

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 293

(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXIII

zeszyt 88 (nr 4/2016)

październik-grudzień



WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. Grzegorz OSTASZ

Rada Naukowa ZN PRz Mechanika

Sergei ALEXANDROV (Rosja), Helmut BOEM (Austria), Józef GAWLIK (Polska),
Rudolf KAWALLA (Niemcy), Yaroslav KOVAČIK (Słowacja), Krzysztof KUBIAK (Polska),
Volodymyr KUSHCH (Ukraina), Thomas G. MATHIA (Francja),
Tadeusz MARKOWSKI (Polska), Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS (Polska),
Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Igor SEVOSTIANOV (USA)
Jarosław SĘP (Polska), László SIKOLYA (Węgry), Emil SPISÁK (Słowacja)
Feliks STACHOWICZ (Polska), Marian SZCZEREK (Polska),
Nicolae UNGUREANU (Rumunia), Elena VILCHEVSKAYA (Rosja)

Komitet Redakcyjny
(afiliacja: Polska)

redaktor naczelny
prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ

redaktorzy tematyczni (naukowi)
dr hab. inż. Andrzej BURGHARDT, prof. PRz
dr hab. inż. Tomasz ROGALSKI, prof. PRz
prof. dr hab. inż. Jarosław SĘP

redaktor statystyczny
prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS

sekretarz redakcji
dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, prof. PRz

członkowie
dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER, prof. PRz
dr hab. inż. Piotr STRZELCZYK, prof. PRz

Redaktor językowy
Natalia TRZEPIECIŃSKA

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

Wersja drukowana Kwartalnika jest wersją pierwotną.

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

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

Informacje dodatkowe i stopka – str. 391

SPIS TREŚCI

Stanisław ANTAS: Metody obliczeń parametrów kolektora stosowane w projekcie koncepcyjnym sprężarki promieniowej	273
Tadeusz BALAWENDER, Łukasz MICAŁ: Influence of friction stir welding tool geometry on tensile strength of the joint	299
Henryk CHARUN, Marian CZAPP, Stanisław CHAPP, Magdalena ORŁOWSKA: Effect of the inclination angle of the condenser on the heat transfer coefficient value – experimental study	307
Janusz T. CIEŚLIŃSKI, Sławomir SMOLEŃ, Dorota SAWICKA: Experimental investigation of free convection of glycol- Al_2O_3 nanofluid from horizontal tube	315
Adam KOTOWSKI: Improvement in accuracy of natural frequency determination based on the envelope of cross-correlation function	323
Przemysław MOTYL, Jan ŁACH: Co-firing of coal with natural gas - computational simulations	335
Stanisław NOGA: Analiza drgań własnych płyt pierścieniowych z otworami mimośrodowymi	347
Maria TYCHANICZ, Joanna WILK, Sebastian GROSICKI: Comparable analysis of an investigation of biomass energetic properties	361
Lucjan WITEK: Experimental modal analysis of the turbine blade	371
Lucjan WITEK, Feliks STACHOWICZ: Thermo-mechanical stress analysis of the turbine of helicopter engine	379
Recenzenci współpracujący – 2016 r.	389
Informacje dla autorów	393

Stanisław ANTAS¹

METODY OBLICZEŃ PARAMETRÓW KOLEKTORA STOSOWANE W PROJEKCIE KONCEPCYJNYM SPRĘŻARKI PROMIENIOWEJ

W wielu konstrukcjach jednostopniowych sprężarek odśrodkowych oraz osiowo-promieniowych lotniczych silników śmigłowych i śmigłowcowych w celu zmniejszenia prędkości oraz zwiększenia ciśnienia statycznego strumienia powietrza stosuje się odpowiednio ukształtowany kolektor umieszczony za bezłopatkowym lub łopatkowym dyfuzorem. Dyfuzor spiralny jest jednym z zasadniczych typów dyfuzorów. Kolektor stanowi kanał o różnie ukształtowanych przekrojach poprzecznych, rozszerzający się stopniowo w kierunku obrotu wirnika i obejmujący poprzedzający dyfuzor walcowym otworem wlotowym. W celu zapewnienia prawidłowej pracy dyfuzora spiralnego jego parametry geometryczne winny być odpowiednio dobrane. W pracy przedstawiono dwie zasadnicze metody obliczeń parametrów geometrycznych dyfuzora spiralnego: stałej cyrkulacji oraz prędkości średniej. Wymienione metody (zalecane do stosowania w projekcie koncepcyjnym sprężarki) oparto na równaniu zachowania energii - równaniu energetycznym przepływu, równaniu ciągłości, pierwszej zasadzie termodynamiki, równaniu momentu ilości ruchu Eulera, funkcjach gazodynamicznych oraz definicjach stosowanych w teorii maszyn wirnikowych. Przeprowadzono szczegółową analizę parametrów geometrycznych kolektorów różnych rodzajów konstrukcyjnych. Zaprezentowano także przegląd wyników badań eksperymentalnych współczynnika strat przepływu w kolektorze oraz propozycję sposobu wyznaczania parametrów strumienia na wylocie spirali zbiorczej.

Słowa kluczowe: silnik turbinowy, sprężarka, kolektor

Oznaczenia

- a - prędkość dźwięku
- b - szerokość dyfuzora bezłopatkowego, łopatkowego lub kolektora
- c - prędkość bezwzględna
- c_r - składowa promieniowa prędkości bezwzględnej
- c_u - składowa obwodowa prędkości bezwzględnej
- D - średnica kanału kolektora wlotowego
- F - pole powierzchni

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Stanisław Antas, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel.: 17 865 1501, e-mail: santas@prz.edu.pl

- F_φ - pole powierzchni kolektora w przekroju promieniowym o współrzędnej φ
 h - wysokość kolektora
 \dot{m} - strumień masy
 n - wykładnik politropy/prędkość obrotowa
 p - ciśnienie statyczne
 r - promień kanału kolektora kołowego w przekroju promieniowym
 R - promień elementarnego wycinka przekroju kanału kolektora mierzony od osi obrotu wirnika
 R_{sr} - promień osi (środkowej) kolektora, mierzony od osi obrotu wirnika do środka ciężkości przekroju
 T - temperatura statyczna
 α - kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej
 Δ - wysokość progu
 ρ - gęstość
 λ - liczba Lavalą
 φ - kąt środkowy (azymut) liczony od języczka spirali w kierunku obrotu wirnika do rozpatrywanego przekroju promieniowego
 ξ_{sp} - współczynnik strat przepływu
 ϑ - kąt rozwarcia ścianek bocznych kolektora

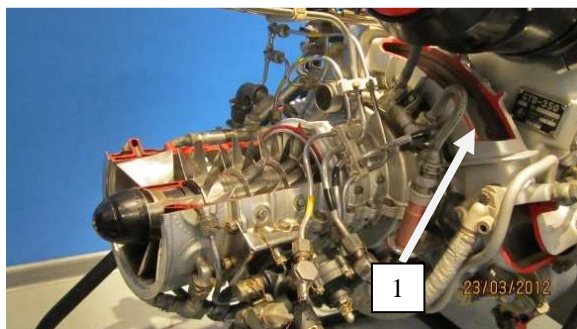
Indeksy

- 2 - wylot wirnika
 3 - wylot dyfuzora bezłopatkowego
 4 - wylot dyfuzora łopatkowego
 5 - wylot kolektora
 6 - wylot dyfuzora stożkowego
 $/_{kr}$ - krytyczny
 $/_{sr}$ - średni
 $/_{SR}$ - parametr sprężarki promieniowej
 $/_w$ - wewnętrzny
 $/_z$ - zewnętrzny
 $*/$ - parametr spiętrzenia

1. Wprowadzenie

W wirniku sprężarki odśrodkowej do czynnika roboczego doprowadzana jest praca efektywna, w której duży udział stanowi przyrost energii kinetycznej strumienia ($c_2 \gg c_1$). Przy sprężu sprężarki $\pi_{SR}^* \approx 4$ prędkość bezwzględna na wylocie wirnika sięga wartości $c_2 \approx 420$ m/s ($M_{c_2} \approx 1,1$), natomiast w przypadku wyższych wartości sprężu $\pi_{SR}^* \approx 8,5$ prędkość bezwzględna jest wyższa i wynosi $c_2 \approx 525$ m/s co odpowiada liczbie Macha $M_{c_2} \approx 1,2$. Naddźwiękowe prędkości wypływu z wirnika wymagają zastosowania w konstrukcji sprężarki promie-

niowej efektywnie działających dyfuzorów w celu wyhamowania strumienia powietrza do prędkości niezbędnych ze względu na prawidłowe działanie komory spalania - zwykle $c_{KS} \leq 120 \div 160$ m/s ($0,1 < M_{KS} \leq 0,3$). Dyfuzor spiralny zwany kolektorem lub spiralą zbiorczą (rys. 1) jest klasycznym rozwiązaniem konstrukcyjnym dyfuzora, który można spotkać w szeregu konstrukcjach lotniczych silników turbinowych śmigłowych (Allison 250 - B15, Allison 250 - B17) i śmigłowcowych (GTD - 350, Allison 250 - C20) ze sprężarką osiowo - odśrodkową oraz w silnikach śmigłowych (RR500TP) i śmigłowcowych zawierających jednostopniowe sprężarki promieniowe (Allison 250 - C28, Allison 250 - C30, RR300).



Rys. 1. Sprężarka osiowo - odśrodkowa silnika śmigłowcowego GTD-350 - przekazanego do Politechniki Rzeszowskiej przez WSK PZL Rzeszów: 1 - kolektor (dwustrumieniowy)

Fig. 1. Combined axial-centrifugal compressor of propeller engine GTD-350 - a gift from WSK PZL Rzeszów to the Rzeszow University of Technology: 1 – double jet collector

W przypadku niskiej wartości sprężu części promieniowej sprężarki $\pi_{SR}^* < 2,5$ kolektor jest poprzedzony dyfuzorem bezłopatkowym. Przy wyższych wartościach sprężu $\pi_{SR}^* > 2,5$ dyfuzor spiralny umieszczany jest za dyfuzorem łopatkowym poprzedzonym dyfuzorem bezłopatkowym [2]. W praktyce projektowej stosuje się dwie zasadnicze metody obliczeń parametrów geometrycznych kolektorów [16, 21]:

- 1) metoda bazująca na założeniu stałej wartości momentu ilości ruchu strumienia przepływającego przez spiralę (przepływ bez tarcia - stała cyrkulacja),
- 2) metoda oparta na założeniu przebiegu średniej prędkości strumienia w kolektorze.

Wymienione powyżej metody zakładają osiowosymetryczny charakter przepływu.

Należy zaznaczyć, że w dostępnej literaturze przedmiotu brak zarówno publikacji dotyczących kompleksowej analizy parametrów geometrycznych kolek-

torów jak i wyznaczania parametrów termicznych i kinematycznych strumienia przepływającego przez ten dyfuzor [3, 8, 11, 12, 15, 19, 21]. Według autorów pracy [18] dyfuzor spiralny jest prawdopodobnie najbardziej zaniedbanym komponentem sprężarki promieniowej zarówno w odniesieniu do badań teoretycznych jak i eksperymentalnych. Parametry geometryczne kolektora stanowią (rys. 2-8):

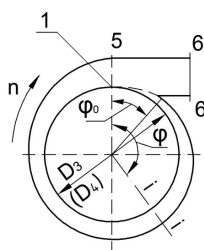
- promień wewnętrzny spirali, równy promieniowi zewnętrznemu dyfuzora poprzedzającego – bezłopatkowego: $R_w = R_3 = D_3/2$ lub łopatkowego: $R_w = R_4 = D_4/2$,
- promień zewnętrzny: $R_z = R_z(\varphi) = var$
- promień osi (środkowej) kolektora przechodzącej przez środki ciężkości przekroju: $R_{sr} = R_{sr}(\varphi) = var$.

Wszystkie wymienione powyżej promienie mierzone są od osi obrotu wirnika.

- szerokość lub cięciwa dyfuzora spiralnego: $b = idem$ lub: $b = b(\varphi) = var$,
- wysokość spirali zbiorczej: $h = h(\varphi) = var$.

Kolektor jest kanałem o różnie ukształtowanych przekrojach poprzecznych, który rozszerza się stopniowo w kierunku obrotu wirnika (tj. dyfuzorowym) o osi spiralnej okalającej dyfuzor szczelinowy lub łopatkowy. W praktyce najczęściej stosuje się kolektory [6]:

- jednostrumieniowe - czyli takie, w których jedna spirala zbiorcza obejmuje dyfuzor wzdłuż obwodu tj. z kątem środkowym $\varphi = 2\pi = 360^\circ$.



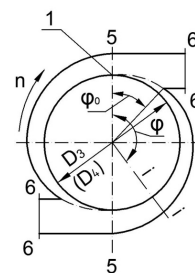
Rys. 2. Kolektor jednostrumieniowy (spirala zbiorcza pojedyncza)

Fig. 2. Single jet collector (single cumulative spiral)

- dwustrumieniowe - czyli takie, w których na obwodzie dyfuzora umieszczone są dwa kolektory przy czym każdy z nich obejmuje połowę obwodu z kątem środkowym $\varphi = 2\pi/2 = 180^\circ$, dzieląc wydatek powietrza w tym samym stosunku.

Na rys. 2 oraz 3 „1” oznacza początkowy odcinek kolektora umieszczony na promieniu R_3 lub ewentualnie R_4 , który ma współrzędną $\varphi = 0$. W zależności od położenia obrysu ścianek kolektora względem osi dyfuzora bezłopatkowego lub bezłopatkowego i łopatkowego wyróżnia się następujące spirale zbiorcze (rys. 4):

- symetryczne,
- niesymetryczne.



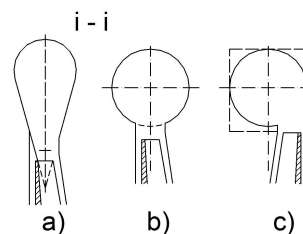
Rys. 3. Kolektor dwustrumieniowy (spirala zbiorcza podwójna)

Fig. 3. Double jet collector (double cumulative spiral)

Przy projektowaniu kolektorów dąży się do tego, aby wzdłuż przekroju wlotowego kolektora ciśnienie statyczne miało w przybliżeniu wartość stałą. Spełnienie tego warunku odgrywa ważną rolę w pracy sprężarki, zwłaszcza wtedy, gdy przed kolektorem znajduje się wieniec łopatkowy dyfuzora lub koła wirnikowego. W przeciwnym, bowiem przypadku w przepływie wytworzą się pulsacje, które spowodować mogą oderwania strumienia i związane z tym znaczne straty, a na dodatek drgania łopatek dyfuzora lub koła wirnikowego, zagrażające pewności pracy sprężarki [17].

Rys. 4. Formy przekrojów promieniowych kolektora (i-i): a - symetryczny o przekroju owalnym, b - symetryczny o przekroju kołowym, c - niesymetryczny o przekroju kołowym lub prostokątnym

Fig. 4. Shapes of radial sections of the collector (i-i): a - symmetrical with an oval section, b - symmetrical with a circular section, c - asymmetric with a circular or rectangular section



2. Metoda stałej cyrkulacji

Jeśli przyjmiemy, że przepływ ma charakter osiowosymetryczny oraz odbywa się bez tarcia, wówczas zgodnie z równaniem Eulera moment ilości ruchu będzie stały, a zmianę składowej prędkości bezwzględnej na kierunku unoszenia można wyznaczyć ze wzoru:

$$C_u R = C_{4u} R_4 = K = idem \quad (1)$$

- gdy sprężarka zawiera dyfuzor łopatkowy - lub:

$$C_u R = C_{3u} R_3 = K = idem \quad (2)$$

- gdy sprężarka zawiera jedynie dyfuzor bezłopatkowy.

Czynnik wpływający z dyfuzora szczelinowego lub łopatkowego zbierany jest w kolektorze począwszy od przekroju o współrzędnej $\varphi = 0$. Przez promie-

niowy przekrój kolektora (i-i) o współrzędnej φ [rad] przepływa strumień masy zależny od miejsca posadowienia w sprężarce:

- gdy przed dyfuzorem spiralnym znajduje się dyfuzor łopatkowy

$$\dot{m}_\varphi = \dot{m} \frac{\varphi}{2\pi} = 2\pi R_4 b_4 c_{4r} \rho_4 \frac{\varphi}{2\pi} \quad (3)$$

- lub, gdy dyfuzor spiralny umieszczony jest za dyfuzorem bezłopatkowym

$$\dot{m}_\varphi = \dot{m} \frac{\varphi}{2\pi} = 2\pi R_3 b_3 c_{3r} \rho_3 \frac{\varphi}{2\pi} \quad (4)$$

Rozpatrujemy przepływ przez kolektor zabudowany bezpośrednio za dyfuzorem bezłopatkowym (szczelinowym). Bierzemy pod uwagę różne typy konstrukcyjne kolektora.

2.1. Kolektor kołowy

Strumień masy powietrza przepływającego przez promieniowy przekrój kolektora o współrzędnej φ można zapisać przy użyciu składowej obwodowej C_u prędkości bezwzględnej strumienia w kolektorze, przekroju kolektora $F = \pi r^2$ i gęstości ρ_3 , którą przyjmujemy stałą dla całego przekroju F . Wówczas (rys. 5):

$$\dot{m}_\varphi = \rho_3 \iint_F C_u dF = \rho_3 \iint_F C_u R \frac{dF}{R} = \rho_3 C_{3u} R_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{b(r) dR}{R} = K \rho_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{b(r) dR}{R} \quad (5)$$

Zatem można zapisać:

$$\dot{m}_\varphi = \dot{m} \frac{\varphi}{2\pi} = K \rho_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{b(r) dR}{R} \quad (6)$$

stąd:

$$\varphi = \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{b(r) dR}{R} \quad (7)$$

Oznaczając przez „ r ” promień przekroju poprzecznego kolektora, związek między cięciwą b i promieniem (rys. 6) ma postać: $(b/2)^2 + c^2 = r^2$, gdzie: $c = (R - R_3 - r)$, skąd:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 = r^2 - (R - R_3 - r)^2 \quad (8)$$

lub:

$$b = 2\sqrt{r^2 - (R - R_3 - r)^2} \tag{9}$$

Rys. 5. Schemat oznaczeń w kolektorze kołowym sprężarki promieniowej: R_{sr} - promień osi spirali, R_3 - promień wewnętrzny kolektora ($R_3 = \text{idem}$), R_z - promień zewnętrzny kolektora ($R_z = \text{var}$), $b(r)$ - cięciwa kolektora, r - promień przekroju poprzecznego kolektora

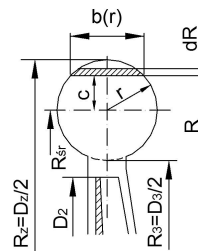
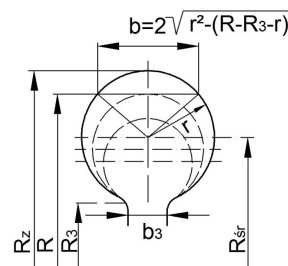


Fig. 5. Schematic markings in the circular collector of radial compressor: R_{sr} - radius of the spiral axis, R_3 - inner radius of the collector ($R_3 = \text{idem}$), R_z - outer radius of the collector ($R_z = \text{var}$), $b(r)$ - chord of the collector, r - the radius of the collector cross-section

Rys. 6. Kolektor spiralny o przekroju kołowym
Fig. 6. Spiral collector with a circular section



Zatem:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{2\sqrt{r^2 - (R - R_3 - r)^2}}{R} dR = \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_3 \int_{R_3}^{R_3+2r} \frac{2\sqrt{r^2 - (R - R_3 - r)^2}}{R} dR = \\ &= \frac{4\pi^2}{\dot{m}} K \rho_3 \left[(R_3 + r) - \sqrt{(R_3 + r)^2 - r^2} \right] \end{aligned} \tag{10}$$

Równanie powyższe, uzyskane w rezultacie szeregu złożonych przekształceń, określa zależność między kątem φ , a promieniem przekroju kołowego r , a więc również kształt kolektora. Rozwiązując powyższe równanie kwadratowe względem „ r ”, otrzymujemy:

$$r = \frac{\varphi \cdot \dot{m}}{4\pi^2 K \rho_3} + \sqrt{R_3 \frac{\varphi \cdot \dot{m}}{2\pi^2 K \rho_3}} \tag{11}$$

Zadając wartość kąta φ , znajduje się stąd promień r (kąt zadajemy w [rad]). Jeżeli kąt φ w relacji (11) wyrażamy w stopniach, wówczas:

$$\varphi^\circ = 57,3 \cdot \varphi \tag{12}$$

zaś formuła (11) na promień przekroju poprzecznego kolektora ma postać:

$$r = \frac{\varphi^\circ \dot{m}}{4\pi^2 K \rho_3 \cdot 57,3} + \sqrt{R_3 \frac{\varphi^\circ \dot{m}}{2\pi^2 K \rho_3 \cdot 57,3}} \quad (13)$$

Dla przypadku, gdy kąt φ w równaniu (11) wyrażony jest w radianach, średnica kolektora o przekroju kołowym:

$$D = 2r = \frac{\varphi \dot{m}}{2\pi^2 K \rho_3} + \sqrt{2R_3 \frac{\varphi \dot{m}}{\pi^2 K \rho_3}} \quad (14)$$

Natomiast, gdy kąt φ wyrażony jest w stopniach:

$$D = 2r = \frac{\varphi^\circ \dot{m}}{2\pi^2 K \rho_3 \cdot 57,3} + \sqrt{2R_3 \frac{\varphi^\circ \dot{m}}{\pi^2 K \rho_3 \cdot 57,3}} \quad (15)$$

Promień zewnętrzny kolektora w dowolnym przekroju (i-i):

$$R_z = R_3 + D \quad (16)$$

Jeśli spirala zbiorcza jest poprzedzona dyfuzorem łopatkowym, wówczas w powyższych relacjach należy podstawić:

$$R_3 \equiv R_4 \quad (17)$$

$$\rho_3 \equiv \rho_4 \quad (18)$$

$$K = C_{4u} R_4 \quad (19)$$

$$\dot{m} = 2\pi R_4 b_4 c_{4r} \rho_4 \quad (20)$$

Promień osi (środkowej) spirali wynosi odpowiednio:

$$R_{sr} = R_3 + r \quad (21)$$

lub gdy kolektor o przekroju kołowym jest poprzedzony dyfuzorem łopatkowym:

$$R_{sr} = R_4 + r \quad (22)$$

2.2. Kolektor o stałej szerokości (prostokątny)

W tym wypadku $b(r) = b = idem$ (rys. 7). Wobec tego wzór (7) na kąt φ wyrażony w radianach ma postać:

$$\begin{aligned}\varphi &= \frac{2\pi}{\dot{m}} K\rho_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{b(r)dR}{R} = \frac{2\pi}{\dot{m}} K\rho_3 b \ln R \Big|_{R_3}^{R_z} = \\ &= \frac{2\pi}{\dot{m}} K\rho_3 b (\ln R_z - \ln R_3) = \frac{2\pi}{\dot{m}} K\rho_3 b \ln \frac{R_z}{R_3}\end{aligned}\quad (23)$$

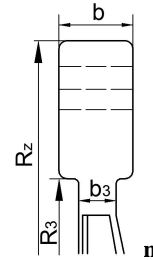
stąd:

$$\frac{R_z}{R_3} = e^{\frac{\dot{m}\varphi}{2\pi K b \rho_3}} \quad (24)$$

i ostatecznie:

$$R_z = R_3 e^{\frac{\dot{m}\varphi}{2\pi K b \rho_3}} \quad (25)$$

Zatem krzywa wyznaczająca zarys zewnętrzny dyfuzora spiralnego jest w tym przypadku spiralą logarymiczną.



Rys. 7. Kolektor spiralny o przekroju prostokątnym

Fig. 7. Spiral collector with a rectangular section

Ponieważ zgodnie z formułą (23):

$$\varphi = \frac{2\pi}{\dot{m}} K\rho_3 b \ln \frac{R_z}{R_3}$$

oraz korzystając ze wzoru (2) (lub (1)) i ze wzoru:

$$\dot{m} = 2\pi R_3 b_3 C_{3r} \rho_3 \quad (26)$$

lub relacji (20):

$$\dot{m} = 2\pi R_4 b_4 C_{4r} \rho_4$$

mamy:

$$\varphi = \frac{2\pi R_3 b C_{3u} \rho_3}{2\pi R_3 b_3 C_{3r} \rho_3} \ln \frac{R_z}{R_3} = \frac{C_{3u} b}{C_{3r} b_3} \ln \frac{R_z}{R_3} \quad (27)$$

lecz:

$$\ln x \cong 2,3 \log x \quad (28)$$

więc:

$$\varphi \cong 2,3 \frac{C_{3u}b}{C_{3r}b_3} \log \frac{R_z}{R_3} \quad (29)$$

lub w stopniach:

$$\varphi^\circ = 57,3 \cdot \varphi \cong 132 \frac{C_{3u}b}{C_{3r}b_3} \log \frac{R_z}{R_3} \quad (30)$$

Jeśli kolektor spiralny jest poprzedzony dyfuzorem łopatkowym otrzymuje się odpowiednio relacje:

$$R_z = R_4 e^{\frac{\dot{m}\varphi}{2\pi K b \rho_4}} \quad (31)$$

gdzie: $K = C_{4u}R_4$, $\dot{m} = 2\pi R_4 b_4 C_{4r} \rho_4$
oraz:

$$\varphi = \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_4 b \ln \frac{R_z}{R_4} \quad (32)$$

$$\varphi = \frac{C_{4u}b}{C_{4r}b_4} \ln \frac{R_z}{R_4} \quad (33)$$

$$\varphi \cong 2,3 \frac{C_{4u}b}{C_{4r}b_4} \log \frac{R_z}{R_4} \quad (34)$$

$$\varphi^\circ = 132 \frac{C_{4u}b}{C_{4r}b_4} \log \frac{R_z}{R_4} \quad (35)$$

Wzór (25) można uprościć poprzez rozwinięcie go w szereg, a wówczas mamy:

$$R_z = R_3 \left[1 + \frac{\dot{m}}{2\pi K b \rho_3} \varphi + \left(\frac{\dot{m}}{2\pi K b \rho_3} \right)^2 \frac{\varphi^2}{2} + \dots \right] \quad (36)$$

pomijając wyrażenia w potęgze większej od jedności (małe wyższego rzędu):

$$R_z = R_3 + R_3 \frac{\dot{m}}{2\pi K b \rho_3} \varphi \quad (37)$$

lub po uwzględnieniu wzorów (2) i (26):

$$R_z = R_3 + R_3 \frac{C_{3r} b}{C_{3u} b_3} \varphi \quad (38)$$

skąd:

$$\varphi \cong \frac{R_z - R_3}{R_3} \frac{C_{3u} b}{C_{3r} b_3} \quad (39)$$

lub wyrażony w stopniach:

$$\varphi^\circ = 57,3 \frac{R_z - R_3}{R_3} \frac{C_{3u} b}{C_{3r} b_3} \quad (40)$$

Wzór (37) daje wyniki mniej dokładne i przedstawia spiralę Archimedesesa. Promień osi środkowej spirali o przekroju prostokątnym.

$$R_{sr} = R_3 + \frac{R_z - R_3}{2} = \frac{R_z + R_3}{2} \quad (41)$$

2.3. Kolektor o przekroju kwadratowym

Dla kolektora o przekroju kwadratowym (rys. 8) możemy napisać związek:

$$b = R_z - R_3 \quad (42)$$

Ponieważ kąt φ określa wzór (7):

$$\varphi = \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_3 \int_{R_3}^{R_z} \frac{b(r) dR}{R}$$

stąd po uwzględnieniu zależności $b(r) = b = idem$ uzyskuje się analogicznie jak dla kolektora prostokątnego - zależność (23):

$$\varphi = \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_3 b \ln \frac{R_z}{R_3}$$

oraz po uwzględnieniu formuły (42):

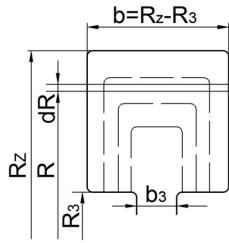
$$\varphi = \frac{2\pi}{\dot{m}} K \rho_3 (R_z - R_3) \ln \frac{R_z}{R_3} \quad (43)$$

lub w stopniach wykorzystując relację (35) dla kolektora prostokątnego:

$$\varphi^\circ = 132 \frac{C_{3u} b}{C_{3r} b_3} \log \frac{R_z}{R_3}$$

zatem, biorąc pod uwagę wyrażenie (42):

$$\varphi^\circ = 132 \frac{C_{3u}(R_z - R_3)}{C_{3r} b_3} \log \frac{R_z}{R_3} \quad (44)$$



Rys. 8. Kolektor spiralny o przekroju kwadratowym

Fig. 8. Spiral collector with a square section

Szerokość (wysokość) kanału przepływowego kolektora - wzór (42) można określić przez całkowanie w przekroju wylotowym spirali ($b = b_{\text{wyl}} = b_5$). Zakładając, iż w tym przekroju na promieniu osi spirali

$$R_{5sr} = R_3 + b/2 \quad (45)$$

przepływający strumień osiąga prędkość:

$$C_{5usr} = \frac{C_{3u} R_3}{R_{5sr}} \quad (46)$$

lub ogólnie:

$$C_u = \frac{C_{3u} R_3}{R} \quad (47)$$

zaś elementarny strumień masy:

$$d\dot{m} = \rho_3 C_u b dR \quad (48)$$

stąd:

$$\dot{m} = \rho_3 \int_{R_3}^{R_z} C_u b dR = \rho_3 \int_{R_3}^{R_3+b} C_u b R_3 \frac{dR}{R} \quad (49)$$

zatem:

$$\dot{m} = \rho_3 b C_{3u} R_3 \ln \frac{R_3 + b}{R_3} \quad \text{lub} \quad \dot{m} = K \rho_3 b \ln \frac{R_3 + b}{R_3} \quad (50)$$

Równanie to rozwiązuje się metodą kolejnych przybliżeń. Wartość lewej strony równania jest bowiem znana i wynosi - wzór (26). Szerokość lub wysokość kanału przepływowego kolektora o przekroju kwadratowym można również wyznaczyć w sposób przybliżony. Uwzględniając, że w przekroju spirali (5-5) w jej osi przepływający strumień ma prędkość określoną zależnością (46), a zatem po uwzględnieniu tej formuły uzyskuje się:

$$C_{5usr} = \frac{C_{3u}R_3}{R_3 + \frac{b}{2}} \quad (51)$$

Strumień masy powietrza przepływającego przez ten przekrój (5-5) wynosi odpowiednio ($\rho_{5sr} = \rho_3$):

$$\dot{m} = \dot{m}_5 = \rho_3 C_{5usr} F_5 \quad (52)$$

więc:

$$\dot{m} = \rho_3 \frac{C_{3u}R_3}{R_3 + \frac{b}{2}} b^2 \quad (53)$$

Z drugiej strony wiadomo, iż strumień masy określa formuła (26) zatem:

$$2\pi R_3 b_3 C_{3r} = \frac{C_{3u}R_3}{R_3 + \frac{b}{2}} b^2 \quad (54)$$

Rozwiązując powyższe równanie kwadratowe względem „ b ” uzyskuje się:

$$b = \frac{\pi}{2} b_3 \frac{C_{3r}}{C_{3u}} + \sqrt{\left(\frac{\pi b_3 C_{3r}}{2C_{3u}}\right)^2 + \left(\frac{\pi b_3 C_{3r}}{C_{3u}}\right)} \quad (55)$$

Uwaga: W przypadku kolektora jednostrumieniowego w relacjach powyższych należy uwzględnić, że: $\dot{m} = \dot{m}$; $\varphi = 0 \dots 2\pi$; lub $\varphi^\circ = 0 \dots 360^\circ$, natomiast dla kolektora dwustrumieniowego: $\dot{m} = \frac{\dot{m}}{2}$; $\varphi = 0 \dots \pi$; lub $\varphi^\circ = 0 \dots 180^\circ$

3. Metoda średniej prędkości strumienia

Druga ze stosowanych metod obliczeń parametrów geometrycznych kolektorów oparta jest na założeniu przebiegu wartości średniej prędkości strumienia w rozpatrywanym przekroju dyfuzora spiralnego [16, 21].

3.1. Kolektor o przekroju trapezowym lub owalnym (gruszkowym)

Oznaczając przekrój kolektora odpowiadający kątowemu środkowemu φ wyrażonemu w radianach przez F_φ , wówczas zadając wartość średniej wartości strumienia w tym przekroju, uzyskuje się dla kolektora jednostrumieniowego relację:

$$F_\varphi = \frac{\dot{m}_\varphi}{\rho_3 \cdot c_{sr}} \quad (56)$$

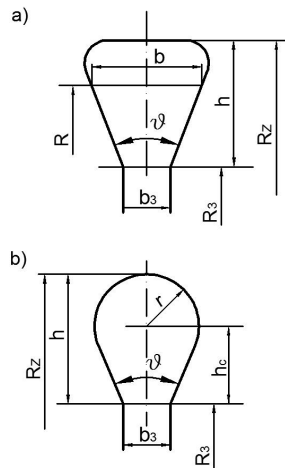
lub:

$$F_\varphi = \frac{\dot{m}\varphi^\circ}{\rho_3 \cdot 360 \cdot c_{sr}} \quad (57)$$

zaś, dla kolektora dwustrumieniowego formułę:

$$F_\varphi = \frac{\dot{m}\varphi^\circ}{\rho_3 \cdot 180 \cdot c_{sr}} \quad (58)$$

Wyrażając pole powierzchni, jako F_φ jako funkcję znanych wielkości geometrycznych tj. $F_\varphi = f(b_3, \vartheta, h)$ – dla kolektora trapezowego oraz $F_\varphi = f(b_3, \vartheta, h_c)$ – dla owalnego z równania ciągłości określa się odpowiednio wielkości h oraz h_c (rys. 9).



