like different flow patterns, specific shape of bubbles and droplets, interphase slip, etc. Therefore different approaches in determining the pressure drop for two-phase flow can be applied. The three methods for determining pressure drop must be considered when modelling the two-phase flow phenomena: the static, the momentum and the frictional pressure drops. This paper compares the following models of frictional pressure drop: homogeneous flow model, Lockhart-Martinelli, Friedel and Chisholm models, and Martinelli-Nelson graphical method. Presented mathematical models are used to calculate pressure drop in the evaporator of OP-210 power boiler for which the heat flux was evaluated from measurements. The comparison shows, that the frictional pressure drop obtained from the presented models gives almost the same values. The share of the frictional pressure drop in the total pressure drop is slight. It can be explained by the low steam quality (lower than 0.1), when the two-phase flow occurs in the vertical tubes of evaporator.

Keywords: pressure drop, two-phase flow, evaporator, power boiler

DOI: 10.7862/rm.2015.5

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.12.2014 r.

Ziemowit OSTROWSKI¹

Piotr BULIŃSKI²

Wojciech ADAMCZYK³

Paweł KOZOŁUB⁴

Andrzej J. NOWAK⁵

NUMERICAL MODEL OF HEAT TRANSFER IN SKIN LESIONS

Preliminary results of numerical modelling of skin undergoing thermal stimulation (mild cooling) in a human forearm is presented. Small brass compress was used for cooling purposes. The skin recovery process was then analysed. Temperature history for $N = 14$ samples was recorded using IR camera. The samples come from 8 male adults (age 25-38 years). A numerical model of heat transfer in tissues and CFD model of surrounding air (natural convection) was proposed. Simulation results were validated against experimental data.

Keywords: numerical modelling, validation, bioheat equation, skin lesions, malignant melanoma

1. Introduction

The accurate numerical models of living tissue are of high importance among numerous modern biomedical engineering challenges. Such models can not only allow one to understand processes involved, but they can help to develop a new treatment and/or equipment used to assist medical staff during diagnosis and controlled treatment process [3, 6].

The work presented here is a part of wider research project targeted in verifying the possibility of early diagnosis of skin lesions, with special interest in malignant melanoma identification.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Ziemowit Ostrowski, Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska, 22 Konarskiego Street, 44-100 Gliwice, Poland, tel.: (32) 2372302, e-mail: Ziemowit.Ostrowski@polsl.pl

² Piotr Buliński, Politechnika Śląska, e-mail: Piotr.Bulinski@polsl.pl

³ Wojciech Adamczyk, Politechnika Śląska, e-mail: Wojciech.Adamczyk@polsl.pl

⁴ Paweł Kozolub, Politechnika Śląska, e-mail: Pawel.Kozolub@polsl.pl

⁵ Andrzej J. Nowak, Politechnika Śląska, e-mail: Andrzej.J.Nowak@polsl.pl

2. Materials and methods

2.1. Mathematical model

Bioheat equation. The passive part of heat transfer in the living tissues describes Pennes' bioheat equation [2]:

$$c\rho\frac{\partial T(\mathbf{r},t)}{\partial t} = \nabla[k(T)\nabla T(\mathbf{r},t)] + q_m(\mathbf{r},t) + \omega_b(\mathbf{r},t)c_b\rho_b[T_a - T(\mathbf{r},t)] \quad (1)$$

where: c, c_b – specific heat (tissue, blood), ρ, ρ_b – density (tissue, blood), T, T_a – temperature (tissue, perfusing (artery) blood), t – time, k – tissue heat conductivity, q_m – metabolic heat production rate, ω_b – blood perfusion rate, \mathbf{r} – vector coordinate.

Metabolism. The metabolic heat production rate q_m is a sum of the basal value $q_{m,0}$ and additional Δq_m part, being result of autonomic thermoregulation:

$$q_m = q_{m,0} + \Delta q_m \quad (2)$$

where $q_{m,0}$ – metabolic heat production rate for thermoneutral conditions (i.e., body in thermal equilibrium with environment).

Under non-neutral conditions metabolic rates vary with the local tissue temperature. The dependency of temperature on metabolism is modelled according to the Q_{10} relation. It states that for every 10 K reduction (change) in the tissue temperature, there is a corresponding reduction (change) in the cell metabolism Δq_m by the factor $Q_{10} = 2$, as reported in [1]:

$$\Delta q_m = q_{m,0} \cdot \left[2^{(T-T_0)/10} - 1 \right] \quad (3)$$

where T_0 – basal temperature distribution (i.e., in thermoneutral conditions).

Perfusion. In non-neutral conditions the perfusion rate ω_b (i.e., tissue blood flow related to tissue value) varies with changes in regional metabolic rates as well. The dependency of the perfusion rate ω_b change on variations of the metabolic heat production rate Δq_m (3) is linear [4]:

$$\Delta\beta = \mu_b\Delta q_m \quad (4)$$

where: $\beta = \omega_b c_b \rho_b$ – blood perfusion energy equivalent, while $\mu_b = 0.932 \text{ K}^{-1}$ – empirically estimated proportionality constant [1, 5].

Using the above definition of β , the most right term of eq. (1), which is a source term arising from the arterial blood perfusing the tissue, reads:

$$q_p = \beta(T_a - T) = (\beta_0 + \Delta\beta)(T_a - T) = (\omega_{b,0}c_b\rho_b + \mu_b\Delta q_m)(T_a - T) \quad (5)$$

where $\omega_{b,0}$ – basal perfusion rate for thermoneutral conditions.

Active thermoregulation. Neither vasoconstriction/vasodilatation, shivering thermogenesis, nor sweating was introduced in the model at hand.

2.2. Numerical model

The numerical model of human forearm, cooling compress and surrounding air was developed. The numerical simulations were carried out using ANSYS Fluent 14 commercial CFD package (ANSYS Inc., USA). The additional source terms of heat conduction equation arising in bioheat transfer eq. (1) were introduced by means of UDF (user-defined function) functionality of the ANSYS Fluent code.

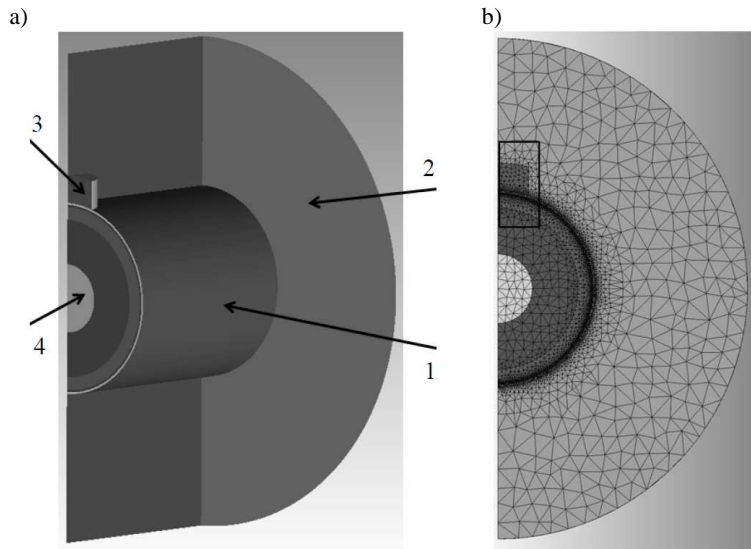


Fig. 1. Three-dimensional model of computational domain; 1 – forehand outer skin, 2 – surrounding air, 3 – cooling compress, 4 – tissues layers: bone, muscle, fat, inner skin, outer skin (a) and mesh of numerical partition (b)

Geometry. The 3-D geometrical model of the computational domain is presented in fig. 1. The human forearm was modelled as a cylinder surrounded by a cylindrical volume of air. Multiple concentric homogeneous layers represent-

ing different tissues types (bone, muscle, fat, inner skin, outer skin) were considered. The outer diameter of each layer is shown in tab. 1. The modelled length of arm was 200 mm which is enough to provide solution of independence of the boundary condition applied on the external boundaries: thermal insulation for tissue and pressure outlet for surrounding air (backflow air temperature 23°C). Due to the symmetry of the model, only a quarter part of the model was considered. Small cylindrical volume on top of the forearm represents the cooling compress used in the thermal stimulation (cooling) of skin.

Numerical mesh was generated using ICEM CFD (Ansys Inc., USA). Tetrahedral meshing scheme was used. In order to verify the influence of mesh size on the numerical solution, three grids were tested (namely: 0.3 M, 1.2 M and 5.5 M elements) in steady state simulations. For each case, the mesh was refined in cooling compress vicinity (i.e., where steepest temperature gradients were expected). Finally, based on results comparison, 1.2 M tetrahedral elements mesh was selected for further simulations. To check final quality of grid aspect ratio was tested (i.e., scaled ratio between the volume of the element and the radius of its circumscribed sphere power three). The mesh quality histogram is presented in fig. 2., where the worst element has aspect ratio above 0.3 while over 50% of elements have quality 0.6 and higher.

Table 1. Dimensions and properties of tissues and initial values of model variables (for steady state analysis)

Tissue	Outer radius	Thermal cond.	Density	Specific heat	Perfusion rate	Metabolic heat production rate
	mm	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	s^{-1}	$\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$
Outer skin	42.9	0.47	1085	3680	0	0
Inner skin	42.1	0.47	1085	3680	0.0011	631
Fat	41.1	0.16	850	2300	0.0000036	58
Muscle	35.3	0.42	1085	3768	0.000538	684
Bone	15.3	0.75	1357	1700	0	0

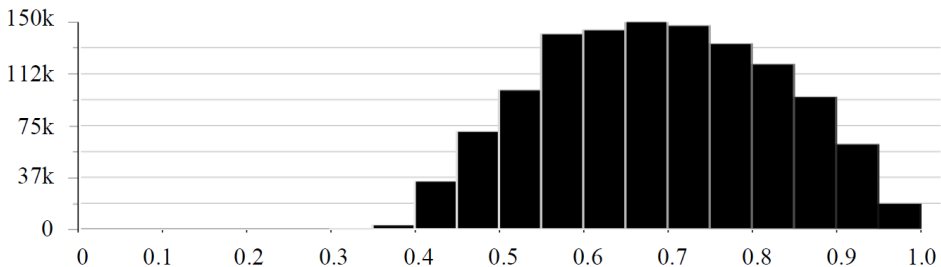


Fig. 2. Histogram of quality of numerical partition elements; 1 – the best, 0 – the worst

Numerical discretization, equations solved and material properties. The set of 4 equations was solved for each time step (arising from mass, momentum in 3D and energy conservation). Air flow was assumed laminar, with second order upwind scheme. Air density for natural convection was modelled using Boussinesq model approach. Operating conditions were taken as: pressure 101.325 kPa, temperature 288.15 K, density $1.225 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Gravity was set to $9.81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ in vertical direction (cooling compress was placed on top of the forearm). Constant air properties were assumed: specific heat $1006.43 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, thermal conductivity $0.0242 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, viscosity $1.79\text{E-}05 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ and thermal expansion coefficient 0.00343 K^{-1} .

Time step. For transient part of the simulation the sensitivity analysis of time discretization was done as well. Three time steps were selected and tested against their influence on the results, namely: 0.25 s, 0.5 s and 1 s. Taking into account obtained results and computation time, the time step 0.5 s was selected for transient simulation in the current study.

2.3. Experiment

The proposed numerical model of skin cooling and rewarming processes was validated against experimental data collected from subjects examined in course of pilot medical experiment (being part of wider research project). The medical ethical committee of Maria Skłodowska-Curie Memorial Cancer and Institute of Oncology Gliwice Branch approved the study. Each subject gave written consent prior to participation in the study. For the initial analysis at hand, the group of eight adult males was selected. Subject's characteristics (mean \pm SD) are: age 31.1 ± 5.0 , height $1.80 \text{ m} \pm 0.07 \text{ m}$, weight $102.0 \pm 10.4 \text{ kg}$. The studied skin sites were dorsal and ventral side of the left forearm halfway the wrist and inner side of the elbow. The subjects were asked to stay seated for 15 minutes prior to the measurements.

The skin temperature history was recorded using PI160 (Optris GmbH, Germany) infrared camera (160 x 120 px, 120 Hz, LWIR, 7.5-13.0 μm detector, standard lens $23^\circ \times 17^\circ$). Cooling of skin was done by means of brass cooling compress at stabilized initial temperature $6\text{-}7^\circ\text{C}$. The basal (thermoneutral) skin temperatures were measured by wireless iButton DS1922L (Maxim Integrated, USA) temperature data logger attached using adhesive tape near cooling zone (approx. 3 cm). Room temperature was measured using Almemo 2390-5 multi-function measuring instrument (AHLBORN, Germany) equipped with K-type thermocouple sensor.

3. Numerical simulations

Numerical computations were carried out in three steps: (a) steady state simulation tuning model variables to mimic thermoneutral conditions being ini-

tial state for following step; (b) transient simulation of skin cooling; (c) transient simulation of skin recovering from local cooling.

Steady state simulation was performed in order to get an initial temperature distribution and tune model variables: metabolic heat production rate q_m and perfusion rate ω_b , as in the thermoneutral state (i.e., model in thermal equilibrium with environment). During this step the type of volume representing cooling compress was set to *fluid* having the same properties as surrounding air. Uniform constant temperature of 23°C was prescribed for the whole computational domain (both forearm and air) and uniform zero velocity was prescribed within the air domain. Outer radius of all tissue layers of the modelled forearm, as well as tissue properties [4] and initial metabolic heat production rates and perfusion rates are presented in tab. 1.

