

## OCENA STANU PŁASZCZA WALCZAKA OBROTOWEGO POPURZEZ POMIAR DYNAMICZNYCH UGIĘĆ WAŁÓW ROLEK NOŚNYCH

Maciej ŚWITALSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich w Bydgoszczy, Katedra Mechaniki Stosowanej  
85-796 Bydgoszcz, ul. Kaliskiego 7, (52) 340 82 50, ms@zmp.com.pl

### Streszczenie

Artykuł stanowi porównanie klasycznej metody oceny stanu powłoki walczaka obrotowego poprzez pomiar jej bicia z metodą wzbogaconą o analizę dynamicznych ugięć wałów. Wskazuje on tą drugą jako nieodzowną i jedynie poprawną, szczególnie w przypadku obiektów o trzech lub większej ilości podparć. Przykładową analizę dynamicznych ugięć wałów oraz obróbkę danych i interpretację uzyskanych wyników przeprowadzono na bazie obiektu rzeczywistego, ukazując przy tym ogólną metodykę postępowania.

Słowa kluczowe: ocena stanu, walczak obrotowy, powłoka, płaszcz, dynamiczne ugięcia wałów.

### THE STATE ESTIMATION OF ROTARY DRUM'S COAT BY MEASUREMENT SHAFTS' DYNAMIC DEFLECTIONS OF SUPPORT ROLLERS

### Summary

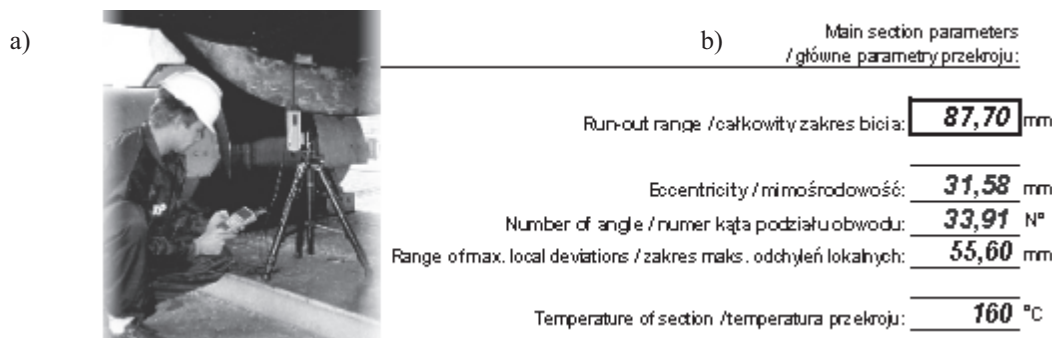
The article presents comparison of classical method of rotary drum shell's state evaluation by its run-out measurements with method enriched by dynamic shafts' deflection analysis. Contents show the second as indispensable and only proper, especially in the case of three or more numbers of supports. Example analysis of dynamic shafts' deflections, data handling and results' interpretation are made on the basis of real object, showing at the same time general methodology of proceedings.

Keywords: state estimation, rotary drum, coat, shell, dynamic deflections of shafts.

### 1. WSTĘP, KLASYCZNA METODA OCENY STANU GEOMETRII PŁASZCZA

Stan płaszcza pieca, czy też stan walczaka o zbliżonej do niego konstrukcji, oceniany jest rutynowo przy zastosowaniu tak zwanych pomiarów geometrii [1, 2, 4, 5]. Pomiary te polegają na ocenie bicia powłoki, realizowanej w poszczególnych prze-

krojach obiektu, odpowiednio gęsto rozlokowanych na jego długości, przy zastosowaniu laserowych urządzeń do pomiaru dystansu (rys. 1a) lub też klasycznych narzędzi mechanicznych (czujnik zegarowy, głębokościomierz). W ramach pojedynczego pomiaru – pomiaru realizowanego w pojedynczym przekroju – uzyskać można takie parametry punktowe jak [2] /rys. 1b/:



Rys. 1. a) Ocena stanu płaszcza przy zastosowaniu laserowego urządzenia do pomiaru dystansu;  
b) Parametry punktowe określające stan pojedynczego przekroju.