Rys. 9. Schemat oznaczeń w kolektorze trapezowym (a) oraz owalnym (b): h - wysokość kolektora, ϑ - kąt rozwarcia ścianek bocznych kolektora

Fig. 9. Schematic markings in the trapezoidal (a) and oval (b) collector: h - the collector height, ϑ - the angle of flare of the lateral walls of the collector

W przypadku kolektora o przekroju trapezowym wysokość kolektora $h = R_2 - R_3$, odpowiadająca kątowi środkowemu φ , związana jest z przekrojem F_φ równaniem kwadratowym:

$$F_{\varphi} = tg \frac{\vartheta}{2} h^2 + b_3 \cdot h \quad (59)$$

skąd

$$h = -\frac{b_3}{2 tg \frac{\vartheta}{2}} + \sqrt{\left(\frac{b_3}{2 tg \frac{\vartheta}{2}}\right)^2 + \frac{F_{\varphi}}{tg \frac{\vartheta}{2}}} \quad (60)$$

zatem, dla kolektora jednostrumieniowego uzyskuje się zależność:

$$h = -\frac{b_3}{2 tg \frac{\vartheta}{2}} + \sqrt{\left(\frac{b_3}{2 tg \frac{\vartheta}{2}}\right)^2 + \frac{\dot{m} \varphi^{\circ}}{\rho_3 \cdot 360 \cdot c_{sr} \cdot tg \frac{\vartheta}{2}}} \quad (61)$$

lub:

$$h = -K_1 + \sqrt{K_1^2 + \frac{K_2 \varphi^{\circ}}{c_{sr}}} \quad (62)$$

gdzie:

$$K_1 = \frac{b_3}{2 tg \frac{\vartheta}{2}} \quad (63)$$

$$K_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot 360 \cdot tg \frac{\vartheta}{2}} \quad (64)$$

W celu uwzględnienia zmniejszenia pola powierzchni przekroju kolektora w rezultacie zaokrąglenia naroży wprowadza się współczynnik korekcyjny $K_F = 1,05 \div 1,1$ [16], a wówczas

$$K_2 = \frac{\dot{m} K_F}{\rho_3 \cdot 360 \cdot tg \frac{\vartheta}{2}} \quad (65)$$

Szerokość dyfuzora spiralnego o zarysie trapezowym dla dowolnej wartości promienia R przekroju poprzecznego wyznacza zależność geometryczną

$$b = b_3 + 2(R - R_3) tg \frac{\vartheta}{2} \quad (66)$$

Dla dyfuzora spiralnego o przekroju gruszkowym (rys. 9b) wartość odległości h_c środka okręgu o promieniu r od promienia wlotowego R_3 , odpowiada-

jąca kątowni środkowemu φ , związana jest z przekrojem F_φ następującym równaniem kwadratowym:

$$F_\varphi = \left(\frac{\pi}{2}tg^2\frac{\vartheta}{2} + tg\frac{\vartheta}{2}\right)h_c^2 + \left(\frac{\pi}{2}b_3tg\frac{\vartheta}{2} + b_3\right)h_c + \frac{\pi}{8}b_3^2 \quad (67)$$

Po rozwiązaniu powyższego równania kwadratowego i przekształceniach uzyskuje się odpowiednio [16]:

$$h_c = -K_1 + \sqrt{\frac{K_1^2tg\frac{\vartheta}{2} + F_\varphi}{K_3}} \quad (68)$$

lub, uwzględniając zależność na F_φ dla kolektora jednostrumieniowego, uzyskuje się:

$$h_c = -K_1 + \sqrt{\frac{K_1^2 + \frac{K_2'\varphi^\circ}{c_{sr}}}{K_3}} \quad (69)$$

gdzie:

$$K_1 = \frac{b_3}{2tg\frac{\vartheta}{2}} \quad (70)$$

$$K_2' = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot 360} \quad (71)$$

$$K_3 = \frac{\pi}{2}tg^2\frac{\vartheta}{2} + tg\frac{\vartheta}{2} \quad (72)$$

Pozostałe parametry geometryczne kolektora określają zależności:

$$r = (h_c + K_1)tg\frac{\vartheta}{2} \quad (73)$$

$$h = h_c + r \quad (74)$$

$$R_z = R_3 + h \quad (75)$$

3.2. Kolektor o przekroju kołowym

Dla dowolnego przekroju poprzecznego kolektora jednostrumieniowego przekrój

$$F_\varphi = \frac{\pi D^2}{4} \quad (76)$$

zatem według relacji (56)

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\dot{m}_\varphi}{\rho_3 c_{sr}} \quad (77)$$

stąd średnica kolektora

$$D = 2 \sqrt{\frac{\dot{m}_\varphi}{\pi \rho_3 c_{sr}}} \quad (78)$$

lub zgodnie z formułą (57)

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\dot{m}\varphi^\circ}{\rho_3 c_{sr} 360} \quad (79)$$

skąd:

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m}\varphi^\circ}{90\pi\rho_3 c_{sr}}} \quad (80)$$

zaś dla kolektora dwustrumieniowego według (58)

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m}\varphi^\circ}{45\pi\rho_3 c_{sr}}} \quad (81)$$

Dla kolektora zabudowanego na wylocie dyfuzora bezłopatkowego, można przyjmować wzdłuż całej spirali stałą wartość prędkości średniej strumienia $c_{sr} = (0,7 \div 0,8)c_3$. Zalecana wartość kąta rozwarcia ścianek bocznych kolektora trapezowego oraz owalnego zawiera się w przedziale $\vartheta = 45 \div 60^\circ$ [14, 16].

4. Parametry strumienia na wylocie kolektora

Strata ciśnienia spiętrzenia w kolektorze zależy od miejsca zabudowy dyfuzora spiralnego w kanale przepływowym sprężarki, stąd w zależności od układu konstrukcyjnego jest wyznaczania z następujących zależności:

- dla kolektora zabudowanego na wylocie koła wirnikowego (sprężarka bez dyfuzora szczelinowego i łopatkowego):

$$\Delta p_{2,5}^* = \xi_{sp} \frac{\rho_2 \cdot c_2^2}{2} \quad (82)$$

- dla kolektora poprzedzonego dyfuzorem bezłopatkowym:

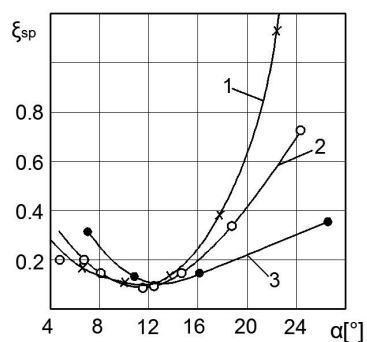
$$\Delta p_{3,5}^* = \xi_{sp} \frac{\rho_3 \cdot c_3^2}{2} \quad (83)$$

- dla kolektora zabudowanego na wylocie dyfuzora łopatkowego:

$$\Delta p_{4,5}^* = \xi_{sp} \frac{\rho_4 \cdot c_4^2}{2} \quad (84)$$

Zagadnienie określenia wartości współczynnika strat przepływu w dyfuzorze spiralnym ξ_{sp} , ustalonego doświadczalnie, było przedmiotem rozważań jedynie nielicznych prac [1, 4, 5, 9, 12, 17, 19, 20]. Według [1] wartość współczynnika strat przepływu w kolektorze (rys. 10) zależy od miejsca zabudowy dyfuzora spiralnego w kanale przepływowym sprężarki oraz od kąta napływu strumienia α (α_2, α_3) na wlocie kolektora. Ze względu na duże wartości współczynnika strat przepływu w konstrukcjach sprężarek promieniowych lotniczych silników turbinowych nie stosuje się zabudowy kolektora bezpośrednio za kołem wirnikowym.

Najbardziej kompleksową analizę przebiegów współczynnika strat przepływu w dyfuzorze spiralnym w funkcji kąta wypływu strumienia z dyfuzora bezłopatkowego α_3 przedstawiono w pracy [19] - rys. 11. Wartość tego kąta związana jest z punktem pracy sprężarki od granicy pompażu (\dot{m}_{min}) do wydajności maksymalnej (\dot{m}_{max}).

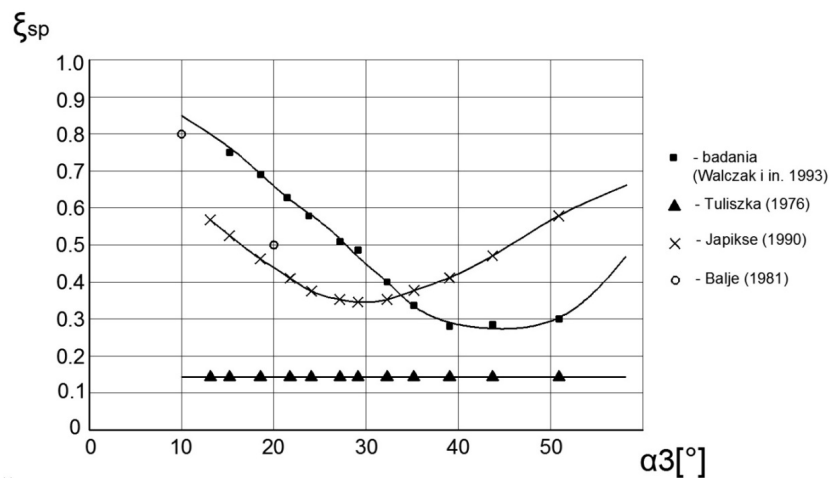


Rys. 10. Zmiany współczynnika strat przepływu w kolektorze w funkcji kąta napływu. 1, 2 - kolektor zabudowany na wylocie koła wirnikowego, 3 - kolektor poprzedzony dyfuzorem bezłopatkowym

Fig. 10. Changes of the coefficient of flow losses in the collector vs. angle of inflow. 1, 2 - the collector mounted at the outlet of the impeller wheel, 3 - the collector preceded by a vaneless diffuser

Z analizy przebiegów przedstawionych na rys. 10 oraz rys. 11 wynika wniosek, że rozbieżności między wynikami badań poszczególnych autorów są znaczne. W celu usunięcia wątpliwości dotyczących wiarygodności rezultatów tych badań wskazane byłoby obszerne dodatkowe badania eksperymentalne bazujące na pomiarach ciśnień, temperatur i prędkości w przekrojach wlotowych i wylotowych kolektora, unikając uzupełniania badań obliczaniem prędkości w przekrojach kontrolnych. Według Tuliszki [17] współczynnik strat przepływu

w dyfuzorze spiralnym ma stałą wartość niezależnie od kąta α_3 , a jego wartość jest zdecydowanie niższa. Podobne zalecenia podano w pracy [5] przy czym ($\xi_{sp} = 0,06 \div 0,15$) oraz monografii [20] (gdzie $\xi_{sp} = 0,22$):



Rys. 11. Przebiegi współczynnika strat przepływu w kolektorze w funkcji kąta kierunkowego prędkości bezwzględnej α_3 na wlocie kolektora [19]

Fig. 11. The variation of the coefficient of flow loss in the collector vs. direction angle of absolute velocity α_3 at the collector inlet [19]

- Ciśnienie spiętrzenia p_5^* w przekroju wylotowym (5-5) spirali określa się w zależności od układu konstrukcyjnego sprężarki promieniowej. I tak w przypadku kolektora zabudowanego na wylocie wirnika i za dyfuzorem bezłopatkowym mamy odpowiednio

$$p_5^* = p_2^* - \Delta p_{2,5}^* \quad (85)$$

$$p_5^* = p_3^* - \Delta p_{3,5}^* \quad (86)$$

zaś, dla kolektora poprzedzonego dyfuzorem łopatkowym

$$p_5^* = p_4^* - \Delta p_{4,5}^* \quad (87)$$

- Temperatura spiętrzenia w przekroju wylotowym

$$T_5^* = T_2^* = T_3^* = T_4^* \quad (88)$$

- Prędkość bezwzględna strumienia w przekroju wylotowym spirali poprzedzonej dyfuzorem bezłopatkowym jest określona równaniem (46):

$$c_5 = c_{5usr} = \frac{c_{3u} \cdot R_3}{R_{sr5}}$$

- Prędkość krytyczna dźwięku

$$a_{kr5} = \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R}{k + 1} T_5^*} \quad (89)$$

- Liczba Laval prędkości wypływu strumienia z kolektora

$$\lambda_5 = \frac{c_5}{a_{kr5}} \quad (90)$$

- Funkcja gazodynamiczna ciśnienia

$$\Pi(\lambda_5) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (91)$$

- Ciśnienie statyczne

$$p_5 \equiv p_{\varphi=2\pi} = \Pi(\lambda_5) \cdot p_5^* \quad (92)$$

- Temperatura statyczna

$$T_5 \equiv T_{\varphi=2\pi} = T_5^* - \frac{c_5^2}{\frac{2 \cdot k \cdot R}{k+1}} \quad (93)$$

lub:

$$T_5 = \tau(\lambda_5) \cdot T_5^* \quad (94)$$

gdzie, funkcja gazodynamiczna temperatury

$$\tau(\lambda_5) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2 \quad (95)$$

- Praca strat tarcia w kolektorze poprzedzonym dyfuzorem bezłopatkowym

$$l_{r3,5} = \xi_{sp} \frac{c_3^2}{2} \quad (96)$$

- Wykładnik politropy sprężania w kolektorze $n \equiv n_{3,5}$ wyznacza się z zależności (I Z.T.):

$$l_{r3,5} = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1}\right) R(T_5 - T_3) \quad (97)$$

lub z równania politropy:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\ln \frac{p_5}{p_3}}{\ln \frac{T_5}{T_3}} \quad (98)$$

zazwyczaj $n = 1,9 \div 2,0$

- Promień jednostrumieniowego kolektora kołowego na wylocie – dla $\varphi = 2\pi$ z formuły (11) wynika bezpośrednio

$$r_5 = \frac{\dot{m}}{2\pi \cdot K \cdot \rho_3} + \sqrt{\frac{R_3 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot K \cdot \rho_3}} \quad (99)$$

- Promień osi spirali na wylocie

$$R_{sr5} = R_3 + r_5 \quad (100)$$

Sprawdzenie wartości promienia jednostrumieniowego kolektora kołowego na wylocie może przebiegać w następującej kolejności:

- Ciśnienie statyczne

$$p_5 = p_3 \left(\frac{T_5}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (101)$$

- Stopień strat ciśnienia spiętrzenia w kolektorze

$$\sigma_{3,5} = 1 - \xi_{sp} \frac{k \cdot \lambda_3^2}{k+1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_3^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (102)$$

- Ciśnienie spiętrzenia

$$p_5^* = \sigma_{3,5} \cdot p_3^* \quad (103)$$

- Względna gęstość strumienia masy

$$q(\lambda_5) = \lambda_5 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (104)$$

- Przekrój kolektora

$$F_5 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_5^*}}{s \cdot p_5^* \cdot q(\lambda_5)} \quad (105)$$

gdzie, stała w równaniu ciągłości

Dla powietrza: $s = 0,0404 \left(\frac{J}{kgK}\right)^{-0,5}$

- Promień jednostrumieniowego kolektora na wylocie

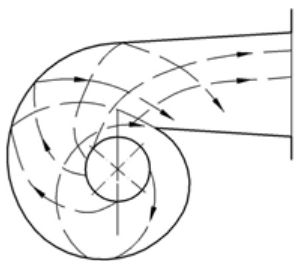
$$r_5 = \sqrt{\frac{F_5}{\pi}} \quad (106)$$

5. Uwagi końcowe

Przedstawione w pracy rozważania dotyczące doboru powierzchni przekrojów promieniowych $F = F(\varphi)$ dla typowych kształtów kolektorów przebiegały w oparciu o model czynnika nielepkiego - równanie (5). Jednakże straty występujące w kolektorze powodują odpowiednie spadki ciśnienia. Według B. Eckerta [9] zaleca się stosowanie dodatkowego opóźnienia czynnika, czyli dodatkowego powiększenia przekrojów promieniowych F , aby w ten sposób uwzględnić wpływ tarcia oraz oderwań w strefie jęczyczka spirali (od $\varphi = 0$ do $\varphi = \varphi_0$).

Odnosnie przytoczonej metody projektowania kolektorów nie ma jednak jednolitego poglądu, bowiem np. badania W. Kramera przedstawione w pracy [17] dyfuzorów spiralnych wykazują, że kolektory zaprojektowane w oparciu o model czynnika nielepkiego pracują najlepiej. Dlatego wydaje się, że nieco bezpieczniej jest przyjąć zasadę projektowania kolektorów na podstawie równania (7) i nie wprowadzać korekt wynikających ze strat ciśnienia, choć metoda B. Eckerta jest również dopuszczalna i poprawna. Obliczone parametry kolektora zaleca się zestawić w tabeli zbiorczej np. dla kolektora o przekroju kołowym.

Przepływ przez dyfuzor spiralny można traktować w pewnym stopniu jak przepływ przez kanał zakrzywiony. Podobnie, jak w każdym przepływie, w tego typu kanale powstają przepływy wtórne (indukowane, kolanowe) zaznaczone schematycznie na rysunku 12 z prawej strony. Przepływ przez te dyfuzory był badany eksperymentalnie przez Krantz'a przy użyciu cieczy jako czynnika roboczego. W efekcie tych badań stwierdzono, iż torami cząstek nie są linie spiralne, lecz śrubowe. To powoduje, że droga, którą przepływający czynnik pokonuje jest kilkakrotnie większa od długości osi kolektora [10, 17].



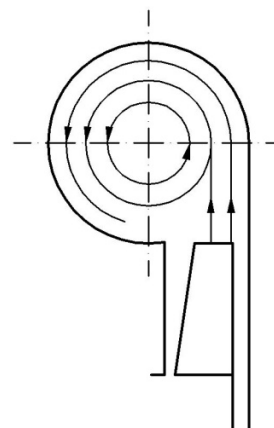
Rys. 12. Przepływ czynnika przez kolektor [9]

Fig. 12. Agent flow through the collector [9]

W przypadku kolektorów symetrycznych wprowadzenie symetryczne strugi wypływającej z dyfuzora bezłopatkowego lub łopatkowego, a więc w kierunku środkowej linii, intensyfikuje przepływ wtórny i równocześnie powiększa straty. Jeżeli natomiast wypływający z dyfuzora strumień wprowadza się stycznie do kolektora (rys. 13), to przy jednostronnie ukształtowanym dyfuzorze spiralnym można zredukować wir podwójny do wiru pojedynczego, który powoduje mniejsze straty [9].

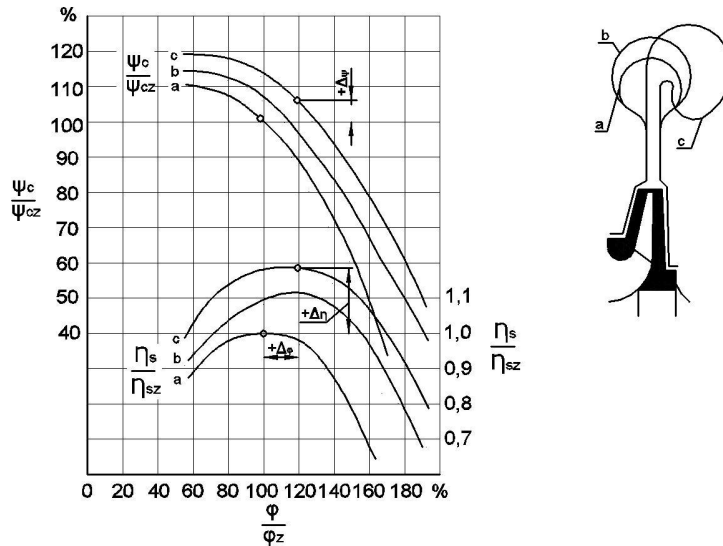
Rysunek 14 przedstawia charakterystyki stopnia sprężarki promieniowej z trzema różnymi kolektorami ukształtowanymi symetrycznie (dyfuzory spiralne a i b) i asymetrycznie (kolektor c). Z badań eksperymentalnych firmy Escher-Wyss wynika wniosek, że kolektory z asymetrycznym doprowadzeniem strumienia pracują z niższymi stratami, stąd tego rodzaju rozwiązania, jeśli brak innych względów - konstrukcyjnych lub technologicznych, zaleca się stosować w sprężarkach odśrodkowych.

Zagadnienie asymetrycznego doprowadzenia czynnika do kolektora było przedmiotem nielicznych badań teoretycznych i eksperymentalnych. Według autora pracy [17] kształty przekrojów promieniowych kanału kolektora spełniające warunek symetrycznego i asymetrycznego doprowadzenia czynnika są równoważne pod względem pracy sprężarki odśrodkowej. Należy jednak zauważyć, że kolektor asymetryczny w przypadku kształtu prostokątnego lub kwadratowego (rys. 15) nie tworzy dodatkowych problemów konstrukcyjnych, zaś w dyfuzorze o zarysie kołowym asymetria doprowadzenia czynnika powoduje powstanie progu o wysokości Δ - rys. 15b [7, 13].



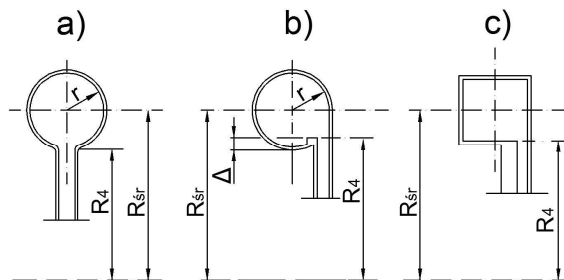
Rys. 13. Linie prądu w przekroju poprzecznym kolektora niesymetrycznego [17]

Fig. 13. The lines of current in the cross-section of the asymmetrical collector [17]



Rys. 14. Wpływ kształtu kolektora na charakterystykę i sprawność stopnia sprężarki promieniowej (badania Wytwórni Escher-Wyss Zurich); ψ_c – wskaźnik spiętrzenia całkowitego, η_s – sprawność izentropowa, φ – wskaźnik prędkości (indeks z odnosi się do znamionowych warunków pracy) [9]

Fig. 14. Effect of the collector shape on characteristics and efficiency of compression ratio of the radial compressor (results of Escher-Wyss Zurich); ψ_c - the index of total accumulation, η_s - isentropic efficiency, φ - speed index (subscript z refers to the nominal operating conditions) [9]



Rys. 15. Oznaczenie wielkości geometrycznych kolektora o zarysie kołowym symetrycznego (a), asymetrycznego (b) oraz asymetrycznego o przekroju kwadratowym (c)

Fig. 15. Designation of geometrical parameters of the collector with a circular contour: symmetric (a), asymmetric (b) and asymmetric with a rectangular section (c)

Promień osi spirali symetrycznej o zarysie kołowym, poprzedzonej dyfuzorem łopatkowym wynosi według wzoru (14) $R_{sr} = R_4 + r$, stąd różnica:

$$R_{sr} - r = R_4 \quad (107)$$

ma wartość stałą.

W przypadku asymetrycznego dyfuzora spiralnego o przekroju kołowym powyższe równanie nie jest spełnione, bowiem wysokość progu:

$$\Delta = R_4 - (R_{sr} - r) \quad (108)$$

zaś według badań autorów pracy [13] różnica $(R_{sr} - r)$ jest funkcją liniową kąta środkowego φ° wyrażonego w stopniach, tzn.:

$$(R_{sr} - r) = a + b\varphi^\circ \quad (109)$$

gdzie stałe: $a = 0,0823$ m, $b = 2,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^0$

Literatura

- [1] Abdurasziłow S.A. [i in.]: Nasosy i kompriessory, Niedra, Moskwa 1974.
- [2] Antas S.: Ocena wpływu wybranych metod modyfikacji maszyn wirnikowych turbinowych silników śmigłowych i śmigłowcowych na zapas statecznej pracy sprężarki. OW Politechniki Rzeszowskiej. Rzeszów 2006.
- [3] Aungier R.H.: Centrifugal Compressors, ASME Press, New York 2000.
- [4] Balje O.E.: Turbomachines. A Guide to Design. Selection and Theory, Wiley and Sons, New York 1981.
- [5] Bielousow A.N., Musatkin N.F., Radko W.M.: Teorija i rasczot awiacionnych łopatočných maszyn, Samarskij Gos. Aerokosm. Inst., Samara 2003.
- [6] Cholscewnikow K.W.: Teorija i rasczot awiacyonnych łopatočných maszin, Maszinoostrojenije, Moskwa 1970.
- [7] Cumpsty N.A.: Compressor aerodynamics, Longman Scientifics and Technical, Singapore 1989.
- [8] Dmitriewskij W.I.: Gazodinamiczeskij rasczot i profilowanije stupieni centrobieżnowo kompresora, Techniczeskij otczet No. 137, CiAM, Moskwa 1960.
- [9] Eckert B.: Sprężarki osiowe i promieniowe. Zastosowanie, teoria, obliczanie, PWT, Warszawa 1959.
- [10] Hariharan C., Govardhan M.: Effect of inlet clearance on the aerodynamic performance of centrifugal blower, Int. J. Turbo Jet Engines, 33 (2015) 215-228.
- [11] Japikse D.: Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc., 1996.
- [12] Japikse D.: Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, Course held at Borsing GmbH Berlin, Germany, September 1990.
- [13] Pan D., Whitfield A., Wilson M.: Design considerations for the volutes of centrifugal fans and compressors, IMechE Paper C06997, 213 (1999) 401-410.
- [14] Podobujew Ju.S., Selezniev K.P.: Teorija i rasczot osiewnych i centrobieżnych kompriessorow, Maszgiz, Moskwa-Leningrad 1957.

- [15] Reunanen A.: Experimental and numerical analysis of different volutes in a centrifugal compressor, D.Sc. Thesis, Lappeenranta University of Technology 2001.
- [16] Ris W.F.: Centrobieżne kompresyjne maszyny, Maszgis, Leningrad, 1951.
- [17] Tuliszką E.: Sprężarki, dmuchawy i wentylatory, WNT, Warszawa 1976.
- [18] Van den Braembusshe R.A., Händel B.M.: Experimental and theoretical study of the swirling flow in centrifugal compressor volutes, Trans. ASME, J. Turbomachinery, 112 (1990) 38-43.
- [19] Walczak J.: Sprężarki i dmuchawy promieniowe. Teoria, badania i optymalizacja stopnia sprężającego, Wydawnictwo Poznańskiego Towarzystwa Przyjaciół Nauk, Poznań 1999.
- [20] Witkowski A.: Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.
- [21] Yahya S.M.: Turbines compressors and fans, Fourth edition, Tata McGraw Hill Education Private Limited, New Delhi 2012.

METHODS FOR CALCULATION OF COLLECTOR PARAMETERS APPLIED TO THE CONCEPTUAL DESIGN OF RADIAL COMPRESSOR

Summary

In many constructions of one-stage radial and axial-centrifugal compressors of the turboprop and turboshaft aviation engines, a properly formed collector placed after vaneless or vane radial diffuser in order to decrease velocity and to increase air stream static pressure is applied. The spiral diffuser is one of the fundamental diffuser type. A volute is a channel with a different form of traverse sections that gradually expands in a direction of rotor rotational speed and encloses previous diffuser with a cylindrical intake hole. Its geometrical parameters should be properly selected to ensure the correct operation of the scroll. This paper presents two fundamental methods of calculation of geometrical parameters of the spiral diffuser: free vortex design (constant angular momentum principle) and constant mean velocity design. Mentioned methods (for conceptual design of a compressor) are based on energy equation - steady flow energy equation, equation of continuity, first law of thermodynamics, Euler's moment of momentum equation, gas dynamics functions and definitions used in theory of turbomachinery. Detailed analysis of geometrical parameters of different types of collectors was conducted. This paper also provides a review of experimental research results of total pressure loss coefficient in the volute and proposed method of determining air stream parameters at volute outlet.

Keywords: turbine engine, compressor, collector

DOI: 10.7862/rm.2016.22

Otrzymano/received: 14.10.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 15.11.2016 r.

Tadeusz BALAWENDER¹
Łukasz MICAŁ²

INFLUENCE OF FRICTION STIR WELDING TOOL GEOMETRY ON TENSILE STRENGTH OF THE JOINT

Due to specific mechanical properties 2024 aluminum alloy is ideally suited for application in aerospace and automobile industries and because of its poor weldability is not widely used in other industries. To overcome this problem, a series of friction stir welding (FSW) experiments were conducted on 2024 aluminum alloy sheets by varying tools and key parameters of the process, i.e., rotation speed and travel rate of the weld tool. To investigate the influence of FSW process parameters on the mechanical strength of the joint, the tensile strength of the joint was examined as a function of FSW parameters for each tool. Optimum values of tool rotation speed and advance speed were determined for each tool and finally the optimum tool has been found.

Keywords: friction stir welding, FSW tool geometry, 2024 aluminium alloy, tensile test

1. Introduction

Friction stir welding (FSW) is interested joining technology for modern aerospace industry for high performance structural applications. This technology enables the joining of highly alloyed aluminum alloys series 2xxx and 7xxx. These alloys are generally classified as non-weldable because of the poor solidification microstructure and porosity in the fusion zone [1]. The idea of the FSW process is quite simple: a rotating tool is immersed into joined materials and is forced to move down the joint line. The tool movement provides frictional heating, what results in the material softening and enables stirring action to join the workpiece materials together. Typical structure of the FSW joint is shown in Figure 1. It consists of two main regions: thermo-mechanically affected zone (TMAZ) and heat affected zone (HAZ). Within the TMAZ there is the weld nugget zone where the material undergoes severe

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Tadeusz Balawender, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, Poland, e-mail: tbalaw@prz.edu.pl

² Łukasz Micał, Politechnika Rzeszowska, e-mail: d297@stud.prz.edu.pl

plastic deformation with a fine, equiaxial, recrystallized grain microstructure. The TMAZ can be considered as a fusion zone of a conventional weld, except that melting does not occur and material is only mechanically worked. The HAZ is similar to the same zone in conventional fusion welding and its microstructure influences material properties (its initial heat treatment and microstructural phenomena like, e.g. precipitate coarsening, precipitate dissolution, recrystallization, grain growth and others [2]).

Complicated geometry of the shoulder and the pin increases the quantity of material deformed and growth of the quality of friction stir welds by improving mixing. The pin is responsible for the material flow during friction stir welding which affects the microstructure and properties of the joint. Pin may have a different shape, the most popular are cylindrical and conical, with or without thread. The length of the pin should be slightly shorter than the thickness of the workpiece while the diameter of the shoulder is always longer than the diameter of the pin. During FSW process the tool heats up to the temperatures close to the melting of the welded material. Thus, appropriate choice of the material for the tool depends on the properties of connecting materials. The friction stir tool must have following properties such as stiffness, good wear resistant, durability, high temperature strength and good toughness [3]. The most commonly used material for the tool is hot-work tool steel. This steel is easily machined, readily available and fulfills the requirements for friction stir welding of aluminum alloys, magnesium alloys and copper alloys. Other tool materials for FSW process are high speed steel, Ni-based superalloys (Inconel), sintered carbide and cermets [1]. In the work [4], the ultrafine-grained and nanocrystalline WC-Co cermet were used to FSW process of aluminum alloys. Cermet components play an essential role due to their properties. Tungsten carbide (WC) has exceptional hardness and wear/erosion resistance. Cobalt matrices are ductile and greatly improve its toughness so that brittle fracture can be avoided and the material is apparently also insensitive to sudden changes in temperature and load during welding.

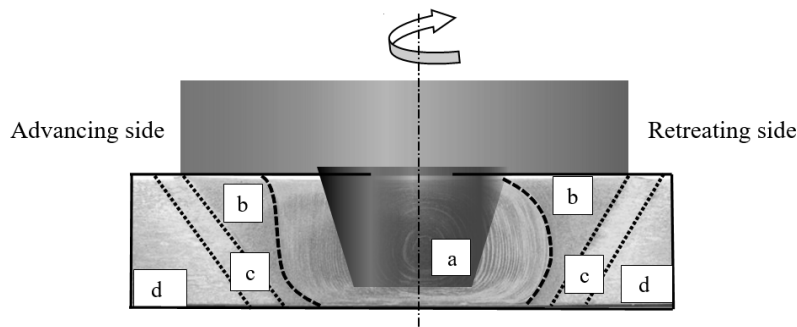


Fig. 1. Typical structure of FSW joint: a) stirred "nugget" zone, b) thermo-mechanically affected zone, (c) heat affected zone and d) unaffected base metal

The FSW tool's geometry is very important for material heating and its flow in the joint region. The tool consists of two parts: a shoulder and a pin. There are two primary functions of the tool: heating of the workpiece and movement of the material to produce the joint. The heating is the result of friction between the tool and the workpiece surface and the plastic deformation of the workpiece [1-3]. The contribution of plastic deformation in heating of the material was estimated in the work [5] using numerical simulations as the ratio of plastic/frictional dissipation about 0.29. The FSW tools differ from each other in terms of shoulder surface geometry and the shape of the pin. The tool shoulder produces most of frictional and deformational heating in the case of welding thin sheet of materials whereas the pin produces most of the heat during welding thick materials [3]. The shape and dimensions of the tool determine the volume of the heated material. The different shapes of the tool shoulder surface are shown in Figure 2 and as it can be seen the shoulder features can consist of scrolls, ridges or knurling, grooves and concentric circles, and can be machined onto any tool shoulder profile.

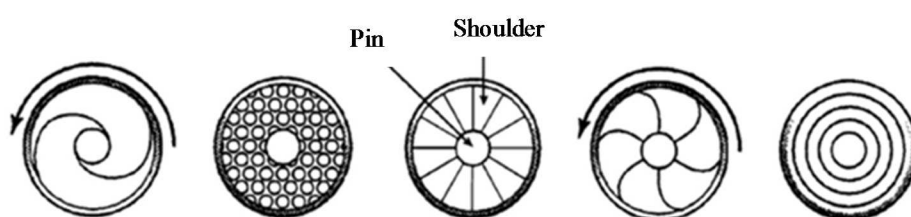


Fig. 2. Geometries of tool shoulder

2. Experimental procedure

The FSW experiments were conducted on 2024 T3 aluminum alloy sheets with a thickness of 1.6 mm by varying tools and key parameters of the process, i.e., rotation speed and travel rate of the weld tool. All tools used in the experiments had scrolled shoulders and threaded pins with three flutes as shown in Fig. 3. The tool number N4 had a cylindrical pin and the tools number N7 and N2 had conical pins; there were the differences in pin and shoulder diameters, too (Fig. 3). The tool material was high speed steel grade HS18-0-1. The friction stir butt joints were made on the numerical control milling machine (Makino PS95), what allows to keep an accurate positioning of the tool and repeatability of the welding conditions. The angle of tool tilt was equal to 0 and the plunge depth of the pin into the specimen was 1.45 mm (it is equal to about the pin length).

To make the friction stir welds the procedure was as follows: 1- two pieces of sheets (dimensions of each piece: width 100 mm, length 200 mm) to be joined were clamped on a backing plate, 2- the rotating tool was plunged into

to the surface of joined sheets until the tool shoulder contacted with upper sheet surface, 3- the rotating tool moved along the centerline forming a joint. This procedure was repeated for each tool and the process parameters. No initial surface preparation was done. The tool rotation speed and the advance speed were in the range from 1000 to 2250 rev/min and from 50 to 100 mm/min, respectively (Table 1). The ratio of these parameters was named “the weld pitch” in the following text. The axial force applied to rotating tool was not measured during the welding because the milling machine was not equipped with such instrumentation. But the value of axial force results from plunged pin positioning and it was constant in all tests.

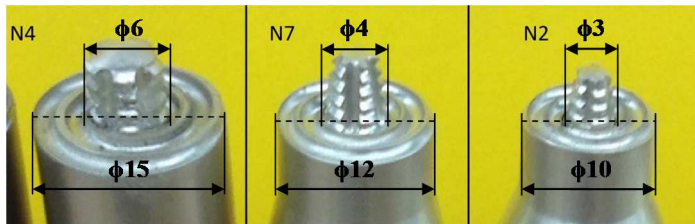


Fig. 3. Three tools used in the tests

A tensile test was used to estimate the strength of the obtained joints. The specimens for the tensile test were cut perpendicularly to the welding directions (the joint line) using a guillotine cutting machine; their width was about 12.5 mm, length 200 mm. The tensile tests were realized using a Zwick Roell ZO30 tensile testing machine at the displacement speed 10 mm/min. The gauge length was established on 50 mm. The tensile tests were carried out about one week after friction stir welding of the specimens. During this time the natural stabilization aging at room temperatures was realized because of solutioning phenomena which could occur in some zones of the welded region.

3. Results and discussion

The main focus of the investigation was to determine the influence of tool geometry and process parameters on the mechanical behavior of the FSW joint. Welding parameters used in experiments and tensile test results are shown in Table 1. Not in all cases of weld parameters the obtained welds were of a good quality. Such bad results are not shown in Table 1; there is a dash instead of tensile strength. When the table cell is empty, it means that the test for this weld case was not carried out (a number of weld V). The setting-up of results for each tool versus the weld pitch is shown in Figure 4. The weld pitch was defined as the tool advance speed per rotation and its unit is revolution per millimetre (rev/mm).

Table 1. Welding parameters and tensile test results

Number of weld	Weld parameters		Weld pitch rotation/advance rev/mm	Tool	Ultimate tensile strength R_m MPa*	Standard deviation MPa
	Speed of rotation rev/min	Advance mm/min				
I	1200	50	24	N2	323	18
				N4	291	62
				N7	368	17
II	1600	70	23	N2	310	15
				N4	375	28
				N7	369	8
III	1600	100	16	N2	289	27
				N4	-	-
				N7	365	17
IV	2000	50	40	N2	287	30
				N4	334	14
				N7	386	5
V	1000	80	12.5	N2		
				N4		
				N7	390	4
VI	2250	100	22.5	N2	333	16
				N4	-	-
				N7	265	3

The specific weld energy is correlated with the weld pitch [2]. As it can be seen the biggest tensile strength for N2 tool was obtained for weld pitch equal 22.5 rev/mm, but in this pitch case, the lower strength was obtained for N7, and N4 tool did not make sufficiently good joint at all (Figure 5). Such result in the case of tool N4, can be the reason of overheating the joined materials in the weld zone (great rotation speed and tool dimensions). For the tool number N7 the highest values of tensile strength were obtained when weld pitch was 40 rev/mm (it means the lowest strength for N2) and 12.5 rev/mm. This can prove that it is possible, for aluminum alloy 2024 T3, to obtain stable FSW joint in a broad range of weld pitches, although the specific weld energy should be different for each weld pitch. The FSW joints made with a tool N4 were the most defective one, so only in three cases the joint quality was sufficiently good. Supposed reason of this may be the biggest size of pin and shoulder which due to friction phenomena is the main reason of material heating and arising of too high temperature.