The temperature (see fig. 3.) and velocity distribution being the result of steady state analysis is then prescribed as initial condition for further transient calculations. In addition, the resulting temperature distribution, metabolic heat production rate and perfusion rate are thereafter treated as the basal metabolic heat production rate $q_{m,0}$, basal blood perfusion rate $\omega_{b,0}$ and basal temperature distribution T_0 entering eqs. (2), (3) and (5).

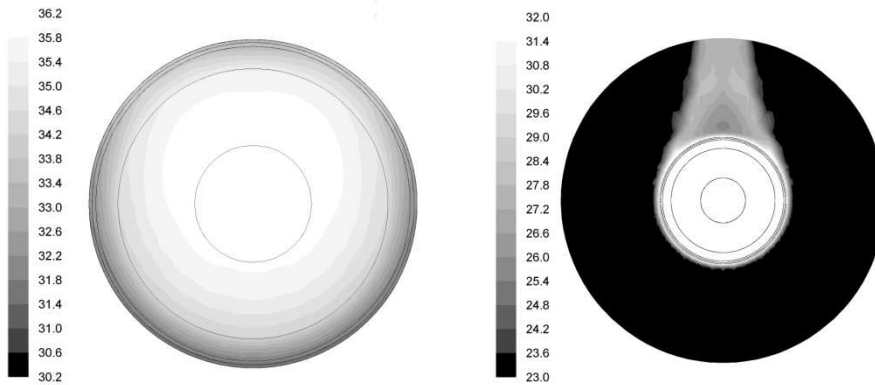


Fig. 3. Initial temperature distribution (in symmetry plane of the compress) for transient analysis: tissues (top) and surrounding air (bottom)

Cooling. To mimic the skin cooling procedure, during the first step of transient analysis, the material type of volume representing cooling compress was temporarily switched to *solid* having properties of brass: density $8500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, specific heat $380 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ and thermal conductivity $110 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ and prescribed uniform initial temperature 7°C. Then transient simulation was run to simulate 15 s of local skin cooling.

Recovery. Once simulation of skin cooling is finished, the temperature and velocity field as well as model variables were stored and used as initial values for the next step. The material type of volume representing cooling compress is

then switched back to *fluid* having properties of air (uniform temperature 23°C). Then transient simulation of skin recovering from local cooling is executed for total time 100 s after cooling is finished.

4. Results

The mean skin temperature history \pm SD of $N = 14$ samples is shown in fig. 4. (each temperature represents the coldest skin surface point in area where cooling compress was applied).

Contact resistance. As first attempt, ideal contact between cooling compress and the skin was assumed. However simulated temperature response was far below those measured (see dashed black line in fig. 4.). To simulate non-ideal contact conditions taking place during experiment (being result of hair presence, limited cooling compress pressure, etc.) contact resistance was added. The simulation results for contact resistance $0.001 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ are shown in fig. 4. (solid black line).

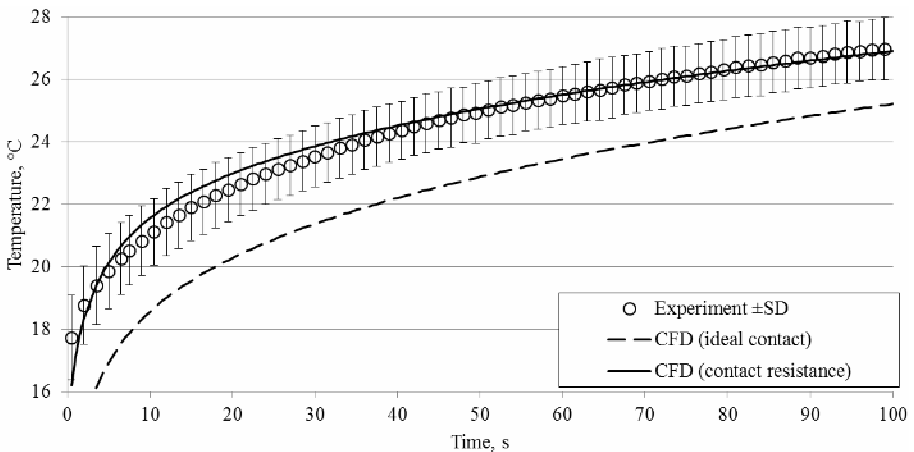


Fig. 4. Skin temperature variation vs. time for measuring data and CFD simulation, the results are presented for time after cooling compress is removed

5. Conclusion

As the result of preliminary research the numerical model of the human forearm undergoing the skin thermostimulation was developed and validated. However, further research is needed towards the proper contact resistance determination, as well as in implementation of additional active thermoregulation models (including vasoconstriction and vasodilatation).

Acknowledgement

This study was supported by The National Centre for Research and Development within project No. INNOTECH-K2/IN2/79/182947/NCBR/13. This help is gratefully acknowledged herewith.

References

- [1] Fiala D., Lomas K.J., Stohrer M.: A computer model of human thermoregulation for a wide range of environmental conditions: The passive system, *J. Appl. Physiol.*, 87 (1999), 1957-1972.
- [2] Pennes H.H.: Analysis of tissue and arterial blood temperatures in the resting human forearm, *J. Appl. Physiol.*, 1 (1948), 93-122.
- [3] Rowell L.B., Wyss C.R.: Temperature regulation in exercising and heat-stressed man, [in:] *Heat Transfer in Medicine and Biology – Analysis and Applications*, eds. A. Shitzer, R.C. Eberhart, v. 1, Plenum, New York 1985, pp. 63-67.
- [4] Severens N.: Modelling hypothermia in patients undergoing surgery, PhD thesis, TU/e, Eindhoven 2008.
- [5] Stolwijk J.: A mathematical model of physiological temperature regulation in man, NASA contractor report CR-1855, NASA, Washington DC, 1971.
- [6] Tadeusiewicz R, Augustyniak P. (red.), *Podstawy inżynierii biomedycznej*, t. I, Wydawn. AGH, Kraków 2009.

MODEL NUMERYCZNY WYMIANY CIEPŁA W USZKODZENIACH SKÓRNYCH

Streszczenie

W pracy zaprezentowano wstępne wyniki modelowania numerycznego procesów wymiany ciepła w rejonie skóry przedramienia poddanej termostymulacji (łagodnego ochładzania). Do ochładzania użyto kompresów mosiężnych. Przeanalizowano proces powrotu skóry do stanu sprzed termostymulacji. Przy użyciu kamery termowizyjnej zarejestrowano rozkład temperatury dla $N = 14$ próbek w grupie 8 przebadanych dorosłych mężczyzn (w wieku 25-38 lat). Zaproponowano model numeryczny przepływu ciepła w tkankach przedramienia oraz w otaczającym je powietrzu (w warunkach konwekcji swobodnej). Wyniki symulacji zostały poddane walidacji przy użyciu danych pochodzących z pomiarów.

Słowa kluczowe: modelowanie numeryczne, walidacja, równanie bio ciepła, zmiany skórne, czerniak złośliwy

DOI: 10.7862/rm.2015.6

Otrzymano/received: 15.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.02.2015 r.

Marcin PANOWSKI¹
Robert ZARZYCKI²

ANALIZA MOŻLIWOŚCI REKUPERACJI CIEPŁA Z UKŁADU SEPARACJI CO₂ NA POTRZEBY BLOKU ENERGETYCZNEGO

Konieczność ograniczania emisji CO₂ do atmosfery stanowi istotny problem, przed jakim stoi energetyka zawodowa. Koszt energetyczny separacji, niezależnie od zastosowanej technologii, jest duży i przekłada się na znaczący spadek sprawności procesu wytwarzania energii elektrycznej. W pracy przedstawiono rezultaty obliczeń optymalizacyjnych dla bloku nadkrytycznego o mocy 900 MWe zintegrowanego z układem VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) adsorpcyjnej separacji dwutlenku węgla i układem przygotowania wyseparowanego gazu do transportu. Celem zrealizowanych obliczeń była analiza możliwości odzysku ciepła z procesu wielostopniowego sprężania CO₂ z chłodzeniem międzystopniowym. Odzyskane ciepło było rekuperowane w układzie regeneracji bloku energetycznego. W pracy przeanalizowano różne miejsca integracji układu chłodzenia z obiegiem cieplnym bloku. Rozważono różne strumienie rekuperowanego ciepła oraz temperatury czynnika. Uzyskane rezultaty wskazują, że poprzez odpowiedni dobór parametrów termodynamicznych czynnika wnoszącego ciepło oraz miejsc jego rekuperacji można zwiększyć całkowitą sprawność energetyczną bloku o ok. 2% (punkty procentowe) w stosunku do wariantu bez odzysku ciepła.

Słowa kluczowe: dwutlenek węgla, modelowanie obiegów ciepłych, CCS, optymalizacja

1. Wstęp

Jednym z głównych problemów, z jakimi musi się zmierzyć przemysł energetyczny, jest ograniczenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery. Odnosi się to przede wszystkim do dużej, zawodowej energetyki, ponieważ w tym sektorze ilość CO₂ generowanego podczas spalania paliw jest ogromna, a w konsekwencji koszty energetyczne związane z ograniczeniem emisji CO₂ są także bardzo duże. Minimalizacja tych kosztów nabiera szczególnego znaczenia, jeżeli analizuje się całościowo proces sekwestracji, który nie dotyczy jedynie problemu

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Marcin Panowski, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa, Polska, tel.: (34) 3250988, e-mail: mpanowski@is.pcz.czest.pl

² Robert Zarzycki, Politechnika Częstochowska, e-mail: zarzycki@is.pcz.czest.pl

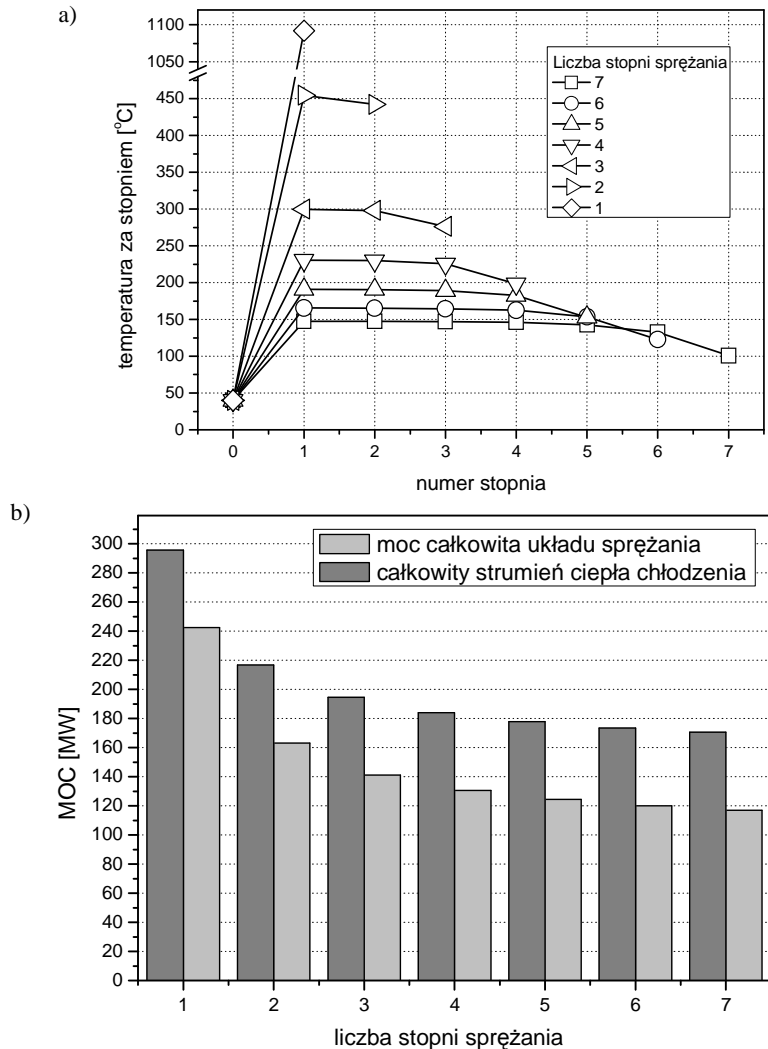
wyseparowania dwutlenku węgla ze spalin, ale także odpowiedniego jego przygotowania (poprzez sprężenie) do transportu i późniejszego składowania. Ponieważ zarówno technologie separacji, jak i sprężania gazów są powszechnie znane, główny nacisk kładzie się obecnie na problem minimalizacji kosztów energetycznych CCS-u, tak aby w jak najmniejszym stopniu obniżyć sprawność wytwarzania energii elektrycznej. Obecnie poszukuje się rozwiązań technologicznych w dziedzinie procesów spalania [1, 2, 3], separacji [5, 6] oraz sprężania CO₂ [4], pozwalających na minimalizację energochłonności całego procesu.

W niniejszej pracy przedstawiono proces sprężania wyseparowanego ze spalin CO₂ i wykorzystania ciepła odpadowego z tego procesu na potrzeby bloku nadkrytycznego o mocy 900 MW_e.