- całkowity zakres bicia,
- wartość wektora ekscentryczności,
- kąt podziału obwodu przypadający na wartość maksymalną ekscentryczności,
- zakres maksymalnych odchyień lokalnych wynikających w głównej mierze z deformacji zarysu,

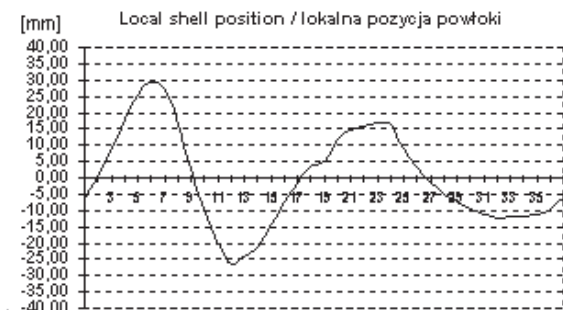
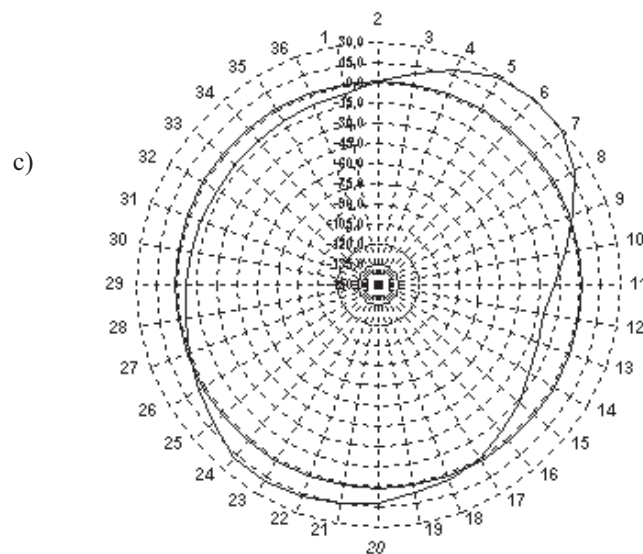
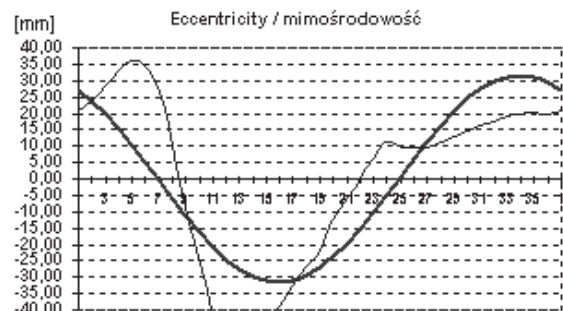
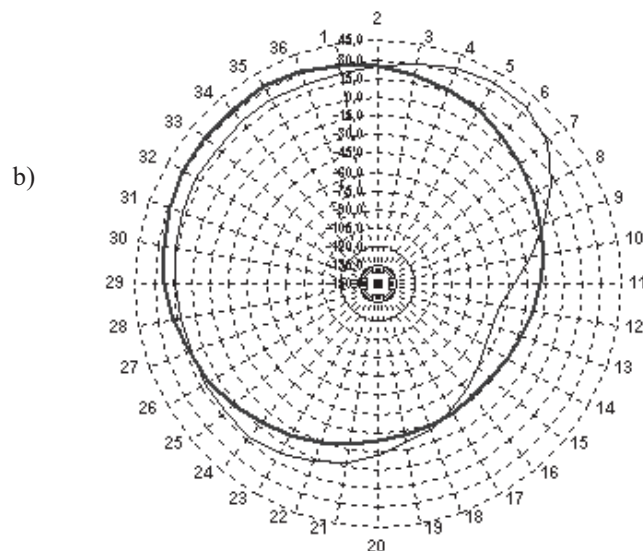
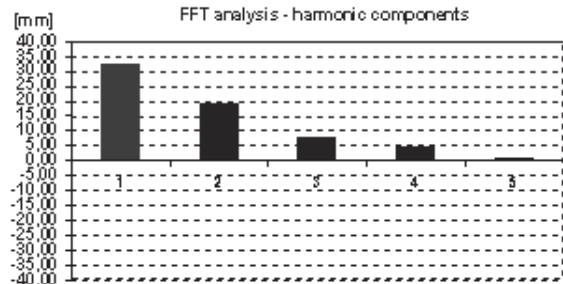
oraz parametry złożone w postaci [2]:

- analizy amplitudowo-częstotliwościowej sygna-

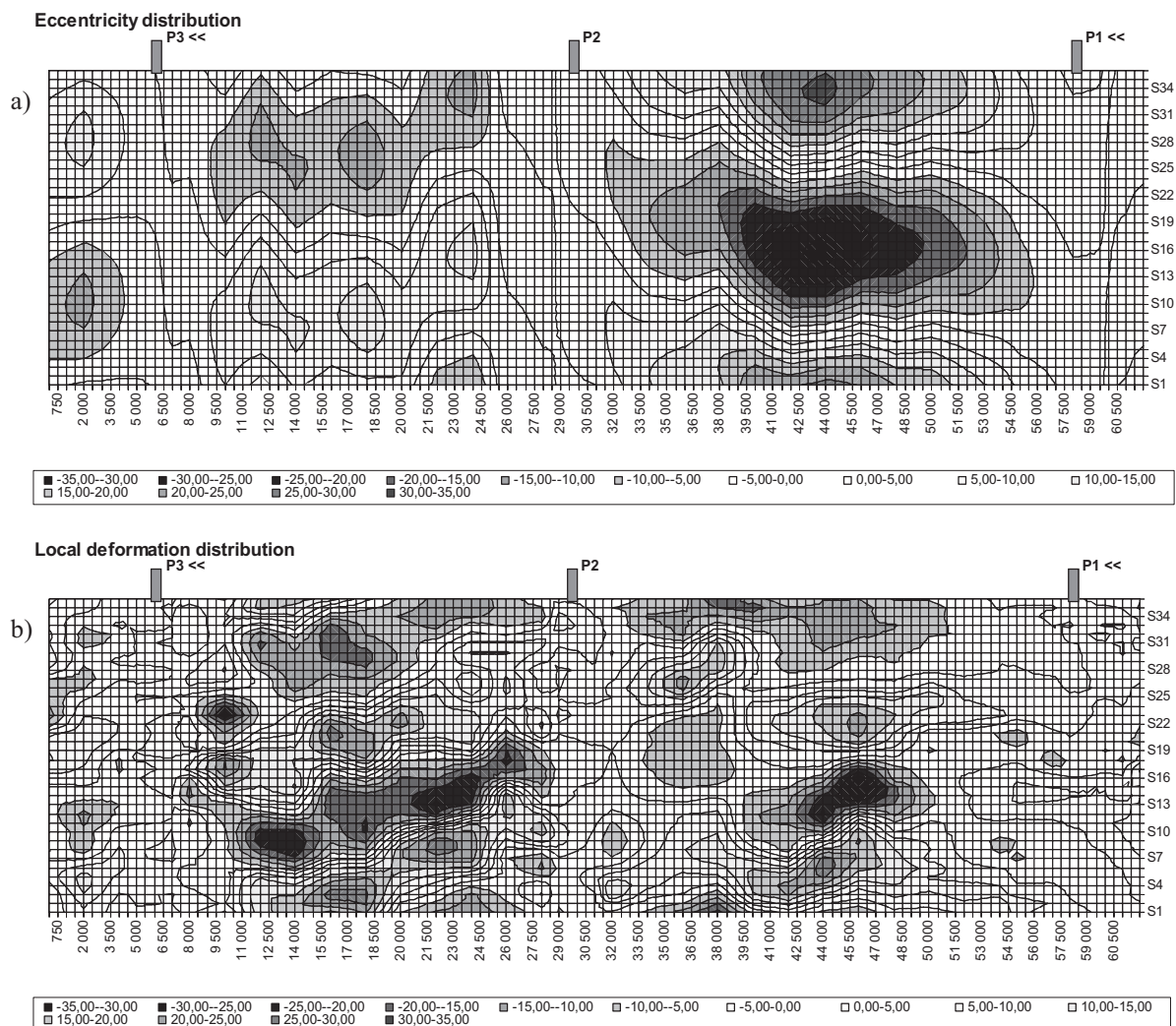
łu obrysu w postaci składowych zniekształceń (owalizacji, triangulacji oraz kolejnych harmonicznych) (rys. 2a),