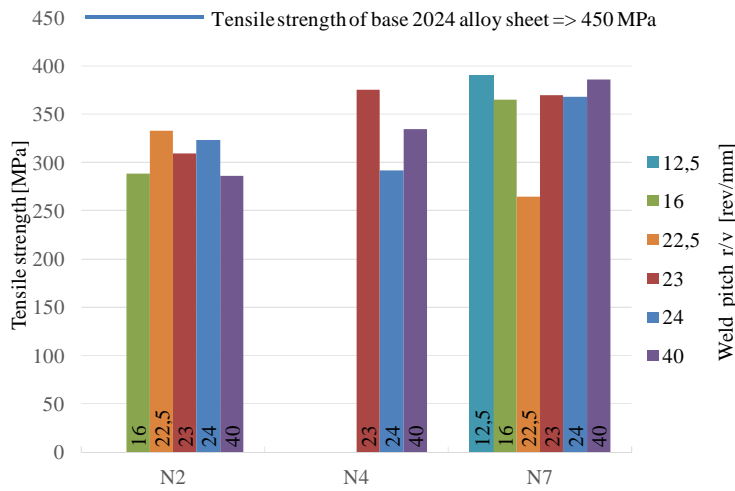


Fig. 4. Tensile strength of FSW joints versus tool geometry and weld pitch

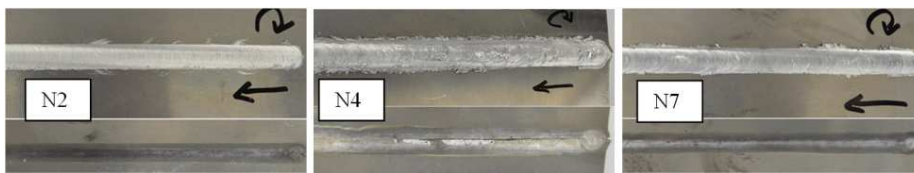


Fig. 5. The face and the root of the FSW joints manufactured with different tools with weld parameters: advance feed - 100 mm/min, rotation - 2250 rev/min

Because the zones of FSW joint have different resistances to deformation, due to differences in grain size, precipitate size and distribution of grains, the structural notch lowers the tensile strength and the strain of the FSW joint. So, the tensile curve of the base material is higher and longer than the curve of FSW joint (Fig.6).

For all specimens, tested in the tensile test, fracture always occurred in the retreating side, and as it can be estimated from Figure 7; it increases on the border of HAZ and TMAZ in the joint area. It can be concluded that retreating and advancing sides have different strength and the strength of the retreating side is lower. This result is in a good agreement with literature data, e. g. [1], where in the precipitation hardened aluminium alloys, FSW results in a severe softened region in the HAZ, which is basically characterized by the dissolution/coarsening of precipitates during the thermal cycle. The softened region is located at the boundary between the TMAZ and HAZ. FSW results in significant microstructural changes within and around the stirred zone in aluminium alloys, what leads to changes in mechanical properties. The solution of heat treatment and aging of welds could homogenize the material microstructure and could be advantageous for tensile behaviour.

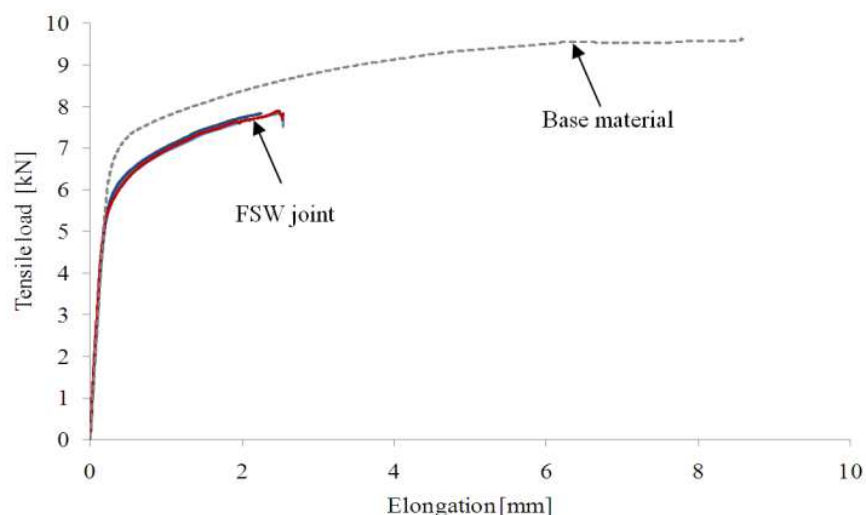


Fig. 6. Tensile test characteristics of the base material and FSW joint (aluminium alloy 2024 T3)

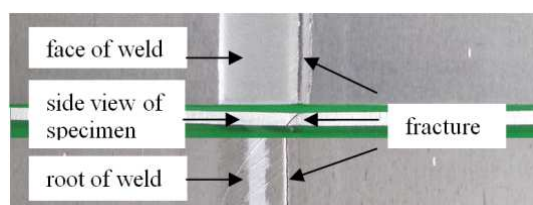


Fig. 7. FSW specimen after tensile test

4. Conclusions

Optimum values of tool rotation speed and travel rate were determined for each tool and finally the optimum tool has been found out. The following points have been clarified.

1. The experimental results show a good efficiency of friction stir welding of 2024 aluminium alloy thin sheets (thickness 1.6 mm). Although the mechanical properties of the FSW joint are lower than the same of the base material the joint quality is comparable with obtained by conventional welding methods.
2. The FSW tool geometry is very important for the joint quality. The optimal shape and size of tool pin and shoulder should be adjusted to the joined sheet's material and its thickness. In the case of tested 2024 aluminium alloy sheets the best results were obtained for the tool N7, which pin and collar diameters were equal respectively 4 and 12 mm.
3. The good quality and high strength FSW joints need to determine optimal velocities of welding tool. Too large transverse speed of the tool can cause

formation of a void in the joint area, too large rotational speed can be the reason of the temperature increase and overheating the joint zone.

4. The structure and properties of FSW joint are not symmetrical according to welding line. There are differences between advancing and retreating sides of the joint. Tensile test specimen always fractures in the retreating side.

References

- [1] Mishra R.S., Ma Z.Y.: Friction stir welding and processing, *Mat. Sci. Eng.*, 50 (2005) 1-78.
- [2] Seidel T.U., Reynolds A.P.: Visualization of the material flow in AA2195 friction-stir welds using a marker insert technique, *Metall. Mat. Trans. A*, 32A, (2001) 2879-2884.
- [3] Meilinger A., Török I.: The importance of friction stir welding tool, *Production Proc. Systems*, 6 (2013) 25-34.
- [4] Dwivedi S. P.: Effect of process parameters on tensile strength of friction stir welding A356/C355 aluminium alloys joint, *J. Mech. Sci. Technol.*, 28 (2014) 285-291.
- [5] Lorrain O., Favier V., Zahrouni H., Lawrjanec D.: Understanding the material flow path of friction stir welding process using unthreaded tools, *J. Mat. Proc. Technol.*, 210 (2010) 603-609.

WPLYW GEOMETRII NARZĘDZIA DO ZGRZEWANIA TARCIOWEGO Z MIESZANIEM NA WYTRZYMAŁOŚĆ NA ROZCIĄGANIE POŁĄCZENIA

Streszczenie

Ze względu na odpowiednie właściwości mechaniczne, stop aluminium 2024 idealnie nadaje się do zastosowania w przemyśle lotniczym i samochodowym, natomiast ze względu na słabą spawalność nie jest szeroko stosowany w innych gałęziach przemysłu. Aby przezwyciężyć ten problem, przeprowadzono eksperymenty zgrzewania tarcowego z mieszaniem (ZTM) blach ze stopu aluminium 2024 z udziałem różnych narzędzi oraz w warunkach różnych najważniejszych parametrach procesu, to znaczy prędkości obrotowej i prędkości przemieszczania narzędzia zgrzewającego. Aby zbadać wpływ parametrów procesu ZTM na wytrzymałość mechaniczną połączenia, dla każdego narzędzia, określono wytrzymałość na rozciąganie w funkcji parametrów procesu ZTM. Optymalne wartości prędkości obrotowej oraz prędkości przemieszczania zostały określone dla każdego narzędzia, tak aby w końcu znaleźć optymalne narzędzie.

Słowa kluczowe: zgrzewanie z przemieszczaniem, geometria narzędzia do ZTM, stop aluminium 2024, test rozciągania

DOI: 10.7862/rm.2016.23

Otrzymano/received: 10.10.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 10.12.2016 r.

Henryk CHARUN¹
Marian CZAPP²
Stanisław CHAPP³
Magdalena ORŁOWSKA⁴

EFFECT OF THE INCLINATION ANGLE OF THE CONDENSER ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT VALUE – EXPERIMENTAL STUDY

Considering problem of the condensation of the refrigerant in a flow inside channel, the attention should be paid to the shape of its cross-section, the hydraulic diameter, the channel length as well as the orientation of the channel axis in space (horizontal, vertical, inclined). This paper presents an experimental study concerning the effect of the inclination angle of the condenser with a single coil pipe on the heat transfer coefficient value. In the laboratory test the air-cooled condenser with R410A refrigerant has been investigated. The results of test have proved that during the condensation in a single inclined pipe channel there is a specific value of the inclination angle at which the highest value of the heat transfer coefficient is obtained.

Keywords: condensation, condensers, heat transfer, heat transfer coefficient

1. Introduction

High-performance heat exchangers (e.g., evaporators and condensers), that have high heat efficiency, are currently used in compressor-based refrigeration installations. The phenomenon of condensation in heat exchangers can occur on a flat surface (in plate condensers), on the external surface of the channels (e.g., in shell and tube condensers) or during the flow of the refrigerant inside the channels (e.g., in air-cooled condensers with external enhancement) [1, 9, 16]. When refining the problem to the condensation of the refrigerant

¹ Henryk Charun, Koszalin University of Technology, e-mail: henryk.charun@tu.koszalin.pl

² Autor do korespondencji/corresponding author: Marian Czapp, Koszalin University of Technology, ul. Raclawicka 15-17, 77-620 Poland, e-mail: marian.czapp@tu.koszalin.pl

³ Stanisław Czapp, Gdańsk University of Technology, e-mail: stanislaw.czapp@pg.gda.pl

⁴ Magdalena Orłowska, Koszalin University of Technology, e-mail: magdalena.orlow-ska@tu.koszalin.pl

erant in a flow inside channels, one needs to pay attention to the shape of the cross-section [3, 6, 7] (in the majority of cases, pipe channels with a circular cross-section are used), the hydraulic diameter [5, 8, 14] and the channel length (i.e. a straight segment or a coil pipe), and the orientation of the channel axis in space (horizontal, vertical, inclined) [7, 8, 10, 13]. To increase the efficiency of heat transfer in a condenser an inclination of the condenser may be introduced [2, 4-7, 10-12, 15]. Next sections present the results of an experiment concerning the effect of inclination angle of a condenser on the value of the heat transfer coefficient.

2. Laboratory test bench

An air-cooled lamelled condenser with a single coil pipe, fed with the R410A refrigerant was the object of the experimental study conducted by the authors. In the structure of the coil pipe, segments of a straight horizontal copper pipe with an internal diameter $d = 6.7$ mm and an external diameter of 7.5 mm were used, with each segment length of 750 mm and connected with pipe elbows. The number of straight pipe segments that formed the coil pipe was 16. The total length of the coil pipe was $L_T = 12\,500$ mm (the design index of the coil pipe was $L_T/d = 1866$). From the outside (i.e. from the air side), the coil pipe was lamelled (with the aluminum lamellas 0.15 mm thick and the division of the lamellas 1.3 mm). The computational external heat exchange area of the condenser with a single coil pipe was $A_z = 4.54$ m². An axial fan generated air movement through the lamelled coil pipe block, and the lamelled block was placed on the suction side of this fan. The average air velocity in the inlet cross-section to the condenser was determined experimentally and it was equal to 1.45 m/s.

Figure 1 presents a schematic diagram of the air-cooled condenser, which was fed with the R410A refrigerant. The experiment was conducted with two different settings of the condenser. In the first setting, in which the segments of straight connection pipes were parallel to the horizontal plane; in the second setting, the segments were inclined in relation to this plane. The experiment was conducted at a specially designed and constructed test bench (Fig. 2). The air-cooled condenser was placed in an isolated chamber. Superheated vapour of the R410A refrigerant was fed to the condenser while leaving the discharge port of the compressor. The temperature and pressure of the refrigerant were measured on its inlet and outlet from the condenser and on its flow path in the coil pipe.

On the basis of these measurements, it was possible to prepare a distribution of these parameters in the flow path of the refrigerant within the coil pipe. The temperature was measured using *K*-type thermocouples with a thermocouple wire diameter of $\Phi = 0.2$ mm. Prior to use, the thermocouples were calibrated and their individual characteristics were established. As main

sensors for the pressure measurements, elastic pressure gauges (calibrated) were used. Strain gauges were also used, but only as auxiliary sensors (without temperature compensation). The flow rate of the refrigerant was measured on the side of the liquid with the aid of an electronic Massflow flowmeter manufactured by Danfoss. The liquid flow was monitored with the use of a typical speculum. Changes of the heat load of the condenser were measured as a change in the heat load of the evaporator (an air fan cooler), which was fed with a thermostatic expansion valve TZR that was placed in an isolated chamber. Adjusting elements were used in the chamber (electric heaters). All of the measured signal values were processed using computer measuring cards and were supplied to the computer data acquisition system.

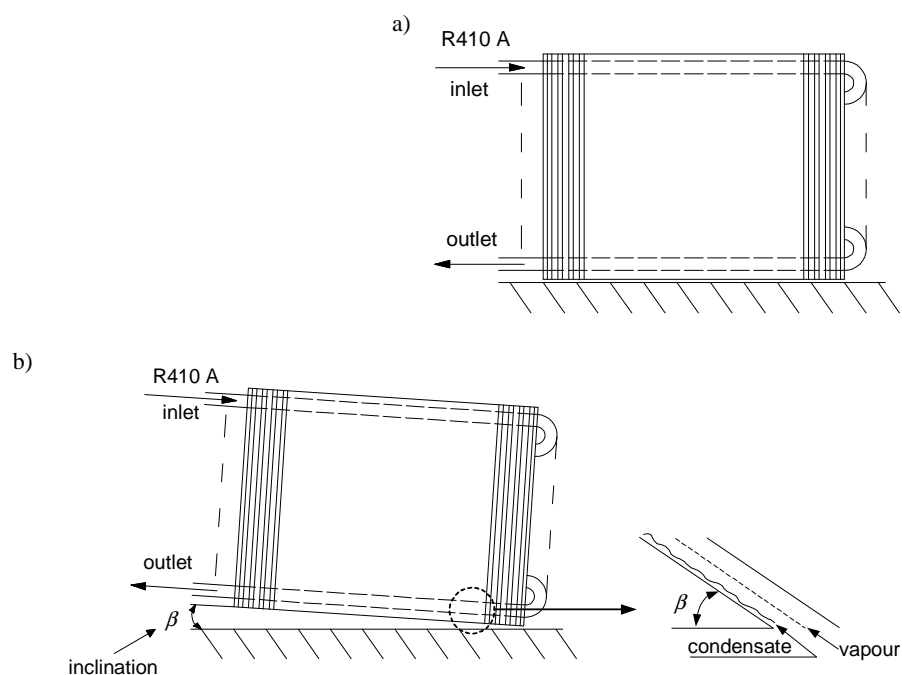


Fig. 1. Diagram of the analysed condenser with the R410A refrigerant; the condenser is situated: a) in parallel to the horizontal plane, and b) at an angle β

The mean heat transfer coefficient value was calculated according to the following expression:

$$\alpha = \frac{k_{in}}{1 - \frac{k_{in}}{\varphi \cdot \alpha_{out}}} \quad (1)$$

where: k_{in} - mean heat transfer coefficient through the pipe (determined experimentally), α_{out} - mean heat transfer coefficient at the outside of the pipe (determined according to Gogolin's correlation), φ - degree of the enhancement of the condenser's external surface.

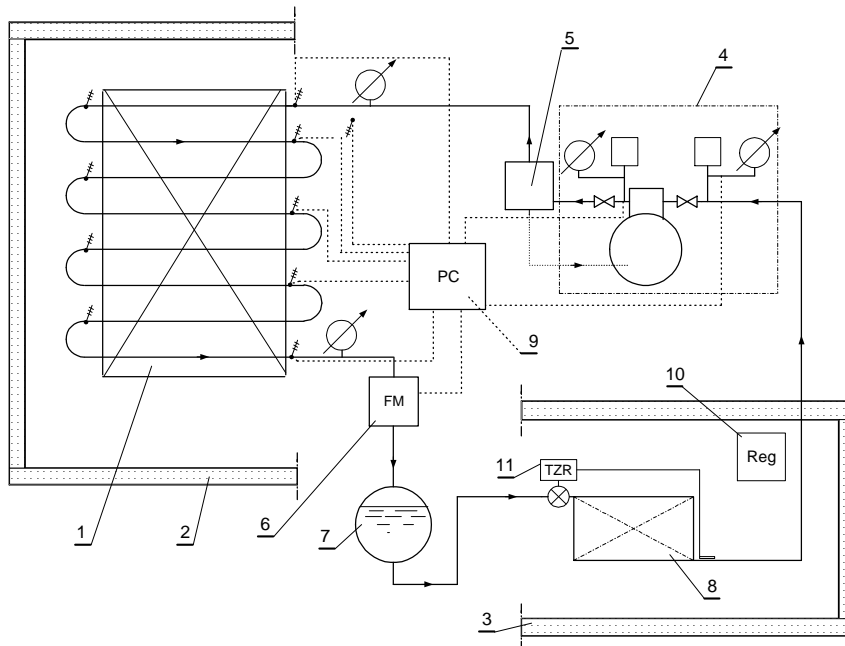


Fig. 2. Diagram of the laboratory test bench: 1 - tested condenser, 2 - isolated condenser chamber, 3 - isolated refrigeration chamber, 4 - compressor installation, 5 - oil separator, 6 - refrigerant flow meter, 7 - liquid refrigerant tank, 8 - evaporator, 9 - measuring personal computer, 10 - heat load adjusting system, 11 - thermostatic expansion valve

3. Results of the experiment

Experimental studies of the condensation of the R410A refrigerant are focused on the interpretation of the impact of the angle β on the effectiveness of the condensation, especially on value of the heat transfer coefficient α . Figure 3 presents mean heat transfer coefficient α values in the area of the two-phase condensation of the R410A refrigerant as a function of the mass flux density $w\varphi$, for constant values of the angle β . The characteristics presenting dependence between the heat transfer coefficient α and heat flow density q in a two-phase condensation area of the R410A refrigerant, are shown in figure 4. Figure 5 presents the dependence between the coefficient α and the angle β , when the mass flux density $w\varphi$ is constant.

The characteristics (Figs. 3-5) of the heat transfer coefficient α allow to determine the effect of the inclination angle β on the condenser efficiency.

Experimental studies were carried out in the range of low values of the angle β (i.e. $0\div 13.9^\circ$), which can be treated as the most often applied.

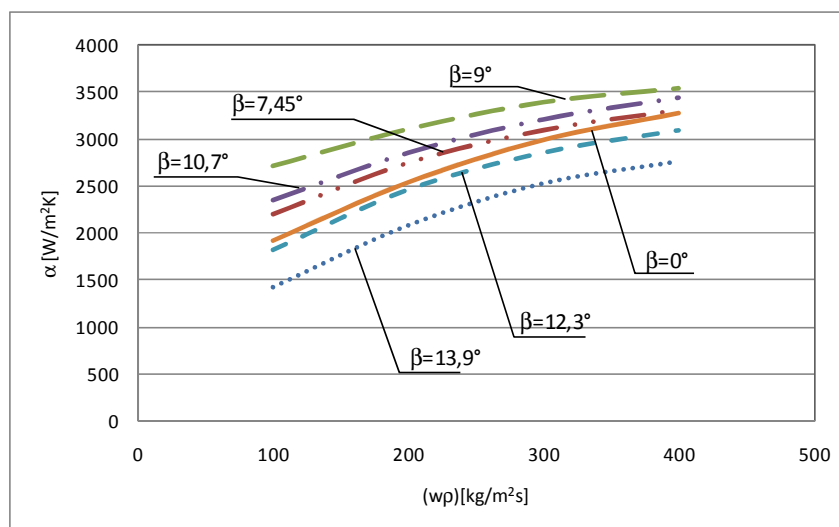


Fig. 3. Mean heat transfer coefficient α in the area of the two-phase condensation of the R410A refrigerant as a function of the mass flux density w_p , for selected values of the angle β

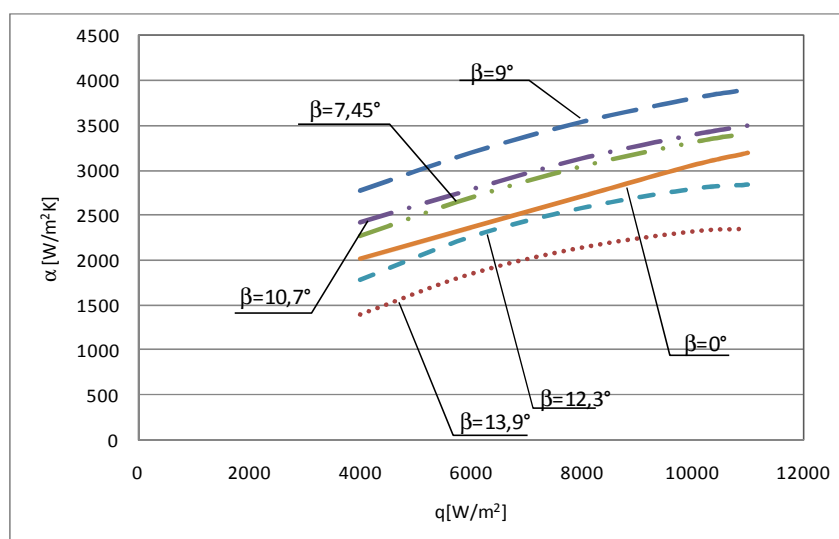


Fig. 4. Mean heat transfer coefficient α in the area of the two-phase condensation of the R410A refrigerant as a function of the heat flux density q , for selected values of the angle β

Relatively low values of the angle represent operation of a condenser in conditions when, due to installing limitations, a condenser cannot be parallel to the horizontal plane. The dependence $\alpha = f(\beta)$ presented in figure 5 enables to conclude that within the range of the values of the angle $\beta = 0 \div 9^\circ$ there is an increase of the heat transfer coefficient. Further, for higher angle β ($\beta > 9^\circ$) the value of the coefficient α is markedly reduced. Thus, there is the optimal inclination angle β which gives the maximal effectiveness of the condensation.

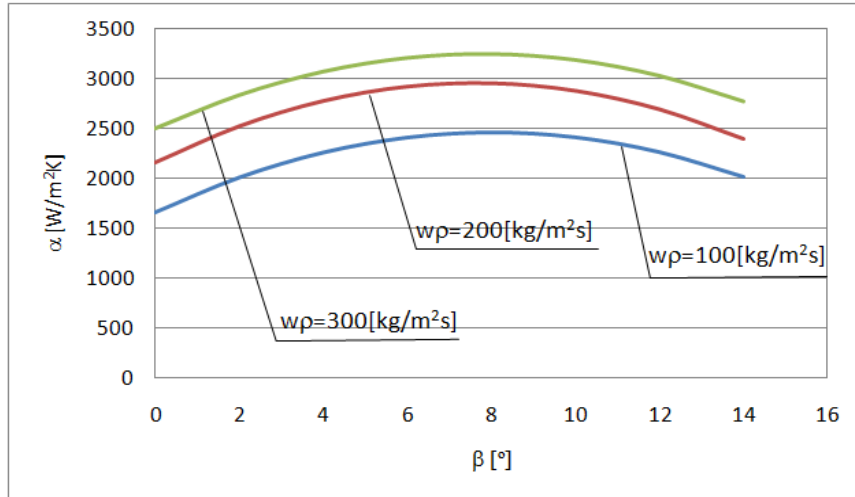


Fig. 5. Mean heat transfer coefficient α in the area of the two-phase condensation of the R410A refrigerant as a function of the angle β , for selected values of the mass flux density (w_p)

It should be noted that the condensation conditions of the refrigerant during a flow in a coil pipe are completely different from those in a straight pipe. In the case of a straight pipe, there is a free outflow of the condensate that is generated in the condensation process of the refrigerant. The inclination of the straight pipe facilitates the outflow of the condensate; however, this is limited, and for angles over 40° , this begins to hinder the outflow. For this reason, the course of the dependences of the heat transfer coefficient from the pipe inclination angle can be justified. For the analysed inclination angle, there were no problems with the free flow of the condensate.

4. Conclusions

The results of the experimental study make it possible to determine the value of angle β for which the highest value of the mean heat transfer coefficient. This coefficient was obtained in the two-phase condensation area in the coil pipe of the air-cooled condenser that was inclined in relation to the horizontal plane. In the conditions of the experimental investigations of the con-

densation of the R401A refrigerant in the coil pipe, with a design index $L_T/d = 1866$ (L_T is the total length of the coil pipe and d is its internal diameter), the value of the optimal inclination angle of the channel was $\beta \approx 9^\circ$. Higher value of the angle β limited the process of the condensation of the refrigerant. In consequence, it reduced the efficiency of the condensation.

References

- [1] Bohdal T., Charun H., Czapp M.: Condensation of refrigerant in long coil pipes, *Chłodnictwo Klimatyzacja*, 46 (2011) 52-57.
- [2] Chung B.J., Kim S., Kim M.C.: Film condensation of flowing mixtures of steam and air on a inclined flat plate, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 32 (2005) 233-239.
- [3] Daikilic A.S., Wongwises S.: Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009) 3409-3426.
- [4] Fiedler S., Auracher H., Winkelmann D.: Effect of inclination on flooding and heat transfer during reflux condensation in a small diameter tube *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 29 (2002) 289-302.
- [5] Fiedler S., Auracher H.: Experimental and theoretical investigation of reflux condensation in an inclined small diameter tube *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47 (2004) 4031-4043.
- [6] Hu H.P., Chen C.K.: Simplified approach of turbulent film condensation on an inclined elliptical tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49 (2006) 640-648.
- [7] Klahm T., Auracher H., Ziegler F.: Heat transfer during reflux condensation of an R134a/R123 mixture in vertical and inclined narrow tubular and rectangular channels, *Int. J. Refrigeration*, 33 (2010) 1319-1326.
- [8] Wen M. Y., Ho C. Y.: Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of refrigerant R-290/R-600a-oil mixtures in serpentine small-diameter U-tubes, *Applied Thermal Eng.*, 29 (2009) 2460-2467.
- [9] Madejski J.: *Teoria wymiany ciepła*, Wyd. Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1998.
- [10] Narain A., Guang Yu., Quingyu L.: Interfacial shear models and their required asymptotic form for annular/stratified film condensation flows in inclined channels and vertical pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40 (1997) 3559-3575.
- [11] Petrik P.T., Dadonov P.V., Dvorovento I.V., Bogomołov A.R.: Heat exchange in condensation of R227 coolant in inclined tubes placed in a granular bed, *Int. J. Eng. Physics Thermophysics*, 77 (2004) 758-761.
- [12] Schoenfeld P. D., Kroger D. G.: Flooding during reflux condensation of steam in an inclined elliptical tube, *Proc. Int. Conf. Heat Exchangers for Sustainable Development*, Lisbon 1998, pp. 107-115.
- [13] Shah M. M.: An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *HVAC&R Research*, 15 (2009) 889-913.
- [14] Wang B. X., Du X. Z.: Study of laminar film - wise condensation for vapor flow in a inclined small/mini-diameter tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43 (2000) 1859-1868.

- [15] Wang J.C.Y., Ma Y.: Condensation heat transfer inside vertical and inclined thermosyphons, *J. Heat Transfer*, 113 (1991) 777-780.
- [16] Wiśniewski S., Wiśniewski T.S.: *Wymiana ciepła*, WNT, Warszawa 1997.

WPLYW KĄTA NACHYLENIA SKRAPLACZA NA WARTOŚĆ WSPÓŁCZYNNIKA PRZEJMOWANIA CIEPŁA - BADANIA EXPERYMENTALNE

Streszczenie

Analizując skraplanie czynnika chłodniczego przepływającego wewnątrz kanału, trzeba zwrócić uwagę na kształt jego przekroju poprzecznego, średnicę hydrauliczną i długość kanału, a także usytuowanie przestrzenne osi kanału (poziome, pionowe, nachylone). W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wpływu kąta nachylenia skraplacza jednowężowniowego na wartość współczynnika przejmowania ciepła. Badano skraplacz z czynnikiem chłodniczym R410A, chłodzony powietrzem. Wyniki badań potwierdziły, że istnieje optymalny kąt nachylenia tego rodzaju skraplacza, dla którego osiąga się największą wartość współczynnika przejmowania ciepła.

Słowa kluczowe: skraplanie, skraplacze, wymiana ciepła, współczynnik przejmowania ciepła

DOI: 10.7862/rm.2016.24

Otrzymano/received: 15.09.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 16.11.2016 r.

Janusz T. CIEŚLIŃSKI¹
Sławomir SMOLEŃ²
Dorota SAWICKA³

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FREE CONVECTION OF GLYCOL- Al_2O_3 NANOFLUID FROM HORIZONTAL TUBE

Nanofluids are considered to be a new generation of coolants, both in single- and two phase systems. Furthermore, nanofluids or nanocomposites may be used as a media in thermal energy storage (TES) in such systems as sensible heat storage (SHS) and phase change materials (PCM). In the SHS systems the dominating mechanism of the heat transfer is natural convection. However, in the literature only a few investigations of free convection of nanofluids have been discussed. This paper presents preliminary results of the experimental investigation of natural convection heat transfer of glycol- Al_2O_3 nanofluid from horizontal tube.

Keywords: thermal energy storage, sensible heat, nanofluids, free convection

1. Introduction

The shortage of fossil fuels and environmental considerations – first of all the reduction of carbon dioxide emission, motivated the use of alternative energy sources. However, utilization of renewable sources of energy may be limited due to a mismatch between energy supply and energy demand and intermittent performance of the renewable energy sources. Therefore, thermal energy storage plays essential role in heat recovery and contributes considerably in improving the performance of the thermal systems. There are two main physical ways for thermal energy storage: a change in internal energy of a material as sensible heat or latent heat during phase change processes and thermochemical reactions. Energy storage based on chemical reactions has much

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Janusz T. Cieśliński, Gdańsk University of Technology, ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk, Poland, tel.: +48 583471622, e-mail: jcieslin@pg.gda.pl

² Sławomir Smoleń, Hochschule Bremen, Germany, e-mail: Sławomir.Smolen@hs-bremen.de

³ Dorota Sawicka, Gdańsk University of Technology, Hochschule Bremen, Germany, e-mail: dsawicka@ext.hs-bremen.de

higher thermal capacity than sensible heat but is not widely commercially viable.

Large volume sensible heat systems are promising technologies with low heat losses and attractive prices. However, low thermal conductivity of liquids leads to a slow charging and discharging rate. The charging and discharging rate can be enhanced by applying nanofluids, i.e. mixtures of a base fluid and nanoparticles with a typical size smaller than 100 nm [1]. The fact that thermal conductivity of the suspensions is higher than that of the base liquids results from the higher - even orders of magnitude, thermal conductivities of solids than that of liquids [2, 3]. Moreover, crucial in sensible heat storage specific heat of the storage material (fluid) can be enhanced by use of nanoparticles [4]. Natural convection is the dominating mechanism of the heat transfer in the SHS systems. However, in the literature – contrary to forced convection or boiling heat transfer of nanofluids, little attention was paid to study free convection of nanofluids. Putra et al. [5] studied heat transfer of aqueous CuO and Al₂O₃ nanofluids inside a horizontal cylinder with ID of 40 mm and 100 mm long. The concentration of nanoparticles was 1% and 4% by volume. Experiments at Rayleigh number ranging from 106 to 109 showed a systematic and significant deterioration of heat transfer. The deterioration increased with an increase of nanoparticle concentration and was more pronounced for CuO nanofluids. Wen and Ding [6] investigated heat transfer behaviour of water-TiO₂ nanofluid inside a bottom-fired cylindrical gap with a diameter of 240 mm and a thickness of 10 mm. The concentration of nanoparticles was 0.19%, 0.36% and 0.57% by volume. The results showed a systematic decrease of heat transfer coefficient with increasing particle concentration. Li and Peterson [7] studied heat transfer behavior of water-Al₂O₃ nanofluid inside a bottom-fired cylindrical gap of 20 mm in diameter and thickness of 2.5 mm. The concentration of nanoparticles ranged from 0.5% to 6% by volume. A deterioration of heat transfer coefficient was observed with an increase of the volume fraction of the nanoparticles. Mahrood et al. [8] conducted experiments with Al₂O₃ and TiO₂ aqueous solution of carboxymethyl cellulose (0.5 wt.%). Tested nanofluids exhibit the properties of non-Newtonian fluids. Experiments were carried out in the vertical cylinder (enclosure) with three aspect ratios (length to diameter) of 0.5, 1.0 and 1.5. The nanoparticle concentration was 0.1, 0.2, 0.5, 1.0 and 1.5 by volume. The numerical simulations of natural convection of nanofluids show enhancement of heat transfer [9-11]. However, the results presented in the literature are devoted to the enclosed spaces when the liquid's thermal conductivity is very important.

This paper aims to evaluate the potential of glycol-Al₂O₃ nanofluid as a sensible heat storage material in a natural convection system. The test chamber consists of a cubical vessel that simulates SHS container and a horizontal tube is as a heating element. Alumina nanoparticles are tested at the concentration of 0.1% by weight.

2. Experiment

The test chamber consists of a cubical vessel made of acrylic glass (PMMA) with inside dimensions of 160 mm x 160 mm x 500 mm. Commercially available stainless steel tube with an outside diameter of 10 mm and 0.6 mm wall thickness is used to fabricate the test heater. The effective length of the tube was 150 mm. The ends of the tube are soldered to cooper joints in order to minimize any additional electrical resistance. The test specimen is heated by using the tube itself as a resistance heater. The power supply can be adjusted with an electrical transformer. The inside temperature of the test tube is measured using two resistance thermometers Pt100. Twelve thermometers type Pt100 - located at various levels inside the vessel are used to determine the average fluid temperature. The scheme of the experimental rig is shown in Fig. 1.

In the present study Al₂O₃ nanoparticles were applied while as a base fluid pure ethylene glycol was used. In order to prepare stable nanofluids and reduce the occurrence of agglomerates the sonication is applied using an ultrasonic washer for 4 h. Alumina nanoparticles are tested at the concentration of 0.1% by weight. Used nanoparticles have a spherical form and their diameter is in a range from 5 nm to 250 nm, while their mean diameter is 47 nm according to the manufacturer (Sigma-Aldrich Co.). Heat flux is calculated as

$$q = \frac{P_{el}}{\pi D_o L} \quad (1)$$

where: P_{el} - electrical power, D_o - the outside diameter, L - the length of the tube.

The inside temperature of the tube is calculated as an arithmetic mean of the measured two inside temperatures:

$$t_{in} = \frac{t_{in1} + t_{in2}}{2} \quad (2)$$

where: t_{in1}, t_{in2} - the inside temperatures of the tube.

According to Fourier's law, the mean temperature of the outside surface of the tube was determined from the formula [12]:

$$t_w = t_{in} - UI \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_{in}}\right)}{2\pi\lambda_t L} \quad (3)$$

where: U - voltage, I - current intensity, D_i - the inside diameter, λ_i - thermal conductivity of the tube material.

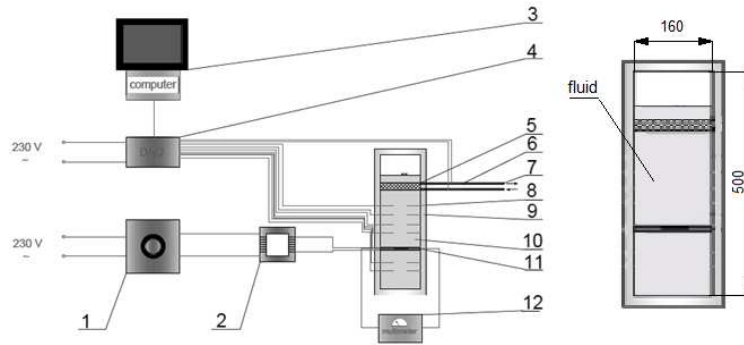


Fig. 1. Scheme of the experimental setup (left) and geometry of the vessel (right): (1) variac, (2) transformer, (3) PC-aided data acquisition system, (4) DAQ-module, (5) cooler, (6) cooling water system, (7) cooling water outlet, (8) Pt100 resistance thermometers, (9) insulation, (10) test vessel filled with a fluid, (11) heating section, (12) multimeter

The wall-to-fluid temperature difference is estimated as:

$$\Delta T = t_w - t_f \quad (4)$$

where: t_f - the mean fluid temperature, t_w - the outside surface temperature.