2. Proces sprężania dwutlenku węgla

Na potrzeby realizacji procesu separacji dwutlenku węgla ze spalin dla bloku 900 MW_e zaproponowano technologię adsorpcyjną VPSA. Siłą napędową separacji realizowanej tą technologią jest różnica ciśnień, przy czym po stronie spalin wymaga się podwyższonego ciśnienia, natomiast po stronie produktu – ciśnienia znacznie niższego. Poziom ciśnień jest uzależniony od stosowanego sorbentu. W pracy rozważono separację z wykorzystaniem sorbentu, dla którego optymalny poziom ciśnienia absolutnego spalin wynosi ok. 0,2 MPa, natomiast ciśnienie produktu po stronie desorpcyjnej kształtuje się na poziomie 0,005 MPa. Uzyskany w tym procesie produkt w postaci CO₂ o bardzo niskim ciśnieniu należy na potrzeby transportu i składowania sprężyć do ciśnienia pozwalającego na jego bezpieczny transport w fazie nadkrytycznej. W zależności od struktury układu transportu dwutlenku węgla jest wymagane sprężenie CO₂ do poziomu od 9 do 15 MPa. W niniejszej pracy założono, że wyseparowany CO₂ będzie sprężany na potrzeby transportu do ciśnienia 12 MPa. Strumień wyseparowanego dwutlenku węgla dla bloku 900 MW_e wynosi ok. 200 kg/s.

W celu realizacji procesu sprężania strumienia CO₂ od ciśnienia 0.005 do 12 MPa rozważono wiele struktur procesu sprężania z zastosowaniem chłodzenia międzystopniowego, zmierzającego do ograniczenia energochłonności tego procesu. Mając na uwadze dostępność czynnika na potrzeby procesu chłodzenia międzystopniowego CO₂, zdecydowano się, że będzie to kondensat opuszczający skraplacz bloku o temperaturze ok. 33°C, który pozwoli na ochłodzenie sprężanego CO₂ w chłodnicach międzystopniowych do ok. 60°C. Dla tych założeń przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne, mające na celu określenie wartości optymalnych ciśnień za poszczególnymi sprężarkami. Kryterium optymalizacji stanowiła całkowita moc niezbędna do realizacji procesu sprężania strumienia CO₂. W wyniku minimalizacji przyjętego kryterium ustalono wartości ciśnień oraz temperatur CO₂ za poszczególnymi grupami stopni sprężania (rys. 1a), a także zapotrzebowanie na moc całkowitą do sprężania oraz strumień ciepła odbierany w chłodnicach międzystopniowych (rys. 1b).



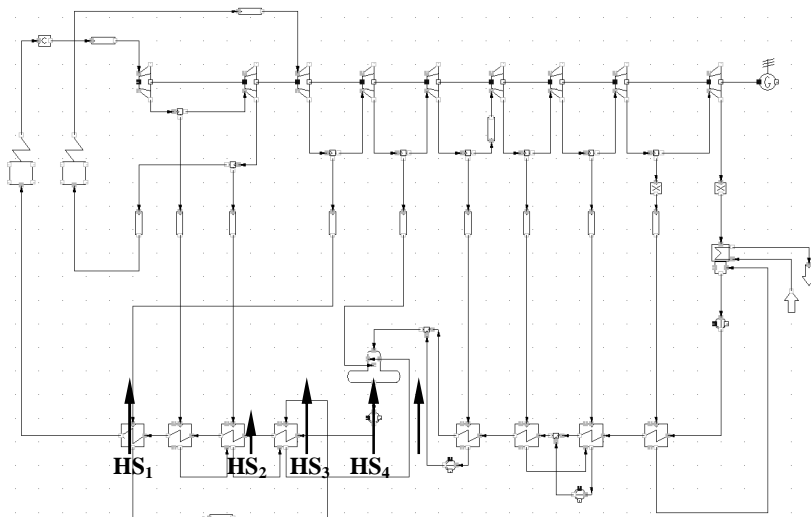
Rys. 1. Temperatury CO₂ za kolejnymi grupami stopni sprężania (a), zapotrzebowanie na moc do sprężania i strumień ciepła odbieranego w chłodnicach (b)

Fig. 1. CO₂ temperatures after following groups of compression stages (a), energy demand for compression and heat flux recovered from intercooler (b)

Rozkłady temperatury sprężanego CO₂ za poszczególnymi grupami stopni (a przed chłodnicami międzystopniowymi) przedstawiono na rys. 1a. W przypadku układu składającego się z jednego lub dwóch grup stopni obserwuje się bardzo wysokie temperatury gazu po procesie sprężania. Z kolei zastosowanie trzech oraz większej liczby grup stopni pozwala na uzyskanie wartości temperatury sprężanego CO₂ poniżej 300°C. W przypadku siedmiostopniowego procesu

spężania z chłodzeniem międzystopniowym średnia temperatura za grupami stopni wynosi ok. 150°C . Ze względu na potencjalną możliwość odzysku ciepła z chłodnic międzystopniowych i wykorzystania tego ciepła, np. w układzie podgrzewaczy regeneracyjnych bloku parowego, poziom temperatury sprężanego CO_2 będzie miał istotny wpływ na możliwości realizacji tego procesu. Niższe temperatury sprężanego CO_2 ograniczają potencjał wykorzystania tego ciepła w układzie bloku parowego. Zapotrzebowanie na moc do napędu poszczególnych układów składających się z różnej liczby grup stopni sprężania oraz strumień ciepła, jaki należy odebrać w procesie chłodzenia międzystopniowego zilustrowano na rys. 1b. Analizując przedstawione dane, można stwierdzić, że zastosowanie czterech lub większej liczby grup stopni sprężających nie wpływa już istotnie zarówno na obniżenie temperatury sprężanego CO_2 ani na zapotrzebowanie na moc do napędu sprężarek. Z tego powodu w pracy poddano analizie jedynie układ 4-stopniowy. Można stwierdzić, że maksymalna temperatura wody z układu chłodzenia międzystopniowego może wynosić 225°C przy strumieniu ciepła 196 MW_t . Na podstawie przyjętych danych określono zakresy zmienności tych parametrów. Założono, że pomimo nieznacznych różnic w temperaturze CO_2 wchodzącego do chłodnic międzystopniowych, wychodzący strumień wody będzie mieszany i transportowany do układu regeneracji już jako jeden strumień o średniej temperaturze. W obliczeniach rozważano temperatury czynnika opuszczającego wymienniki międzystopniowe w zakresie od 195 do 225°C oraz odpowiadające im strumienie ciepła możliwe do wykorzystania w układzie bloku parowego w zakresie od 140 do 196 MW_t .

Na rysunku 2. przedstawiono schemat obiegu parowego nadkrytycznego bloku 900 MW wraz z układem regeneracji wody. Mając na uwadze chęć wykorzystania strumienia ciepła uzyskiwanego z układu międzystopniowego chłodzenia CO_2 , wytypowano na podstawie parametrów termodynamicznych pięć potencjalnych miejsc, w które można wprowadzić strumień rekuperowanego ciepła (rys. 2.). Dla wytypowanych miejsc wprowadzania ciepła przeprowadzono wieloparametryczne obliczenia optymalizacyjne, których celem było określenie udziałów poszczególnych strumieni wprowadzanego ciepła (w wytypowane miejsca wprowadzania od HS1 do HS5), maksymalizujących całkowitą sprawność energetyczną bloku. Należy zaznaczyć, że wprowadzanie strumieni ciepła do układu regeneracji bloku było uwarunkowane zachowaniem nominalnych parametrów termodynamicznych czynnika obiegowego w charakterystycznych punktach układu regeneracji. Przekładało się to na zachowanie temperatur i ciśnienia czynnika roboczego przed wlotem do kolejnych wymienników regeneracyjnych. Zmianie ulegały strumienie masy wody i ciepła w układzie regeneracji.

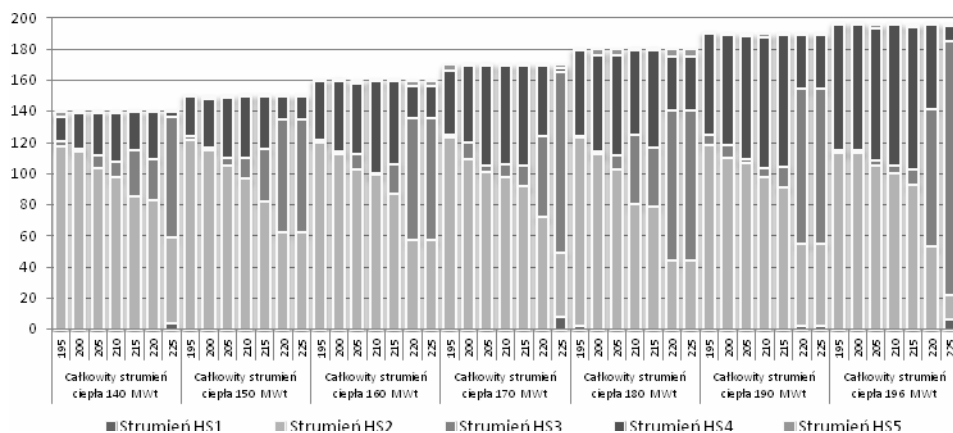


Rys. 2. Schemat bloku energetycznego wraz z wytypowanymi miejscami wprowadzania rekuperowanego ciepła

Fig. 2. The diagram of power unit with typical heat recuperated inlet places

3. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych

Na rysunku 3. przedstawiono wartości strumieni ciepła wprowadzane w poszczególne miejsca układu regeneracji od HS₁ do HS₅. Wartości te zestawiono dla zmiennych wartości temperatury wprowadzanego strumienia ciepła oraz dla różnych wartości całkowitego strumienia rekuperowanego ciepła. Widoczne jest,



Rys. 3. Rozdział strumienia rekuperowanego ciepła

Fig. 3. Distribution of recuperated heat flux

że wytypowane miejsca wprowadzania strumieni ciepła nie są równomiernie obciążone. Dla niższych temperatur rekuperowanego czynnika dominujący jest strumień HS₂ oraz w niewielkim udziale strumień HS₄. Wraz ze wzrostem temperatury obserwuje się spadek strumienia ciepła kierowanego w miejscach HS₂ i HS₄, na rzecz znaczącego wzrostu strumienia HS₃. Tendencja ta jest także zachowana w przypadku wzrostu sumarycznego strumienia rekuperowanego ciepła. W odniesieniu do wszystkich analizowanych przypadków optymalizacyjnych można stwierdzić, że właściwie nieistotne są strumienie HS₁ i HS₅.

4. Optymalna struktura układu rekuperacji ciepła z procesu chłodzenia międzystopniowego CO₂

Na podstawie przedstawionych w rozdz. 3. wyników obliczeń (rys. 3.) można stwierdzić, że z punktu widzenia maksymalnej sprawności bloku parowego zintegrowanego z rekuperacją ciepła z układu chłodzenia międzystopniowego istotne są dwa następujące parametry: maksymalny dostępny strumień rekuperowanego ciepła przy jednocześnie możliwie najwyższej temperaturze czynnika. W tabeli 1. zestawiono wyniki obliczeń optymalizacyjnych dla najwyższej sprawności bloku.

Tabela 1. Zestawienie optymalnych parametrów

Table 1. A set of optimal parameters

Temperatura	HS ₁	HS ₂	HS ₃	HS ₄	HS ₅	Σ HS	Moc sprężania	Sprawność bloku brutto
°C	MW							%
225	6,55	15,56	163,07	9,98	0,84	196,0	139,0	44,41

Sprawność nominalna analizowanego bloku nadkrytycznego, bez układu separacji i transportu CO₂ oraz rekuperacji ciepła wynosi 49,04% (brutto). Na skutek integracji z blokiem układu separacji CO₂ oraz układu sprężania (bez rekuperacji ciepła) sprawność bloku spada o ok. 6,49 punktu procentowego, natomiast w przypadku zastosowania rekuperacji ciepła z układu separacji i transportu CO₂ do układu regeneracji bloku parowego obserwowany spadek sprawności jest wyraźnie niższy i kształtuje się na poziomie ok. 4,62 punktu procentowego.

5. Podsumowanie

W wyniku obliczeń optymalizacyjnych rekuperacji ciepła z układu chłodzenia międzystopniowego sprężania CO₂ na potrzeby bloku ustalono, że najwyższe wartości sprawności bloku są osiągane dla najwyższej temperatury oraz maksymalnego strumienia rekuperowanego ciepła. Stwierdzono, że główny strumień ciepła do układu regeneracji powinien być wprowadzany w punkcie

HS₃. Pozwala to na obniżenie energochłonności procesu separacji dwutlenku węgla zintegrowanego z układem przygotowania CO₂ do transportu, co skutkuje zmniejszeniem spadku sprawności bloku o ok. 2 punkty procentowe w stosunku do układu bez rekuperacji ciepła.

Podziękowania

Przedstawione w artykule 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.

Literatura

- [1] Czakiert T.: Spalanie tlenowe w kotłach energetycznych, [w:] Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂, pod red. W. Nowaka i T. Czakierta, Wydawn. Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2012, s. 102-118.
- [2] Czakiert T., Nowak W.: Spalanie tlenowe dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO₂, Projekt Strategiczny NCBR, Nowa Energia, 37 (2014), 102-104.
- [3] Czakiert T., Nowak W.: Spalanie tlenowe w układach z kotłami PC, CFB i PCFB, Energetyka, 11 (2013), 787-790.
- [4] Panowski M., Zarzycki R.: Analiza procesowa przygotowania wyseparowanego ze spalin dwutlenku węgla do transportu i składowania, Polityka Energetyczna, 16 (2013), 243-256.
- [5] Wawrzyńczak D., Majchrzak-Kuceba I., Nowak W.: Badania separacji CO₂ na wybranych sorbentach metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA, Budownictwo i Inżynieria Środowiska, Wydawn. Politechniki Białostockiej, 1 (2010), 85-89.
- [6] Więclaw-Solny L., Tatarczuk A., Krótki A., Stec M.: Postęp prac w badaniach technologicznych aminowego usuwania CO₂ ze spalin, Polityka Energetyczna, 16 (2013), 229-241.