- diagramu wektora mimośrodowości (rys. 2b) i diagramu lokalnej pozycji powłoki zwanego też diagramem deformacji (sygnał obrysu po odseparowaniu sinusoidy mimośrodowości) (rys. 2c).

FFT analysis	
1-st harmonic component - eccentricity / 1-sza składowa harmoniczna - mimośrodowość:	<b>32,52</b> mm
2-nd harmonic component - oval / 2-ga składowa harmoniczna - owal:	<b>19,04</b> mm
3-th harmonic component - triangular shape / 3-cia składowa harmoniczna - kształt trójkąta:	<b>7,49</b> mm
4-th harmonic component - square shape / 4-ta składowa harmoniczna - kształt kwadratu:	<b>4,51</b> mm
5-th harmonic component - pentagon shape / 5-ta składowa harmoniczna - kształt pięciokąta:	<b>1,11</b> mm



Rys. 2. a) Składowe harmoniczne zniekształcenia obrysu pojedynczego przekroju;  
b) Diagram wektora mimośrodowości;  
c) Diagram deformacji.



Rys. 3. a) Mapa rozkładu wektora mimośrodowości;  
 b) Mapa rozkładu deformacji lokalnych.

Zestawiając dane z poszczególnych przekrojów, uzyskać można mapy rozkładu wektora mimośrodowości (rys. 3a) i deformacji lokalnych (rys. 3b), stanowiące podstawę do podejmowania czynności zaradczych [2].

Powyżej zaprezentowane wyniki (mapy) użytko dla obiektu rzeczywistego. Jest nim piec obrotowy nr 1 zlokalizowany w Cementowni Małgoszcz, należącej obecnie do francuskiego koncernu Lafarge. Badania przeprowadzono w październiku 2002 roku. Miały one na celu wychwylenie miejsc przecięć płaszczu, czemu służy analiza mapy rozkładu wektora mimośrodowości oraz określenie obszarów silnych zniekształceń lokalnych powłoki, na podstawie mapy rozkładu deformacji.

Określenie lokalizacji przecięć stanowi podstawę do określenia miejsc cięcia płaszczu dla celów jego prostowania – dla celów eliminacji jego wykorbienia [3]. Identyfikacja zniekształceń lokalnych stanowi z kolei podstawę do podjęcia decyzji o wymianie zdeformowanych odcinków rury. Defor-

macje lokalne mogą być bowiem wyeliminowane jedynie na drodze wymiany zniekształconych segmentów płaszczu walczaka.

## 2. ANALIZA SZTYWNOŚCI POWŁOKI

Przedstawione powyżej wyniki badań geometrii powłoki obarczone są niestety bardzo istotnym błędem. Dokonując chociażby wizualnej oceny uzyskanych map, widać wyraźnie, że w miejscach podparć – w miejscach osadzeń pierścieni (P1, P2 i P3) – wartości wektora mimośrodowości są bliskie zeru, a deformacje lokalne istotnie obniżone.

Nasuwa się więc pytanie: czy wygięcia osi geometrycznej powłoki mają swoje źródła jedynie między podporami? Odpowiedź wydaje się być oczywista: z pewnością nie.

Okazuje się, że przy stosunkowo elastycznej powłoce, masa pierścienia biegowego, jak i masa własna płaszczu i substancji go wypełniających (wymurówka, materiał wsadowy, narosty), jest na tyle istotna, a sztywność rolek nośnych na tyle

znaczna, że płaszcz nie jest w stanie uwolnić się z nałożonych na niego w ten sposób więzów.

Jedynie w ekstremalnych przypadkach wygięcie powłoki doprowadza do „podrywania” pierścienia, co objawia się utratą jego kontaktu z rolkami nośnymi (rys. 4).