The mean fluid temperature t_f is calculated as the arithmetic mean of the eight fluid temperatures (measured above the heating tube (Fig. 1)).

$$t_f = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^{i=8} t_f \quad (5)$$

The inside tube temperature and the distribution temperature of the fluid were recorded during established steady states. For the measurement of the temperatures the resistance thermometers Pt100 with a diameter of 3 mm and the accuracy $\pm(0.3+0.0050 \cdot t)$, where t is a current temperature, were used. The heat transfer coefficient is estimated as:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T} \quad (6)$$

where: q - heat flux, calculated from Eq. 1,

ΔT - wall-to-fluid temperature difference, calculated from Eq. 4.

Nusselt and Rayleigh numbers are calculated from the formulas:

$$Nu = \frac{\alpha D_o}{\lambda} \quad (7)$$

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T D_o^3}{\nu\alpha} \quad (8)$$

where: g - gravitational acceleration, α - thermal diffusivity, β - coefficient of thermal expansion, ν - kinematic viscosity, λ - thermal conductivity.

Due to low nanoparticle concentration, there were taken the same thermophysical properties of the nanofluid as for pure ethylene glycol. The accuracy of calculated parameters is estimated with the mean square method. The uncertainty of the heat flux was estimated as follows:

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial P} \Delta P\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial D_o} \Delta D_o\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial L} \Delta L\right)^2} \quad (9)$$

The absolute measurement errors of the electrical power ΔP , the outside tube diameter ΔD_o and active length of the tube ΔL are 1 W, 0.1 mm and 0.5 mm, respectively. The maximum error for the heat flux was estimated to $\pm 1.2\%$. The experimental uncertainty for average heat transfer coefficient is calculated as:

$$\Delta\alpha = \sqrt{\left(\frac{\partial\alpha}{\partial q} \Delta q\right)^2 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial T} \delta T\right)^2} \quad (10)$$

The absolute measurement error of the wall superheat δT is 0.1 K. The maximum error for average heat transfer coefficient was estimated to $\pm 1.2\%$.

During the experimental runs the inside tube temperature, the distribution temperature of the fluid, the voltage and current intensity were measured by using a Lab View system. All these data were recorded during established steady states. Steady state was reached when the emf reading varied by less than 5 μ V over a 15 min period. The time to establish a steady state was usually about 1.5 h. A new steady state was reached by increasing the voltage and simultaneously increasing the cooling water flux in the cooler.

3. Results

In order to validate the apparatus as well as the experimental procedure, the present data for pure glycol are compared with those predicted with the use of Churchill and Chu correlation [12]. The Nusselt number Nu_{ch} was determined from the correlation:

$$Nu_{ch} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (11)$$

where: Pr - Prandtl number

Figure 2 shows the comparison of the predicted results and measured data during three independent runs. The results show satisfactory agreement. Figure 3 shows preliminary results of heat transfer from horizontal tube obtained for glycol- Al_2O_3 nanofluid with nanoparticle concentration of 0.1% by weight. Contrary to the experimental results reported in the literature slight enhancement of heat transfer compared to the pure glycol on the same stainless steel tube was recorded.

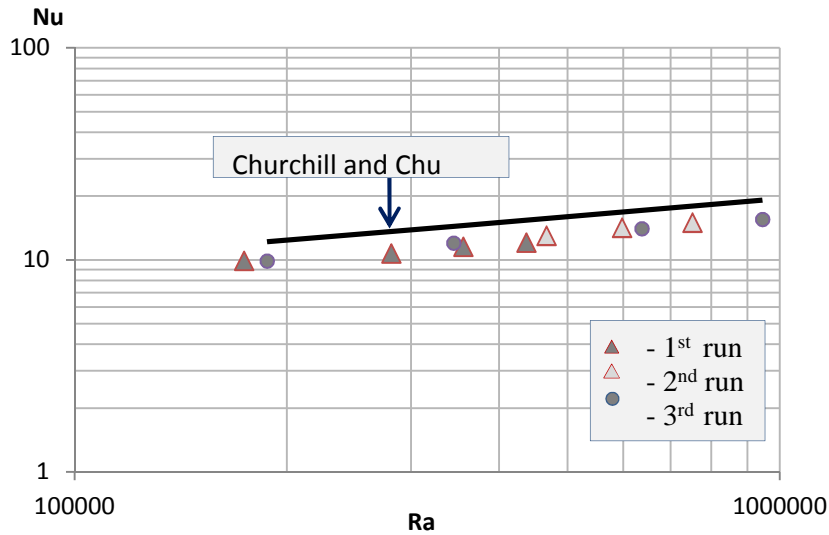


Fig. 2. Nu-Ra relationship of pure ethylene glycol

4. Conclusions

- Heat transfer behavior of glycol- Al_2O_3 nanofluid during free convection from horizontal stainless steel tube was investigated.
- Present results for pure glycol show satisfactory agreement with predictions made by recognized Churchill and Chu correlation, however the correlation overpredicts the experimental data for all free conducted runs.

- Contrary to the results reported in the literature slight enhancement of heat transfer for glycol- Al_2O_3 nanofluid compared to the pure glycol was recorded.

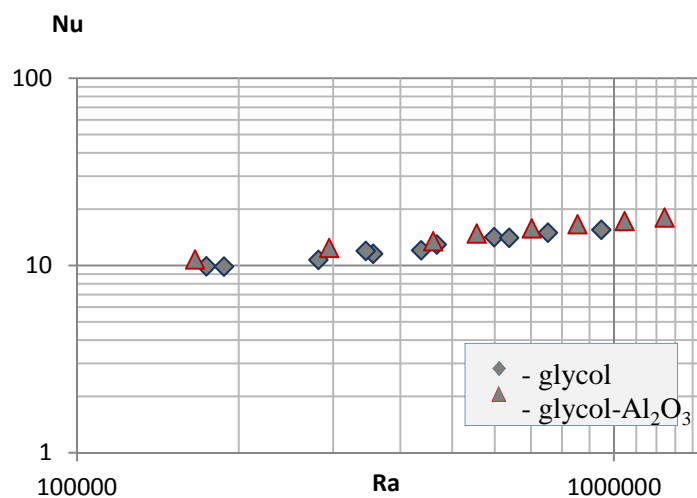


Fig. 3. Nu-Ra relationship of glycol- Al_2O_3 (0.1%) nanofluid

References

- [1] Choi S.: Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and Applications of Non-Newtonian Flows, ASME, FED-vol. 231/MD, 1995, pp. 99-105.
- [2] Cieśliński J.T., Krygier K., Smoleń S.: Measurement of temperature-dependent viscosity and thermal conductivity of alumina and titania thermal oil nanofluids, Arch. Thermodynamics, 36 (2015)35-47.
- [3] Cieśliński J.T., Krygier K., Smoleń S.: Influence of nanoparticle concentration on thermal properties of thermal oil-MWCNT nanofluids, Appl. Mech. Mat., 831 (2016) 198-207.
- [4] Shahrul I.M. et al.: A comparative review on the specific heat of nanofluids for energy perspective, Renewable Sustainable Energy Reviews, 38 (2014) 88-98.
- [5] Putra N., Roetzel W., Das S.K.: Natural convection of nano-fluids, Heat Mass Transfer, 39 (2003) 775-784.
- [6] Wen D., Ding Y.: Formulation of nanofluids for natural convective heat transfer applications, Int. J. Heat Fluid Flow, 26 (2005) 855-864.
- [7] Li C.H. and Peterson G.P.: Experimental studies of natural convection heat transfer of Al_2O_3 - water nanoparticle suspensions (nanofluids), Hindawi Publ. Corp. Advances in Mechanical Engineering 2010, 10 pages, doi:10.1155/2010/742739.
- [8] Mahrood M. et al.: Free convection heat transfer of non-Newtonian nanofluids under constant heat flux condition, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 38 (2011) 1449-1454.

- [9] Oueslati F.S., Bennacer R.: Heterogeneous nanofluids: natural convection heat transfer enhancement, *Nanoscale Research Letters*, 2011, 6:222 doi:10.1186/1556-276X-6-222.
- [10] Polidori G., Fohanno S., Nguyen C.T.: A note on heat transfer modelling of Newtonian nanofluids in laminar free convection, *Int. J. Thermal Sciences* 46 (2007) 739-74.
- [11] Khanafer K., Vafai K., Lightstone M.: Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (2003) 3639-3653.
- [12] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2010.

BADANIA EKSPERYMENTALNE KONWEKCJI SWOBODNEJ NANOCIECZY GLIKOL- Al_2O_3 NA POZIOMEJ RURCE

Streszczenie

Nanociecze uważane są za nową generację czynników chłodzących w układach jednofazowych oraz dwufazowych. Ponadto, nanociecze i nanokomponenty mogą być użyte jako środki magazynowania energii cieplnej (TES) w takich systemach jak SHS czy PCM. W systemach wykorzystujących ciepło jawne dominującym sposobem wymiany ciepła jest konwekcja swobodna. Mimo tego, jak dotąd, przeprowadzono niewiele badań eksperymentalnych i numerycznych dotyczących zjawiska konwekcji swobodnej nanocieczy. W pracy zaprezentowano wstępne wyniki badań eksperymentalnych wymiany ciepła podczas konwekcji swobodnej nanocieczy glikol- Al_2O_3 na poziomej rurce.

Słowa kluczowe: magazynowanie energii cieplnej, ciepło jawne, nanociecze, konwekcja swobodna

DOI: 10.7862/rm.2016.25

Otrzymano/received: 11.09.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 15.11.2016 r.

Adam KOTOWSKI¹

IMPROVEMENT IN ACCURACY OF NATURAL FREQUENCY DETERMINATION BASED ON THE ENVELOPE OF CROSS-CORRELATION FUNCTION

This paper presents a method of improvement of the accuracy in natural frequency determination when having impulse responses from impact testing. A new method is used for obtaining impulse response spectrum. The improvement in natural frequency determination is a result of improving the spectral resolution. For this, the new method uses calculation of surface area under the envelope of the cross-correlation function. This process is repeated by single-harmonic signal generated step-by-step with frequency changed iteratively. Thus the frequency resolution of determined spectrum is independent of length of analysed impulse response.

Keywords: natural frequency, determination, improvement, envelope

1. Introduction

The use of natural frequency as a diagnostic parameter in structural assessment procedures using vibration monitoring is widely applied. Changes in natural frequencies are called the classical damage indicators. They are the most used damage indicators both formerly and nowadays. The natural frequencies are sensitive to all kinds of damage [1]. In fact, natural frequencies are sensitive indicators of structural integrity. An analysis of periodical frequency measurements can be used to monitor structural condition [2]. The existence of a crack causes reductions in natural frequencies. The value in natural frequency shifts can reach from tens of Hz to a few Hz [3, 4]. Examination of the change in natural frequencies allows an estimation of both the location and size of the crack [5]. Using the fast Fourier transform (FFT) spectral resolution is fixed as an inverse of the duration of the recorded signal [6, 7].

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Adam Kotowski, Faculty of Mechanical Engineering, Białystok University of Technology, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, Poland, e-mail: a.kotowski@pb.edu.pl

Then, measurements of natural frequency particularly from short impulse responses are encumbered with errors.

One of the way to improve the frequency resolution is interpolation. It improves the resolution by a few orders [7, 8]. In order to avoid the limitation in the frequency resolution using FFT, Cawley and Adams investigated this problem and showed that it was possible to obtain frequency resolution of one-tenth of the spacing between the frequency points produced by the Fourier transform [9]. The other way for increasing frequency resolution of the spectrum and improving frequency estimation is zero-padding technique [10, 11].

The cross-correlation function has been used to correlate signal from impact testing to sine wave. In addition, the Hilbert transform has been used to obtain the envelope of the cross-correlation function [12, 13]. The results of previous investigations have shown that the surface area under the envelope of cross-correlation function has its local highest value in the case of equality of any harmonic between analyzed signal and reference single-harmonic signal. This way, the new procedure results the spectrum with own frequency resolution, e.g. tens of times increased in regard to classical FFT.

2. Reading natural frequency from 3-dof system impulse response

An essence of the proposed cross-correlation-envelope method (CCEM) for enhancement the spectral resolution is to correlate recorded impulse response signal $y(k)$ to sine waves generated within a step in frequency r . In this way, r value constitutes spectral resolution when calculating a surface area under the envelope of the cross-correlation function. The algorithm is presented in Fig. 1. Symbol dt means a sampling period as the inverse of sampling frequency fs ($dt = 1/fs$). When algorithm is stopped a plot of the surface area within frequency fi makes a spectrum with resolution r . The spectrum involves frequencies from 0 Hz to $fs/2$ Hz.

The unit impulse response function of a multi degree-of-freedom system can be expressed as follows [14]:

$$h(t) = \sum_{r=1}^n A_r \exp(-\sigma_r t) \sin(\omega_{dr} t) \quad (1)$$

where: A_r - the r th modal constant, σ_r - the r th modal damping, ω_{dr} - the r th damped angular frequency of the system. Three degree-of-freedom (3-dof) system impulse response $h(t)$ is considered in this section, $n = 3$, see Eq. 1. For instance, it could be an impulse response of a model of mechanical system in the form of the mass-spring system. To obtain the time history of the signal, the values of parameters of impulse response have been randomized. As an

example, amplitudes reached the values from 0.5 to 1.0, damping from 500 to 600 and frequencies from 3000 to 15000 Hz, where $\omega = 2\pi f$.

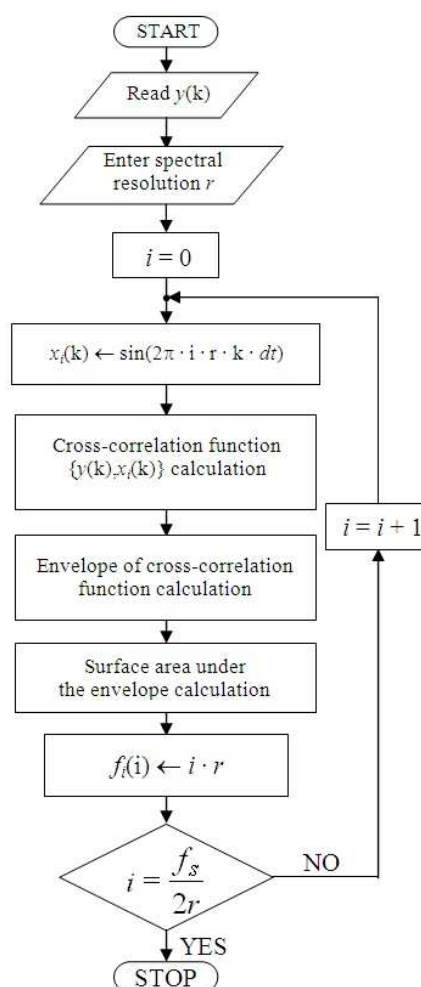


Fig. 1. Diagram of the method for obtaining the spectrum with resolution r

The analyzed signal has been synthesized numerically by sampling frequency equal to 65536 Hz and 1024 samples in length. Hence, frequency resolution by using FFT is 64 Hz. The exemplary impulse response signal under consideration is shown in Fig. 2. The proposed method of obtained spectrum can be utilized by the same resolution that FFT produces (64 Hz) but it also makes a possibility to have the spectral resolution much higher without increasing the signal length. Spectra obtained using FFT and CCEM are shown in Fig. 3. A set of calculations and measurements for three cases of random signal parameters values is shown in Table 1 and 2. Here, the results also in-

clude two types of spectrum obtaining, i.e. FFT and CCEM by 8 Hz and 1 Hz spectral resolution.

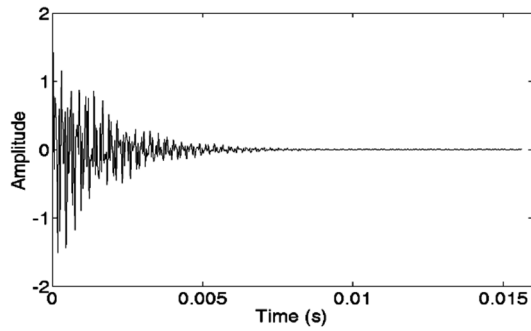


Fig. 2. Exemplary 3-dof system impulse response

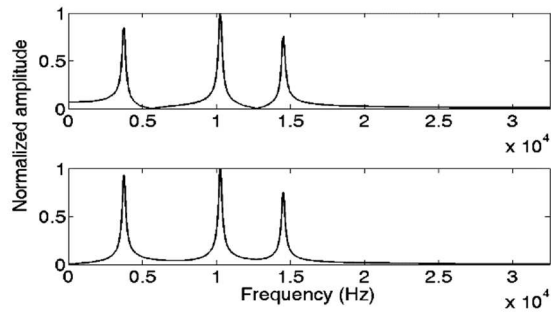


Fig. 3. Impulse response spectra obtained using FFT (top) and CCEM (bottom)

Table 1. Real frequencies

Case	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	f_3 [Hz]
1	3957.17	10485.38	14800.28
2	3035.71	10849.13	14933.99
3	3706.05	10031.83	14276.92

Table 2. Measured frequencies using FFT and CCEM

Case	Method	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	f_3 [Hz]
1	FFT	3968	10496	14784
	CCEM, $\Delta f = 8\text{Hz}$	3960	10488	14800
	CCEM, $\Delta f = 1\text{Hz}$	3958	10486	14800
2	FFT	3008	10816	14912
	CCEM, $\Delta f = 8\text{Hz}$	3040	10848	14936
	CCEM, $\Delta f = 1\text{Hz}$	3037	10849	14934
3	FFT	3712	10048	14272
	CCEM, $\Delta f = 8\text{Hz}$	3704	10032	14280
	CCEM, $\Delta f = 1\text{Hz}$	3707	10032	14277

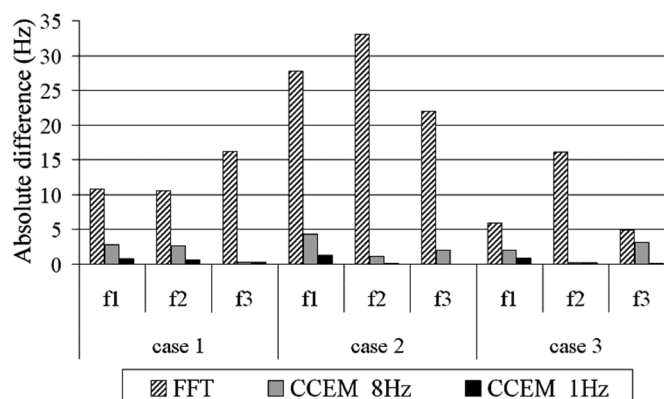


Fig. 4. Absolute differences between real and measured frequencies for 1st, 2nd and 3rd case

The best accuracy of frequency determination has been obtained for CCEM by frequency resolution equal to 1 Hz, see Fig. 4 – black bar. Absolute differences between real and measured frequencies obtained using FFT reached a range from 5 Hz to over 30 Hz. However, absolute differences between real and measured frequencies obtained using CCEM with 1 Hz resolution reached from nearly 0 Hz to about 1.3 Hz. Thus, the accuracy of frequency determination using CCEM is several or even dozens of times higher than using FFT.

3. Reading natural frequency from 3-dof system impulse response in the presence of noise

Impulse response of 3-dof system has been noised with 20 dB and 40 dB signal-to-noise ratios (SNR) given as follows:

$$SNR_{dB} = 20 \lg \frac{A_s}{A_n} \quad (2)$$

where A_s and A_n mean root mean square (RMS) of an analyzed signal and RMS of a noise, respectively [15]. To obtain the time history of impulse response, the values of parameters in Eq. 2 have been randomized at the same ranges as presented in section 3. The noised impulse responses has been calculated with the same sampling frequency and samples in length as in section 3. The noised impulse responses of 3-dof system are shown in Fig. 5. Spectra of considered impulse responses are shown in Figs. 6-7. Differences between real and measured frequencies obtained using FFT have reached the same values 20 dB and 40 dB of SNR (Table 3). In this cases, differences are in the range

from 22 Hz to 33 Hz, see Fig.8. By using CCEM, differences between real and measured frequencies have reached the range of 10.3-13.2 Hz for 20 dB of SNR and the range of 0.1-3.3 Hz for 40 dB of SNR. Once again, the accuracy of frequency determination using CCEM is several or even tens of times higher than using FFT.

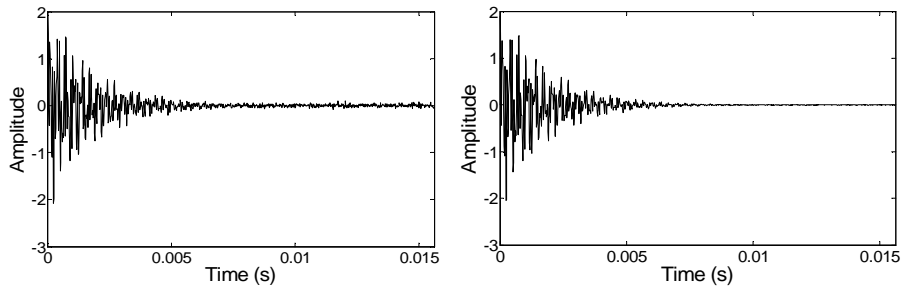


Fig. 5. Noised 3-dof system impulse response with 20dB (left) and 40dB (right) of SNR

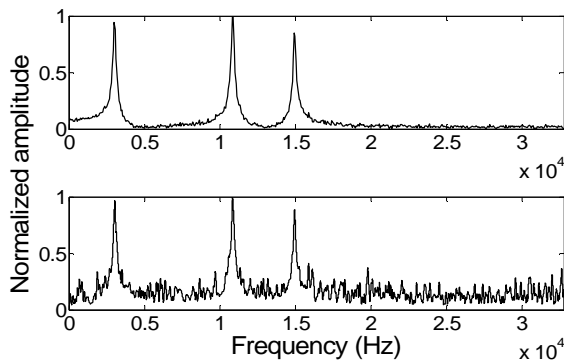


Fig. 6. Spectra of noised impulse response with 20dB of SNR obtained using FFT (top) and CCEM (bottom)

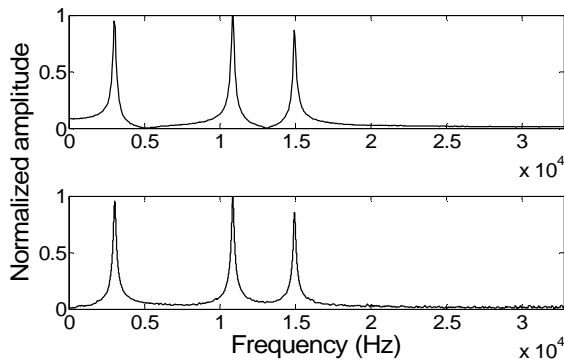


Fig. 7. Spectra of noised impulse response with 40dB of SNR obtained using FFT (top) and CCEM (bottom)

Table 3. Real and measured frequencies in the case of 20dB and 40dB of SNR

f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	f_3 [Hz]
Real		
3035.71	10849.12	14933.99
Measured using FFT, SNR=20dB		
3008	10816	14912
Measured using CCEM, SNR=20dB		
3046	10836	14945
Measured using FFT, SNR=40dB		
3008	10816	14912
Measured using CCEM, SNR=40dB		
3039	10849	14936

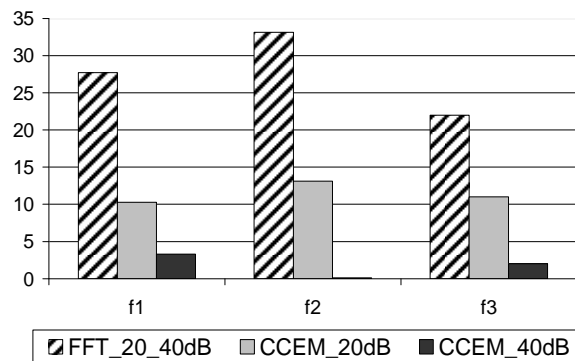


Fig. 8. Absolute differences in Hz between real and measured frequencies by 20dB and 40dB of SNR

4. Results for the case of integer and non-integer frequency resolution multiplication

In this section, spectral analysis of impulse response of single-degree-of-freedom (SDOF) system for different damped frequency being the multiplication of frequency resolution is presented. For this case damped frequency of SDOF system is considered in the following form

$$f_d = k\Delta f + z\Delta f \quad (3)$$

where Δf is the frequency resolution, k is a factor for integer multiplication of the frequency resolution ($k = 1, 2, 3, \dots$) and z is a factor within the range 0 to 1. To obtain the impulse responses, factor k has been changed from 91 to 100. By setting z factor, frequency f_d can obtain the values as the non-integer multiplication of the frequency resolution. In this way, frequency f_d will be within the range of 5824Hz to 6464Hz. The analyzed impulse responses have been

synthesized numerically by sampling frequency equal to 65536 Hz and 1024 samples in length. Hence, the frequency resolution by using FFT is unchangeable and equal to $\Delta f_{FFT} = 65536/1024 = 64\text{Hz}$, while the frequency resolution by using CCEM can be fixed in an arbitrary way, regardless of the recorded signal length, e.g. $\Delta f_{CCEM} = 1\text{ Hz}$. Exemplary impulse response of SDOF system is shown in Fig. 9.

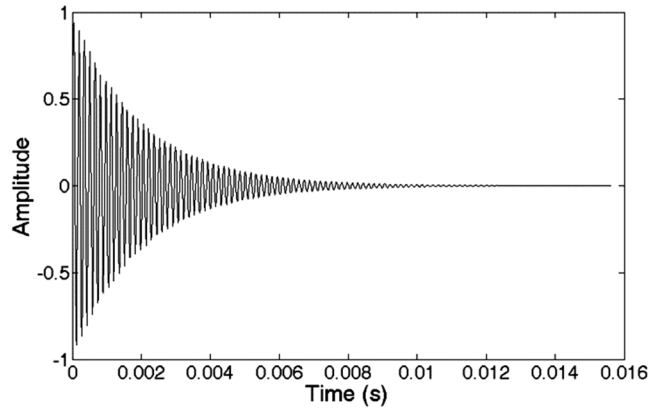


Fig. 9. SDOF system impulse response

The results from No. 1 to 10 (Table 4) have shown that in the case of integer multiplication of the frequency resolution there is no difference between real and measured frequency using both methods (FFT, CCEM). A completely different status is by non-integer multiplication of the frequency resolution. Difference between real and measured frequency depends on z factor significantly when using FFT (Fig. 10).

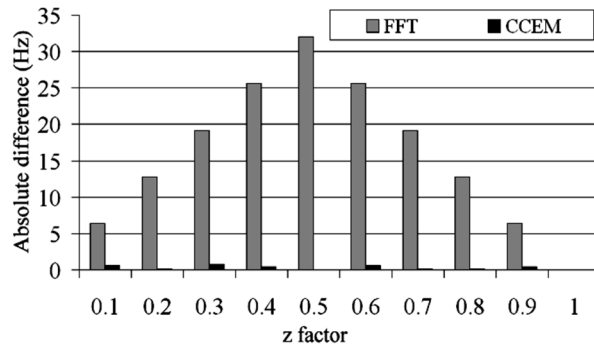


Fig. 10. Absolute differences between real and measured frequencies as a function of z factor

Table 4. Real and measured frequencies using FFT and CCEM for integer and non-integer multiplication of the frequency resolution

No.	k	z	Real frequency [Hz]	Measured frequency [Hz]	
				FFT	CCEM
1	91	0.0	5824	5824	5824
2	92	0.0	5888	5888	5888
3	93	0.0	5952	5952	5952
4	94	0.0	6016	6016	6016
5	95	0.0	6080	6080	6080
6	96	0.0	6144	6144	6144
7	97	0.0	6208	6208	6208
8	98	0.0	6272	6272	6272
9	99	0.0	6336	6336	6336
10	100	0.0	6400	6400	6400
11	100	0.1	6406.4	6400	6407
12	100	0.2	6412.8	6400	6413
13	100	0.3	6419.2	6400	6420
14	100	0.4	6425.6	6400	6426
15	100	0.5	6432.0	6400	6432
16	100	0.6	6438.4	6464	6439
17	100	0.7	6444.8	6464	6445
18	100	0.8	6451.2	6464	6451
19	100	0.9	6457.6	6464	6458
20	100	1.0	6464.0	6464	6464

Maximum difference then is a half of the frequency resolution $\Delta f_{FFT} = 32$ Hz. In the case of the use of CCEM, differences between real and measured frequencies are far lower in comparison to FFT measurements. Then, maximum difference is 0.8Hz (Fig. 10 black bar).

5. Conclusions

The use of cross-correlation function and its envelope allows to obtain signal spectrum. The proposed non-Fourier method for accurate measurement of natural frequency is comprised of the process of calculation of cross-correlation function between the impulse response signal and sine wave. Then, a surface area under the envelope of the cross-correlation function is calculated. The frequency resolution in this method is regardless of the signal length and can be adjusted. Thus, the frequency resolution can be increased significantly and the accuracy of determination of natural frequencies can be improved. The examples have shown that the proposed method gives much

higher accuracy in frequency determination beside FFT, also in the presence of noise. The results in the case of integer and non-integer frequency resolution multiplication have indicated advantages of the presented method.

Acknowledgement

This work was supported by Bialystok University of Technology under work No. S/WM/1/2016.

References

- [1] Palacz M., Krawczuk M.: Vibration parameters for damage detection in structures, *J. Sound Vibration*, 249 (2002) 999-1010.
- [2] Salawu O.S.: Detection of structural damage through changes in frequency: a review, *Eng. Structures*, 19 (1997) 718-723.
- [3] Patil D.P., Maiti S.K.: Detection of multiple cracks using frequency measurements, *Eng. Fracture Mech.*, 70 (2003) 1553-1572.
- [4] Dilena M., Dell'Oste M.F., Morassi A.: Detecting cracks in pipes filled with fluid from changes in natural frequencies, *Mech. Systems Signal Processing*, 25 (2011) 3186-3197.
- [5] Choubey A., Sehgal D.K., Tandon N.: Finite element analysis of vessels to study changes in natural frequencies due to cracks, *Int. J. Pressure Vessels Piping*, 83 (2006) 181-187.
- [6] Bendat J.S., Piersol A.G.: Engineering applications of correlation and spectral analysis, Wiley Interscience, New York 1980.
- [7] Gasior M.: Improving Frequency Resolution of Discrete Spectra, PhD thesis, AGH University of Science and Technology, Kraków 2006.
- [8] Gasior M.: Improving Frequency Resolution of Discrete Spectra - Algorithms of Three-Node Interpolation, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2010.
- [9] Cawley P., Adams R.D.: Improved frequency resolution from transient tests with short record lengths. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 64, No. 1, 1979, pp. 123-132.
- [10] Quinn B.G. Recent advances in rapid frequency estimation. *Digital Signal Processing*, Vol. 19, No. 6, 2009, pp. 942-948.
- [11] Dunne J.F. A fast time-domain integration method for computing non-stationary response histories of linear oscillators with discrete-time random forcing. *J. Sound Vibration*, 254 (2002) 635-676.
- [12] Thrane N.: The Hilbert Transform, Technical Review 3, Brüel&Kjær, Naerum, Denmark 1984.
- [13] Thrane N., Wismer J., Konstantin-Hansen H., Gade S.: Practical use of the "Hilbert transform", Application Note, Brüel&Kjær, Naerum, Denmark 1999.
- [14] Ahn S.J., Jeong W.B., Yoo W.S.: Improvement of impulse response spectrum and its application, *J. Sound Vibration*, 288 (2005) 1223-1239.

- [15] Katunin A.: Localization of damage in beam-like structures applying time-frequency distributions to modal shapes of vibration, *Diagnostyka*, 17 (2016) 53-58.

POPRAWA DOKŁADNOŚCI WYZNACZANIA CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH W OPARCIU O OBWIEDNIĘ FUNKCJI KORELACJI WZAJEMNEJ

Streszczenie

Praca przedstawia sposób poprawy dokładności wyznaczania częstotliwości drgań własnych mając odpowiedzi z badań impulsowych. Nowej metody używa się w celu znalezienia widma odpowiedzi impulsowej. Poprawa wyznaczania częstotliwości drgań własnych jest wynikiem poprawy rozdzielczości widmowej. W tym celu nowa metoda wyznacza pole powierzchni pod obwiednią funkcji korelacji wzajemnej. Proces ten dokonuje się cyklicznie włącznie z generacją fali harmonicznnej krok po kroku wraz z iteracyjną zmianą jej częstotliwości. W ten sposób, rozdzielczość częstotliwościowa wyznaczonego widma jest niezależna od długości analizowanej odpowiedzi impulsowej.

Słowa kluczowe: częstotliwość drgań własnych, wyznaczanie, poprawa, obwiednia

DOI: 10.7862/rm.2016.26

Otrzymano/received: 14.11.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.12.2016 r.

Przemysław MOTYL¹
Jan ŁACH²

CO-FIRING OF COAL WITH NATURAL GAS - COMPUTATIONAL SIMULATIONS

The paper includes the results of computational tests conducted to compare coal combustion to the natural gas co-firing with coal in the combustion chamber of the conventional OP230 boiler with low-emission front burners and open-fire air (OFA) nozzles. It was shown that co-firing coal with the co-fuel with high content of methane can result in the reduction of NO_x emissions about 40% compared with the coal combustion. The results obtained can be used as a benchmark for comparative computer tests of indirect co-firing of coal with syngas derived from wood- and agriculturally-based biomass and waste products.

Keywords: co-firing, boiler, low-emission combustion

1. Introduction

The energy sector is interested in energy-efficient and economically rational low-carbon technologies of electricity and heat production, including the use of biomass. One of these is the indirect co-firing wherein, the substitute of gaseous fuel in the form of a low calorific syngas produced from the highly efficient gasification of different fuel feedstocks is either co-fired with coal at the burners, separately burned at the special burners or used as reburning fuel [1-3]. The separation of gasification and co-firing processes is still relatively unpopular due to high unit investment [4, 5]. However, this technology can be regarded as safer, more efficient and more environmentally friendly than direct co-firing. Delaying the commercial deployment of gasification in the power industry and utilities sector is the need to substantially increase the energy conversion efficiency of gasification process. This means that the syngas should contain a large share of combustible components, mainly of light hydrocarbons, and therefore primarily methane. In addition, it needs to

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Przemysław Motyl, University of Technology and Humanities in Radom, ul. Malczewskiego 29, 26-600 Radom, +48 48 361 71 23, e-mail: p.motyl@gmail.com

² Jan Łach, University of Technology and Humanities in Radom, e-mail: lachjan@wp.pl

have the lowest possible content of tars, dioxins, furans and polyaromatic hydrocarbons (PAHs).

The indirect co-firing of the syngas with coal cannot lead to exceeding the legally permissible emission levels, including the NO_x emissions the reduction of which from power boiler furnaces is one of the difficult problems associated with coal combustion. For this purpose, the so-called primary and secondary methods are used [6, 7]. The first of them, based on the modifying the organization of the combustion processes, lead to reducing the NO_x formation inside the combustion chamber while the latter consists in reducing the NO_x emissions in the exhaust gas with the use of the efficient but expensive Selective Catalytic Reduction (SCR) technology. One of the important primary methods is the reburning or fueling in staging technology. In principle, one has to deal with the three-stage combustion of coal including: (i) primary combustion zone in which a main fuel is burnt; (ii) reburning zone with an injection of co-fuel establishing a fuel-rich zone; and (iii) burnout zone in which a secondary air is supplied. Reburning is still the subject of research in lab-scale, pilot and demo installations although its successive commercial environmentally friendly implementations in pulverized coal-fired boilers in the Japan known as MACT and A-MACT [8, 9] were fully successful and applied in new boiler installations. Similarly, effective reburning technologies were commercially implemented in the USA [10-12] while the full-scale tests have been conducted, e.g. in the UK [13]. Let us add that natural gas, very fine pulverized coal, coal emulsions and crude-oil were used as reburning hydrocarbon fuels. Each of these secondary fuels poses a number of technological and/or economic problems. To provide hydrocarbons for reburning in pulverized coal-fired boilers, the injection of syngas derived from gasification of different types of biomass and waste products (wood waste, agro biomass, bark, sawdust, peat, cardboard, railroad ties, plastics, municipal solid wastes, solid recovered fuels, etc.) was also investigated in lab-scale as well as pilot and demo installations. Such a technology is known as the indirect co-firing. Advantages and disadvantages of both direct and indirect biomass co-firing systems have been done e.g. in [14, 15]. The commercial examples of the latter are as follows: (i) the Kymijärvi combined heat and power (CHP) plant near Lahti in Finland (167 MWe, 240 MWth) with the Foster Wheeler circulating fluidized bed (CFB) gasifier operating on woody biomass, peat, paper, cardboard, tires and plastics [16]; (ii) the Ruien coal-fired plant in Belgium (190 MWe) with the gasifier similar to that of the Kymijärvi CHP plant operating on wood chips, bark and board residues [17]; (iii) the coal-fired CHP unit (600 MWe, 350 MWt) of the Amercentrale power plant in Geertruidenberg in Netherlands with the CFB gasifier operating on wood fuels such as demolition wood [18]; and (iv) the Zeltweg power plant in Austria (344 MWt) (closed in 2001 for economic reasons) with the CFB gasifier operating on spruce bark, wood chips, sawdust, plastics railroad ties and old demolition

wood [19, 20]. Despite the lack of DeNO_x installation, the reduction of NO_x emissions from the above-listed installations was from 5 to 10% of that during coal combustion. Further installations are described e.g. in [21]. Difficulties related to the implementation of experiments caused that indirect co-firing processes are increasingly analysed via numerical simulations usually using ANSYS Fluent CFD program. Our numerical results, concerning woody biomass-based syngas co-firing with coal in the original combustion chamber of the conventional OP230 boiler manufactured by RAFAKO with eight low-emission burners located at three levels on the front wall, have been given in [22, 23]. The input and some operating data were collected at the Białystok Thermal-Electric Power Station S.A. The woody biomass derived raw syngas containing 3% of methane was injected into combustion chamber via: (i) six nozzles added on the front wall at the level of the bottom row of burners [22]; and (ii) three nozzles located on the side wall below the OFA nozzles [23]. The heat replacement by the co-fuel was about 7%. It was found that the reduction of NO_x emission can reach about 10% [23] and about 20% [22]. Below, we present the results of simulations of co-firing of coal with natural gas. Like this, we intend to identify the effect of co-fuel type with high content of methane for the formation of favourable conditions for the reduction of NO_x in a fuel-riche zone of the OP230 boiler. It is assumed that the injection of natural gas was carried out as in [23]. The results obtained can be used as a benchmark for comparative computer tests of indirect co-firing of coal with syngas derived from wood- and agriculturally-based biomass and waste products in the combustion chamber of the OP230 steam pulverized coal-fired boiler. The natural gas is considered as the standard co-fuel since reburning works best with methane.