ANALYSIS OF POSSIBILITY OF HEAT RECUPERATION FROM CO₂ SEPARATION SYSTEM FOR POWER STATION LOAD

Summary

The necessity of reduction of CO₂ emission to atmosphere remains the important problem that energy sector stands against. The energetic cost of separation, regardless of technology applied, is significant and makes electricity generation efficiency also to decrease significantly. The paper presents results of optimisation calculations of supercritical 900 MW_e power plant integrated with VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) CO₂ separation adsorption unit as well as the system of separated carbon dioxide compression for transportation. The application of VPSA technology determines the necessity of flue gas compression before adsorption, and from the other hand generation of a low pressure on desorption – product side. That means, the compression sys-

tem must be used, and the large amount of energy is needed for its exploitation. The main aim of performed calculations was the assessment of possibilities of heat recuperation from intercooled multistage compression system. The analysis concerned recuperation of heat into the hot water regeneration system of the power plant. Different places of integration of intercooling system were analysed. Moreover, different heat amount as well as temperatures of heat carriers were considered. The results obtained show that by appropriate selection of thermodynamic parameters of heat carriers as well as heat distribution it is possible to increase the total energy efficiency of a power plant of about 2 percentage points relative to the case without heat recuperation.

Keywords: carbon dioxide, thermal cycle modelling, CCS, optimisation

DOI: 10.7862/rm.2015.7

Otrzymano/received: 15.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 15.11.2014 r.

Grzegorz PRZYBYŁA¹
Stefan POSTRZEDNIK²
Zbigniew ŻMUDKA³

THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT CALCULATIONS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUELLED WITH NATURAL GAS

In this paper the calculations of heat transfer coefficient in the combustion chamber of the internal combustion engine fuelled with natural gas is presented. The mean value of heat transfer coefficient has been calculated using Woschni and Nusselt equation and compared with results obtained using algorithm based on experimental data. The proposed algorithm can be helpful to determine the average values of heat transfer coefficient from working medium to the combustion chamber walls (crown of a cylinder head, cylinder walls and piston head) during combustion process. The calculation method includes modified one zone heat release model in combustion chamber of SI engine. Proposed method is based on the energy balance equation closed by the coefficient which expresses the heat losses to the walls of the combustion chamber.

Keywords: heat transfer coefficient, combustion engines, in-cylinder pressure

1. Introduction

There are two main methods which describe the phenomena occurring in the cylinder of combustion engine. The first method applies the macroscale models. In this approach a few zones are investigated (eg. flame, unburned mixture, exhaust) with different degrees of fidelity of real phenomena. These type of mathematical models give a good quantitative results and their main advantage is short computation time. The weak point is the lack of information on the instantaneous values of the analyzed parameters in different places of engine combustion chamber. However, in many cases, the phenomenological macroscale models are sufficient in the engine parameters calculations. The second method based on multidimensional models which enable to determine instantaneous

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Grzegorz Przybyła, Silesian University of Technology, 22 Konarskiego Street, 44-100 Gliwice, Poland, tel.: (32) 2372983, e-mail: gprzybyla@polsl.pl

² Stefan Postrzednik, Silesian University of Technology, e-mail: spostrzednik@polsl.pl

³ Zbigniew Żmudka, Silesian University of Technology, e-mail: zzmudka@polsl.pl

value of internal parameters at chosen places of combustion chamber. In this paper the single-zone heat release model was used in the computations. It was assumed that at any time of the combustion process, the working medium contained in the cylinder is homogeneous. Moreover, the thermodynamic state of working medium describes the averaged values of thermodynamic parameters specified for instantaneous value of cylinder volume. The initial condition of working medium is it's the state after compression (the homogenous air-fuel mixture). The scheme of combustion chamber energy balance is presented in fig. 1. The following assumptions have been made: the working medium is considered as a ideal gas with a change of composition during combustion process, the specific heat is a function of average temperature in cylinder, the change of working medium composition is taken into account by instantaneous value of fuel mass fraction burned (MFB) the heat losses into the combustion chamber walls are closing the energy balance equation.

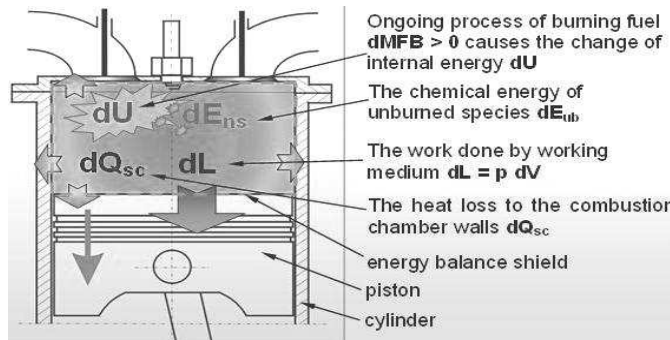


Fig. 1. Energy balance of engine combustion chamber

The chemical energy of the fuel is a significant part of the energy balance equation. The energy is released gradually according to combustion process rate, what is expressed by MFB function. Besides, the balance equation includes the change of total internal energy and internal work. The heat losses are close to the balance. Finally, the energy balance equation can be described using the first law of thermodynamic, as follow:

$$dU + dL + dQ_{sc} + dE_{ns} = 0 \quad (1)$$

where: dU – internal energy change, dL – elementary internal work done by working medium, dQ_{sc} – elementary heat losses transferred to combustion chamber walls, dE_{ns} – chemical energy of unburned fuel.

Taking into account the equation of state for ideal gas in the eq. (1) and next describing it in differential form without heat loss, the heat release rate equation (net value) is described as follows:

$$\frac{dE}{d\alpha} = \frac{1}{\left[1 - \delta_{ub} \frac{LHV_{ub}}{LHV_f}\right]} \left[\frac{1}{\kappa(T, MFB_v) - 1} \left(\kappa(T, MFB_v) p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha} + V(\alpha) \frac{dp}{d\alpha} \right) \right] \quad (2)$$

where: $\kappa(T, MFB_v)$ – the function of the specific heat ratio, $V(\alpha)$ – the engine volume as a function of the crank angle, $p(\alpha)$ – the in-cylinder pressure measured as a function of the crank angle, δ_{ub} – the mass fraction of unburned fuel, LHV_{ub} – lower heating value of unburned species at the working medium, LHV_f – lower heating of the fuel.

After integration the eq. (2) at the range of combustion period from α_p (start of combustion) to α^* (current value of crank angle during combustion), the net amount of energy realised in the cylinder can be expressed by:

$$E_d(\alpha^*) = \frac{1}{\left(1 - \delta_{ub} \frac{LHV_{ub}}{LHV_f}\right)} \int_{\alpha_p}^{\alpha^*} \left[\frac{1}{[\kappa(T, MFB_v) - 1]} \left(\kappa(T, MFB_v) p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha} + V(\alpha) \frac{dp}{d\alpha} \right) \right] d\alpha \quad (3)$$

where: α^* – current value of crank angle during combustion process, α_p – value of crank angle at start of combustion process.

The upper limit of integration reaches the values from the range of $[\alpha_p - \alpha_k]$, where the α_k is the value of crank angle at the end of combustion process. The total amount of net heat released in the cylinder will reach when $\alpha^* \rightarrow \alpha_k$. The actual heat input to the cylinder during a single working cycle is related to the amount of chemical energy contained at the fuel dose. Therefore, the amount of chemical energy supplied to the cylinder can be noted as:

$$E_{x,0} = m_{p,0} LHV_f \quad (4)$$

where $m_{p,0}$ – fuel dose supplied on single engine cycle.

The value of heat losses can be determined by subtracting the amount of net heat released in the cylinder (eq. (3)) from the actual heat supplied during the working cycle (eq. (4)). Then the final equation of the heat losses during combustion process is as below [4]:

$$Q_{sc} = m_{p,0} LHV_f + \frac{1}{\left(1 - \delta_{ns} \frac{LHV_{ub}}{LHV_f}\right)} \int_{\alpha_p}^{\alpha_k} \left[\frac{1}{[\kappa(T, MFB_v) - 1]} \left(\kappa(T, MFB_v) p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha} + V(\alpha) \frac{dp}{d\alpha} \right) \right] d\alpha \quad (5)$$

The specific heat ratio employed in this model was calculated as a function of the in-cylinder temperature and the charge composition. Determination of the total heat loss during combustion process, according to the eq. (5) allows designation of the heat transfer coefficient of the working medium to the wall of the engine combustion chamber.

2. Heat transfer coefficient calculations

There are many papers [e.g. 1, 2, 3], which describe the methodology how to determine the heat transfer coefficient in internal combustion engine. However, usually each formula presented in the literature gives different values, even is used for the same engine and in the same engine working condition. These empirical equations based on observations using the turbulent heat transfer equations for tubes. One of the most popular formula to determine the heat transfer coefficient is developed by Woschni. For combustion period and expansion process the equation can be written as:

$$\alpha_{sc,W} = 820 D^{-0.2} p(\alpha)^{0.8} \left[2.28 \bar{w}_p + 3.24 \cdot 10^{-3} \frac{V_s T_2}{p_2 V_2} (p(\alpha) - p_0) \right]^{0.8} T(\alpha)^{-0.53} \quad (6)$$

where: \bar{w}_p – mean piston speed, function of the specific heat ratio, $p(\alpha)$ – instantaneous cylinder pressure, $T(\alpha)$ – instantaneous cylinder temperature, $V(\alpha)$ – swept volume, p_2, T_2, V_2 – parameters evaluated at start of combustion process, p_0 – motoring pressure.

The second equation is given by Nusselt [3]:

$$\alpha_{sc,N} = 5.41 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{p(\alpha)^3} T(\alpha) (1 + 1.24 \bar{w}_p) \quad (7)$$

The heat transfer from the combustion products occurs by convection and radiation. The value of the heat transfer coefficient obtained by eq. (6) and (7) includes convection only. In the spark ignition engine radiation may account for up to 20 per cent of the heat transfer. Adopting such an assumption it will be

possible to check what is the difference in results obtained by Woschni and Nusselt equation and when using algorithm based on net heat release in cylinder.

In accordance with the principles of heat transfer, the heat flux, transferred from the combustion products to the walls of the working engine space can be described:

$$\dot{Q}_{sc} = A(\alpha) \alpha_{sc} [T(\alpha) - T_{sc}] \quad (8)$$

where: $A(\alpha)$ – instantaneous heat exchange surface (crown of a cylinder head, cylinder walls and piston head), α_{sc} – total heat transfer coefficient (includes convection and radiation), $T(\alpha)$ – instantaneous cylinder temperature, T_{sc} – average temperature of the heat exchange surface.

There is the following correlation between the heat flux \dot{Q}_{sc} and the heat loss rate $dQ_{sc}/d\alpha$:

$$\dot{Q}_{sc} = \frac{dQ_{sc}}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}, \quad \dot{Q}_{sc} = \omega \frac{dQ_{sc}}{d\alpha} \quad (9)$$

where ω – engine angular velocity.

Using the eq. (8) in formula (9), the heat loss rate can be described:

$$\frac{dQ_{sc}}{d\alpha} = \frac{1}{\omega} A(\alpha) \alpha_{sc} [T(\alpha) - T_{sc}] \quad (10)$$

and after integration the eq. (10) in range of combustion period it is possible to determine the heat transfer coefficient based on heat losses:

$$Q_{sc} = \frac{1}{\omega} \int_{\alpha_p}^{\alpha_k} \alpha_{sc} A(\alpha) [T(\alpha) - T_{sc}] d\alpha \quad (11)$$

Finally using eq. (10) and eq. (11), the mean value of heat transfer coefficient during combustion process is possible to calculate using following equation:

$$\bar{\alpha}_{sc} = \frac{\omega Q_{sc}}{\int_{\alpha_p}^{\alpha_k} A(\alpha) [T(\alpha) - T_{sc}] d\alpha} \quad (12)$$

where $\bar{\alpha}_{sc}$ – mean value of heat transfer coefficient taking into account convection and radiation.

3. The engine test rig and experimental results

The picture of the engine test stand and measuring equipment is presented in fig. 2. The main components of the experimental set up include:

- three cylinders SI engine with a capacity of 796 cm³ and compression ratio equal to 9.3. The engine is without turbocharging and was originally powered by petrol. For the purpose of experiment and possibility of gaseous fuel application, the control and power supply systems of the engine have been modified,
- electric motor with the power take-off system, capable of operating in two modes, the motor and generator. The main purpose of this system is to start the engine and then to apply load on the selected point of the operating cycle,
- measuring devices for flow rate, temperature and pressure evaluation including: rotameter, manometers and thermocouples.

During experiment the engine was fuelled with natural gas coming from the gas grid. The air-fuel mixture has been changed in range from stoichiometric to lean mixture ($\lambda = 1.0-1.5$). The crank angle (ignition advance angle) was regulated in the range between 5 deg and 40 deg of the crankshaft rotation before the piston reaches top dead centre (TDC).