Rys. 4. Efekt „podrywania” pierścienia

Zjawisko „podrywania” pierścienia występuje jednak niezwykle rzadko. Warunkiem jego pojawienia się, a więc i warunkiem możliwości detekcji mimośrodowości w obszarze sekcji pierścieniowej, na drodze pomiarów bicia powłoki, jest istnienie wektora ekscentryczności większego od statycznego ugięcia powłoki w miejscu podparcia dla przypadku umownego usunięcia tego podparcia.

Na rysunku 5 zaprezentowano wyniki obliczeń strzałek ugięcia powłoki pieca wynikających z rzeczywistych obciążeń obiektu tj.:

- masy własnej stalowej powłoki płaszcza,
- pierścieni biegowych i wieńca zębatego napędu,
- wyłożenia pieca (wymurówki i wylewki),
- masy wsadu,
- narostów.

W kolejnym kroku, dokonując uwolnienia z więzów na poszczególnych podporach (P1, P2 i P3

- indywidualnie), oszacowano elastyczność obiektu, warunkującą możliwość detekcji wektora mimośrodowości poprzez pomiar bicia płaszcza. Na rysunku 6 oraz w tabeli 1 zaprezentowano wyniki stosownych obliczeń, dla przyjętego modelu belkowego.

Jak widać z powyższej analizy, w zakresie do około 30, a nawet 80 milimetrów (w zależności od umiejscowienia analizowanej podpory) detekcja wektora mimośrodowości w obrębie sekcji podpierścieniowych poprzez pomiar bicia powłoki jest niemożliwa. W takim przypadku zjawisko „podrywania” pierścienia jest zjawiskiem okazjonalnym - towarzyszącym jedynie ekstremalnym przypadkom.

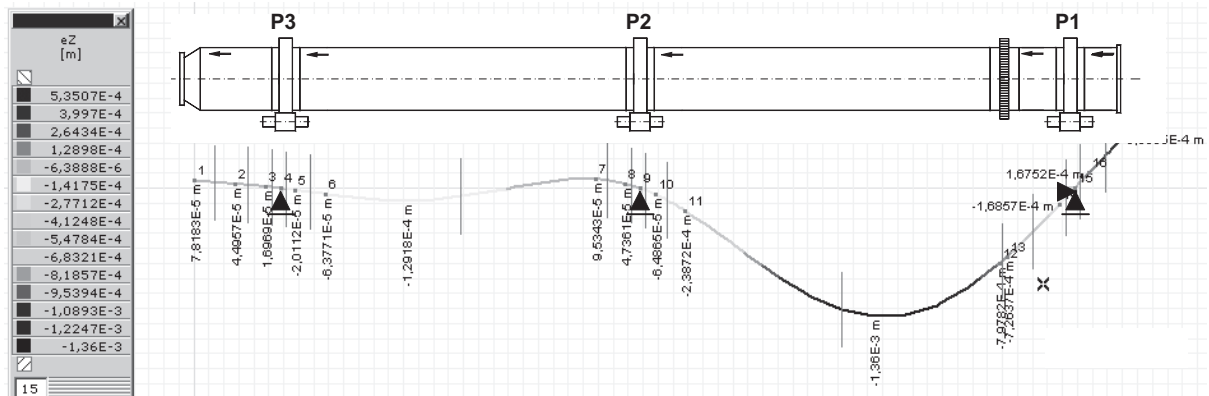
### 3. ANALIZA UGIĘĆ WAŁÓW ROLEK NOŚNYCH

Nie oznacza to jednak, że wraz z brakiem bicia powłoki w obrębie sekcji podpierścieniowej problem wygięcia płaszcza walczaka nie występuje. Wygięcie powłoki powoduje cyklicznie zmienne obciążenia rolek nośnych, a więc i cykliczne zmienne ugięcia ich wałów. Ugięcia te w odróżnieniu od ugięć statycznych, wynikających z masy własnej rolki i masy pieca ją obciążającej, nazywamy ugięciami dynamicznymi.