2. Formulation of the problem

The goal of our study is to compare the preliminary computational results with regard to the reduction in NO_x emissions during co-firing of natural gas with coal relative to the baseline case when only coal is combusted under normal operation conditions of the OP230 boiler. Both simulations were carried out using ANSYS program. The input and some operating data, i.e.: coal properties and boiler's full-load rating data, were collected at the Białystok Thermal-Electric Power Station S.A. Boundary conditions were derived using data acquired from the boiler manual. The size of the boiler is 8×26.7×8.66 m. The unit is originally equipped with eight low-NO_x burners on the front wall manufactured by Ecoenergia, but it was assumed that only six of them are in operation. They are located equally at two heights: $y = 7.4$ m and $y = 9.5$ m, i.e. three at each height (Fig.1). The chemical composition of coal is given in Table 1 and its calorific value was assumed to be equal to 23.44 MJ/kg. For simulation purposes, the dedicated nozzles supplying the combustion chamber

with the natural gas were added on two walls at the height of the bottom row of burners $y = 5.4$ m. Assuming 5% (case 1) or 15% (case 2) of heat replacement by the supplemental fuel, we find the part of boiler power which should be obtained from combustion of natural gas. Knowing its lower heating value, we arrive to volume flow rate. The composition of natural gas is given in Table 2. As for OFA nozzles (after the boiler retrofit), four of them are installed on the front wall ($y = 13.7$ m) and two times more on the opposite wall ($y = 11.3$ m and $y = 13.7$ m). The combustion and co-firing simulations were limited to a radiant furnace. This approach requires to keep the flue gas temperature distribution in the cross-section $y = 19$ m corresponding to the inlet into the boiler convective section. It must be pointed out that a small correction of air distribution in the combustion chamber has been made. This was associated with the transferring a part of air mass flow rate from the burners zone to OFA nozzles to remain both the proportion of air to coal in coal burners and overall balance of air supplied to the boiler (Table 3). Such a treatment resulted in an air velocity increase in the nozzles and better mixing of the flue gas with secondary air. The methane introduced into the reburning zone produces the greatest possible number of hydrocarbon radicals CH_i responsible for the NO reduction to primarily HCN ($\Sigma\text{CH}_i + \text{NO} = \text{HCN} + \dots$). Next, in view of the oxygen deficiency, HCN is converted to amino radicals NH_i which react with NO leading to the formation of molecular nitrogen (N_2). Finally: $\Sigma\text{CH}_i + \text{NO} \rightarrow \text{HCN} \rightarrow \text{NH}_i \rightarrow \text{N}_2$. Intermediate reactions involve hydrogen H and hydroxyl OH radicals [24]. This mechanism of NO reduction justifies the need to maintain a low excess air coefficient ($\lambda = 0.7$ to 0.9) in the reburning zone. In many secondary reactions of NH_2 , H_2CN and HCNO formation, highly reactive hydrocarbon free radicals, CH, CH_2 and CH_3 , are of essential meaning. These conditions are not conducive to the NO_x formation in the boiler furnace; therefore, their reduction can reach up to 80% depending on the methane percentage of total fuel [25]. Results of laboratory tests with injection of methane into the reburning zone during coal combustion are demonstrated e.g. in [26]. The NO_x content was as follows: 480 mg/ Nm^3 (at the inlet to the reburning zone), 120 mg/ Nm^3 (at the level of secondary combustion air), and 148 mg/ Nm^3 (at the outlet of the combustion chamber). Reduction in NO_x emissions in real conditions (the Longannet plant – 600 MWe, the Denver plant – 172 MWe) have been described in [13] and [27]. It ranged from 40 to 70 %. In general, the efficiency of reburning depends also on excess air coefficient, stoichiometry and temperature of the reburning zone, flue gas and syngas compositions, residence time, etc. This means that many computational studies are needed to achieve the appropriate interrelationships. The OP230 boiler selected for our study is a unit in which the region of burners is the air-deficient combustion zone ($\lambda < 1$). To create conditions for the total carbon burnout, the secondary air is supplied into the combustion chamber through bottom and OFA nozzles. Such an oxygen distribution allows the examination

of the placement of additional nozzles supplying the combustion chamber with syngas at the bottom burners level. In this way one can get an effect similar to the reburning. At the same time, the residence time of syngas particles in the combustion chamber is so long that promotes the destruction of harmful compounds that may arise in the process of gasification. Such an increase of fuel injection at the level of bottom burners should reduce the zone rich in oxygen derived from the additional air nozzles located on the side walls. This should translate into an increase of substoichiometric zone from bottom to upper burners. It was assumed in our computations that the first ones do not work. However, this procedure may give rise to an increased risk of sulfur corrosion. To avoid this, some additional shielding measures are needed.

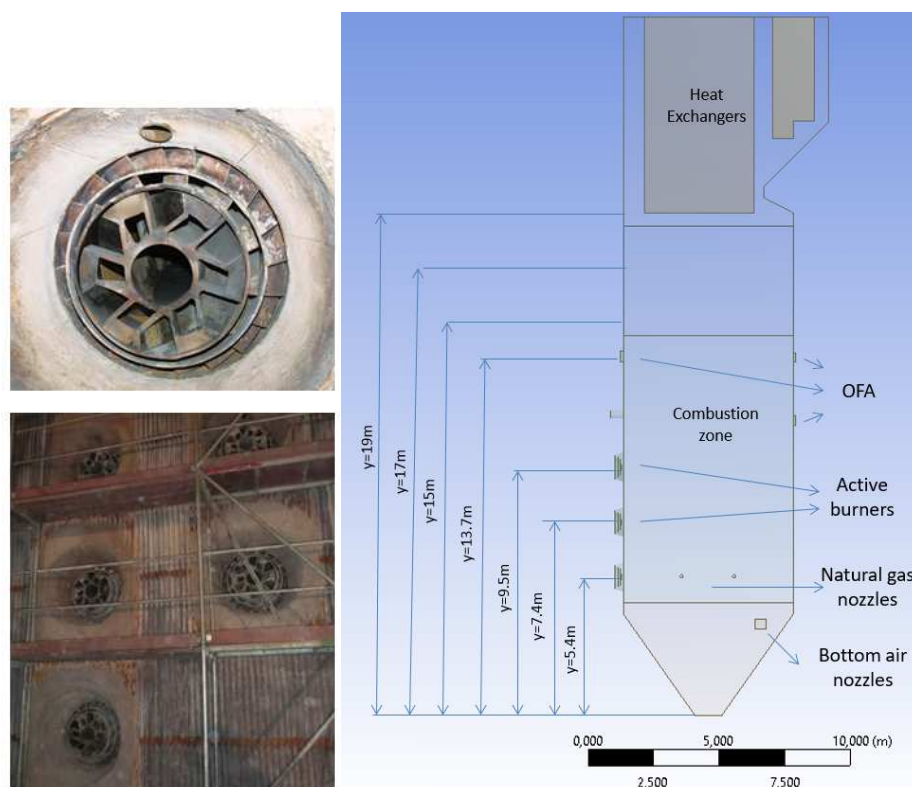


Fig. 1. Geometry of the OP 230 boiler at the Białystok Thermal-Electric Power Station S.A.

Table 1. Coal composition

Component	Ash	Humidity	Carbon	Hydrogen	Oxygen	Nitrogen	Sulphur	Chlorine
% wt	12.60	12.40	60.58	4.40	8.20	1.30	0.22	0.30

Table 2. Natural gas composition

Component	CH ₄	CO ₂	N ₂
% mol	69.4	1.39	29.21

Table 3. Operational conditions of co-firing

Case description	Case 0	Case 1	Case 2
Coal consumption [kg/s]	8.24	7.82	7.00
Heat replacement [%]	0	5	15
Primary air volume flow rate [Nm ³ /s] and temperature [K]	14.48 378	13.76 378	12.31 378
Secondary air volume flow to burners [Nm ³ /s] and temperature [K]	25.96 603	24.66 603	22.07 603
Lower nozzles air volume flow rate [Nm ³ /s] and temperature [K]	3.20 603	3.04 603	2.72 603
Air volume flow rate of OFA nozzles (front wall) [Nm ³ /s] and temperature [K]	6.00 603	6.87 603	8.61 603
Air volume flow rate of OFA nozzles (rear wall) [Nm ³ /s] and temperature [K]	9.00 603	10.30 603	12.92 603

3. Results and discussion

The selected results of *computational fluid dynamics* (CFD) successful simulations of the coal combustion (case 0) and its co-firing with methane (case 1 and case 2) are shown in Figs. 2-8. Temperature distribution in the boiler combustion chamber is illustrated in Fig. 2 while oxygen concentration is given in Fig. 3. There is considerable interest in the area-weighted values of temperature and concentrations of O₂ and NO_x corresponding to the characteristic heights in the boiler. They are shown in Figs. 4-8. It follows from Fig. 2 that in both cases considered, the co-firing leads to the diminution of zone with the temperature range 1600-1900 K at the OFA nozzles level. This results in reduced risk of high NO_x emissions. It is also important that, the co-firing process does not lead to high increase in the average temperature in the top section of a combustion chamber compared with the coal combustion (Fig. 7). This does not result in an increase of flue gas loss and means that, we do not have to deal with the increase in NO_x emissions due to additional formation of thermal NO_x. The co-firing process does not introduce significant changes in the operation of steam superheaters located above $y = 19$ m.

The main burners region is characterized by a deficiency of oxygen ($\lambda < 1$). To establish complete burnout of coal, the secondary air is supplied via nozzles located on the side walls in the bottom level of main burners region and OFA nozzles. In addition, such a solution protects surfaces of combustion chamber against excessive sulphur corrosion and prolongs the combustion process by gradually supplying the air to fuel. Next, the dedicated nozzles delivering the natural gas and situated near bottom air nozzles (Fig. 1) limit the oxygen distribution in the bottom region of the combustion chamber.

Thereby, an enlarged substoichiometric zone promotes the reduction of nitrogen oxides.

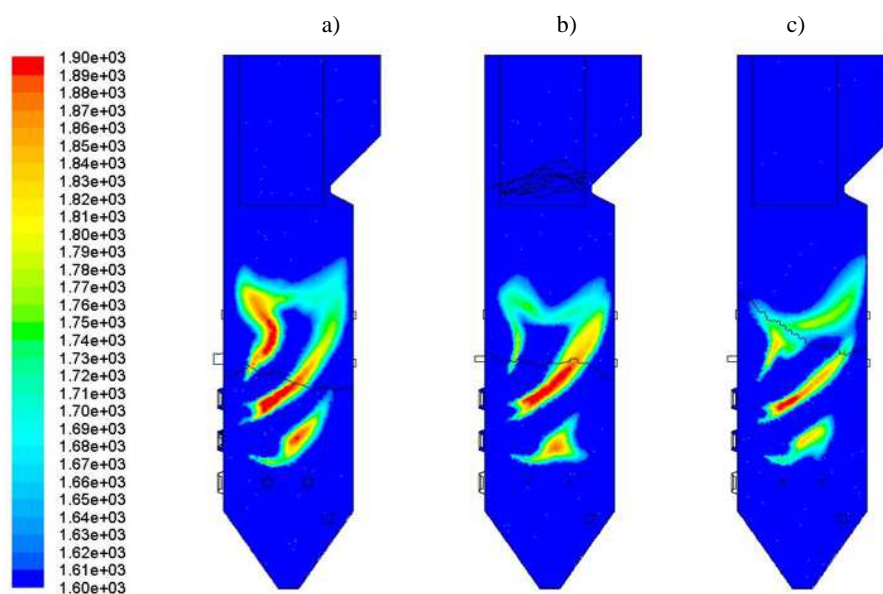


Fig. 2. Temperature [K] distribution in the boiler combustion chamber: a) coal combustion, case 0; b) co-firing, case 1; and c) co-firing, case 2

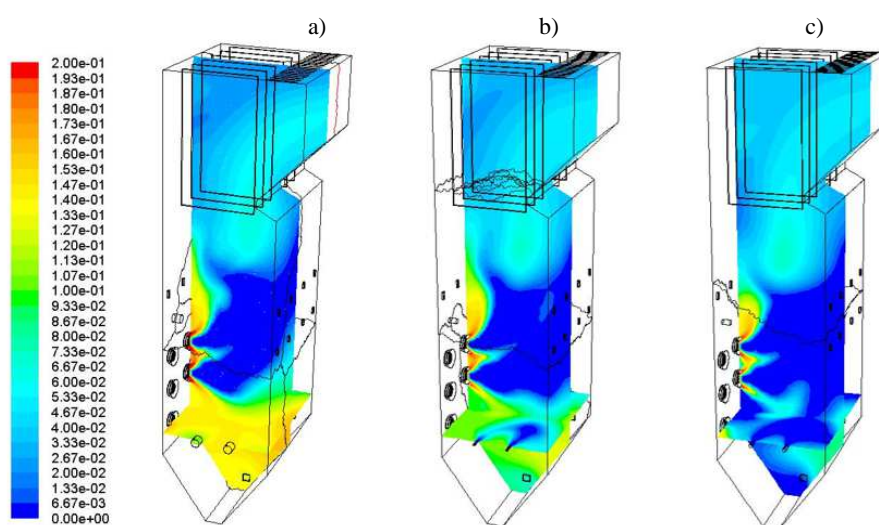


Fig. 3. O_2 [mole fraction] concentration in the boiler combustion chamber: a) coal combustion, case 0; b) co-firing, case 1; and c) co-firing, case 2

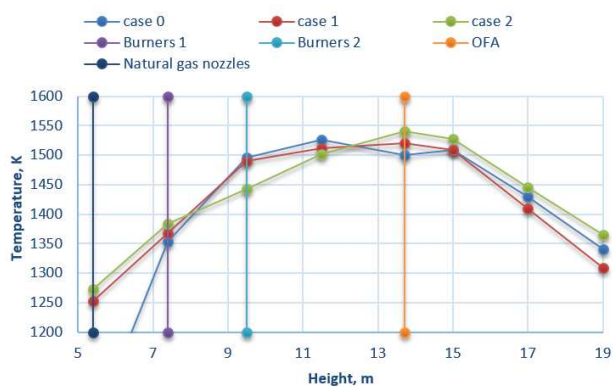


Fig. 4. Area-weighted average values of temperature as a function of furnace elevation y for coal combustion and its co-firing with CH₄

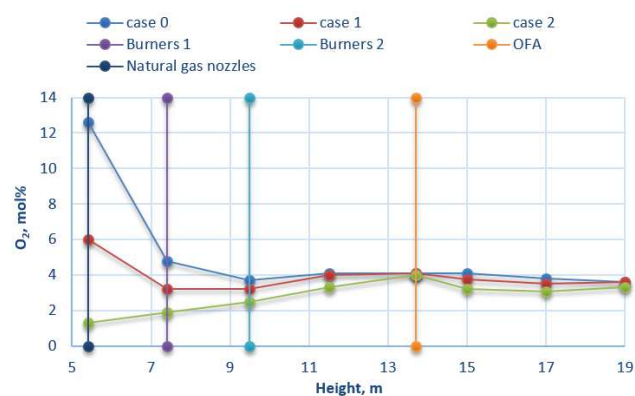


Fig. 5. Average concentration of O₂ as a function of furnace elevation y for coal combustion and its co-firing with CH₄

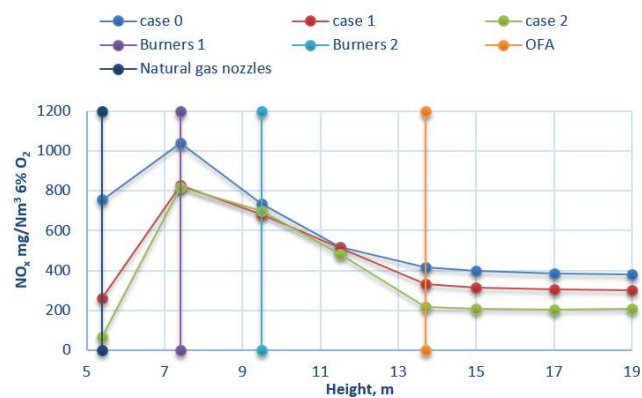


Fig. 6. Area-weighted average values of NO_x concentration as a function of furnace elevation for coal combustion and its co-firing with CH₄ (dry, 6% O₂)

Let us observe that this effect is achieved at the expense of the increased risk of the protection of the combustion chamber screens against high temperature corrosion. It seems that for this reason, the proposed method of NO_x reduction can be applied to a limited extent. The computational results (Fig. 8) showed that, the indirect co-firing coal with the co-fuel with high content of methane injected through additional nozzles added on two walls at the height of the bottom row of burners, can result in the reduction of NO_x emissions about 40 % compared with the coal combustion.

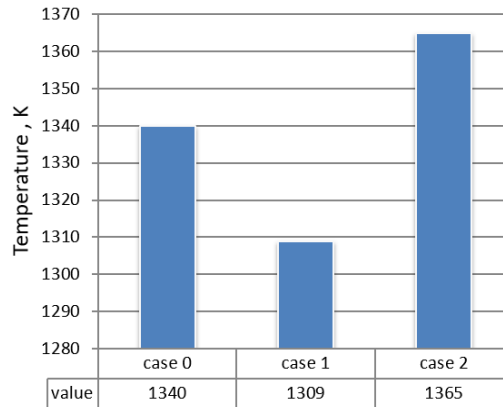


Fig. 7. Area-weighted average values of temperature on $y = 19$ m cross sections in the boiler combustion chamber for: coal combustion, case 0; co-firing, case 1; and co-firing, case 2

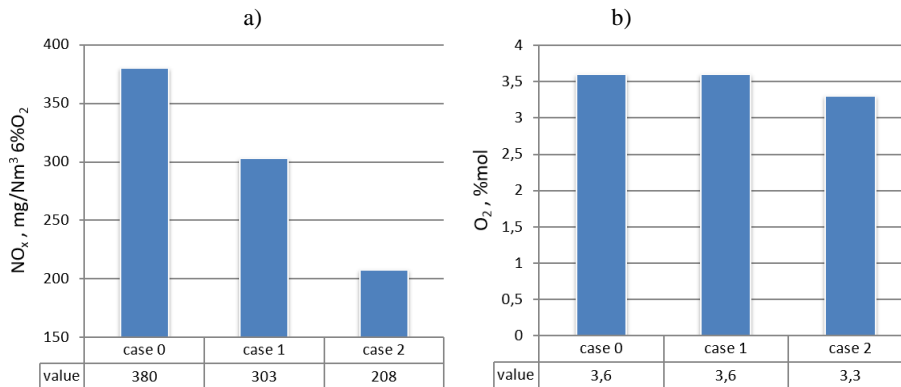


Fig. 8. Average concentration of NO_x (a) and O_2 (b) at cross-sections located at a height of $y = 19$ m in the boiler combustion chamber for: coal combustion, case 0; co-firing, case 1; and co-firing, case 2

4. Conclusions

The computational tests of the co-firing coal with natural gas in the combustion chamber of the conventional OP230 boiler with low-emission front burners and OFA nozzles were designed to determine the benchmark for comparative computer tests of indirect co-firing of coal with syngas derived from wood- and agriculturally-based biomass and waste products. The preliminary computational results showed that high content of methane injected through additional dedicated nozzles can result in the considerable reduction of NO_x emissions compared with the coal combustion. It would be interesting to determine the relationship between the scale of the reduction and the co-fuel type providing hydrocarbons to the combustion chamber. In addition, the indirect co-firing of the syngas with coal can be safer, more efficient and more environmentally friendly than direct co-firing. It cannot lead to the increased risk of the protection of the combustion chamber screens against high temperature corrosion. Since co-combustion of methane-rich gaseous fuel with coal translates into a high degree of NO_x reduction, one should strive to conduct a gasification process in gasifiers in such a way that the syngas obtained is characterized by the highest possible methane content. Such a co-fuel should be injected into the combustion chamber of the boiler through dedicated nozzles. It seems that, if the syngas has a low content of methane, just before its usage it should be mixed with natural gas. This way one can obtain the optimum degree of reduction in nitrogen oxides independently from the fuel utilized in a gasification process. This postulate seems to be reasonable, but requires further detailed research.

References

- [1] Wu K.T., et al.: Study of syngas co-firing and reburning in a coal fired boiler, *Fuel*, 83 (2004) 1991-2000.
- [2] Kalisz S., Pronobis M., Baxter D.: Co-firing of biomass waste-derived syngas in coal power boiler, *Energy*, 33 (2008) 1770-1778.
- [3] Sami M., Annamalai K., Wooldridge M.: Co-firing of coal and biomass fuel blends, *Progress Energy Combustion Sci.*, 27 (2001) 171-214.
- [4] Quaak P., Knoef H., Stassen H.: Energy from biomass: a review of combustion and gasification technologies, World Bank technical paper 422, Energy series, 1999.
- [5] McKenry P.: Energy production from biomass (part 3): Gasification technologies, *Bioresource Technol.*, 83 (2002) 55-63.
- [6] Kordylewski W. (red.): Niskoemisyjne techniki spalania w energetyce, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [7] Wilk R.: Podstawy niskoemisyjnego spalania, Wydawnictwo Gnome, Katowice 2000.

- [8] Fujima Y., Takahashi Y., Kunimoto T., Kaneko S.: Field application of MACT, Reburning Workshop, Örenäs Slott, Sweden, Nordie Gas Technology Centre 1991, pp. 7-27.
- [9] Sato S., Kobayashi Y., Hashimoto T., Hokano M., Ichinose T.: Retrofitting of Mitsubishi low NOx system, Technical Review, 38 (2001) 111-115.
- [10] U.S. Environmental Protection Agency, Center for Environmental Research Information, National Risk Management Research Laboratory, Office of Research and Development, Summary Report: Control of NOx emissions by reburning, EPA/625/R-96/001, Cincinnati 1996.
- [11] Holland C.D.: A Summary of NOx reduction technologies, Texas Institute for Advancement of Chemical Technology, 2002.
- [12] Watts J.U., Mann A.N., Russel, D.L. Sr.: An overview of NOx control technologies demonstrated under the Department of Energy's Clean Coal Technology Program, <http://www.alrc.doe.gov.pdf>.
- [13] Golland E., Macphail J., Mainini F.G.: Longannet demonstrates gas reburn performance, VGB, 5 (1998) 79-83.
- [14] Leckner B.: Co-combustion: A summary of technology, Thermal Sci., 11 (2007) 5-40.
- [15] Kalisz S., Pronobis M., Baxter D.: Co-firing of biomass waste-derived syngas in coal power boiler, Energy, 33 (2008), 1770-1778.
- [16] Granatstein D.L.: Case study on Lahden Lampovoima gasification project Kymijärvi Power Station, IEA Bioenergy - Task 36 Report 2002.
- [17] Jouret N., Helsen L., Van den Bulck E.: Study of the wood gasifier at the power plant of Electrabel-Ruien, Proc. European Combustion Meeting, Louvain-la-Neuve 2005.
- [18] Fernando R.: Cofiring high ratios of biomass with coal, IEA Clean Coal Centre 2012, CCC_194.pdf.
- [19] Granatstein D.L.: Case study on BioCoComb biomass gasification project, Zeltweg Power Station, Austria, IEA Bioenergy - Task 36 Report 2002.
- [20] Mory A., T. Zotter T.: EU-demonstration project BioCoComb for biomass gasification and co-combustion of the product-gas in a coal-fired power plant in Austria, Biomass & Bioenergy, 15 (1998) 239-244.
- [21] Fernando R.: Co-gasification and indirect cofiring of coal and biomass, IEA Clean Coal Centre 2009, CCC_158.pdf.
- [22] Motyl P., Łach J.: Study of biomass syngas reburning in a pulverized coal fired boiler - numerical simulations, Heat Transfer and Renewable Sources of Energy 2014, A. A. Stachel and D. Mikielewicz (Editors), Szczecin 2014, pp. 39-46.
- [23] Motyl P., Łach J.: Indirect co-firing coal with wood biomass syngas - numerical simulations, Logistyka, 6/2014.
- [24] Patsias A.A., Nimmo W., Gibbs B.M., Williams P.T.: Calcium-based sorbents for simultaneous NOx/SOx reduction in a down-fired furnace, Fuel, 84 (2005) 1864-1873.
- [25] Wang X.B., Zhao Q.X., Tan H.Z., Xu T.M., Hui S.E.: Kinetic analysis of nitric oxide reduction using biogas as reburning fuel, African J. Biotechnology, 8 (2009) 2251-2257.

- [26] Su S., Xiang J., Sun L., Zhang Z., Sun X., Zheng Ch.: Numerical simulation of nitric oxide destruction by gaseous fuel reburning in a single-burner furnace, Proc. Combustion Institute, 31 (2007) 2795-2803.
- [27] Reburning technologies for the control of nitrogen oxides emissions from coal-fired boilers, Clean Coal Technology Topical Report No.14, 1999.

WSPÓLSPALANIE WĘGLA I GAZU ZIEMNEGO - SYMULACJE OBLICZENIOWE

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki symulacji obliczeniowych przeprowadzonych w celu porównania spalania węgla ze współspalaniem gazu ziemnego i węgla w komorze paleniskowej konwencjonalnego kotła pyłowego OP230 wyposażonego w niskoemisyjne palniki. Wykazano, że współspalanie węgla z paliwem o wysokiej zawartości metanu może skutkować 40% redukcją związków NO_x w porównaniu ze spalaniem tylko węgla. Prezentowane wyniki celu mogą być wykorzystane w celu określenia punktu odniesienia dla porównawczych wariantów badań komputerowych, w których dodatkowym współspalaniem paliwem będzie gaz syntezowy pochodzenia rolniczego i pozyskany z biomasy drzewnej oraz odpadów.

Słowa kluczowe: współspalanie, kocioł, spalanie niskoemisyjne

DOI: 10.7862/rm.2016.27

Otrzymano/received: 15.09.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 14.11.2016 r.

Stanisław NOGA¹

ANALIZA DRGAŃ WŁASNYCH PŁYT PIERŚCIENIOWYCH Z OTWORAMI MIMOŚRODOWYMI

W pracy rozważane są drgania własne poprzeczne płyt pierścieniowych z nieciągłościami geometrycznymi w postaci otworów przelotowych i kołnierza. W procesie analizy wykorzystano metodę elementów skończonych i badania doświadczalne. Wymagane obliczenia wykonano w komercyjnym programie ANSYS. W analizie numerycznej stosowano modele bryłowe i powierzchniowe. Opracowane modele numeryczne zweryfikowano eksperymentalnie. W badaniach doświadczalnych stosowano najnowsze laserowe techniki pomiarowe. Prezentowane wyniki badań doświadczalnych i symulacji numerycznych potwierdzają występowanie zjawiska rozdzielenia wartości częstości własnych odnoszących się do postaci, w których liczba średnic węzłowych jest krotnością liczby otworów przelotowych. Prezentowana w pracy metodyka może być pomocna inżynierom zajmującym się analizą drgań układów modelowanych płytami kołowymi z mimośrodowymi otworami przelotowymi.

Słowa kluczowe: drgania poprzeczne, zniekształcone formy własne, modele z cykliczną symetrią

1. Wprowadzenie

Zagadnienia drgań poprzecznych płyt kołowych i pierścieniowych z zaburzoną geometrią są przedmiotem zainteresowania wielu badaczy i ośrodków badawczo-rozwojowych [1, 2, 4, 6-8, 10, 12]. Wynika to z faktu, że niektóre obrotowe części urządzeń (np. koła kolejowe, koła zębate, turbiny silników lotniczych) mogą być rozważane jako płyty pierścieniowe o geometrii wynikającej z konstrukcji modelowanych układów [1, 3, 7]. W monografii [3] przedstawiono ogólną teorię drgań poprzecznych płyt kołowo-symetrycznych z różnymi przypadkami warunków brzegowych. W pracach [1, 6, 7, 10, 11] analizowano drgania poprzeczne kół zębatach, modelowanych płytami kołowo-symetrycznymi, stosując metodę elementów skończonych (MES).

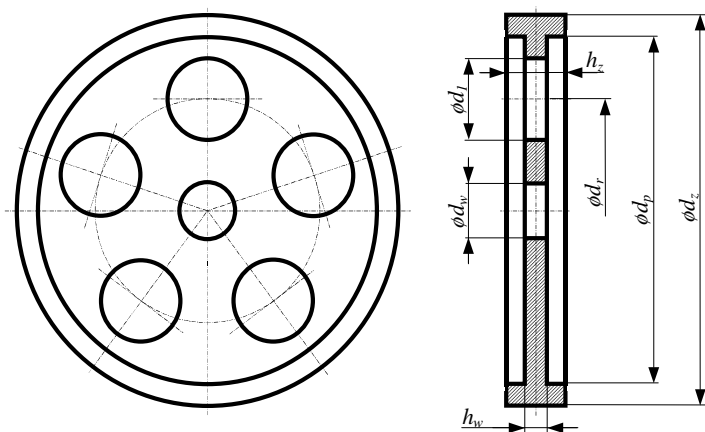
W publikacjach [5-11, 13] wykorzystano właściwości cyklicznej symetrii układów (płyt kołowo-symetrycznych, kół zębatach i innych) w procesie ana-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Stanisław Noga, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, tel.: 178651639, e-mail: noga@prz.edu.pl.

lize ich drgań poprzecznych. Z kolei w pracach [2, 4, 12] analizowano drgania poprzeczne płyt kołowych z różnymi przypadkami niejednorodności geometrii (otwory przelotowe, dodatkowe pierścienie, zgrubienia na obrzeżach itp.). Do rozwiązania równań drgań wykorzystano zaproponowane modyfikacje metody elementów brzegowych. W niniejszej publikacji rozważane są drgania poprzeczne płyt kołowo-symetrycznych z mimośrodowymi otworami przelotowymi. Praca jest kontynuacją prac autora dotyczących numeryczno-eksperymentalnej analizy drgań poprzecznych płyt z zaburzoną geometrią [8, 11].

2. Sformułowanie zagadnienia

Jak wspomniano w przeglądzie literatury przedmiotu, układy typu płyty kołowe bądź pierścieniowe z różnymi przypadkami nieciągłości geometrycznych (otwory i szczeliny mimośrodowe, zgrubienia w postaci pierścieni lub piast, itp.) są wykorzystywane w procesie modelowania i analizy drgań takich układów mechanicznych jak koła zębate, koła kolejowe, turbiny silników lotniczych, itp. Zasadniczym celem niniejszej pracy jest zaproponowanie użytecznej w zastosowaniach inżynierskich metodyki analizy drgań poprzecznych płyt kołowych z nieciągłościami geometrycznymi w postaci mimośrodowych otworów przelotowych, usytuowanych na zadanym promieniu. Na rys. 1 przedstawiono model geometryczny przyjętego do rozważań układu.



Rys. 1. Model geometryczny rozważanego układu

Fig. 1. Geometry of the system under study

Podstawowe wymiary geometryczne (średnice, grubości) i dane techniczne rozważanego układu podano w tab. 1. Model składa się z płyty pierścieniowej z pierścieniem na obrzeżu i pięcioma otworami mimośrodowymi, wykonanymi na zadanym promieniu. Kształt analizowanego układu odnosi się

do często spotykanych rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatych przekładni lotniczych, gdzie w celu zmniejszenia wagi wykonuje się otwory przelotowe w tarczy koła.

Tabela 1. Parametry techniczne rozważanego układu

Table 1. Technical parameters characterizing the system under study

d_z mm	d_p mm	d_r mm	ρ kg/m ³	d_w mm	d_l mm	h_z mm	H_w mm	E Pa	ν
110.09	98	62.7	$7.85 \cdot 10^3$	15.2	22.4	7	2.29	$2.1 \cdot 10^{11}$	0.28

W procesie analizy wykorzystuje się metodę elementów skończonych i komercyjny program ANSYS. Analiza dynamiczna związana z wyznaczeniem wartości częstości drgań własnych stanowi istotne ogniwo procesu projektowania konstrukcji (w szczególności w przemyśle lotniczym). W praktyce inżynierskiej identyfikację poszczególnych częstości drgań własnych dokonuje się na podstawie kształtu odpowiadających im form własnych. W przypadku płyty litej zadanie to nie stanowi złożonego problemu. Dla układów o niejednorodnej geometrii (np. układ z rys. 1), postaci ulegają zniekształceniu w porównaniu do układu o regularnej geometrii. W pracach [1, 7, 10] przedstawiono algorytm pozwalający ustalić odpowiedniość między formami drgań płyty litej i płyty z mimośrodowymi otworami przelotowymi. Podejście to stanowi atrakcyjną z punktu widzenia zastosowań inżynierskich, alternatywę dla rozwiązań proponowanych w pracach [2, 4, 12]. Jednym z zasadniczych celów niniejszej pracy jest weryfikacja eksperymentalna wyników rozwiązań numerycznych. Zgodnie z klasyczną teorią drgań poprzecznych litych płyt kołowych i pierścieniowych, dla każdego rozwiązania, dla którego linie węzłowe tworzą średnice węzłowe, otrzymuje się dwa identyczne układy prostych węzłowych, obróconych względem siebie o kąt [1, 3, 7]:

$$\alpha = \pi / (2n) \tag{1}$$

gdzie: n - liczba średnic węzłowych.

Zgodnie z przyjętymi standardami w teorii płyt kołowo-symetrycznych [3], w niniejszej pracy poszczególne częstości własne oznacza się przez ω_{mn} gdzie m odnosi się do liczby okręgów węzłowych a n to wspomniana wcześniej liczba średnic węzłowych. Należy się spodziewać, że otwory przelotowe spowodują zniekształcenie linii węzłowych postaci własnych drgań giętych. Ponadto, dla niektórych przypadków częstości, gdzie występują podwójne rozwiązania, pojawią się dwie różne wartości i odpowiadające im dwie postaci własne o różnych kształtach [1, 2, 4, 7, 12]. Dotyczy to rozwiązań, w których linie węzłowe tworzą średnice węzłowe. W rozważanym przypadku na-

leży się spodziewać rozdzielenia wartości dla częstości ω_{15} i ω_{25} . Zagadnienie to zostanie omówione w dalszej części pracy. Jakość opracowanych modeli numerycznych określa się wyznaczając błąd względny częstości, zdefiniowany zgodnie z zależnością [7]:

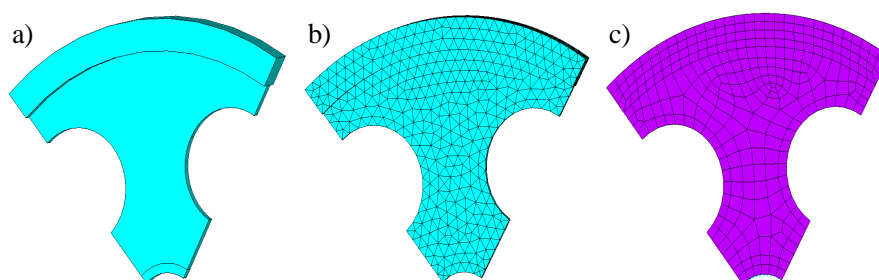
$$\varepsilon = (\omega^f - \omega^e) / \omega^e \times 100[\%] \quad (2)$$

gdzie: ω^f – to częstość własna z modelu numerycznego,
 ω^e – to częstość własna układu rzeczywistego.