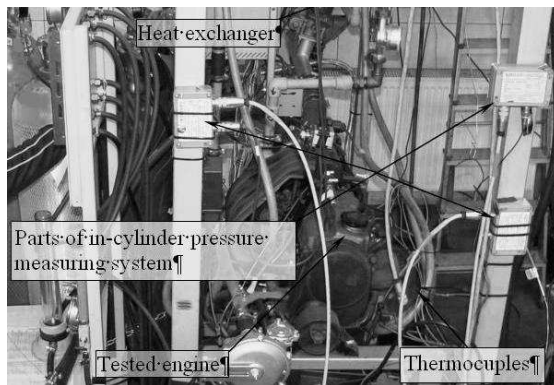


Fig. 2. The test stand with SI engine

Comparison of the results obtained by experimental algorithm (eq. (12)) presented in this paper with the results calculated by Woschni and Nusselt function (eq. (6), (7)), for 4 values of air excess ratio ($\lambda = 1$, $\lambda = 1.1$, $\lambda = 1.3$ and $\lambda = 1.5$) and different ignition timing is shown in figs. 3-6.

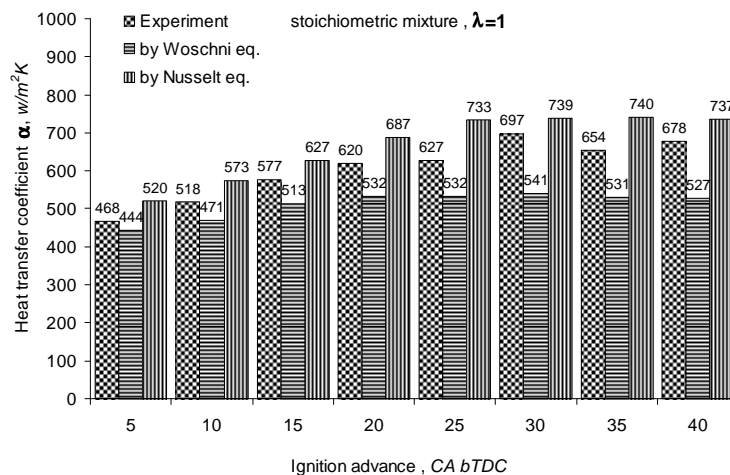


Fig. 3. Comparison of the results for constant air excess ratio $\lambda = 1$ and changing ignition timing

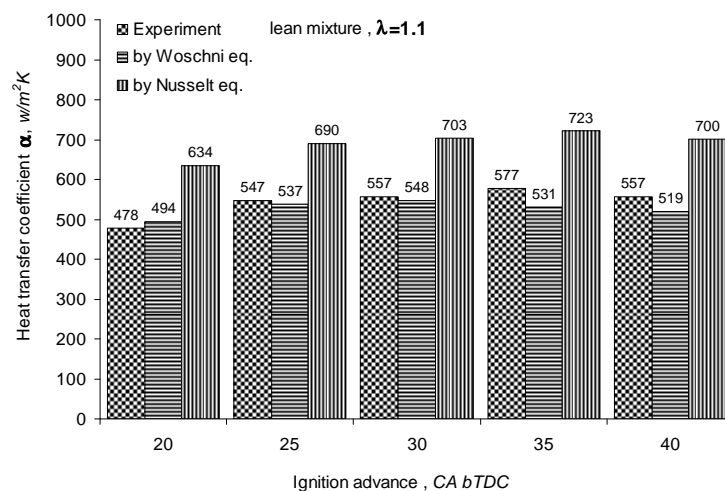


Fig. 4. Comparison of the results for constant air excess ratio $\lambda = 1.1$ and changing ignition timing

During experiments the engine run with full load (fully open throttle). Presented results refer to combustion period only. Results obtained for stoichiometric mixture show quite good qualitative agreement comparing to the experimental results with Nusselt equation. The values obtained for Nusselt equation are

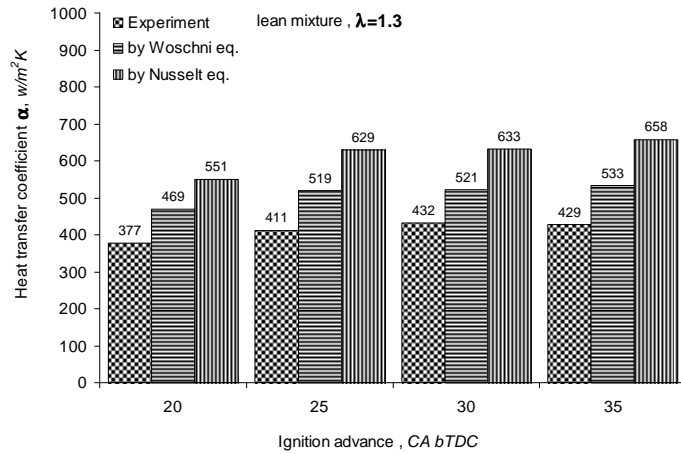


Fig. 5. Comparison of the results for constant air excess ratio $\lambda=1.3$ and changing ignition timing

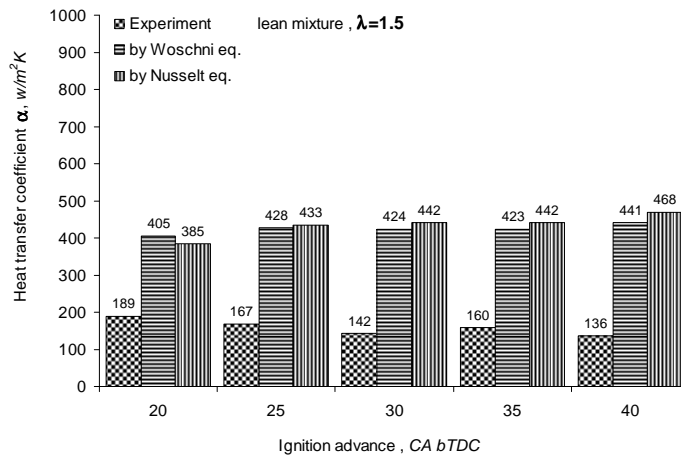


Fig. 6. Comparison of the results for constant air excess ratio $\lambda=1.5$ and changing ignition timing

significantly higher than for experiment. Much better quantitative agreement is achieved for Woschni formula (if the radiation will be taken into account). The leaner mixture the worse agreement between experimental results and tested formulas is observed.

4. Conclusions

The results obtained using Woschni equation and proposed algorithm based on cylinder pressure function are qualitatively comparable (if the radiation is taken into account) but mainly for stoichiometric mixture and optimal ignition timing (for MBT – maximum brake torque). The highest differences in values obtained for used equations (Woschni and Nusselt) exceed 300% comparing to experimental results (using heat release algorithm proposed in this paper) and these differences are observed for lean mixtures and higher ignition timing. The heat transfer from the combustion products occurs by convection and radiation, when the value of the heat transfer coefficient obtained by Woschni and Nusselt equation includes convection only. It is one of the reason which leads to the high difference (for much operating points of ICE) in obtained results. Presented in this paper algorithm involves all major physicochemical phenomena occurring in the system during combustion process. These phenomena have a significant impact on obtained results. Finally, regarding to it, the presented algorithm should bring more realistic values than the universal equations.

Acknowledgement

This work is supported by the Silesian University of Technology from the statutory research source of Institute of Thermal Technology.

References

- [1] Buckmaster J., Clavin P., Linan A., Matalon M., Peters N., Sivashinsky G., Williams F.A.: Combustion theory and modeling, Proc. Combustion Institute, vol. 30, Pittsburgh 2005, pp. 1-19.
- [2] Corcione F.E., et al., Temporal and spatial evolution of radical species in the experimental and numerical characterization of diesel auto-ignition, COMODIA 2001, Nagoya 2001, pp. 355-363.
- [3] Nusselt W.: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine, V.D.I. Forschungsheft, No. 264, 1923.
- [4] Przybyła G., Postrzednik S.: Analiza warunków wymiany ciepła w cylindrze silnika spalinowego, [w:] Termodynamika w nauce i gospodarce, t. II, pod red. Z. Gnutka i W. Gajewskiego, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.

OBLICZENIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA SILNIKA WEWNĘTRZNEGO SPALANIA ZASILANEGO GAZEM ZIEMNYM

Streszczenie

W pracy przedstawiono obliczenia współczynnika przenikania ciepła w komorze spalania silnika wewnętrznego spalania zasilanego gazem ziemnym. Średnią wartość współczynnika przenikania ciepła obliczono za pomocą równania Woschni oraz Nusselta i porównano z wynikami uzyskanymi za pomocą algorytmu opartego na danych eksperymentalnych. Zaproponowany

algorytm może być pomocny do określenia średnich wartości współczynnika przenikania ciepła z czynnika roboczego do ścian komory spalania (głowicy cylindra, ściany cylindrów i głowicy tłoka) podczas procesu spalania. Metoda obliczeniowa obejmuje zmodyfikowany model wydzielania ciepła w komorze spalania silnika ZI. Proponowany sposób opiera się na równaniu bilansu energetycznego zamkniętym przez współczynnik, który wyraża straty ciepła do ścianek komory spalania.

Słowa kluczowe: współczynnik przenikania ciepła, silniki spalinowe, ciśnienie w cylindrze

DOI: 10.7862/rm.2015.8

Otrzymano/received: 15.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 30.10.2014 r.

Krzysztof SZWAJKA¹

SURFACE ROUGHNESS AFTER DRILLING OF LAMINATED CHIPBOARD

In this study the eighteen tests of tool durability for different values of the analyzed cutting parameters were carried out. Based on the results of investigations, the influence of selected cutting parameters on the machined surface quality was determined. Mathematical models based on analysis of variance (ANOVA), allowing to estimate the surface quality in the cutting process were proposed.

Keywords: drilling, tool wear, surface quality, laminated chipboard

1. Introduction

During drilling, there is a delamination of the laminate around the hole. The quality of the cut surface is related to the machining conditions, parameters of the cutting tool geometry [1]. Many research works related to the effect of cutting parameters (such as cutting speed, feed rate) on the quality of the machined surface around the hole were carried out. A speed and feed rate has a significant influence on the delamination [2, 6]. It was also found that higher rotational speed reduces the tendency of delamination. Gaitonde and Karnik [3] determined the effect of processing conditions on delamination factor F_d and they found that the feed rate and spindle speed were the most important factors in minimizing F_d both the entrance and exit of drilling holes in the MDF. Palanikumar and Prakash [4] showed that the size delamination during drilling MDF board can be reduced by using a low feed rate. Tsao [5] found that the feed rate and spindle speed are the dominant cutting parameters which influence the delamination.

2. Material and methods

The experiments were performed on pre-laminated particle board (PB) 8% moisture containing and density of 670 kg/m^3 , with the thickness of 12 mm using Faba HW drills with diameter of 10 mm on Buselatto JET 130 CNC verti-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Krzysztof Szwajka, Rzeszow University of Technology, 4 Kwiatkowskiego Street, 37-450 Stalowa Wola, Poland, tel.: (15) 8448219, e-mail: kszwajka@prz.edu.pl

cal machining centre with a maximum spindle speed of 18.000 rpm. The quality of the machined surface for the new and the wear tools are shown in fig. 1. The properties of tested PB composites are as follow: $R_m = 0.43$ MPa, $E = 2.45$ GPa. Processing parameters of the tests were: feed rate – 0.2; 0.25 and 0.3 mm/rev; cutting speed – 125-377 m/min. Tests were performed until the maximum value of indicator of tool wear was found. Durability experiments consist of repetitive operations. In each test the 252 holes were drilled. Eighteen tests of the tool life investigation were carried out.

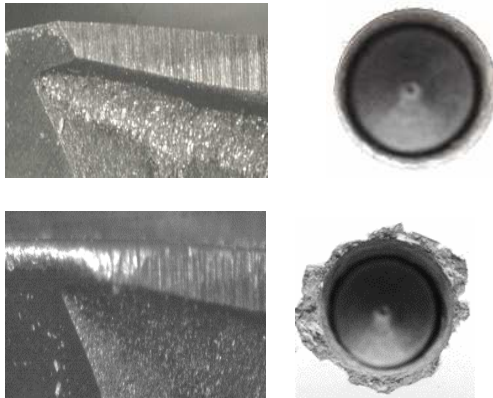


Fig. 1. The quality of the machined surface for new (top) and the wear (bottom) tools

3. Measurements of delamination

In studies as a tool wear indicator $VB_{max} = 0.2$ mm was adopted. The measurement of tool wear was performed on the Mitutoyo TM microscope (fig. 2.) with dropped digital camera eyepiece with a resolution of 600 dpi, which allows for image archiving on a personal computer.

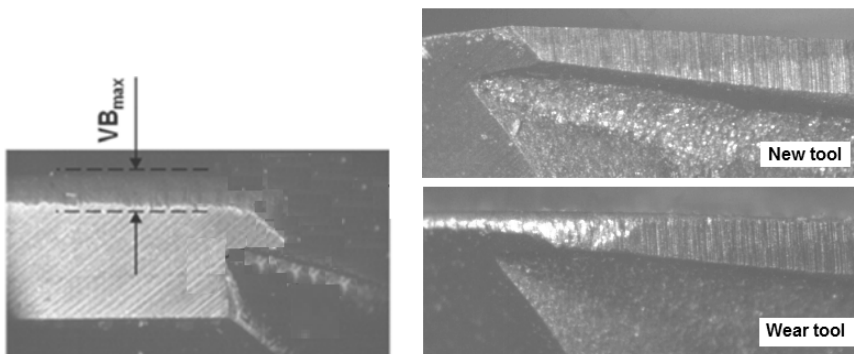


Fig. 2. Measurement of tool wear

To determine the quality of the surface around the hole in the study it was decided to adopt the two most commonly used indicators: the maximum radius R_{\max} of the laminate and torn surface area of the laminate A . The two ratios were determined at the entrance of the tool into the material workpiece. In this way two indicators: A_{wej} , R_{wej} were determined. To determine the accepted indicators recorded images were processed in the LabView environment.

4. The test results

Figure 3. presents the results of the study, in which, with the help of ANOVA delamination area of the laminate at the entrance of the drill into the material (A_{wej}) and the maximum radius of delamination of laminate at the entrance of the drill into the material (R_{wej}), using three different feed rates (f), five cutting speeds (v_c) and four values of tool wear (VB_{\max}) were analyzed. In order to determine the effect of tool wear on the cutting force and torque ranges of cutting tool wear was adopted as the independent variable F_i . The ranges of the independent variables (F_i) used in the analysis of results are as follow: $F_1 = 0-0.095$; $F_2 = 0.10-0.15$ and $F_3 = 0.155-0.200$. For the present experiment, ANOVA analysis was conducted in STATISTICA program, which allows to evaluate the significance of the impact of three factors on the course of the controlled experiment. In this work the level of significance was $p = 0.05$. The results of analysis (fig. 4.) reject the hypothesis about the lack of impact of factor VB_{\max} on the area of delamination of laminate (A_{wej}). So, it can be noted that the value of tool wear significantly affects the process of laminate delamination, using as an indicator of measurement (to assess the delamination magnitude) – delamination area of the laminate (A_{wej}). Similar conclusions can be drawn in relation to the effect of cutting speed (v_c). At the significance level the effect of cutting speed on the torn area of the laminate was also noticed. While the impact of the feed rate (f) is statistically insignificant. Finally, the change of the value of cutting speed and wear significantly affects the area of the laminate delamination (A_{wej}), while a change in the feed rate has no significant effect. There was also observed a statistically

The results of analysis presented in the fig. 4. reject the hypothesis about the lack of influence of VB_{\max} and f on the maximum radius of delamination (R_{wej}). It can be noted that the values of tool wear and feed rate significantly affect the process of delamination, using as an indicator of measurement (to assess the magnitude of delamination) – maximum radius of delamination (R_{wej}). There was no effect of cutting speed on the maximum radius of delamination. In summary, the change of the value wear and feed rate significantly affects the maximum radius of delamination (R_{wej}). There was also observed statistically significant interaction between the studied factors. significant interaction between the studied factors.

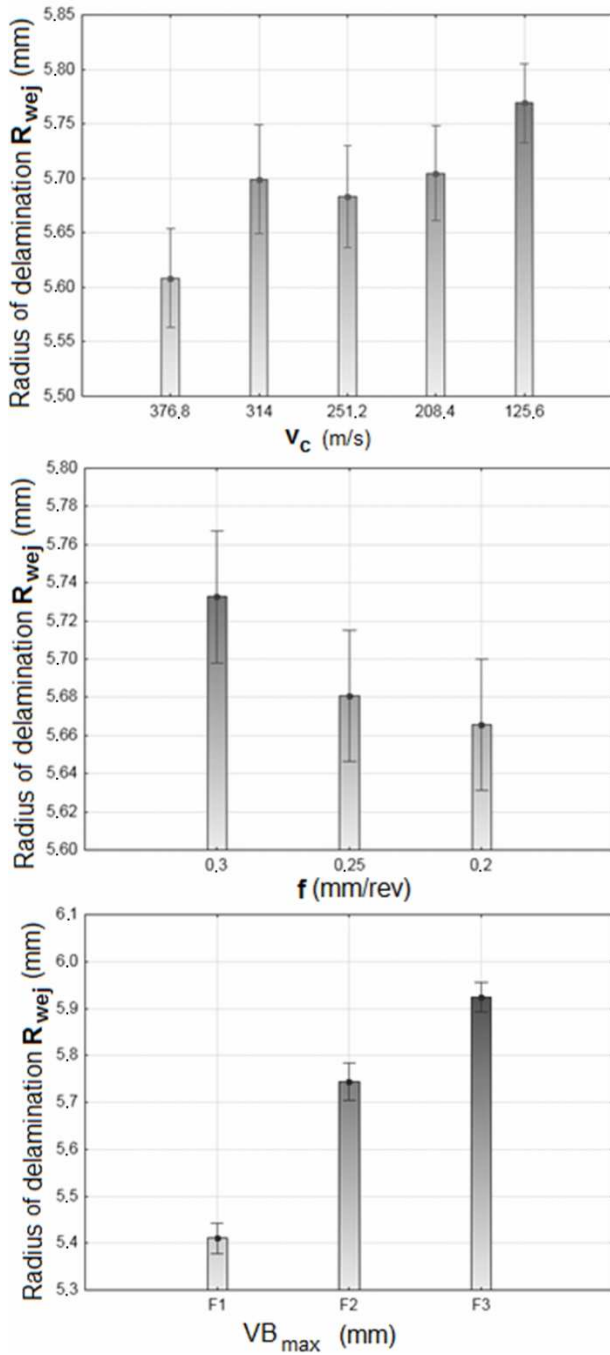


Fig. 3. The influence of cutting parameters on the value of the damage to the laminate surface at the entrance of the drill into the material (A_{wej})

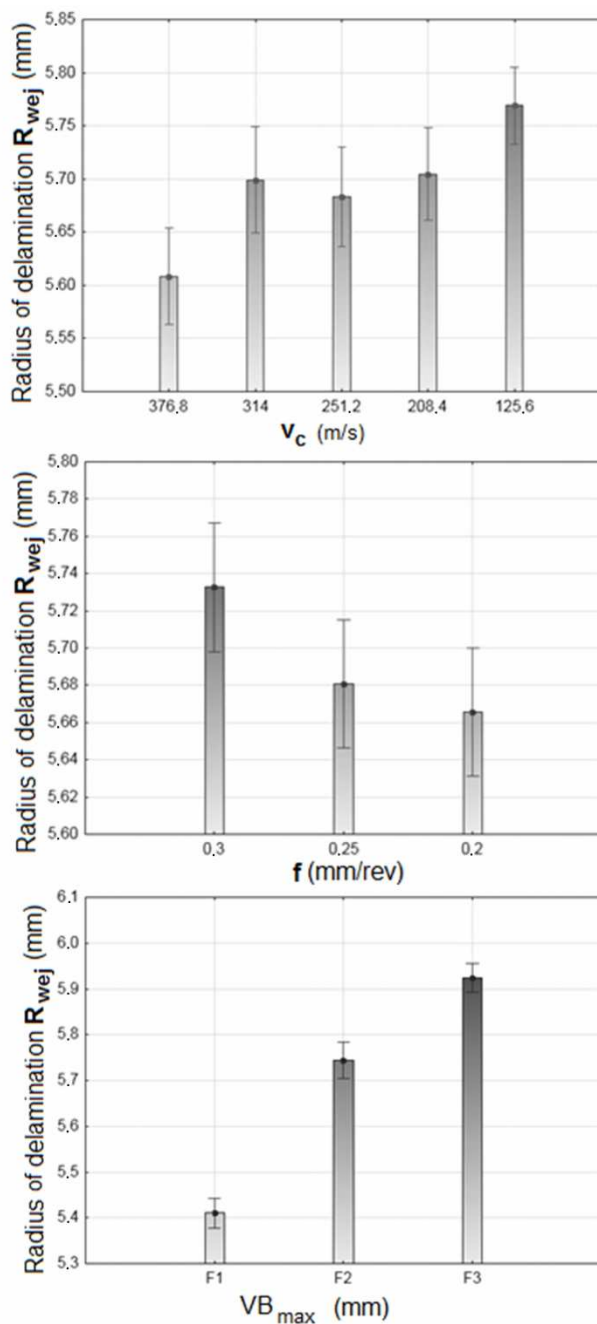


Fig. 4. The influence of cutting parameters on the value of the maximum radius of damage to the laminate at the entrance of the drill into the material (R_{wej})

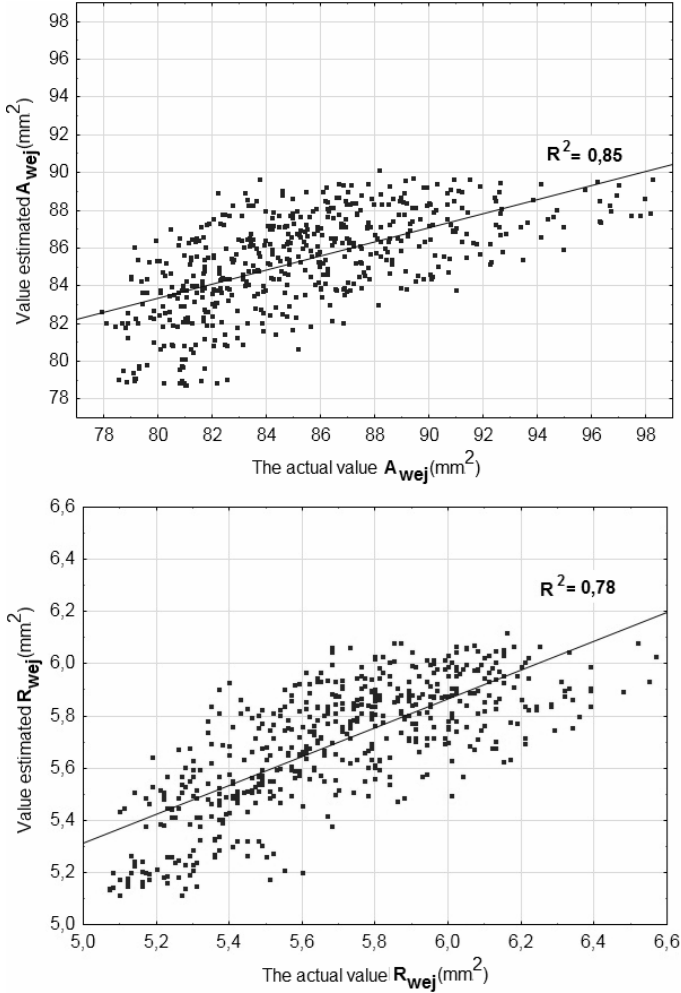


Fig. 5. Real and estimated values of the A_{wej} and R_{wej}

The study presents an estimate of the maximum radius of delamination (R_{wej}) and the area of the delamination (A_{wej}) using linear regression:

$$A_{wej} = C_F \cdot VB_{\max}^{x_F} \cdot f^{y_F} \cdot v_c^{z_F} \quad (1)$$

$$R_{wej} = C_M \cdot VB_{\max}^{x_M} \cdot f^{y_M} \cdot v_c^{z_M} \quad (2)$$

where: C_F , C_M – constants dependent on the processing conditions determined experimentally, x_F , x_M – exponents characterizing influence of tool wear VB_{\max} , y_F , y_M – exponents characterizing influence of feed rate f , z_F , z_M – exponents characterizing influence of cutting speed v_c .

This resulted in dependence described by eqs. (3) and (4):

$$A_{wej} = 80.75 + 50.27 \cdot VB_{\max} - 0.008 \cdot v_c \quad (3)$$

$$R_{wej} = 5.22 + 3.83 \cdot VB_{\max} + 0.35 \cdot f \quad (4)$$

To verify the eqs. (3) and (4) a comparative analysis between the actual values, obtained in the study, and the estimated values was carried out, on the basis of these relationships. The results of this analysis are shown in fig. 5.

5. Conclusions

Based on the results of analysis and eqs. (3) and (4) it can be seen that the maximum radius of delamination (R_{wej}) strongly depends on the tool wear and feed rates. The surface area of delamination (A_{wej}) depends on the tools wear and cutting speeds. Mathematical models have been proposed, using ANOVA, to assess the quality of the machined surface in the test cutting process.

References

- [1] Davim J.P., Gaitonde V.N.: An investigative study of delamination in drilling of medium density fibre board (MDF) using response surface models, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 37 (2008), 49-57.
- [2] Davim J.P., Clemente V.: Evaluation of delamination in drilling medium density fiber board, *J. Eng. Manuf.*, 221 (2007), 655-658.
- [3] Gaitonde V.N., Karnik S.R.: Prediction and minimization of delamination in drilling of medium-density fiberboard (MDF) using response surface methodology and Taguchi design, *Mat. Manuf. Processes*, 23 (2008), 377-384.
- [4] Palanikumar K., Prakash S.: Experimental investigation and analysis on delamination in drilling of wood composite medium density fiber boards, *Mat. Manuf. Processes*, 24 (2009), 1341-1348.
- [5] Tsao C.: Thrust force and delamination of core-saw drill during drilling of carbon fiber reinforced plastics (CFRP), *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 37 (2008), 23-28.
- [6] Zielińska-Szwajka J., Szwajka K.: The quality of the machined surface in the drilling process laminated chipboard, *Forestry Wood Technol.*, 88 (2014), 248-254.