Równanie (2) jest w literaturze przedmiotu nazywane tzw. błędem częstości [7].

3. Modele MES rozważanych układów

W procesie budowy modeli MES rozważanego układu, wykorzystano właściwości cyklicznej symetrii układu. Zasadnicza atrakcyjność polega na wykorzystaniu w analizie drgań reprezentatywnego segmentu, stanowiącego fragment rozważanego układu kołowo-symetrycznego. Podejście takie pozwoliło na znaczne zmniejszenie rozmiaru modeli MES. Efektywność tego rodzaju modeli w porównaniu do pełnych modeli omówiono szerzej w pracach [5, 7, 9-11, 13]. W rozważanym przypadku do opracowania modeli z cykliczną symetrią wykorzystuje się segment (rys. 2a) stanowiący jedną piątą część modelu układu z rys. 1.

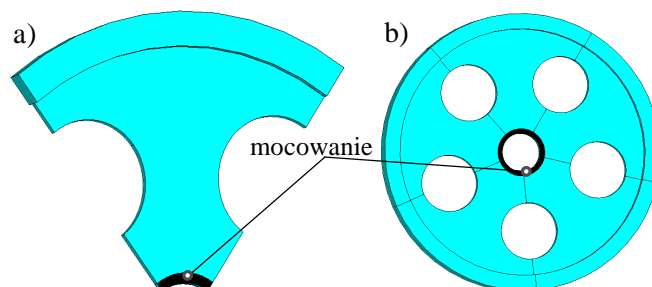


Rys. 2. (a) model z cykliczną symetrią, (b) pierwszy model MES, (c) drugi model MES

Fig. 2. (a) cyclic symmetry model, (b) first FEM model, (c) second FEM model

Dane techniczne analizowanego układu podano w tab. 1. Rozważane są dwa modele MES płyty. Pierwszy model MES (bryłowy) opracowano z wykorzystaniem elementu bryłowego czworociennego (solid187), dziesięciowęzłowego o trzech stopniach swobody w każdym węźle. W drugim modelu MES (powierzchniowy) zastosowano element powierzchniowy ośmiowęzłowy (shell281) o sześciu stopniach swobody w każdym węźle. W procesie nakładania siatki w poszczególnych modelach wykorzystano standardowe pro-

cedury programu ANSYS. W przypadku pierwszego modelu założono, że długość krawędzi elementu nie przekracza 2.3 [mm], co stanowi wartość równą grubości cieńszego obszaru płyty (tab. 1). Model ten zawiera 3461 elementów bryłowych. W drugim modelu MES przyjęto, że długość krawędzi elementu na obrzeżach ciała wynosi około 2 [mm]. Model nr 2 zawiera 414 elementów powierzchniowych. Wygenerowane modele pokazano na rys. 2b-c. W opracowanych modelach występuje dwa rodzaje warunków brzegowych.



Rys. 3. Warunki brzegowe: (a) model z cykliczną symetrią, (b) model po rozwinięciu

Fig. 3. Boundary conditions: (a) cyclic symmetry model, (b) expanded model

Pierwszy rodzaj warunków brzegowych wynika z uwzględnienia właściwości cyklicznej symetrii i są nakładane systemowo (automatycznie przez stosowne procedury programu ANSYS). Drugi rodzaj warunków brzegowych wynika z przewidywanego mocowania układu w eksperymencie pomiarowym. W tym przypadku warunki brzegowe uwzględniające mocowanie nałożono na węzły. W każdym modelu węzłom leżącym na powierzchni oznaczonej *mocowanie* (rys. 3a-b) odebrano stopień swobody związany z przemieszczeniem węzłów wzdłuż osi symetrii osiowej każdego modelu. Warto podkreślić, że liczba elementów modelu bryłowego MES jest ponad ośmiokrotnie większa w porównaniu do liczby elementów modelu powierzchniowego MES.

4. Analiza doświadczalna

W niniejszym rozdziale omówiono badania doświadczalne przeprowadzone w celu weryfikacji zaproponowanych modeli MES układu i metodyki związanej z oznaczaniem zdeformowanych otworami postaci drgań własnych poprzecznych płyty. W pewnym ograniczonym zakresie badania te prezentowano w pracach [6, 8]. W doświadczeniu wykorzystano układ pomiarowy Polytec (rys. 4), składający się z wibrometru laserowego PSV-400, systemu przetwarzania danych Polytec DMS DATA MANAGEMENT SYSTEM, czujników piezoelektrycznych NOLIAC typu CMAP03, CMAP06, wzbudnika elektrodynamicznego TIRAvib5200 oraz generatora sygnału typu TGA12101

firmy Textronics. Eksperyment pomiarowy zaplanowano i przeprowadzono tak aby zidentyfikować częstości własne odpowiadające formom własnym drgań poprzecznych rozważanych układów. Na potrzeby eksperymentu wykonano cztery obiekty o geometrii pokazanej na rys. 1 i średnicach otworów przelotowych d_l podanych w tabeli 2. Wymiary geometryczne i dane materiałowe wykonanych układów zamieszczono w tabeli 1.



Rys. 4. Eksperyment pomiarowy

Fig. 4. The measuring experiment

Tabela 2. Średnice otworów przelotowych

Table 2. Diameters of the through holes

n	1	2	3	4
d_l mm	0	7.28	15.68	22.4

Obiekty pobudzano sygnałem harmonicznym i następnie w paśmie 20-30 [kHz] szumem losowym (ang. *Pseudo Random*). Na powierzchni każdego obiektu ustalono siatkę punktów pomiarowych. Dla poszczególnych obiektów liczba przyjętych punktów pomiarowych mieściła się w zakresie od 500 do 1000. W każdym takim punkcie mierzono odpowiedź układu w kierunku poprzecznym wibrometrem laserowym. Wartości wzbudzonych i zidentyfikowanych częstości drgań własnych poprzecznych, omawianych obiektów, zamieszczono w tabelach 3-6.

Tabela 3. Częstości drgań własnych ω_{mn} [Hz] (wyniki badań, płyta pełna)

Table 3. The natural frequencies ω_{mn} [Hz] (research results, the solid plate)

n m	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	824.2	515.6	1456.3	4057	7704.7	12231.3	17532.8	23437.5	29867.2
2	5146.9	5878.1	7637.5	10921.9	15026.6	19984.4	25410.2	-	-
3	13736	14132.8	17828.1	21894.5	27578	-	-	-	-

Tabela 4. Częstotliwości drgań własnych ω_{mn} [Hz] (wyniki badań, płyta z otworami o średnicy $d_l = 7.28$ [mm])

Table 4. The natural frequencies ω_{mn} [Hz] (results of investigations, the plate with holes diameter $d_l = 7.28$ [mm])

n m	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	780.5	443.8	1441.4	4014.5	7632.8	12125	17328.1	23097.7	29289.1
2	4890.6	5339.8	7253.9	10425	14441.4	18871.1 19246.1	24171.9	-	-
3	13052	13412.5	16386.7	20722.7	26191.4	-	-	-	-

Tabela 5. Częstotliwości drgań własnych ω_{mn} [Hz] (wyniki badań, płyta z otworami o średnicy $d_l = 15.68$ [mm])

Table 5. The natural frequencies ω_{mn} [Hz] (results of investigations, the plate with holes diameter $d_l = 15.68$ [mm])

n m	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	740.6	490.6	1425.4	4000.8	7581.3	12078.1	17183.6	22695.3	28023.4
2	4859.4	5618.8	7074.2	10489.1	14032.8	16859.4 20843.6	23050.7	-	-
3	11860.9	12203	14953	19171.9	24304.7	-	-	-	-

Przy identyfikacji postaci płyty z otworami, pomocne były wyniki otrzymane z modeli MES obiektów (omówione w następnym rozdziale). Istotna w tym przypadku była znajomość deformacji kształtu postaci z powodu otworów przelotowych. W przypadku częstości ω_{15} i ω_{25} dla płyt z otworami zidentyfikowano po dwie postaci własne o różnym kształcie i różnych wartościach odpowiadających im częstości. Wyniki te potwierdzają wcześniejsze spostrzeżenia zawarte w pracach [4, 12] nt. rozdzielenia wartości częstości własnych, odpowiadających postaciom, których liczba średnic węzłowych stanowi całkowitą krotność liczby otworów przelotowych.

Tabela 6. Częstotliwości drgań własnych ω_{mn} [Hz] (wyniki badań, płyta z otworami o średnicy $d_l = 22.4$ [mm])

Table 6. The natural frequencies ω_{mn} [Hz] (results of investigations, the plate with holes diameter $d_l = 22.4$ [mm]).

n m	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	716.8	409.4	1424.2	4000.4	7642.2	11885.9 12265.6	17480	22988.3	29117.2
2	5276.6	5868.8	7278.1	12460.9	15085.9	17707 21703.1	22914.1	-	-
3	11923	12565.6	15134.4	19410.2	24898.4	-	-	-	-

5. Analiza numeryczna

Dla zdefiniowanych wcześniej modeli MES prowadzono obliczenia, wyznaczając częstości własne i odpowiadające im postacie drgań własnych poprzecznych. Dla wszystkich badanych obiektów opracowano modele MES zgodnie z zasadami omówionymi w rozdziale 2. Analizę prowadzono w szerokim zakresie częstotliwości, gdzie górna granica odnosi się do częstotliwości własnej ω_{18} , związanej z ośmioma średnicami węzłowymi postaci giętej. Przy identyfikacji niektórych postaci konieczne było stosowanie algorytmu ustalania odpowiedniości między formami drgań płyty litej i płyty z mimośrodkowymi otworami przelotowymi, który omówiono w pracach [1, 7, 10]. Wyniki z analizy MES (formy własne) porównano wizualnie z rezultatami badań doświadczalnych. Podobnie jak poprzednio, w obu przypadkach modeli MES płyt z otworami, zauważa się rozdzielenie wartości dla częstotliwości własnych ω_{15} i ω_{25} . Każdej z wartości odpowiada inna postać własna. Z powodu ograniczeń wydawniczych, w tab. 7-12 zamieszczono jedynie błędy częstości (2), wyznaczone dla poszczególnych modeli MES układów (w przypadku płyty pełnej i płyty z otworami o średnicy $d_l = 22.4$ [mm] dla obu modeli, w pozostałych przypadkach płyt jedynie dla modelu powierzchniowego).

Tabela 7. Błąd częstości ε_{mn} [%] (płyta pełna, porównanie wyników badań z wynikami obliczeń numerycznych, model bryłowy MES)

Table 7. The frequency error ε_{mn} [%] (solid plate, comparison of the results of investigations with the results of numerical calculations)

$m \setminus n$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	-0.33	13.77	4.4	1.28	0.72	0.53	0.24	0.11	-0.1
2	5.8	2.01	1.85	-0.47	-0.38	-1.14	-1.17	-	-
3	4.29	7.68	0.24	1.14	0.56	-	-	-	-

Tabela 8. Błąd częstości ε_{mn} [%] (płyta pełna, porównanie wyników badań z wynikami obliczeń numerycznych, model powierzchniowy MES)

Table 8. The frequency error ε_{mn} [%] (solid plate, comparison of the results of investigations with the results of numerical calculations, FEM shell model)

$m \setminus n$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	-0.37	13.23	4.24	1.19	0.6	0.36	-0.01	-0.23	-0.55
2	5.4	1.62	1.61	-0.55	-0.46	-1.29	-1.45	-	-
3	4.0	7.19	-0.43	0.38	-0.27	-	-	-	-

Najlepsze rezultaty zauważa się w odniesieniu do modeli MES płyty litej. W obu przypadkach modeli MES płyty zauważa się podobne wartości błędów dla poszczególnych częstości. Nieznacznie korzystniej wypada model powierzchniowy MES (jedynie dla ośmiu z dwudziestu jeden częstości, błędy

częstości są nieznacznie większe w porównaniu do wyników modelu bryłowego, w pozostałych przypadkach mniejsze). Wyniki modelowania MES płyty litej można uznać za satysfakcjonujące.

Tabela 9. Błąd częstości ε_{mn} [%] (płyta z otworami o średnicy $d_I = 7.28$ [mm], porównanie wyników badań z wynikami obliczeń numerycznych, model powierzchniowy MES)

Table 9. The frequency error ε_{mn} [%] (the plate with holes diameter $d_I = 7.28$ [mm], comparison of the results of investigations with the numerical calculations, FEM shell model).

$m \setminus n$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	4.6	30.6	5.06	2.09	1.36	0.97	0.87	0.82	0.73
2	10.12	11.02	6.04	3.23	2.55	2.43 2.31	2.2	-	-
3	8.42	11.73	6.76	4.22	3.02	-	-	-	-

Tabela 10. Błąd częstości ε_{mn} [%] (płyta z otworami o średnicy $d_I = 15.68$ [mm], porównanie wyników badań z wynikami obliczeń numerycznych, model powierzchniowy MES)

Table 10. The frequency error ε_{mn} [%] (the plate with holes diameter $d_I = 15.68$ [mm], comparison of the results of investigations with the results of numerical calculations, FEM shell model)

$m \setminus n$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	6.78	13.84	5.58	2.13	1.84	1.43	1.8	1.74	2.75
2	13.16	7.71	9.35	5.87	5.08	4.5 2.97	5.48	-	-
3	12.54	14.9	9.43	6.65	6	-	-	-	-

Tabela 11. Błąd częstości ε_{mn} [%] (płyta z otworami o średnicy $d_I = 22.4$ [mm], porównanie wyników badań z wynikami obliczeń numerycznych, model bryłowy MES)

Table 11. The frequency error ε_{mn} [%] (the plate with holes diameter $d_I = 22.4$ [mm], comparison of the results of investigations with the results of numerical calculations, FEM solid model)

$m \setminus n$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	3.61	26.92	5.16	2.23	2.15	1.43 1	2.42	1.56	1.88
2	10.29	8.52	6.52	4.39	4.04	2.24 3.62	7.55	-	-
3	10.84	10.52	8.81	6.52	5.24	-	-	-	-

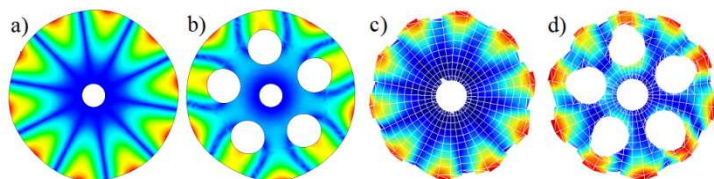
Tabela 12. Błąd częstości ε_{mn} [%] (płyta z otworami o średnicy $d_I = 22.4$ [mm], porównanie wyników badań z wynikami obliczeń numerycznych, model powierzchniowy MES)

Table 12. The frequency error ε_{mn} [%] (the plate with holes diameter $d_I = 22.4$ [mm], comparison of the results of investigations with results of numerical calculations, FEM shell model)

$m \setminus n$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	3.43	26.23	4.96	2.12	2.01	1.27 0.83	2.16	1.21	1.47
2	9.88	8.05	6.11	4.25	3.81	2.06 3.36	7.2	-	-
3	10.08	9.69	7.71	5.43	4.15	-	-	-	-

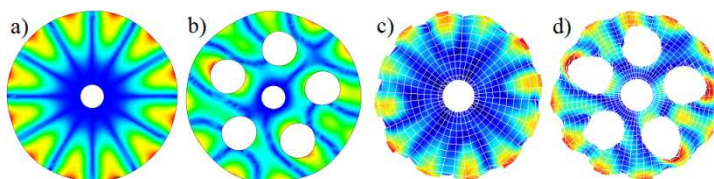
W przypadku płyt z otworami wyniki są mniej korzystne w porównaniu do poprzednio omawianych, ale także można zauważyć w obydwu przypadkach modeli MES płyt podobne wartości błędów odnoszących się do poszczególnych częstości (tab. 11-12).

Podobnie jak poprzednio w tym przypadku płyt, korzystniej wypada model powierzchniowy MES (dla wszystkich częstości własnych błędy częstości modelu powierzchniowego są mniejsze od stosownych błędów z modelu bryłowego). Atrakcyjniejszym wydaje się być model powierzchniowy MES układu. Na rys. 5-8 pokazano wybrane postacie drgań własnych poprzecznych otrzymane z badanych obiektów i rozwiązań MES. Kształty zidentyfikowanych w eksperymencie form nie są tak regularne jak otrzymane z rozwiązań MES, ale wystarczająco rozpoznawalne i zadowalające.



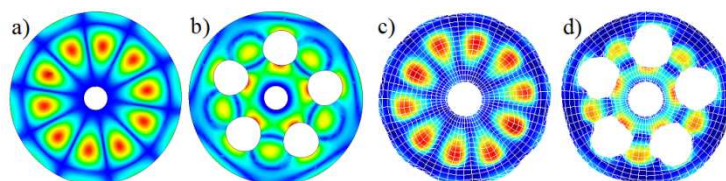
Rys. 5. Postacie drgań odpowiadające częstości ω_{15} : (a-b) model powierzchniowy MES, (c-d) badania eksperymentalne

Fig. 5. Vibration modes related to frequency ω_{15} : (a-b) FEM shell model, (c-d) experimental investigations



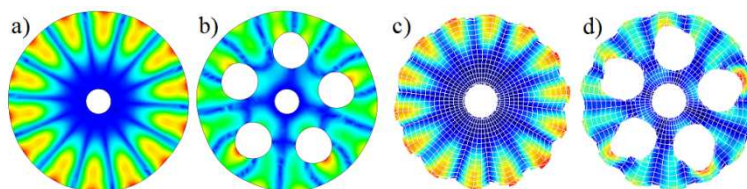
Rys. 6. Postacie drgań odpowiadające częstości ω_{16} : (a-b) model powierzchniowy MES, (c-d) badania eksperymentalne

Fig. 6. Vibration modes related to frequency ω_{16} : (a-b) FEM shell model, (c-d) experimental investigations



Rys. 7. Postacie drgań odpowiadające częstości ω_{25} : (a-b) model powierzchniowy MES, (c-d) badania eksperymentalne

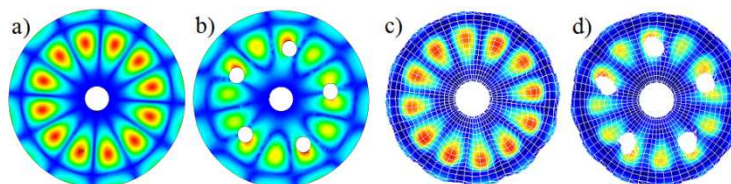
Fig. 7. Vibration modes related to frequency ω_{25} : (a-b) FEM shell model, (c-d) experimental investigations



Rys. 8. Postacie drgań odpowiadające częstości ω_{17} : (a-b) model powierzchniowy MES, (c-d) badania eksperymentalne

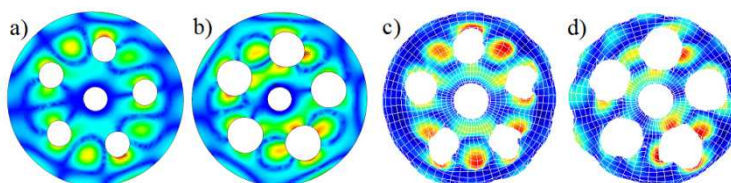
Fig. 8. Vibration modes related to frequency ω_{17} : (a-b) FEM shell model, (c-d) experimental investigations

W dalszej kolejności omówione zostaną rezultaty badań numerycznych i doświadczalnych odnoszących się do proponowanej w pracach [1, 7, 10] procedury pozwalającej ustalić odpowiedniość między formami drgań płyty litej i płyty z mimośrodowymi otworami przelotowymi. Wyniki te omówimy na przykładzie form własnych odnoszących się do częstości własnej ω_{26} . Na rys. 9-10 pokazano postacie własne otrzymane z modeli powierzchniowych MES i eksperymentu dla czterech obiektów o średnicach otworów przelotowych d_i (rys. 1) zmieniających się zgodnie z tab. 2.



Rys. 9. Postacie drgań odpowiadające częstości ω_{26} : (a-b) model powierzchniowy MES, (c-d) badania eksperymentalne

Fig. 9. Vibration modes related to frequency ω_{26} : (a-b) FEM shell model, (c-d) experimental investigations



Rys. 10. Postacie drgań odpowiadające częstości ω_{26} : (a-b) model powierzchniowy MES, (c-d) badania eksperymentalne

Fig. 10. Vibration modes related to frequency ω_{26} : (a-b) FEM shell model, (c-d) experimental investigations

Otworki przelotowe powodują deformację linii węzłowych. Jest to zauważalne zarówno w rozwiązaniach MES jak i w wynikach badań doświadczalnych.

nych. Podobnie jak w poprzednio omawianych przypadkach, zauważa się znaczne podobieństwo odpowiadających sobie form otrzymanych z rozwiązań MES i eksperymentu. Zarówno wyniki rozwiązań MES jak i rezultaty badań doświadczalnych pozwalają prześledzić deformację linii węzłowych z powodu nieciągłości geometrycznych badanych obiektów. Warto podkreślić, że omawiane badania prowadzono w szerokim zakresie częstotliwości (400-30000 [Hz]).

6. Uwagi i wnioski

W pracy rozważane są zagadnienia drgań poprzecznych płyt kołowo-symetrycznych z zaburzoną geometrią. W procesie analizy wykorzystano metodę elementów skończonych oraz badania doświadczalne. Rozważono płyty pierścieniowe z nieciągłościami geometrycznymi typu otwory przelotowe oraz zgrubienie obrzeża płyty. W badaniach symulacyjnych stosowano modele bryłowe i powierzchniowe MES. Korzystniejsze wyniki (błędy częstości, rozmiary modeli) uzyskano w przypadku stosowania modeli powierzchniowych MES. Prezentowane badania symulacyjne i doświadczalne potwierdziły występowanie opisanego w literaturze przedmiotu zjawiska rozdzielania wartości częstości własnych, odpowiadających postaciom, których liczba średnic węzłowych równa jest krotności liczby otworów przelotowych. Z punktu widzenia zastosowań inżynierskich, zaproponowana w pracy metodyka analizy drgań układów kołowo-symetrycznych z zaburzoną geometrią, stanowi atrakcyjną alternatywę dla dostępnych w literaturze rozwiązań numerycznych omawianych zagadnień. Zasadnicza atrakcyjność wynika z zastosowania w procesie analizy komercyjnego oprogramowania ANSYS.

Literatura

- [1] Bogacz R., Noga S.: Free transverse vibration analysis of a toothed gear, Arch. Appl. Mech., 82 (2012) 1159-1168.
- [2] Lee W.M., Chen J.T.: Free vibration analysis of a circular plate with multiple circular holes by using indirect BIEM and addition theorem, ASME J. Appl. Mech., 78 (2011) 011015-1-10.
- [3] Leissa A.W.: Vibration of plates, NASA SP 160, US Government Printing Office, 1969 (reprinted by The Acoustical Society of America, 1993).
- [4] Nagaya K., Poltorak K.: Method for solving eigenvalue problems of the Helmholtz equation with a circular outer and a number of eccentric circular inner boundaries, J. Acoustical Soc. America, 85 (1989) 576-581.
- [5] Naserlavi S.S., Salajegheh E., Salajegheh J., Fadaee M.J.: Detection of damage in cyclic structures using an eigenpair sensitivity matrix, Computers Structures, 110-111 (2012) 43-59.
- [6] Nazarko P., Ziemiański L., Noga S., Markowski T.: Comparative analysis of compound annular plates vibration on the basis of numerical and experimental

- studies, Proc. 3rd Polish Congres of Mechanics & 21st International Conference on Computer Methods in Mechanics, Gdańsk, 2015, pp. 421-422.
- [7] Noga S.: Analizy i numeryczne zagadnienia drgań układów z symetrią kołową, OW PRZ, Rzeszów, 2015.
- [8] Noga S.: Numerical and experimental analyses of vibrations of annular plates with multiple eccentric holes, *Strength Materials*, 48 (2016) 524-532.
- [9] Noga S.: Transverse vibration analysis of a compound plate with using cyclic symmetry modeling, *Vibrations Physical System*, 26 (2014) 211-216.
- [10] Noga S., Bogacz R.: Algorithm to identify the mode shapes of the circular or annular systems with the discontinuous features, Proc. 20th Int. Conf. Computer Methods in Mechanics, Poznań, 2013, MS07-5-6.
- [11] Noga S., Bogacz R., Frischmuth K.: Vibration analysis of toothed gear with cyclic symmetry modelling, *Vibration Physical System*, 25 (2012) 299-304.
- [12] Vinayak H., Singh R.: Eigensolutions of annular-like elastic disks with intentionally removed or added material, *J. Sound Vibration*, 192 (1996) 741-769.
- [13] Wang S., Xiu J., Cao S., Liu J.: Analytical treatment with rigid-elastic vibration of permanent magnet motors with expanding application to cyclically symmetric power-transmission systems, *ASME J. Vibration Acoustics*, 136 (2014) 021014-1-13.

FREE VIBRATION ANALYSIS OF ANNULAR PLATES WITH ECCENTRIC HOLES

Summary

This paper discusses the free transverse vibrations of the annular plates with the geometrical discontinuities in the form of eccentric holes and rim. The finite element method and the experimental studies are employed. The commercial ANSYS software is used in the numerical calculations. The solid finite element models and the shell finite element models are used in the analysis. During the experimental tests the latest laser measurement techniques are used. Discussed in this paper the numerical and experimental research confirm the existence of the phenomenon of dividing natural frequency values corresponding to the mode shapes where the number of nodal diameters is a factor of the number of through holes. Presented method of the analysis of transverse vibrations of annular plates with eccentric through holes may be useful for engineering applications.

Keywords: transverse vibrations, distorted normal modes, cyclic symmetry models

DOI: 10.7862/rm.2016.28

Otrzymano/received: 17.11.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.12.2016 r.

Maria TYCHANICZ¹
Joanna WILK²
Sebastian GROSICKI³

COMPARABLE ANALYSIS OF AN INVESTIGATION OF BIOMASS ENERGETIC PROPERTIES

This paper presents the comparable analysis of the investigation of energetic properties of two types of biomass. The research was made on the manual and semi-automatic oxygen-bomb calorimeter KL-12Mn. The basic energetic properties include calorific value and heating value. Calculations were made according to the PN-ISO 1928 standard. The research was made for basket willow and *paulownia tomentosa* samples. To determine the average value of each parameter samples of each kind of biomass were researched three times on both devices, which increased the accuracy of methods. The paper also includes the uncertainty analysis.

Keywords: biomass, calorific value, bomb calorimeter, energetic properties, basket willow, *paulownia tomentosa*

1. Introduction

Biomass fuels represent the main group of renewable sources of energy, both in Poland and the European Union. Prevalent role in this group represents solid biomass, which is considered to be the ecologically clean alternative for coal. This group also includes forest, wood and agronomic waste products. There are many benefits connected with biomass utilization. It concerns mostly ecological issues due to no CO₂ emissions connected with combustion of biomass. It should be marked that biomass is one of the cheapest and commonly available source of renewable energy. To popularize this method of generating heat power the possibility of combining biomass and coal to combust in traditional power plants should be mentioned. However home market of biomass is more diversified. This may result from the inappropriate quality

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Maria Tychanicz, Politechnika Rzeszowska, 35-959 Rzeszów, al. Powst. Warszawy 12, tel. (17) 743-2299, e-mail: mtychanicz@prz.edu.pl

² Joanna Wilk, Politechnika Rzeszowska, e-mail: joanwilk@prz.edu.pl

³ Sebastian Grosicki, Politechnika Rzeszowska, e-mail: sebogr@prz.edu.pl

of received material and its seasonal availability. Considering that, the idea of energetic plants cultivation seems to be the optimal solution for this problem. Energetic plants include special types of perennial plants, which are characterized by very fast annual weight growth. Their additional advantage includes cultivation of exhausted soils, which is in fact the method of improving the soil condition by supplying organic substances. Nowadays, beneficial energetic properties cause that the energetic plants become more popular in energy industry. The basic criteria concerning the evaluation of energetic properties of all kinds of fuels are calorific and heating values. The paper presents the results of the experimental investigation of calorific and heating values of two kinds of energetic plants. The analysis was made for chips of basket willow, which is the most popular and widely used energetic plant, because of its beneficial features. The other type of biomass are lops of *paulownia tomentosa*, which recently have become the subject of study in energetic applications. Over recent years this plant was used in furniture industry and gardening. But now it is also used as energetic plant due to comparable properties with typical energetic plants, i.e. basket willow. Research of all samples were made on manual and semi-automatic bomb calorimeter. Basic principle of operation of both devices is similar. Also, the method of the preparation of the fuel sample and the bomb before measurements is the same [1]. Properties of investigated fuel both calorific and heating values are calculated on the basis of the test results. The temperature is measured with a precise mercury thermometer with accuracy of 0.01°C. For semi-automatic calorimeter, the calorific value is calculated automatically when the measurements are finished. The result is displayed in the dialog box of the program. Temperature measurement is realized also by control program. This eliminates any external influence on the process and the possibility of its potential correction. Any deviations from the assumed conditions are automatically signaled and displayed on the computer screen, but without giving any information about its origin. Also, the specifications of temperature sensors are unknown. Consequently, it can be noticed that both methods differentiate the way of temperature measurement and the way of obtaining results. So, the necessity of results verification and its repeatability is required. Each of fuel sample was tested three times. The method of obtaining of the calorific value was based on PN-ISO 1928 standard. Calculations of the heating value were made for general elementary content of wood biomass because of the impossibility of the basic elements content determination. Because of research limitations it was assumed that the percentage content of elementary matter is compatible with theoretical values. The summary contains the comparison of the results obtained from both devices. The uncertainty analysis was made for manual research results. Determination of the measurements uncertainty for semi-automatic method was impossible.

2. Calorimetric method of determining the energetic properties of solid fuels

The aim of the investigation of the energetic properties of fuels during calorimetric method is burning the fuel sample in a bomb calorimeter filled with compressed oxygen and then measuring an increase of the temperature of water inside the calorimetric vessel. The calorific value is the quantity of heat which is released during the process of combustion of complete unit mass of solid fuel in the presence of oxygen. It is assumed that the end-gas products of the reaction are oxygen, nitrogen, carbon dioxide, sulfur dioxide, and water formed by the reaction of hydrogen and oxygen contained in the fuel sample are not condensed. The heating value is described analogically as the calorific value, except that water contained in exhaust gases and in the fuel sample before combustion, is completely condensed. The heating value of the fuel is quantitatively smaller than its calorific value. The difference represents the heat of water vapor condensation. The calculations of the calorific value are based on the thermal balance method. Assuming that the process is non-adiabatic the general equation describing the calorific value of fuels is in the form [2]:

$$W_g^a = \frac{K \cdot [(T_1 - T) - k_1] - k_2}{m} \quad (1)$$

where: W_g^a - the calorific value in analytical state J/kg,
 K - calorimeter heat storage capacity, J/K,
 T - the last reading of temperature in initial state, K,
 T_1 - the last reading of temperature in main state, K,
 k_1 - heat transfer correction, K,
 k_2 - additional thermal effects correction, J
 m - fuel sample weight, kg.

For semi-automatic calorimeter, the calorific value is calculated by using the following formula [3]:

$$Q_s = \frac{C \cdot (D_t - k) - c}{m} \quad (2)$$

where: Q_s - the calorific value, J/g,
 C - calorimeter heat storage capacity, J/°C,
 D_t - general temperature rise during main period, °C,
 $k = 0,5 \cdot [0,2 \cdot (T_2 - T_1) + 0,2 \cdot (T_4 - T_3)] + 0,2 \cdot (n - 1) \cdot (T_4 - T_3)$ - heat transfer correction, K,
 c - the sum of additional thermal effects correction, J,

Calculations of the heating value require elemental analysis of the fuel, especially the hydrogen content in the fuel sample and its total moisture content. For fuel samples in operating state the heating value during manual research is described as follows:

$$W_d^r = W_g^r - 2453,5 \cdot (8,84 \cdot h^r + w_c^r) \quad (3)$$

where: W_d^r – the heating value in operating state, J/kg,
 W_g^r – the calorific value in operating state, J/kg,
 h^r – weight concentration of hydrogen in fuel sample, %,
 w_c^r – total moisture content, %.

Calculations of the heating value for fuel sample in operating state during semi-automatic method is accomplished in the control program, where the fuel's physicochemical properties should be entered in proper columns. The heating value can be calculated by using the formula:

$$Q_{ir} = \frac{100 - W_t}{100 - W_a} \cdot (Q_{ia} + P(W_a)) - P(W_t) \quad (4)$$

where: W_t – total moisture content, %,
 W_a – percentage moisture content in analytical fuel sample, %,
 Q_{ia} – the heating value in analytical state, J/kg,
 P – water heat of evaporation in 25°C, J/g.

Heat storage capacity of the calorimeter must be assigned every time before using it for further research. Heat capacity is obtained by burning the calorimeter standard (commonly benzoic acid is used). Then the transformation of equation (1) with respect to K allows the calculations of calorimeter's heat capacity. The conditions under which the testing of heat capacity take place must be maintained during each measurement.

3. Experimental stand for manual and semi-automatic calorimetric research

Figure 1 presents the semi-automatic test station which is used in the Department of Thermodynamics and Fluid Mechanics at the Rzeszow University of Technology. The real view of the bomb calorimeter is shown in Figure 2 [1]. General calorimetric setup consists of the outer jacket of the calorimeter, thermally isolated calorimetric vessel and bomb calorimeter immersed in the vessel. All components are arranged concentrically to minimize thermal effects. Mechanical mixer provides the temperature uniformity. One of the most crucial stage during pre-operating procedures is the proper fuel sample preparation which depends on the fuel's state of aggregation.

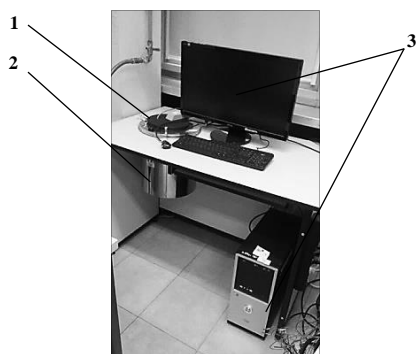


Fig. 1. Semi- automatic bomb calorimeter: 1 - calorimeter's envelope, 2 - bomb calorimeter's outer jacket, 3 - data acquisition system

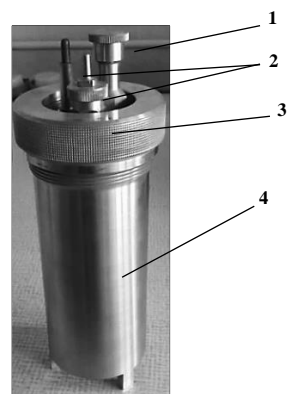


Fig. 2. Bomb calorimeter: 1 - screw plug, 2 - electrodes, 3 - nut, 4 - measuring vessel

Preparation of biomass fuel samples should be done directly before measurements. Previously prepared samples should be stored in the pressure-tight container. As far as the solid biomass is concerned it should be disintegrated first. Fuel weight should be with a range of 0.8-1.2 g and this amount should be equal during each subsequent measurement. This guarantees the temperature rise of 1.8-3.0 K. Next the fuel sample is pressed to a form of a pellet in the hand press. The whorled middle part of 10 cm resistance wire is located inside the pellet before pressing. The pellet with the wire as well as the wire itself should be weighed on analytical balance. Then the prepared sample is attached to electrodes inside bomb's head by clinching the prominent ends of the wire with contracting collets. Afterwards, the bomb is filled with compressed oxygen. Calorimetric vessel should be filled in with water. The amount of water should be about 2700 cm³. This amount ensures that the electrode in the bomb's head can slightly stick out above the water surface. This allows the connection between electrode and ignition wires. Next, the calorimeter jackets can be closed and the mixer can be activated. When the thermal conditions become stable, the ignition of the sample can be started and temperature of water in the vessel should be detected. As far as the semi-automatic calorimeter is concerned, preparation of the bomb and fuel sample proceeds analogically. The measurement process itself is based on the registration of the representative temperature of the thermal balance, which are next converted into the numerical form. The relation between the variation of temperature with time is presented graphically in a form of a diagram, which is displayed in the dialog box in the duration of the experiment. Data acquisition system determines itself the moment of reading the temperature difference as well as the moment of ignition and the measurements completeness. The calorific value is then calculated by using the proper application icon.