CHROPOWATOŚĆ POWIERZCHNI PO WIERCENIU PŁYTY WIÓROWEJ LAMINOWANEJ

Streszczenie

W przeprowadzonych badaniach wykonano osiemnaście prób trwałościowych narzędzia dla różnych wartości analizowanych parametrów skrawania. Na podstawie wyników uzyskanych z przeprowadzonych badań określono wpływ wybranych parametrów skrawania na jakość po-

wierzchni obrobionej. Zaproponowano modele matematyczne, wykorzystując analizę wariancji ANOVA, pozwalające oszacować jakość powierzchni obrobionej w badanym procesie skrawania.

Słowa kluczowe: wiercenie, zużycie narzędzia, jakość powierzchni, płyta wiórowa laminowana

DOI: 10.7862/rm.2015.9

Otrzymano/received: 10.10.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.12.2014 r.

Robert ZARZYCKI¹
Rafał KOBYLECKI²
Marcin KRATOFIL³
Damian PAWŁOWSKI⁴
Zbigniew BIS⁵

TWORZENIE I REDUKCJA TLENKU AZOTU W WARUNKACH OXYSPALANIA

W artykule przedstawiono proces tworzenia i redukcji tlenku azotu w warunkach zbliżonych do charakterystycznych dla procesu oxyspalania. Dokonano analizy przebiegów czasowych zmian zawartości NO oraz CO₂ i O₂ w spalinach w trakcie utleniania paliwa oraz określono warunki sprzyjające redukcji zawartości NO w gazach dolotowych. Ustalono, że w zakresie temperatur 750-950°C przy spalaniu w powietrzu (stan odniesienia) nie następuje tworzenie się termicznych tlenków azotu. Wyniki uzyskane dla różnych składów gazów w otoczeniu płonących ziaren paliwa wykazały ponadto, że w pewnych warunkach jest możliwa wyraźna, dochodząca do 10%, redukcja zawartości NO w odniesieniu do jego zawartości w gazie dolotowym. Wyniki badań oznaczania zawartości azotu w próbkach popiołu po spaleniu wykazały śladowe zawartości N (w przypadku wszystkich badanych próbek zawartość azotu <0,01%), potwierdzając, że podczas spalania azot zawarty w węglu przechodzi w całości do fazy gazowej.

Słowa kluczowe: oxyspalanie, przedpalenisko cyklonowe, tlenek azotu

1. Wstęp

Jedną z przyczyn występujących na świecie zmian klimatycznych, powodujących m.in. wzrost temperatury, są produkty powstałe podczas spalania paliw kopalnych, takich jak CO₂, SO₂, NO_x i pyły. W ostatnim okresie prowadzi się wiele badań nad opracowaniem technologii zero-emisyjnych procesów konwersji energii z paliw kopalnych. Jednym z nich jest wdrożenie technologii oxyspalania do istniejących i nowo budowanych jednostek energetycznych. Oxyspala-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Robert Zarzycki, Politechnika Częstochowska, ul. Brzeźnicka 60a, 42-200 Częstochowa, Polska, tel.: (34) 3257334, wew. 18, e-mail: zarzycki@is.pcz.czyst.pl

² Rafał Kobylecki, Politechnika Częstochowska, e-mail: rafalk@is.pcz.czyst.pl

³ Marcin Kratofil, Politechnika Częstochowska, e-mail: mkratofil@is.pcz.czyst.pl

⁴ Damian Pawłowski, Politechnika Częstochowska, e-mail: dpawlowski@is.pcz.czyst.pl

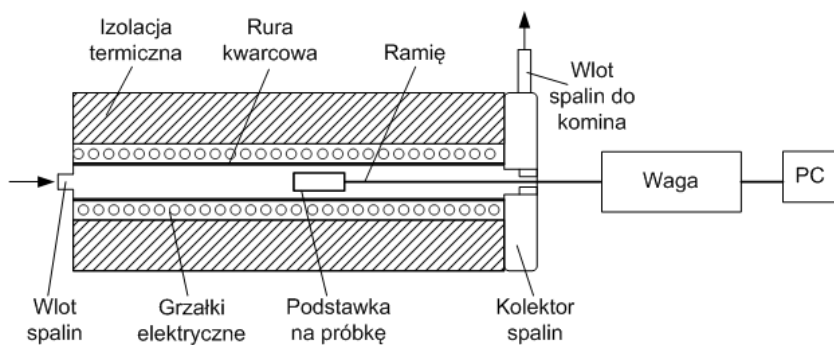
⁵ Zbigniew Bis, Politechnika Częstochowska, e-mail: zbis@is.pcz.czyst.pl

nie paliw kopalnych ułatwia realizację procesu CCS, którego zadaniem jest wychwyt dwutlenku węgla ze spalin, np. na potrzeby jego podziemnego składowania. Wprowadzenie technologii oxyspalania wraz z procesem CCS rozpatruje się zarówno dla kotłów pyłowych, jak i fluidalnych, opalanych węglem brunatnym oraz kamiennym. Proces oxyspalania może być realizowany przez wzbogacanie powietrza w dodatkowy udział tlenu, tak aby zwiększyć zawartość tlenu w powietrzu powyżej 21%, lub przez całkowite wyeliminowanie z utleniacza azotu „z powietrza”. W drugim przypadku istnieje konieczność zastąpienia strumienia azotu „z powietrza” innym strumieniem gazów, w celu zapewnienia odpowiedniej aerodynamiki w komorze spalania oraz nośnika strumienia ciepła. W tym przypadku stosuje się recyrkulację spalin, które składają się głównie z CO_2 , pary wodnej oraz tlenu, a także z pewnych ilości SO_2 i NO_x . Spaliny te mogą także zawierać w swoim składzie pewien udział azotu, wynikający głównie ze strumienia wprowadzanego utleniacza o założonej czystości O_2 .

Proces spalania paliw kopalnych wiąże się z emisją zanieczyszczeń w postaci SO_2 oraz NO_x . Źródłem tlenków azotu może być azot zawarty w powietrzu – powstają wtedy tlenki termiczne oraz szybkie. Źródłem tlenków azotu jest także azot zawarty w paliwie. W przypadku realizacji procesu oxyspalania główną przyczyną powstawania tlenków azotu jest zawartość azotu w paliwie.

2. Badania konwersji azotu paliwowego

Badania prowadzono na specjalnie zaadaptowanym stanowisku laboratoryjnym (rys. 1.) w wybranych temperaturach: 750, 850 oraz 950°C dla syntetycznych spalin skomponowanych z różnych udziałów CO_2 (10, 20 i 50%), O_2 (10, 20 i 30%), NO (100, 200 i 300 ppm), argonu oraz przegrzanej pary wodnej w ilości 15% obj. Skład spalin syntetycznych odpowiadał warunkom rzeczywistym występującym w przedpalenisku cyklonowym [1-3].



Rys. 1. Schemat stanowiska laboratoryjnego

Fig. 1. Schematic of laboratory stand

Organizacja przepływu na stanowisku laboratoryjnym umożliwiała niezależną przepływem gazów obserwację próbki oraz pomiar spalin opuszczających układ. Zasadniczą część stanowiska stanowił piec, z umieszczoną centralnie rurą kwarcową o długości 1 m, otoczoną grzałką elektryczną i izolacją. Do wnętrza pieca doprowadzano syntetyczne spaliny, których skład ustalano przed każdym pomiarem i utrzymywano w trakcie badań na zadanym poziomie. Przed doprowadzaniem do stanowiska poszczególne składniki spalin mieszano w mieszalniku zabudowanym w strefie wlotowej pieca. Piec zapewniał możliwość pracy w zakresie temperatur $<1050^{\circ}\text{C}$, z dokładnością regulacji temperatury $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Próbkę paliwa umieszczano na podstawie ramienia posiadającego otwór pozwalający na ciągłą rejestrację składu gazów w sąsiedztwie spalanej próbki. Następnie badana próbka paliwa była wprowadzana do wnętrza pieca przez przemieszczenie za pomocą układu jezdnego.

Próbka spalanego paliwa była umieszczana na porowatej wełnie mineralnej, znajdującej się na suporcie. Próbkę o znanej masie początkowej (ok. 0,1-0,5 g) umieszczano w taki sposób, aby zapewnić równomierną dyspersję ziaren paliwa. Przygotowaną próbkę wprowadzano do rozgrzanego pieca, rejestrując zmiany składu spalin w trakcie procesu spalania. Po spalaniu pozostałość stałą wyjmowano z pieca i niezwłocznie umieszczano w ekzykatorze do ostygnięcia. Następnie przy użyciu analizatora Leco CHNS Truspec oznaczano zawartość azotu w próbce.

W badaniach wykorzystano 3 wybrane rodzaje paliwa (węgiel kamienny oraz grafit) o parametrach przedstawionych w tab. 1. i 2. Granulacja spalanego paliwa wynosiła poniżej 100 μm . Wyniki zamieszczone w tab. 1. i 2. wskazują, że parametry węgla są typowe dla paliw stosowanych w energetyce zawodowej. Różnice dotyczą przede wszystkim wartości opałowej (w stanie suchym prawie 18 MJ/kg dla węgla nr 1 oraz ponad 22 MJ/kg w przypadku węgla nr 2), jak również zawartości popiołu (znacznie wyższa w przypadku węgla nr 1) oraz siarki (odpowiednio 0,91 i 1,65% w przypadku węgla nr 1 i nr 2). Zawartość azotu w obu węglach była zbliżona i mieściła się w zakresie ok. 0,9-1,0%.

W celu ustalenia i porównania wpływu spalania pozostałości koksowej (zawierającej znikomą ilość części lotnych) na tworzenie NO z azotu zawartego w fazie gazowej przeprowadzono również badania spalania grafitu. Paliwo to (jak wykazują wyniki z tab. 1. i 2.) składa się głównie z pierwiastka C w postaci stałej – zawartość części lotnych w stanie suchym nie przekracza 1,2%.

Tabela 1. Zestawienie wyników analizy technicznej badanych paliw
Table 1. Results of proximate analysis of the tested fuels

Rodzaj paliwa	W_{tot}	W_{P}	W_{H}	VM^{d}	A^{d}	FC^{d}
	%					
Węgiel nr 1	8,0	6,3	1,9	25,7	26,9	47,3
Węgiel nr 2	17,1	9,2	8,7	27,6	16,8	55,6
Grafit	-	-	0,09	1,2	3,7	95,1

Tabela 2. Zestawienie wyników analizy elementarnej badanych paliw

Table 2. Results of ultimate analysis of the tested fuels

Rodzaj paliwa	C ^d	H ^d	N ^d	S ^d	O ^d	HHV ^d	LHV ^d
	%					MJ/kg	
Węgiel nr 1	64,5	4,3	1,02	0,91	2,3	18,83	17,73
Węgiel nr 2	60,2	4,1	0,93	1,65	16,3	23,61	22,24
Grafit	99,0	0,6	0,18	0	0,22	32,35	-

3. Wyniki badań i ich analiza

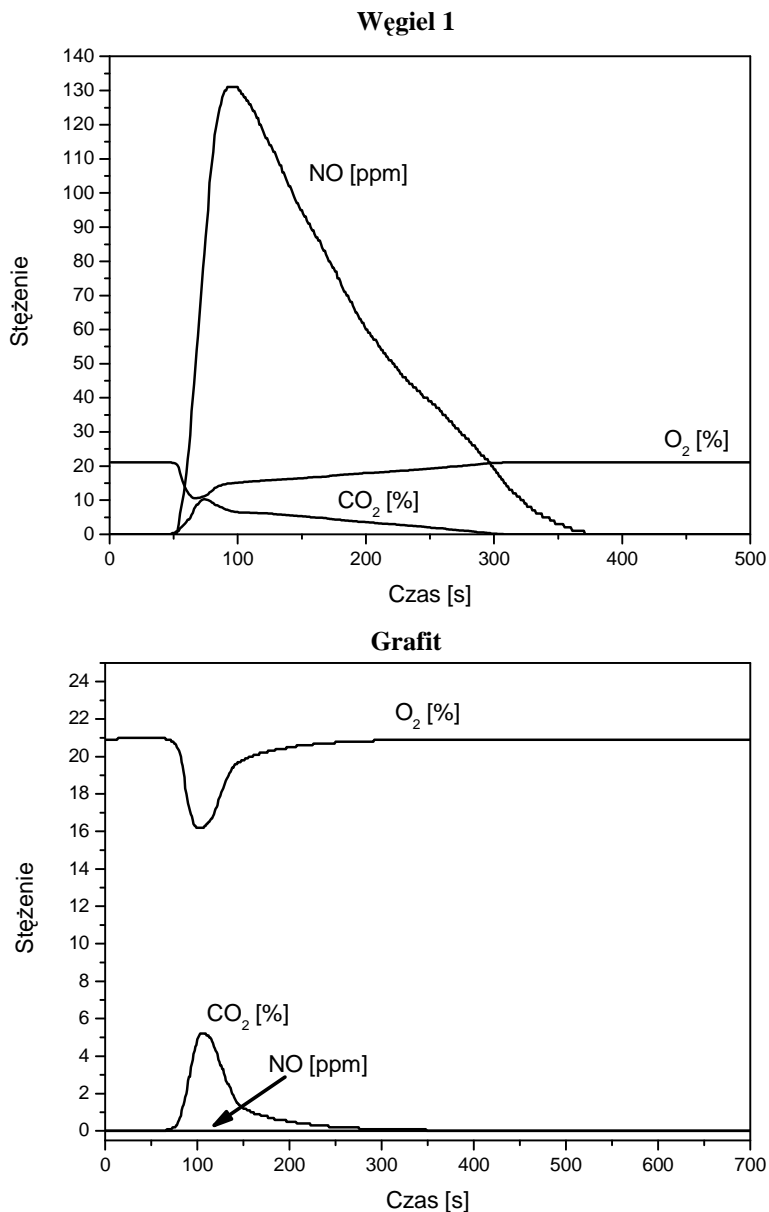
W ramach badań dokonano analizy wpływu temperatury oraz zawartości NO, O₂, CO₂ i pary wodnej w spalinach na proces tworzenia i redukcji NO podczas spalania wybranych próbek węgla i grafitu w warunkach zbliżonych do oxyspalania w przedpalenisku cyklonowym. Zestawienie wybranych wyników badań przedstawiono na rys. 2-5. Czasowe przebiegi zmian stężeń wybranych gazów (rys. 2.) potwierdzają (wykazane również w pracy [4]) opóźnienie w wychodzeniu azotu zawartego w paliwie podczas jego spalania: maksimum emisji NO następuje zwykle po kilkunastu sekundach po zarejestrowaniu maksimum zawartości CO₂ i odpowiadającej mu minimalnej zawartości tlenu w spalinach. Wyniki te potwierdzają ponadto istotny wpływ rodzaju paliwa na poziom emisji NO. W przypadku spalania grafitu (rys. 2.), który właściwie nie zawiera części lotnych i azotu, emisja NO jest równa zeru, co potwierdza pośrednio, że w danych warunkach nie następuje tworzenie termicznych NO.