4. Calculation results

The fuel samples were weighed on the laboratory balance with the accuracy of 10^{-6} g. Moisture content was prescribed by means of electronic laboratory moisture analyzer. Due to the lack of possibilities in determining the elemental analysis of researched fuels required for heating value calculations the elementary content of wood biomass was used (Table 1). The uncertainty limits were obtained using the exact differential method. The results of measurements of weight and moisture content for willow samples are presented in Table 2. The calculations results are presented in sequence in Tables 3-7. Table 3 and Table 4 contain the comparison of manual and semi-automatic research results. The results of measurements of weight and moisture content for *paulownia tomentosa* samples are presented in Table 5. Tables 6 and 7 contain the comparison of manual and semi-automatic research results.

Table 1. Elementary content of wood biomass [4]

Elementary content of matter, % d.m				
carbon	hydrogen	oxygen	nitrogen	sulphur
48.15	5.87	44.75	0.03	0.00
Approximated content of dry matter, % d.m				
combined carbon		volatile matter		ash
18.52		81.02		1.20

Table 2. Weight of willow samples and its relative humidity

Fuel sample mass in manual measurements $\cdot 10^{-3}$ kg	Fuel sample mass in semi-automatic measurements $\cdot 10^{-3}$ kg	Relative humidity %
1.26768	1.3669	6.62
1.30686	1.3514	
1.38276	1.2981	

Table 3. Comparison of research results of calorific value for basket willow

Number of trial	Calorific value obtained during manual measurements kJ/kg	Calorific value obtained during semi-automatic measurements kJ/kg
1	16 021 \pm 204	18 302
2	15 227 \pm 198	18 633
3	17 337 \pm 187	17 626
Mean value	16 195	18 187
Standard deviation of mean	615	280.5

Table 4. Comparison of research results of heating value for basket willow

Number of trial	Heating value obtained during manual measurements kJ/kg	Heating value obtained during semi-automatic measurements kJ/kg
1	13 525	16 980
2	12 784	17 310
3	14 754	16 300
Mean value	13 687	16 863

Table 5. Weight of *paulownia tomentosa* samples and its relative humidity

Fuel sample mass in manual measurements $\cdot 10^{-3}$ kg	Fuel sample mass in semi-automatic measurements $\cdot 10^{-3}$ kg	Relative humidity of fuel sample %
1.29283	1.3170	6.91
1.36382	1.3200	
1.39227	1.2626	

Table 6. Comparison of research results of calorific value for *paulownia tomentosa*

Number of trial	Calorific value obtained during manual measurements kJ/kg	Calorific value obtained during semi-automatic measurements kJ/kg
1	16 900 \pm 200	18 523
2	17 231 \pm 190	18 268
3	16 063 \pm 186	18 533
Mean value	16 731	18 441
Standard deviation of mean	348	87

Table 7. Comparison of research results of heating value for *paulownia tomentosa*

Number of trial	Heating value obtained during manual measurements kJ/kg	Heating value obtained during semi-automatic measurements kJ/kg
1	14 290	17 189
2	14 598	16 934
3	13 510	17 196
Mean value	14 133	17 106

5. Summary

The aim of this study was the comparable analysis of energetic properties of basket willow and *paulownia tomentosa* samples. Measurements were performed on manual and semi-automatic bomb calorimeter. For basket willow and *paulownia tomentosa* samples the average heating values obtained during manual and semi-automatic measurements are respectively: 13 687 kJ/kg, 16 863 kJ/kg, 14 133 kJ/kg and 17 106 kJ/kg. The percentage difference between the results obtained from both devices is about 10%. Received results are classical values for solid biomass and they show certain repeatability,

however there are some differences which may suggest the overstatement of the results obtained from semi- automatic calorimeter or understatement resulting from manual calculations. Due to similar humidity of both researched plants, the difference is mostly connected with measuring method. The calorimetric method is susceptible to following errors:

- the variation of ambient temperature and instability of thermal conditions, which increase the non-adiabatic character of the process,
- too high temperature difference between outer jacket and calorimetric vessel, too late ignition of fuel sample or its incomplete combustion,
- differences in tested fuel samples mass,
- the lack of elemental analysis of fuel samples and the fact of not including the effect of creation the nitric acid and sulfuric acid.

Errors arising during the calorimetric measurements are mostly connected with human fault. This effect is observable in manual research. Reading temperature from mercury thermometer is the potential source of errors in manual measurements. However, this effect can be easily corrected, i.e. by adapting magnifier. It can be assumed that the reduction of human sources of errors would improve the accuracy of the manual calorimetric method. As far as the semi-automatic calorimeter is concerned, the estimation of potential sources of errors is unknown because of the lack of information of the temperature sensors types and its specifications. Therefore, it can be stated that despite the reducing human factors the measurement accuracy will not be improved significantly. It is caused by the computational control of the process and the lack of human influence within the process.

Despite the presence of many factors affecting the accuracy of the process, the calorimetric method is classified as one of the most accurate and precise method in thermal engineering.

References

- [1] Tychanicz M.: Badania właściwości energetycznych paliw stałych - analiza porównawcza wyników pomiarów ręcznych i półautomatycznych, praca magisterska, Rzeszów 2015.
- [2] Norma PN-ISO 1928: Paliwa stałe. Wyznaczanie ciepła spalania metodą spalania w bombie kalorymetrycznej i obliczenie wartości opałowej.
- [3] Instrukcja obsługi kalorymetru KL-12Mn, PRECYZJA-BIT.
- [4] Wandrasz J.W., Wandrasz A.J.: Paliwa formowane- biopaliwa i paliwa z odpadów w procesach termicznych, Wyd. Seidel-Przywecki Sp. z o.o., Warszawa 2006.

ANALIZA PORÓWNAWCZA BADAŃ WŁAŚCIWOŚCI ENERGETYCZNYCH BIOMASY

Streszczenie

W pracy zawarto analizę porównawczą właściwości energetycznych dwóch rodzajów biomasy stałej, wyznaczonych przy pomocy kalorymetru ręcznego oraz półautomatycznego KL-12Mn. Do podstawowych właściwości paliw stałych, które zostały wyznaczone, należą ciepło spalania i wartość opałowa, których obliczenia zostały przeprowadzone zgodnie z normą PN-ISO 1928. Analizie poddano próbki wierzby energetycznej oraz paulowni puszystej. Próbkę każdego z paliw została poddawana trzykrotnym pomiarom, zarówno w urządzeniu ręcznym, jak i półautomatycznym, dzięki czemu można było wyznaczyć średnią wartość każdego z parametrów. Analizę uzupełniono o rachunek niepewności pomiarowych.

Słowa kluczowe: biomasa, wartość opałowa, bomba kalorymetryczna, właściwości energetyczne, wierzba energetyczna, *paulownia tomentosa*

DOI: 10.7862/rm.2016.29

Otrzymano/received: 10.09.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 24.10.2016 r.

Lucjan WITEK¹

EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS OF THE TURBINE BLADE

In this paper the results of an experimental modal analysis of the turbine blade were presented. Investigations were made using the electrodynamic vibration system. As the results of analysis, the resonant frequencies of the blade were performed. The results of experimental investigations are dependent on many parameters of vibration system defined before the start of the test. In the first part of this study the influence of the frequency sweep rate on values of blade resonant frequency was investigated. In the next part of the work the effect of excitation intensity on value of the blade vibration amplitude was investigated. The stiffness of the grip used for fixation of the blade to the movable shaker head can have a large influence on the results of an experimental modal analysis. The fir tree slots of the blade were compressed in the grip using a special screw with fine thread. In the last part of the work the influence of the torque used for screw home on results of the modal analysis of the blade was examined. As the results of performed investigations the final conclusions were formulated.

Keywords: turbine blade, resonant vibrations, experimental analysis, sweep rate, intensity of excitation

1. Introduction

The turbine blades during the work of the engine are subjected to vibrations, excited by both the unbalanced rotor and the pulsation of pressure of the hot exhaust gases. The turbine blades have often a small cross-section area of the airfoil section (Fig. 1). The small bending stiffness causes that the resonant vibrations of the turbine can occur at relatively low frequencies. During the resonance, the large stress amplitude causes high-cycle fatigue of the blade material. The blade working in resonance conditions can be damaged in relatively short time [1-7].

The main objective of this work is the experimental determination of the resonant frequencies of the turbine blade. The additional goal of the study is

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Lucjan Witek, Rzeszow University of Technology, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, Poland, e-mail: lwitek@prz.edu.pl

the analysis of influence of selected parameters on the resonant frequency of the blade.



Fig. 1. View of the first and second stage turbine of an aero engine

2. Object of investigations and the vibration system

Investigated turbine blade is made out of EI-437-b nickel alloy. EI-437-b alloy has a good creep resistance and was used for rotational components of the turbine engines working at high temperature. The mass of investigated blade was equal to 40.4 grams. The experimental modal analysis of the turbine blade was made using the Unholtz-Dickie UDCO TA-250 vibration system (Figs. 2 and 3). The blade was horizontally mounted on the movable head of the shaker (Fig. 4). In the first test the frequency range of 400 Hz to 3600 Hz was defined.



Fig. 2. Main components of the vibration system: shaker and amplifier (Unholtz-Dickie UDCO-TA-250)

In the next part of experimental investigations, the frequency was limited to the range of 800-1000 Hz in order to investigate the first mode of resonant vibrations only. In experimental investigations two measure channels were activated. The first channel was used to measure the amplitude of acceleration of the shaker head. The acceleration in this channel was measured by medium-size (mass of 2 grams) piezoelectric sensor. The signal in the second channel was delivered from the small piezoelectric acceleration sensor. This sensor was located on the top of the blade airfoil section (Fig. 4). The small mass of the sensor (0.2 grams) causes that it has small influence on disturbances in dynamics of investigated object which mass is much higher (about 40 grams).

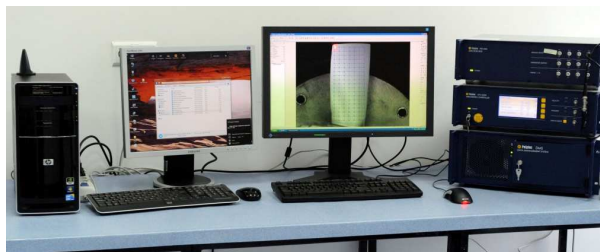


Fig. 3. View of the control panel used for both the definition of the preliminary settings of experimental test and also to visualization of the modal analysis results



Fig. 4. Investigated turbine blade fixed to the head of vibrator. On the airfoil section the small piezoelectric acceleration sensor is fixed to the blade

3. Results of experimental modal analysis

3.1. Influence of sweep rate on resonant frequency of the blade

The first modal test was performed at the following parameters: the frequency range of 400 Hz – 3600 Hz, the constant sweep rate of 1 Hz/s and the constant intensity of excitation 3g (where $1g = 9.81\text{m/s}^2$). The modal analysis was started from 400 Hz. During the modal analysis the frequency of excitation was increased. At this time the signals from two measured channels were recorded. The main result of the modal analysis is the amplitude-frequency characteristic presented in Fig. 5. On the horizontal axis of the plot the actual frequency of excitation is defined. On the vertical axis the amplitude of vibration (measured on the top part of the blade) was defined.

The large peak, typical for resonance phenomenon occurs at 920.2 Hz (Fig. 5). This value is the resonant frequency F_{res} (for the first mode of vibration). There is visible the second peak on the amplitude-frequency characteristic at 2393.6 Hz. This value is the resonant frequency for the second mode of vibrations. The third measured resonant frequency equals 3385.8 Hz (Fig. 5).

Magnified amplitude-frequency characteristic of the blade is presented in Fig. 6. The frequency of excitation was limited to the range of 800-1000 Hz. There is observed symmetric shape of the characteristic, typical for the blades without cracks [2]. The blade vibration amplitude (for mode I, intensity of excitation of 3g and speed rate of 1 Hz/s) equals 0.27 mm (Fig. 6).

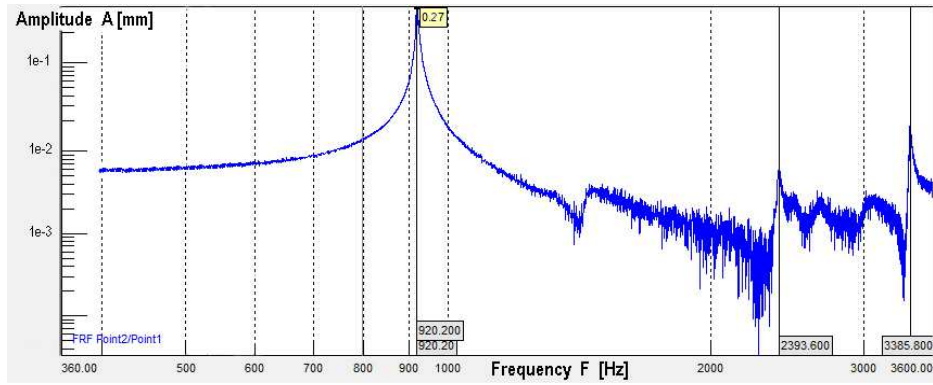


Fig. 5. Amplitude-frequency characteristic of the turbine blade (frequency range of 400-3600 Hz, speed rate of 1 Hz/s, excitation intensity of 3 g, screw torque of 15 Nm).

In this study the influence of selected parameters of experimental test on results of the modal analysis was investigated. The first considered parameter is the sweep rate. This parameter shows how fast the excitation frequency increases during the modal analysis. High value of the sweep rate causes that the results of an experimental modal analysis could be inaccurate.

In order to check the influence of sweep rate on values of the resonant frequency (mode I) the modal analysis was repeated for the different rates. The speed rate range of 0.5–64 Hz/s was considered. The results of this study are presented in Fig. 7. As seen from this figure the constant resonant frequency (920.2 Hz) is observed for the sweep rate range of 0.5 - 2 Hz/s. At sweep rate values higher than 4 Hz/s an increase of the resonant frequency is observed. For the speed rate of 64 Hz/s the value of F_{res} is equal to 921.6 Hz.

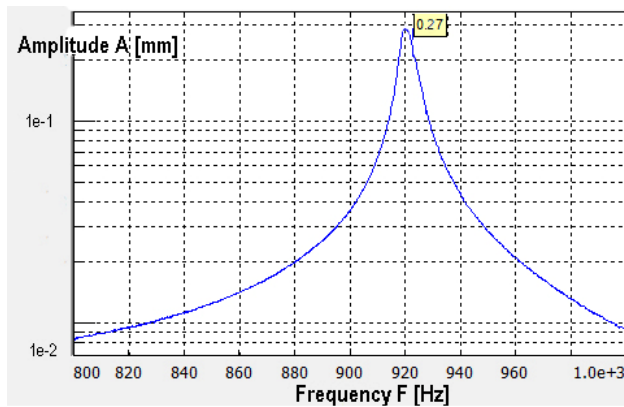


Fig. 6. Amplitude-frequency characteristic of the blade (frequency range of 800-1000Hz, speed rate of 1 Hz/s, excitation intensity of 3 g, screw torque of 15 Nm)

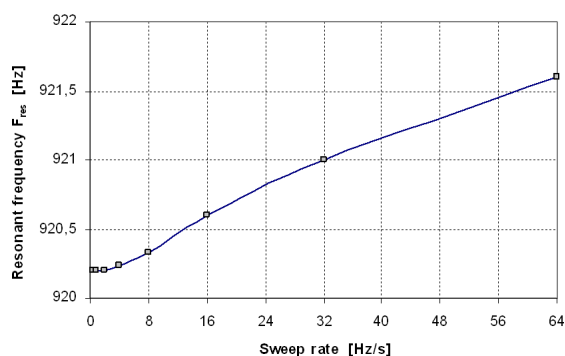


Fig. 7. Resonant frequency of the blade as a function of the sweep rate (excitation intensity of 3 g, screw torque of 15 Nm)

3.2. Influence of excitation intensity on resonant frequency of the blade

Results of an experimental modal analysis depend on many technical parameters which should be defined before the start of the test. One of the most important is the intensity of excitation. This intensity is defined in [g] units where $1g = 9.81m/s^2$. The modal analysis of the blade was made for the following intensity: 1g, 3g, 7g, 15g and 25g. The results presented in Fig. 8 showed that intensity of excitations has a large influence on resonant frequency obtained in experimental investigations. The resonant frequency (mode I) for the intensity of excitation of 1g is equal to 921.4 Hz. During increase of the intensity of excitation the resonant frequency decreases. For the highest considered intensity (20g) the F_{res} has a value of 912.6 Hz. The difference between mentioned results (1g and 20g) equals 8.8 Hz. It means that the intensity of excitation has a larger influence on the resonant frequency than the sweep rate.

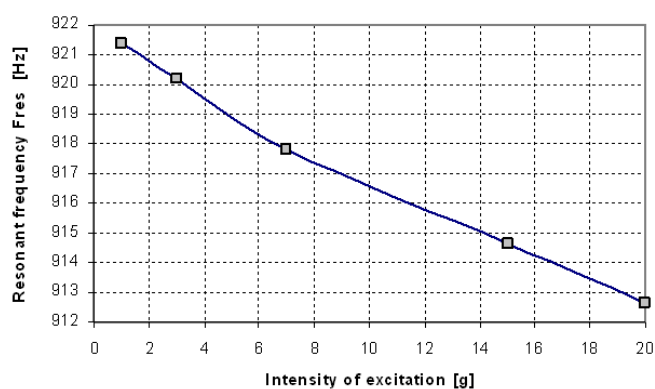


Fig. 8. Resonant frequency of the blade as a function of intensity of excitation (sweep rate 1 Hz/s, screw torque of 15 Nm)

3.3. Influence of screw torque on resonant frequency of the blade

The blade was fixed to the movable head of the shaker with the use of the special grip made out of steel. The thick plates of the grip (14 mm) guarantee a high stiffness of its structure. The blade fir tree root was compressed into grip with the use of the screw with the fine thread (M10x1). The bottom part of the screw has a conical shape in order to assure the maximum value of the compression force at small screw torque. Both the screw thread and the screw conical surface were lubricated in order to minimize the torque. The screw torque was limited in investigations by small strength of the movable head of the shaker, which is suspended on the rubber connectors. The modal analysis of the blade was realized with the following screw torques: 7.5, 10, 12.5, 15 and 17 Nm.

The resonant frequency as a function of screw torque is presented in Fig. 9. There is visible that the resonant frequency strongly depends on the screw torque. For the torque of 7.5 Nm the F_{res} equals about 882 Hz. At the screw torque of 12.5 Nm the measured resonant frequency has a value of 911 Hz. The difference between two mentioned results (7.5 and 12.5 Nm) equals 29 Hz. It gives the relative difference of frequency about 3%.

After exceed the torque value of 12.5 Nm smaller increments of F_{res} are observed. For example, between the screws torque of 12.5 and 15 Nm the F_{res} grows at about 8 Hz (from 912 Hz to 920 Hz). After increase of the torque from 15 to 17 Nm the F_{res} increment equals 3 Hz only. It means that after exceed of the screw torque value of 15 Nm the stabilization of the resonant frequency is observed.

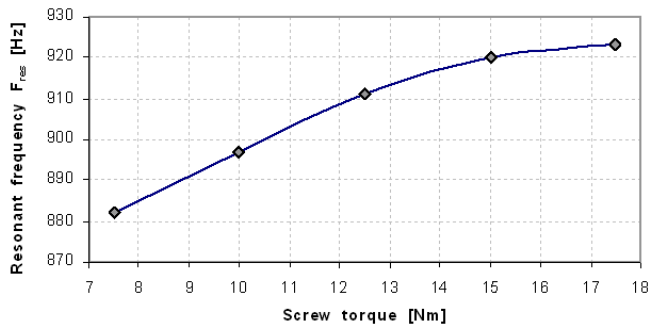


Fig. 9. Resonant frequency as a function of screw torque

4. Conclusions

In this work the results of an experimental modal analysis of the turbine blade were presented. The investigations were made using an electrodynamic vibration system. The modal analysis of the blade was divided into two parts. In the first, the amplitude-frequency characteristic of the blade was obtained

for the frequency range of 400-3600 Hz. As results the resonant frequencies for the first, second and third mode were obtained. In the second part of the study the frequency was limited to the range of 800-1000 Hz, in order to investigate the preliminary settings of the vibration system on results of the modal test. The attention in the second part of the work on the first mode of the resonant vibrations was focused. As a result of presented investigations the following conclusions were formulated:

1. The value of resonant frequency (mode I) of the turbine blade strongly depends on the stiffness of the fixation. In presented investigations the blade fir tree root was compressed with the use of the screw. The difference of resonant frequency between screw torque of 7.5 Nm and 17 Nm equals about 40 Hz. It means that in the experimental modal analysis there is the need for strong fixation of the blade to the shaker head.
2. The F_{res} of the blade strongly depends on the intensity of excitation. For excitation of 1 g the highest value of resonant frequency was observed (921.4 Hz). After an increase of the intensity to the value of 25 g the measured F_{res} equals 912.6 Hz.
3. The results of performed investigations showed that the sweep rate has a small influence on the resonant frequency (for mode I) of the blade which has a small mass (about 40 grams). The difference of F_{res} values (between the speed rate of 0.5 Hz/s and 64 Hz/s) equals only about 1.4 Hz.

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: PIRSES-GA-2013-610547.

References

- [1] Song K.S., Kim S.G., Jung D., Hwang Y.H.: Analysis of the fracture of a turbine blade on a turbojet engine, *Eng. Failure Analysis*, Vol. 14 (2007) 877-883.
- [2] Witek L.: Fatigue investigations of the compressor blades with mechanical defects, *Key Engineering Materials*, 598 (2014) 269-274.
- [3] Maktouf, W., Sai, K.: An investigation of premature fatigue failures of gas turbine blade, *Eng. Failure Analysis*, 47, (2015) 89-101.
- [4] Park M., Hwang Young H., Choi Y.S, Kim T.G.: Analysis of a J69-T-25 engine turbine blade fracture, *Eng. Failure Analysis*, 9 (2002) 593-601.
- [5] Poursaeidi E., Hosein B. Fatigue crack growth simulation in a first stage of compressor blade, *Eng. Failure Analysis*, 45 (2014) 314-325.
- [6] Song K.S., Kim S.G., Jung D., Hwang Y.H. Analysis of the fracture of a turbine blade on a turbojet engine, *Eng. Failure Analysis*, 14 (2007) 877-83.

- [7] Kermanpur A., Sepehri A.H., Ziaei-Rad S., Nourbakhshnia N., Mosaddeghfar M.: Failure analysis of Ti6Al4V gas turbine compressor blades, Eng. Failure Analysis, 5 (2008) 1052-1064.

EKSPERYMENTALNA ANALIZA MODALNA ŁOPATKI TURBINY

Streszczenie

Praca przedstawia wyniki eksperymentalnej analizy modalnej łopatki turbiny silnika lotniczego. Badania przeprowadzono za pomocą systemu wibracyjnego. Jako wyniki przedstawiono analizę modalną i częstotliwości rezonansowych łopatki turbiny. Uzyskane rezultaty badań eksperymentalnych są zależne od wielu czynników definiowanych na wstępie testu. W pierwszej części pracy określono wpływ prędkości przemieszczania oraz intensywności wymuszenia na wartość częstotliwości rezonansowej łopatki turbiny. W następnej części pracy badano wpływ intensywności wymuszenia na wartość amplitudy wibracji łopatki. Jednym z istotnych parametrów mających wpływ na częstotliwości rezonansowe uzyskane w badaniach doświadczalnych jest sztywność uchwytu służącego do zamocowania łopatki do głowicy wzbudnika. Połączenie jodełkowe łopatki zostało utwierdzone przez docisk realizowany za pomocą śruby z gwintem drobnozwojnym, zapewniającym uzyskanie dużych sił docisku przy ograniczonej wartości momentu dokręcenia. W ostatniej pracy określono także wpływ momentu dokręcenia śruby dociskowej na wartości uzyskanych częstotliwości rezonansowych łopatki. Na podstawie przeprowadzonych badań sformułowano wnioski końcowe.

Słowa kluczowe: łopatka turbiny, drgania rezonansowe, badania eksperymentalne, tempo przemieszczania, intensywność wymuszenia

DOI: 10.7862/rm.2016.30

Otrzymano/received: 15.11.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 19.12.2016 r.

Lucjan WITEK¹
Feliks STACHOWICZ²

THERMO-MECHANICAL STRESS ANALYSIS OF THE TURBINE OF HELICOPTER ENGINE

In this paper the results of the numerical stress analysis of the power turbine of helicopter engine were presented. In order to solve the problem, the nonlinear finite element method was used. The numerical models of both the blade and the disc segment were made using the MSC-Patran program. In the analysis the thermal load resulting from non-uniform temperature field was defined. The centrifugal force resulting from the rotation of the engine rotor was also considered. The cyclic symmetry boundary condition of the disc segment was used to decrease the size of the numerical task. The model of the turbine material was defined as linear-elastic. The modulus of elasticity and the thermal expansion coefficient of the disc and the blade material were considered as temperature dependent. As a result of performed computations, the stress distributions for the turbine subjected to both the thermal and the mechanical loads were determined.

Keywords: aero-engine, turbine blade, rotor disc, thermo-mechanical stress analysis, finite element method

1. Introduction

Gas turbine discs and blades (Figs. 1, 2a) are usually the most critical engine components, which must endure substantial mechanical and thermal loads. The turbine has three critical regions on which attention should be focused: fir tree slots, the assembly holes and the hub zone. The joint between the turbine blade and the disc usually represents the most critical area from the point of view of the static and fatigue strength. The loads associated with these regions are mainly the centrifugal forces and the thermal stresses [1-3].

The stress and strain analysis of the turbine discs and blades was described in the papers [4-5]. In many cases the complex shape of the disc-blade connection caused that only in this region the stress concentration factor has large values. A large centrifugal force of the blade causes that the maximum

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Lucjan Witek, Rzeszow University of Technology, Al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, Poland, e-mail: lwitek@prz.edu.pl

² Feliks Stachowicz, Rzeszow University of Technology, e-mail: stafel@prz.edu.pl

stress area is often located in the internal radius of the fir tree slots of the disc and the blade [6].



Fig. 1. View of the turbine blade and the fragment of the disc with fir tree slots

The main aim of this work is determination of the stress state in the power turbine of the helicopter engine subjected to the complex thermo-mechanical load. The thermal stress (as a result of thermal field remaining by certain time in the turbine components) occurs after turning off the engine. Therefore, in this work a separate thermal stress was also determined for the turbine without the mechanical loads.

2. Numerical model of turbine

The geometrical models of the disc and the blade were made using the MSC-Patran program (Fig. 2 b, c) [7]. The FE model of the turbine (Fig. 2d) consists of 100280 nodes and 507836 TET-4 solid elements. In the analysis two kinds of loads were considered: the speed of rotation of the turbine (22490 RPM) and the non-uniform temperature field. The centrifugal forces were computed by definition of the following parameters: the blade and disc material density, the speed of rotation and the position of rotation axis. The power turbine of the analyzed engine is composed of the disc and 51 blades. In order to decrease the size of the numerical task, the segment of the disc consisted of 1/51 part of all structure was considered with the use of the special cyclic-symmetry boundary condition [8]. In this condition the stress and displacement components (in the cylindrical coordinate system) defined on the left and right (virtual) surfaces of the disc segment are the same.

The nodes on the rotation axis of the turbine disc (bottom part of the disc presented in Fig. 2c) were partially fixed (translations $T_x = 0$, $T_y = 0$). For one central node located on the rotation (symmetry) axis of the disc the full fixation was applied ($T_x = 0$, $T_y = 0$, $T_z = 0$).

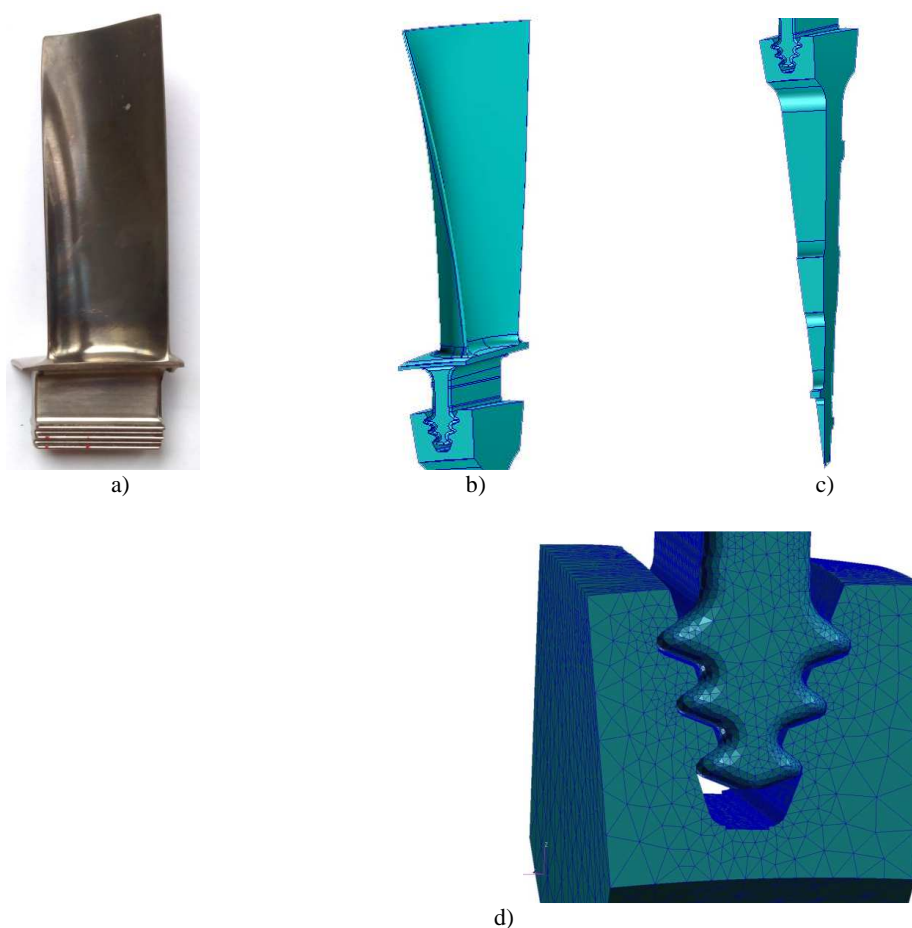


Fig. 2. View of the real blade - object of investigations (a). Geometrical model of the turbine blade (b) and the disc segment (c). Finite element mesh in the vicinity of fir tree slots (d)

The maximum temperature zone (588°C) was located on the top part of the blade (Fig. 3). In the fir tree slot of the turbine the temperature value is about 400°C whereas in the middle part of the disc (in the vicinity of rotation axis) the temperature is much lower (180°C). The temperature field was defined for the engine power of 890 HP (horsepower) and for the work of the engine at an altitude of 2500 m. In the fir tree surfaces of the disc and the blade the Coulomb contact “master-slave” [8] with the friction coefficient of 0.05 was defined. The nonlinear stress analysis was performed using Abaqus solver [8]. The disc and the blade were made of EI-437-b alloy. EI-437-b nickel alloy has a good creep resistance and was used for rotational components of the turbine engines operated at high temperature. Yield stress (YS)

and the ultimate tensile strength (UTS) of EI-437-b alloy measured at high temperature are presented in Figure 4 [9].

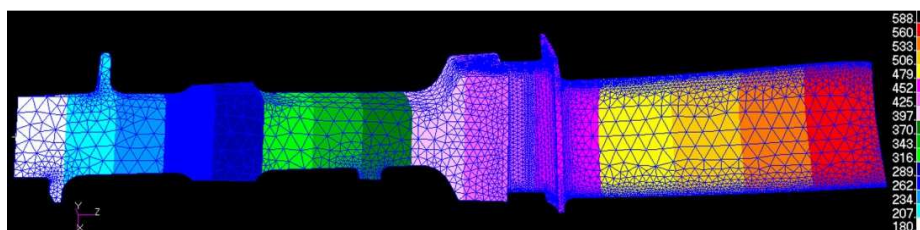


Fig. 3. Temperature field defined for turbine segment (condition of engine work: altitude of 2500 m, engine power of 890 HP), °C

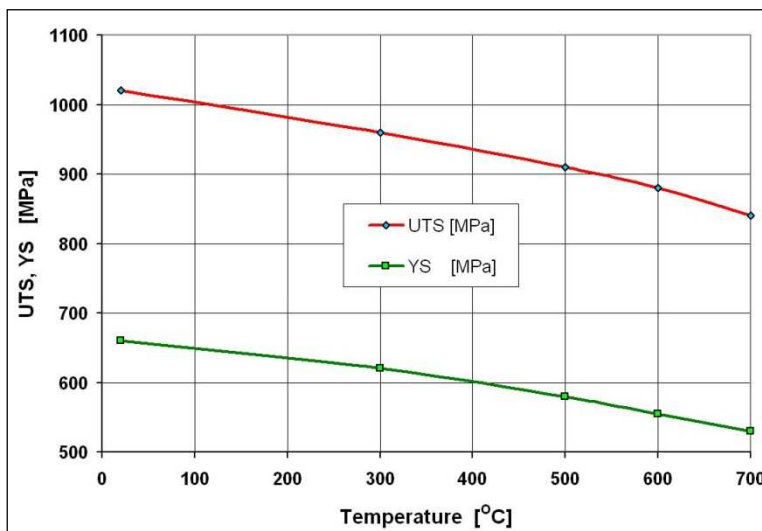


Fig. 4. Ultimate tensile strength (UTS) and yield stress (YS) of EI-437-b alloy as a function of temperature

The blade and disc material density is equal to 8200 kg/m³ (at room temperature). The thermal expansion coefficient (α) and Young's modulus (E) for EI-437-b alloy were considered as a temperature dependent (Tab. 1) [9].

Table 1. Values of thermal expansion coefficient and Young's modulus at high temperature for EI-437-b alloy [9]

Temperature °C	Young's modulus $E \times 10^5$, MPa	Thermal expansion coefficient $\alpha \times 10^{-5}$, 1/°C
200	2.00	1.27
400	1.95	1.75
600	1.66	1.14
800	1.01	1.51

3. Results of stress analysis

The results of finite element analysis showed that during the work of the engine (for superposition of thermal and mechanical loads), the area of maximum reduced stress in the disc (784 MPa, Fig. 5) is located in the small zone, under the third fir tree slot. This value exceeds the yield stress of disc material at about 184 MPa (YS of EI-437-b alloy for 400°C equals to 600 MPa, Fig. 4). Obtained maximum stress value is smaller than UTS of the disc material at about 170 MPa.

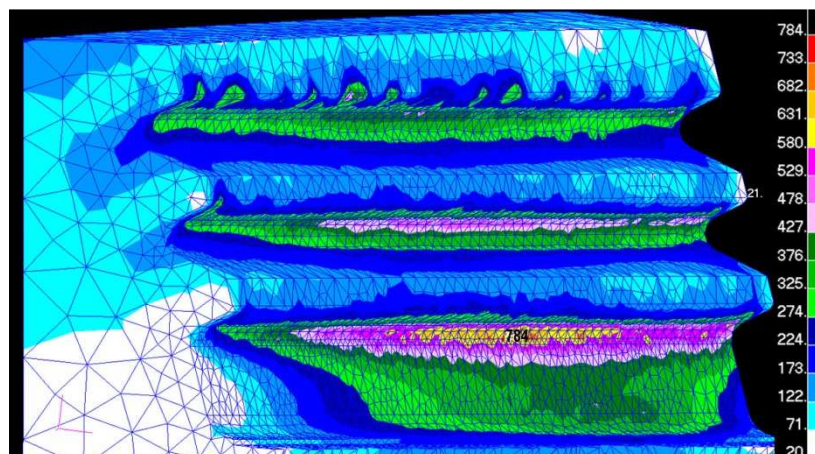


Fig. 5. Reduced (acc. to Huber-Mises-Hencky criterion) stress distribution in fir tree slots of disc as a result of coupled the mechanical and the thermal load (engine work conditions: altitude of 2500 m, engine power of 890 HP), MPa

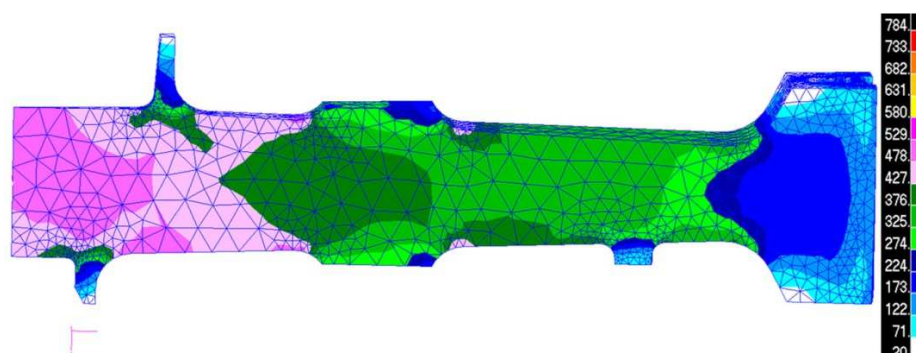


Fig. 6. Reduced (acc. to Huber-Mises-Hencky criterion) stress distribution in cross-section of the disc as a result of coupled the mechanical and the thermal load (engine work conditions: altitude of 2500 m, engine power of 890 HP), MPa

The maximum reduced stress in the blade subjected to couple the thermal and the mechanical load achieves the value of 684 MPa. Maximum stress area is located on the corner of second and third fir tree slot (Fig. 7a). This value exceeds the yield stress of the blade material (for 400°C, Fig. 4) at about 84 MPa. The large stress zones (456 MPa) are also located above the first (top) slot of the serration and in the bottom part of the airfoil section (Fig. 7). In the central and the top part of the blade smaller values of stresses (92-223 MPa) are observed (Fig 7b).

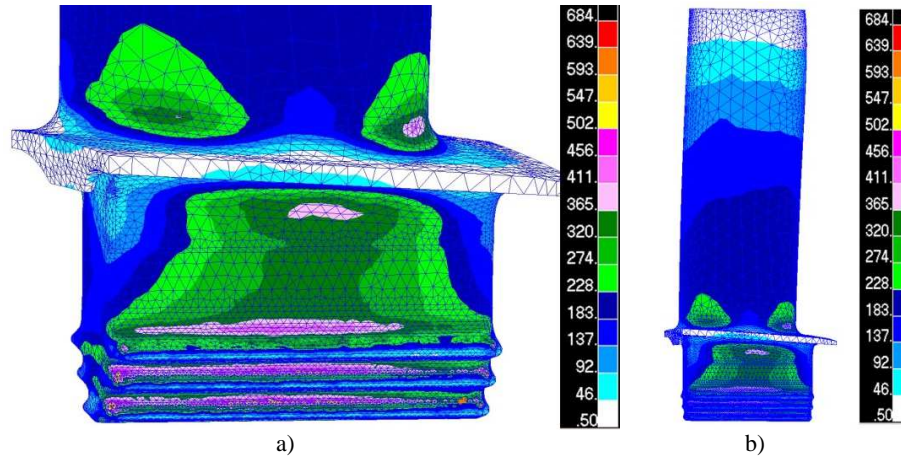


Fig. 7. Reduced (acc. to Huber-Mises-Hencky criterion) stress distribution in the bottom part of the blade (a) and in the blade airfoil section (b) (coupled mechanical and thermal load, engine work conditions: altitude of 2500 m, engine power of 890 HP), MPa

The centrifugal (mechanical) forces disappear after turning off the engine but the thermal field remains for a certain time. Thus, in the second load case a separated thermal load was applied to the turbine. The results of this analysis are interesting not only from a practical but also from a research point of view. The analysis of separate thermal load can provide the information about the impact of the thermal stress on the effort of material of the turbine during the work of the engine.

In the turbine subjected to the thermal load only (the non-uniform temperature field presented in Fig. 3) the reduced stress achieves the largest value of 461 MPa on the corner of the disc, about 3 mm under the third fir tree slot. In the central part of the disc the thermal stress achieves the values of 124-216 MPa (Fig. 8a).

A low impact of the thermal field on the stress values in the blade is found. The maximum value of reduced stress in the central part of the blade airfoil section is equal only to 9.8 MPa (Fig. 8b).

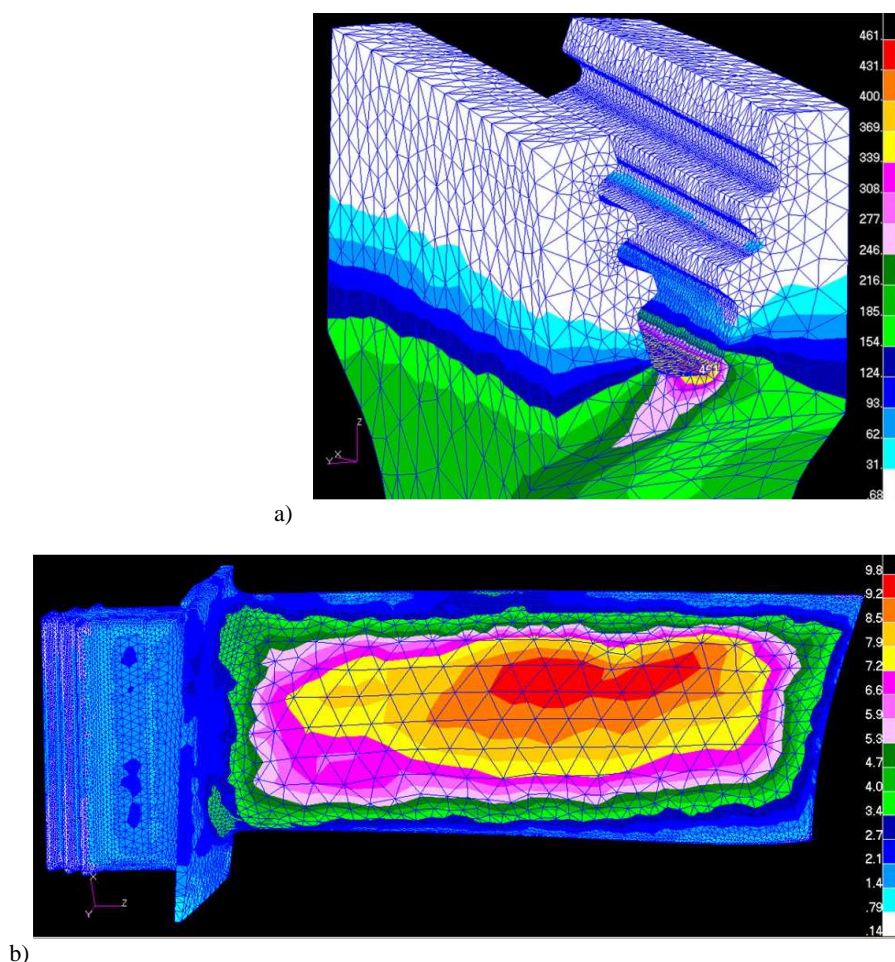


Fig. 8. Reduced (acc. to Huber-Mises-Hencky criterion) stress distribution in the disc (a) and the blade (b) as a result of thermal load only, MPa

4. Conclusions

In this work the results of numerical stress analysis of the power turbine of helicopter engine were presented. In order to decrease the size of the numerical task, the special cyclic-symmetry boundary condition was defined. The disc segment and the blade were subjected to the complex thermo-mechanical load. From the simulation results, conclusions can be drawn as follows:

1. The value of maximum reduced stress (784 MPa) in the disc subjected to couple the thermal and the mechanical loads exceeds (locally) the yield stress of the disc material at about 184 MPa. Computed stress value is

- smaller than UTS of the disc material at 170 MPa. The results of stress analysis performed for another engines showed that the local stress in the turbine fir tree slots can be higher than YS of the material [2, 10].
2. The large values of stresses (478-529 MPa) are also observed in the vicinity of the disc rotation axis.
 3. The maximum stress in the blade subjected to thermal and mechanical load achieves (in the fir tree slot area) the value of 684 MPa. This value exceeds YS of the blade material at 84 MPa. The high stress area is often observed in the fir tree region of the blade and the disc of aero-engines [11-13].
 4. It was assumed that during the first work of the engine, the zones of fir tree slots (in which the stress exceeds YS) can be locally plastified. After that the distance between the slots fir tree slots are different and during next acceleration of the engine the stresses could be lower.
 5. During the thermal load only the reduced stress achieves the value of 461 MPa in the bottom region of fir tree slot of the disc.
 6. The maximum value of thermal stress in the blade equals only to 9.8 MPa.
 7. Tetrahedral TET-4 finite elements are not good choice for modelling the disc and the blades of aero-engines. The results of the work [2] showed that better efficiency in modelling of the fir tree slots (smooth mesh at much smaller number of nodes and elements) can be obtained using hexagonal HEX-20 second order finite elements.

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: PIRSES-GA-2013-610547.

References

- [1] Meguid S.A., Kanth P.S., Czekanski A.: Finite element analysis of fir-tree region in turbine disc, *Finite Element Analysis Design*, 35 (2000) 305-317.
- [2] Witek L.: Failure analysis of turbine disc of an aero engine, *Eng. Failure Analysis*, 13 (2006) 9-17.
- [3] Witek L., Bednarz A., Stachowicz F.: Fatigue analysis of compressor blade with simulated foreign object damage, *Eng. Failure Analysis*, 58 (2015) 229-237.
- [4] Chan S.K., Tuba I.S.: A finite element method for contact problems of solid bodies - Part II: Applications to turbine blade fastenings, *Int. J. Mech. Sci.*, 13 (1971) 627-639.
- [5] Masataka M. Root and groove contact analysis for steam turbine blades, *JSME Int. J.*, 35 (1992) 508-514.

- [6] Papanikos P., Meguid S.A., Stjepanovic Z.: Three-dimensional nonlinear finite element analysis of dovetail joints in aero-engine discs, *Finite Element Analysis Design*, 29 (1998) 173-86.
- [7] MSC-Patran 2009 Users Manual, MSC Corporation, Los Angeles, 2009.
- [8] ABAQUS ver. 6.9 Users Manual, Abaqus Inc., 2009.
- [9] Michailov P.B.: *Sprawocznik po metalicznych materialach turbiny i motorostroenija*, Petersburg 1961 (in Russian).
- [10] Kowalski T., Mamrowicz J. Witek L.: Numerical stress and fatigue analysis of the first stage power turbine for helicopter engine, *Proc. 24th Int. Committee on Aeronautical Fatigue (ICAF) Symposium*, Napoli, Italy, 2007.
- [11] Zboński G., Ostachowicz W.: A general FE computer program for 3D incremental analysis of frictional contact problems of elastoplasticity, *Finite Elements Analysis Design*, 27 (1997) 307-322.
- [12] Park M., Hwang Y., Choi Y., Kim T.: Analysis of a J69-T-25 engine turbine blade fracture, *Eng. Failure Analysis*, 9 (2002) 593-601.
- [13] Song W., Keane A., Rees J., Bhaskar A., Bagnall S.: Turbine blade fir-tree root design optimisation using intelligent CAD and finite element analysis, *Computers Structures*, 80 (2002) 1853-1867.

ANALIZA NAPRĘŻEŃ TERMO-MECHANICZNYCH TURBINY SILNIKA ŚMIGŁOWCOWEGO

Streszczenie

Praca przedstawia wyniki numerycznej analizy naprężeń turbiny napędowej silnika śmigłowego. Do rozwiązania problemu wykorzystano metodę elementów skończonych. Modele numeryczne łopatek oraz segmentu tarczy wykonano korzystając z programu MSC-Patran. W analizie zdefiniowano obciążenie cieplne wynikające z niejednorodnego rozkładu temperatury. Dodatkowo zdefiniowano siłę odśrodkową elementów wynikającą z obrotu wirnika silnika. W celu ograniczenia wymiaru zadania numerycznego do segmentu tarczy zastosowano warunek brzegowy w postaci symetrii cyklicznej. Model materiału turbiny zdefiniowano jako liniowo-sprężysty. W analizie uwzględniono dodatkowo zmianę wartości modułu Younga oraz współczynnika rozszerzalności termicznej materiału w funkcji temperatury. W rezultacie przeprowadzonych obliczeń określono rozkład naprężeń turbiny poddanej działaniu złożonego obciążenia termo-mechanicznego.

Słowa kluczowe: silnik lotniczy, łopata turbiny, tarcza wirnika, analiza naprężeń termo-mechanicznych, metoda elementów skończonych

DOI: 10.7862/rm.2016.31

Otrzymano/received: 11.10.2016 r.

Zaakceptowano/accepted: 28.11.2016 r.

Recenzenci współpracujący – 2016 r.

Tadeusz BALAWENDER	Jozsef NYRES (Serbia)
Sergei BOSIAKOV (Belarus)	Marek POTOCZEK
Vladimir BRUSOV (Russia)	Tomasz SADOWSKI
Magdalena DOBRZAŃSKA	Jozef ŠEBEK (Slovak Republik)
Paweł DOBRZAŃSKI	Pavol SEJČ (Slovak Republik)
Victor EREMEEV	Igor SEVOSTIANOV (USA)
Wiesław FRĄCZ	Jarosław SĘP
Ivan GAJDOŠ (Slovak Republik)	Denis SHEYDAKOV (Russia)
Serge GAVRILOV (Russia)	Henadzi SHUSHKEVICH (Belarus)
Marian GIERAS	Andrzej SKRZAT
Albert GIRAUD (France)	Jan SLOTA (Slovak Republik)
Robert JAKUBOWSKI	Ivan SMIRNOV (Russia)
Jaroslav JERZ (Slovak Republik)	Arkadiy SOLOVIEV (Russia)
Luboš KAŠČAK (Slovak Republik)	Emil SPIŠAK (Slovak Republik)
Nikita KAZARINOV (Russia)	Piotr STRZELCZYK
Jaroslav KOVAČIK (Slovak Republik)	Peter ŠUGAR (Slovak Republik)
Marek KOWALIK	Jana ŠUGAROVA (Slovak Republik)
Władysław KRYŁOWICZ	Dawid TALER
Tomasz KUDASIK	Mirosław TUPAJ
Volodymyr KUSHCH (Ukraine)	Elena VILCHEVSKAYA (Russia)
Hirpa G. LEMU (Norway)	Bartłomiej WIERZBA
Pavlo MARUSCHAK (Ukraine)	Joanna WILK
Gennady MIKHASEV (Belarus)	Lucjan WITEK
Ryszard MOSZUMAŃSKI	Paweł WOŚ
Jacek MUCHA	Zbigniew ZAPAŁOWICZ
Wacław MUZYKIEWICZ	

Afiliacja recenzentów (poza podaną): Polska

Lista recenzentów została zamieszczona na stronie internetowej czasopisma
Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr 293, *Mechanika*, z. 88 (4/2016):
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>

Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących będzie opublikowana w czwartym numerze *Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika*, z. 88 (4/2016) 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/>

Zasady recenzowania, informacje dla autorów, formularz recenzji, instrukcja dla autorów i dane kontaktowe do redakcji czasopisma i wydawcy będą opublikowane w czwartym numerze *Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika*, z. 88 (4/2016).

Zasady recenzowania artykułów naukowych w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej

Procedura recenzowania artykułów naukowych w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej jest zgodna z zaleceniami MNiSzW opracowanymi w formie broszury „Dobre praktyki w procedurach recenzyjnych w nauce”, Warszawa 2011 r.

1. Do oceny każdego artykułu redaktorzy tematyczni (naukowi) powołują dwóch niezależnych recenzentów spoza jednostki naukowej afiliowanej przez autora artykułu.
2. W przypadku artykułów napisanych w językach obcych, co najmniej jeden z recenzentów jest afiliowany w instytucji zagranicznej innej niż narodowość autora artykułu.
3. Redaktorzy tematyczni (naukowi) dobierają recenzentów najbardziej kompetentnych w danej dziedzinie.
4. Między recenzentami i autorami artykułów nie występuje konflikt interesów; w razie potrzeby recenzent podpisuje deklarację o niewystępowaniu konfliktu interesów.
5. Procedura recenzowania przebiega z zachowaniem zasad poufności – recenzenci i autorzy nie znają swoich tożsamości (double-blind review process).
6. Każda recenzja ma formę pisemną i kończy się wnioskiem o dopuszczenie lub odrzucenie artykułu do publikacji.
7. Nie są przyjmowane recenzje niespełniające merytorycznych i formalnych wymagań.
8. Wstępnie zakwalifikowany przez redaktora naczelnego do wydania artykuł zostaje wysłany do recenzentów, którzy wypowiadają się na temat jego przyjęcia lub odrzucenia. Recenzenci mają prawo do powtórnej weryfikacji poprawionego tekstu.
9. W przypadkach spornych powoływani są dodatkowi recenzenci.
10. Uwagi recenzentów są przekazywane autorowi, który ma obowiązek poprawienia tekstu.
11. Ostateczną decyzję o zakwalifikowaniu lub odrzuceniu artykułu podejmuje redaktor naczelny czasopisma, zasięgając opinii członków Komitetu Redakcyjnego.
12. Kryteria kwalifikowania lub odrzucenia artykułu są zawarte w formularzu recenzji.
13. Formularz recenzji znajduje się na stronie internetowej Zeszytów Naukowych.
14. Nazwiska recenzentów współpracujących będą podawane raz w roku – w ostatnim numerze czasopisma, a także opublikowane na stronie internetowej czasopisma (nazwiska recenzentów poszczególnych publikacji lub numerów wydań czasopisma nie są ujawnione).
15. Szczegółowe informacje nt. recenzowania artykułów oraz przebiegu prac w redakcji czasopisma i Oficynie Wydawniczej są opisane w wytycznych dla autorów artykułów naukowych.

**Informacje dla autorów artykułów naukowych publikowanych
w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej
zjawiska *ghostwriting* i *guest authorship***

Aby przeciwdziałać nierzetelności w nauce (*ghostwriting*, *guest authorship*), redakcje Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej prowadzą odpowiednie procedury charakterystyczne dla reprezentowanych dziedzin nauki i na bieżąco wdrażają podane rozwiązania:

1. Redakcja wymaga podania wkładu poszczególnych autorów w powstanie artykułu (z podaniem ich afiliacji i informacji, kto jest autorem koncepcji, założeń, badań itd.); główną odpowiedzialność ponosi autor zgłaszający artykuł.
2. Redakcja wyjaśnia autorom pojęcia *ghostwriting* i *guest authorship*, które są przejawem nierzetelności naukowej, a wszelkie wykryte przypadki tego typu działań ze strony autorów będą demaskowane, włącznie z powiadomieniem odpowiednich podmiotów (instytucje zatrudniające autorów, towarzystwa naukowe itp.).
3. Redakcja uzyskuje informacje o źródłach finansowania publikacji, wkładzie instytucji naukowo-badawczych i innych podmiotów (*financial disclosure*).
4. Redakcja będzie dokumentować wszelkie przejawy nierzetelności naukowej, zwłaszcza łamanie zasad etyki obowiązujących w nauce.

Z *ghostwriting* mamy do czynienia wówczas, gdy ktoś wniósł istotny wkład w powstanie artykułu, lecz ani jego udział jako jednego z autorów nie został ujawniony, ani nie wymieniono go w podziękowaniach zamieszczonych w publikacji.

Z *guest authorship* mamy do czynienia wówczas, gdy udział autora jest znikomy lub w ogóle nie miał miejsca, a jego nazwisko jest podane jako autora lub współautora.

Review Sheet / Blankiet recenzji

Scientific Papers of RUT /Zeszyty Naukowe PRz

Title / Tytuł:

A Please respond to the following questions

Prosimy o odpowiedzi na następujące pytania

	Yes Tak	No Nie	See comments Zobacz uwagi	
1. Is this a new and original contribution to the literature in this field? Czy jest to oryginalne opracowanie wśród publikacji z tego zakresu?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
2. Is the organization of the paper satisfactory? Czy układ opracowania jest zadowalający?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
3. Is the length of the paper appropriate to the content? Czy objętość opracowania jest adekwatna do jego treści?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
4. Is the language and presentation clear to readers familiar with the field? Czy język oraz sposób przedstawienia wyników jest jasny dla czytelnika?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
5. Do the notation and nomenclature used meet the standards determined in the area which the paper deals with? Czy oznaczenia oraz terminologia odpowiadają standardom z określonej dyscypliny nauki?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
6. Do the interpretation of the results and conclusions sound logical and justifiable in your opinion? Czy według Pani(a) opinii interpretacja wyników oraz wnioski są logiczne i uzasadnione?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
7. Does the abstract contain sufficient and useful information? Czy streszczenie zawiera wystarczające oraz użyteczne informacje?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
8. Does the title of the paper reflect sufficiently and clearly the content? Czy tytuł artykułu jest jasny i odpowiada jego treści?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
9. Are the illustrations and tables all necessary and acceptable? Czy rysunki i tabele są potrzebne oraz odpowiednie?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
10. Final recommendation (to publishing purpose): paper Wniosek końcowy (rekomendacja do celów wydawniczych): praca	accepted przyjęta <input type="checkbox"/>	accepted with minor changes przyjęta z małymi zmianami <input type="checkbox"/>	accepted with major changes ¹ przyjęta z dużymi zmianami ¹ <input type="checkbox"/>	rejected ² odrzucona ² <input type="checkbox"/>

verte

B Confidential/Poufne

Name and Surname/Imię i Nazwisko:

Address/Adres

.....
podpis / signature

¹ repeated review required / wymaga ponownej opinii Recenzenta

² write justification please / proszę uzasadnić

**C List here your detailed comments to support the responses you gave above.
Szczegółowy komentarz do udzielonych powyżej odpowiedzi.**

Instrukcja dla autorów artykułów naukowych publikowanych w Oficynie Wydawniczej Politechniki Rzeszowskiej

Dane podstawowe

1. Pole zadruku: 12,5 x 19 cm + 1 cm na numery stron
2. Marginesy: górny – 5,20 cm, dolny – 5,20 cm, lewy – 4,25 cm, prawy – 4,25 cm
3. Czcionka: Times New Roman 11 pkt
4. Edytor: Microsoft Word
5. Zapis tekstu: obustronnie wyjustowany, interlinia pojedyncza, wcięcie pierwszego wiersza 0,75 cm, nie należy zostawiać pustych wierszy między akapitami
6. Wszystkie kolumny artykułu powinny być w całości wypełnione; pierwsza strona nietypowa – zawiera nagłówek, nazwisko Autora (Autorów), tytuł artykułu, streszczenie i początek artykułu, kolejne strony zawierają dalszą część artykułu, w tym tabele (tablice), rysunki (ilustracje, fotografie, wykresy, schematy, mapy), literaturę i streszczenie
7. Należy wprowadzić automatyczne dzielenie wyrazów

Dane szczegółowe (układ artykułu)

1. Na pierwszej stronie (nieparzystej) należy umieścić nagłówek (do pobrania): 10 pkt, pismo grube
2. Na kolejnych stronach artykułu u góry należy umieścić paginę żywą: strona parzysta – numer strony do lewego marginesu, pismo podrzędne 10 pkt, inicjał imienia i nazwisko Autora (Autorów) do prawego marginesu, pismo podrzędne 10 pkt; strona nieparzysta – tytuł artykułu lub (w przypadku dłuższego tytułu) jego logiczny początek zakończony wielokropkiem, pismo podrzędne 10 pkt
3. W dalszym ciągu na pierwszej stronie należy umieścić pismem grubym (odstęp przed 42 pkt): imię (pismo podrzędne 10 pkt), nazwisko (wersaliki 10 pkt) Autora (Autorów)
4. Tytuł artykułu – wersaliki 15 pkt, pismo grube, do lewego marginesu (nie należy dzielić wyrazów w tytule), interlinia pojedyncza, odstęp przed 24 pkt, odstęp po 18 pkt
5. Streszczenie (w języku artykułu) – 200-250 słów, pismo podrzędne 9 pkt, wcięcie całości z lewej strony 2 cm, bez akapitu, interlinia pojedyncza, odstęp po 12 pkt
6. Słowa kluczowe – pismo podrzędne 9 pkt, bez akapitu, interlinia pojedyncza, odstęp po 24 pkt
7. Imię i nazwisko Autora do korespondencji oraz pozostałych Autorów, afiliacja, adresy pocztowe, numery telefonów, e-maile – na dole pierwszej strony, pod kreską, pismo podrzędne 9 pkt z odpowiednimi odnośnikami, odstęp przed 2 pkt
8. Śródtytuł 1. stopnia – pismo podrzędne 13 pkt, grube, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 14 pkt, odstęp po 9 pkt
9. Tekst artykułu, a w nim tabele (tablice), materiał ilustracyjny, wzory oraz śródtytuły niższego stopnia

10. Śródtytuł 2. stopnia – pismo podrzędne 11,5 pkt, grube, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 10 pkt, odstęp po 8 pkt
11. Śródtytuł 3. stopnia – pismo podrzędne 11 pkt, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 8 pkt, odstęp po 6 pkt
12. Nagłówek Literatura – pismo podrzędne 11,5 pkt, grube, do lewego marginesu, odstęp przed 12 pkt, odstęp po 8 pkt
13. Spis literatury cytowanej – pismo podrzędne 10 pkt, interlinia pojedyncza, nie należy zostawiać pustych wierszy między pozycjami literatury, odstęp po 2 pkt
14. Tytuł artykułu w języku angielskim (lub polskim) – wersaliki 11 pkt, pismo grube, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 20 pkt, odstęp po 12 pkt
15. Nagłówek Summary (lub Streszczenie) – pismo podrzędne 9 pkt, grube, odstępy między znakami rozstrzelone co 2 pkt, odstęp po 6 pkt
16. Streszczenie w języku angielskim (lub polskim) – 200-250 słów, pismo podrzędne 9 pkt, wcięcie pierwszego wiersza 0,75 cm, interlinia pojedyncza, odstęp po 12 pkt
17. Słowa kluczowe – pismo podrzędne 9 pkt, bez akapitu, interlinia pojedyncza
18. Numer identyfikacyjny DOI – pismo podrzędne 9 pkt, bez akapitu
19. Terminy przesłania artykułu do redakcji i przyjęcia do druku – pismo podrzędne 9 pkt, kursywa, bez akapitu, interlinia pojedyncza

Rozmieszczenie rysunków (ilustracji, fotografii, map, wykresów, schematów)

1. Materiał ilustracyjny należy umieszczać możliwie jak najbliżej miejsca jego powołania
2. Nie należy przekraczać pola zadruku (12,5 x 19 cm), w którym musi się zmieścić i materiał ilustracyjny, i podpis
3. Większe rysunki (i inny materiał ilustracyjny) wraz z podpisem powinny zajmować całe pole zadruku, mniejsze zaś należy przesunąć odpowiednio – do lewego marginesu (na stronach parzystych), do prawego marginesu (na stronach nieparzystych)
4. Podpis w dwóch językach: w języku artykułu i w języku angielskim, należy umieścić pod rysunkiem (i innym materiałem ilustracyjnym), w jego ramach, bez kropki na końcu (jeśli jest to materiał zapożyczony, należy podać źródło), pismo podrzędne 9 pkt
5. Odstęp między materiałem ilustracyjnym a podpisem – 9 pkt, interlinia pojedyncza, odstęp między podpisami 4 pkt, odstęp po 14 pkt
6. Opis słowny na rysunkach należy ograniczyć do minimum, zastępując go liczbami arabskimi, a objaśnienia przenieść do podpisu
7. Materiał ilustracyjny powinien mieć dobrą jakość, należy ujednoczyć formę i opisy w całym artykule (pismo podrzędne proste, od małej litery, maks. 9, min. 6 pkt w zależności od wielkości rysunku)
8. Materiał ilustracyjny należy ponumerować kolejno w ramach artykułu
9. Jeżeli w artykule występują różne rodzaje materiału ilustracyjnego, każdemu z nich należy nadać odrębną, ciągłą numerację

10. Materiał ilustracyjny należy przygotować w odcieniach czarno-szarych (do 20% czerni), ponieważ przy wydruku czarno-białym kolorowe rysunki są słabo lub całkowicie niereprodukowalne
11. Rysunki do druku kolorowego (za zgodą redaktora naczelnego czasopisma) należy przygotować w plikach .tif, .jpg

Rozmieszczenie tabel (tablic)

Tabela – zestawienie tekstów i liczb bądź samych liczb uszeregowanych w kolumny i wiersze

Tablica – zestawienie tekstów i liczb wzbogacone dodatkowo elementami graficznymi lub kolorystycznymi (niekiedy stanowią je tylko ilustracje)

1. Tabele (tablice) należy umieszczać możliwie jak najbliżej miejsca ich powołania
2. Nie należy przekraczać pola zadruku (12,5 x 19 cm)
3. Większe tabele (tablice) włącznie z tytułem zajmują całe pole zadruku, mniejsze zaś należy przesunąć odpowiednio – do lewego marginesu (na stronach parzystych), do prawego marginesu (na stronach nieparzystych)
4. Nad tabelą (tablicą) należy umieścić tytuł w dwóch językach: w języku artykułu i w języku angielskim. Tytuł rozpoczyna się całym słowem tabela (tablica)/table i umieszcza nad nią, w jej ramach, bez kropki na końcu; pismo podrzędne 9 pkt, interlinia pojedyncza; jeżeli tabela (tablica) jest zapożyczona, należy podać źródło
5. Odstęp przed tytułem tabeli (tablicy) 12 pkt, odstęp między tytułami 4 pkt, odstęp między tytułem a tabelą (tablicą) 8 pkt
6. Legenda po tabeli (tablicy) – odstęp od tabeli (tablicy) 6 pkt, interlinia pojedyncza, odstęp po 14 pkt
7. Teksty w główce tabeli (tablicy), tj. w górnej, wydzielonej części tabeli (tablicy), objaśniające treść kolumn zapisuje się pismem grubym, rozpoczynając od dużej litery, teksty w boczku tabeli, tj. w bocznej, wydzielonej części tabeli, objaśniające treść wierszy rozpoczyna się dużymi literami – teksty w pozostałych rubrykach składa się małymi literami
8. Tabele (tablice) należy numerować kolejno w ramach artykułu. W przypadku występowania i tabel, i tablic należy nadać im odrębną, ciągłą numerację
9. Jeżeli tabela (tablica) nie mieści się w jednym polu zadruku, można ją podzielić i przenieść na następną stronę czy strony – wówczas nad wszystkimi częściami tabeli (tablicy) należy powtórzyć jej numer i tytuł, ze skrótem (cd.)
12. Tabele (tablice) należy przygotować w odcieniach czarno-szarych (do 20% czerni), ponieważ przy wydruku czarno-białym kolorowe tabele (tablice) są słabo lub całkowicie niereprodukowalne
13. Tabele (tablice) do druku kolorowego (za zgodą redaktora naczelnego czasopisma) należy przygotować w plikach .tif, .jpg

Rozmieszczenie wzorów

1. Wzory należy umieszczać z lewej strony, z wcięciem 0,75 cm, pismo proste 11 pkt, wartości indeksów i potęg 7 pkt
2. Numery wzorów należy umieszczać w nawiasach okrągłych, wyrównując do prawego marginesu, pismo proste 11 pkt
3. Wzory powinny być opatrzone objaśnieniem występujących w nich elementów
4. Wzory, do których są odniesienia w tekście, należy numerować kolejno w ramach artykułu
5. Dłuższe wzory można dzielić na znakach relacji lub działania – znak, na którym się przenosi wzór, należy pozostawić na końcu pierwszego wiersza
6. Przed wzorem i po nim należy zachować odstęp 10 pkt

Rozmieszczenie spisu literatury

1. Spis literatury umieszcza się za treścią artykułu, w kolejności alfabetycznej nazwisk autorów
2. Powołania na literaturę należy zapisywać w tekście w nawiasie kwadratowym
3. W spisie literatury należy umieścić wyłącznie te publikacje, które są powoływane w tekście

PRZYKŁADY:

Książki

Lewandowski W.M.: Proekologiczne źródła energii odnawialnej, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.

Czasopisma

Pietrucha K.: Analiza czasu odnowy i naprawy podsystemu dystrybucji wody dla miasta Rzeszowa, Instal, nr 10, 2008, s. 113-115.

Dokumenty elektroniczne

Zanotti G., Guerra C.: Is tensegrity a unifying concept of protein folds? FEBS Letters, vol. 534, no. 1-3, 2003, pp. 7-10, <http://www.sciencedirect.com> [dostęp: 8 czerwca 2011 r.].

Rozmieszczenie streszczenia

1. Po literaturze umieszcza się tytuł artykułu, nagłówek Summary i streszczenie w języku angielskim
2. Gdy artykuł jest w języku angielskim, na początku należy umieścić streszczenie w języku angielskim, a na końcu w języku polskim
3. Gdy artykuł jest w innym języku kongresowym, na początku należy umieścić streszczenie w języku artykułu, a na końcu w języku angielskim
4. Po streszczeniu umieszcza się słowa kluczowe w tym samym języku co streszczenie

Rozmieszczenie numeru identyfikacyjnego i informacji dodatkowych

1. Po słowach kluczowych należy umieścić numer identyfikacyjny DOI
2. Pod numerem identyfikacyjnym zamieszcza się terminy przesłania artykułu do redakcji i przyjęcia do druku

Inne uwagi

1. W artykule można stosować wycięcia – elementy wycięć należy oznaczać w całym artykule w sposób jednolity, np. za pomocą cyfr arabskich z kropką lub małych liter z nawiasem
2. W artykule należy stosować ogólnie przyjęte skróty, ale zdanie nie może się zaczynać od skrótu – należy go wówczas rozwinąć lub przeredagować zdanie
3. W artykułach każdy cytat musi być opatrzony informacją bibliograficzną (w formie przypisu na dole strony lub odwołania do spisu literatury)
4. Przypisy (pismo podrzędne 9 pkt) należy zapisywać w sposób jednolity w całym artykule, opatrując je odnośnikami gwiazdkowymi (gdy jest ich niewiele) lub liczbowymi, przyjmując ciągłą numerację w całym artykule i umieszczając każdy przypis od nowego akapitu

PRZYKŁADY:

- ¹ M. Hereźniak, *Kreowanie marki narodowej – rola idei przewodniej na przykładzie projektu „Marka dla Polski”*, [w:] H. Szulce, M. Florek, *Marketing terytorialny – możliwości aplikacji, kierunki rozwoju*, Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej w Poznaniu, Poznań 2005, s. 344-345.
 - ² L. Witek, *Wpływ ekologicznych funkcji opakowań na postawy rynkowe konsumentów*, *Opakowanie*, nr 5, 2006, s. 12-17.
 - ³ J. Strojny, *Zmiany gospodarcze i społeczne w integrującej się Europie*, *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, nr 225, *Zarządzanie i Marketing*, z. 5, 2006, s. 45-50.
5. Nie należy pozostawiać na końcu wiersza tytułów znajdujących się przed nazwiskiem, inicjału imienia, spójników, cyfr arabskich i rzymskich
 6. Należy stosować wyłącznie legalne jednostki miar

Zachęcamy Autorów do zapoznania się z archiwum artykułów naukowych zawartych w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej oraz do wykorzystania ich w bibliografii swojego artykułu.

Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika
RUTMech (p-ISSN 0209-2689), (e-ISSN 2300-5211)
Scientific Letters of Rzeszow University of Technology, Mechanics

KOMITET REDAKCYJNY

Dane kontaktowe do redakcji:

Redaktor naczelny

prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ
Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Katedra Przeróbki Plastycznej
al. Powstańców Warszawy 8
35-959 Rzeszów
e-mail: stafel@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1538

Osoby do kontaktu/adresy e-mail do przesyłania artykułów:

Redaktorzy tematyczni - naukowi

dr hab. inż. Andrzej BURGHARDT, prof. PRz
Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki
e-mail: andrzejb@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1905

dr hab. inż. Tomasz ROGALSKI, prof. PRz
Katedra Awioniki i Sterowania
e-mail: orakl@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1477

prof. dr hab. inż. Jarosław SEP
Katedra Technologii Maszyn i Inżynierii Produkcji
e-mail: jsztmiop@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1512

Redaktor statystyczny

prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
e-mail: ppawlus@prz.edu.pl
tel. +48 17 854 1183

Sekretarz redakcji

dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, prof. PRz
e-mail: tomtrz@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1714

Członkowie

dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER, prof. PRz
e-mail: tbalaw@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1667

dr hab. inż. Piotr STRZELCZYK, prof. PRz
e-mail: piotstrz@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1608

Adres pocztowy i afiliacja Komitetu Redakcyjnego

Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
al. Powstańców Warszawy 8
35-959 Rzeszów, Polska

Informacje dla autorów

<http://www.oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>

Dane kontaktowe do wydawcy:

Kierownik Oficyny Wydawniczej
mgr Barbara MAZEWSKA
Politechnika Rzeszowska
al. Powstańców Warszawy 12
35-959 Rzeszów
e-mail: oficyna1@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1606