Na podstawie danych pomiarowych dokonano obliczenia średniego względnego stopnia redukcji NO (Δ_{NO}), wykorzystując zależność:

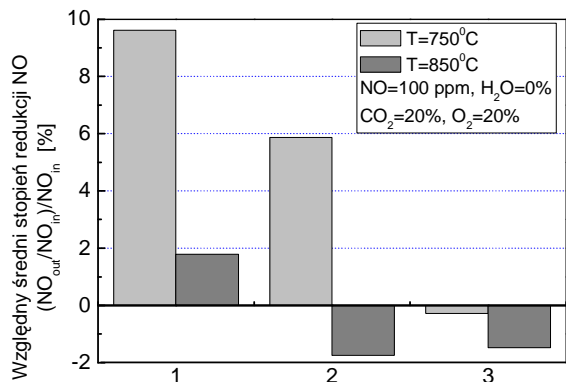
$$\Delta_{NO} = \frac{NO_{sr.pom} - NO_{in}}{NO_{in}} 100 [\%] \quad (1)$$

gdzie: $NO_{sr.pom}$ – średnia zawartość NO w gazie podczas spalania, NO_{in} – zawartość NO w gazie na wlocie do komory spalania.

Ujemna wartość wyrażenia (1) wskazuje, że w danych warunkach dla określonego składu gazu, rodzaju paliwa oraz temperatury podczas spalania następuje obniżenie zawartości NO w gazach odlotowych. Na rysunku 3. pokazano wartości względnych stopni redukcji NO w zależności od temperatury oraz składu gazu dla różnych paliw. W przypadku braku pary wodnej w gazach wprowadzanych do komory spalania wzrost temperatury w zakresie 750-850°C pozytywnie wpływa na możliwość redukcji NO. Jedynie w przypadku węgla nr 1 w obu temperaturach (750 i 850°C) nie zaobserwowano obniżenia zawartości NO w spalinach. Z kolei w przypadku węgla nr 2 oraz grafitu spalanie w temperaturze 850°C spowodowało ok. 2% redukcję NO.



Rys. 2. Przebiegi czasowe zmian stężenia NO, CO₂ i O₂ w spalinach dla wybranych testów (paliwo: węgiel nr 1 i grafit; $T = 850^{\circ}\text{C}$; spalanie w powietrzu)
Fig. 2. The waveforms of variation of the concentrations of NO, CO₂ and O₂ in the flue gas for selected tests (fuel: coal no 1 and graphite; $T = 850^{\circ}\text{C}$; combustion in air)

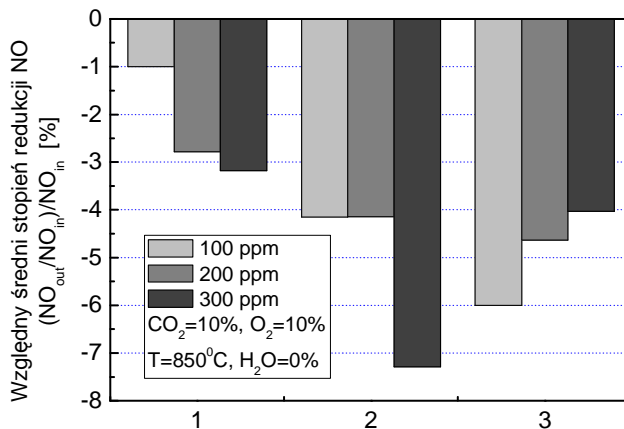


Rys. 3. Stopień redukcji NO w gazach w zależności od temperatury w komorze spalania oraz rodzaju spalanego paliwa; 1 – węgiel nr 1, 2 – węgiel nr 2, 3 – grafit

Fig. 3. Degree of NO reduction in the gas vs. temperature in the combustion chamber and fuel type; 1 – coal no 1, 2 – coal no 2, 3 – graphite

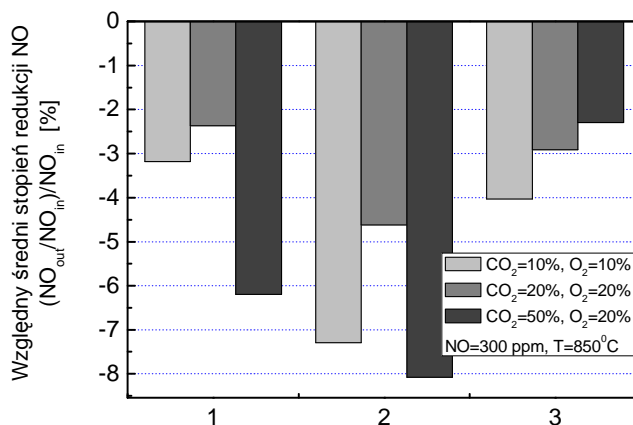
Wyniki dla węgla (nr 1 i nr 2) zestawione na rys. 4. wyraźnie wskazują, że dla 10% stężenia CO_2 i 10% zawartości O_2 w gazie stopień redukcji NO jest proporcjonalny do zawartości NO w gazie dolotowym. Odwrotną zależność zaobserwowano w przypadku grafitu, dla którego wzrost zawartości NO ze 100 do 300 ppm spowodował ograniczenie średniego stopnia redukcji NO z ok. 6 do 4%. Jak wynika z analizy uzyskanych danych, stopień redukcji NO jest bardzo uzależniony od zawartości CO_2 w gazie otaczającym płonące ziarna paliwa. Zwiększenie zawartości CO do poziomu 50% spowodowało prawie 10% redukcję NO. W przypadku spalania węgla (paliwo nr 1 i nr 2) w atmosferze gazów zawierających przegrzaną parę wodną redukcja NO podczas testów prowadzonych w 950°C została zarejestrowana jedynie dla zawartości NO w gazach dolotowych wynoszącej 300 ppm. W odróżnieniu od węgla, spalanie grafitu spowodowało niewielkie (o ok. 3%) ograniczenie emisji NO – pozytywny wpływ zarejestrowano zarówno przy zawartości NO w gazie wynoszącej 100 ppm, jak i 300 ppm.

Wyniki badań przedstawione na rys. 5. i przeprowadzone w temperaturze 850°C dla zawartości NO w gazie dolotowym wynoszącej 300 ppm potwierdzają, że w odpowiednich warunkach jest możliwa redukcja stężenia NO w spalinach. Najwyższe wartości stopni redukcji obserwuje się w przypadku spalania węgla i w wysokich stężeniach CO_2 w gazie – uzyskane podczas testów wartości dochodziły do 8%. Analiza odpowiednich zależności dla badanych rodzajów węgla potwierdziła ponadto, że stopień redukcji NO wzrasta przy wyższej zawartości CO_2 w gazie dolotowym oraz ulega ograniczeniu w przypadku wzrostu stężenia tlenu w otoczeniu płonącego paliwa. W przypadku grafitu stopnie redukcji NO są niższe niż ustalone dla węgla i nie przekraczają 2-4%. Interesujące



Rys. 4. Stopień redukcji NO w gazach w zależności od zawartości NO w gazie na wlocie do komory spalania; 1 – węgiel nr 1, 2 – węgiel nr 2, 3 – grafit

Fig. 4. Degree of NO reduction in the gas vs. NO concentration at the inlet to the combustion chamber; 1 – coal no 1, 2 – coal no 2, 3 – graphite



Rys. 5. Stopień redukcji NO w spalinach w zależności od zawartości O_2 i CO_2 w gazie na wlocie do komory spalania; 1 – węgiel nr 1, 2 – węgiel nr 2, 3 – grafit

Fig. 5. Degree of NO reduction in the gas vs. O_2 and CO_2 concentration at the inlet to the combustion chamber; 1 – coal no 1, 2 – coal no 2, 3 – graphite

jest, że zwiększenie – w przypadku spalania grafitu – zawartości tlenu oraz CO_2 w gazie dolotowym powoduje obniżenie średniej wartości stopnia redukcji NO

(prawdopodobnie w efekcie zachodzenia reakcji Boudouarda). Hipotezę tę potwierdzają dane przedstawione na rys. 5.

Wyniki badań oznaczania zawartości azotu w próbkach popiołu po spalaniu paliw wykazały śladowe zawartości azotu. W przypadku wszystkich badanych próbek zawartość tego pierwiastka nie przekraczała 0,01%, potwierdzając, że podczas spalania azot zawarty w węglu przechodzi w całości do fazy gazowej.

4. Podsumowanie

Podczas spalania w atmosferze powietrza w zakresie temperatur 750-950°C nie stwierdzono tworzenia się termicznych tlenków azotu. Ustalono, że poziom emisji NO_x istotnie zależy od rodzaju paliwa, lecz dominującym składnikiem tworzącym NO_x jest NO, który w każdym przypadku stanowi ponad 95% NO_x . Przebiegi czasowe zmian stężeń wybranych gazów potwierdzają występowanie swoistego „opóźnienia” w emisji azotu zawartego w paliwie podczas jego spalania. Maksimum emisji NO następuje zwykle po kilkunastu sekundach po zarejestrowaniu maksimum zawartości CO_2 i odpowiadającej mu minimalnej zawartości tlenu. Analiza wyników badań zawartości NO w spalinach wskazuje, że w zakresie temperatur 750-950°C w pewnych warunkach, determinowanych stężeniem CO_2 , NO oraz O_2 w komorze spalania, jest możliwa wyraźna, dochodząca nawet do 8%, redukcja zawartości NO. Wniosek ten pozwala na pozytywne rokowania w aspekcie możliwości takiego kształtowania składu gazów i warunków hydrodynamicznych w przedpalenisku cyklonowym, aby możliwa była kontrola poziomu emitowanych z układu tlenków azotu NO_x .

Podziękowania

Praca naukowa dofinansowana przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych, pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”, Zadanie Badawcze nr 2 „Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO_2 ”, umowa nr SP/E/2/66420/10.

Literatura

- [1] Zarzycki R., Kratofil M., Pawłowski D., Ścisłowska M., Kobyłecki R., Bis Z.: Analiza spalania pyłu węglowego w przedpalenisku cyklonowym, *Polityka Energetyczna*, 16 (2013), 325-337.
- [2] Zarzycki R., Kratofil M., Pawłowski D., Ścisłowska M., Kobyłecki R., Bis Z.: Analiza wyników obliczeń numerycznych przepływu pyłu węglowego oraz gazu w palenisku cyklonowym, *Polityka Energetyczna*, 16 (2013), 301-312.
- [3] Zarzycki R., Kratofil M., Pawłowski D., Ścisłowska M., Kobyłecki R., Bis Z.: Układ podawania paliwa do przedpaleniska cyklonowego, *Polityka Energetyczna*, 16 (2013), 313-324.

- [4] Czakiert T.: Emisje zanieczyszczeń gazowych w procesie spalania węgla brunatnego w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej w atmosferze wzbogaconej tlenem, praca doktorska, Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2004.

FORMATION AND REDUCTION OF NITRIC OXIDE UNDER OXYCOMBUSTION CONDITIONS

S u m m a r y

The article presents the results of the investigation of the possibility to reduce NO in conditions similar to those characteristic for the oxycombustion process. Analysis of the waveforms of variation of the concentrations of NO, CO₂, and O₂ in fuel gas during fuel oxidation was carried out. Furthermore, the conditions that favour the reduction of No concentration in inlet gases were determined. It was found that in the temperature range of 750-950°C no thermal NO is formed during the combustion in air. However, the results obtained for the different gas composition indicated that under certain conditions it is possible to reduce up to 10% of the initial NO concentration in the inlet gas. The analysis of nitrogen content in the fuel and ash samples after combustion process showed that just trace content of N was found (in case of all tested samples the nitrogen content was under 0.04%), it is confirmed that during combustion the majority of nitrogen is transformed to the gas phase.

Keywords: oxycombustion, cyclone pre-furnace, nitric oxide

DOI: 10.7862/rm.2015.10

Otrzymano/received: 15.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 10.01.2015 r.

Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących zostanie opublikowana w czwartym numerze *Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika*, z. 87 (4/2015) 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/>