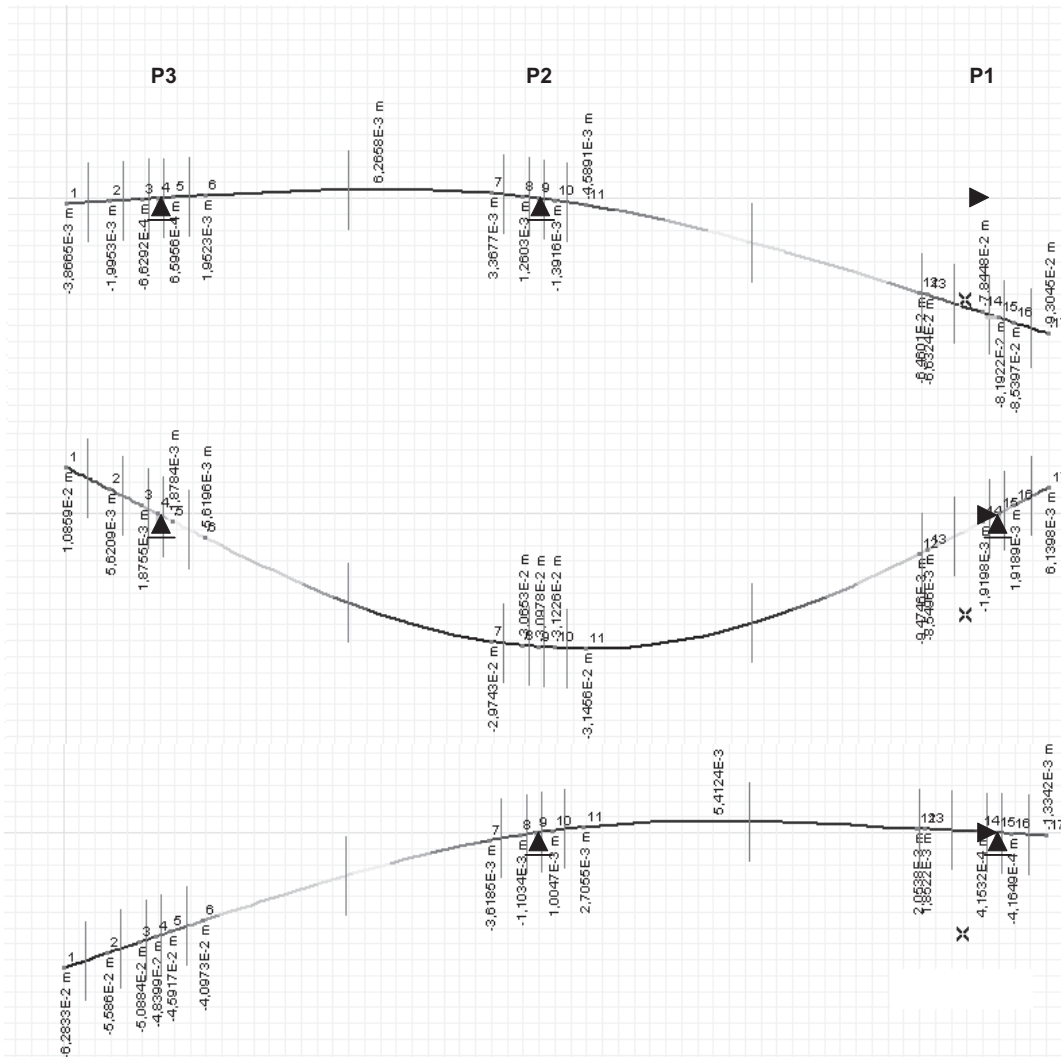
Ugięcia te są podstawową przyczyną zmęczeniowego pęknięcia wałów rolek, które to uszkodzenie jest jedną z najmniej pożądaných awarii walczaka (rys. 7).

Ponadto, niewidoczna w ujęciu pomiarów geometrii, tak zwana mimośrodowość ukryta powoduje:

- zwiększone naprężenia i odkształcenia płaszcza (owalizacja), co niekorzystnie wpływa na jego stan wytrzymałościowy i zmęczeniowy (możliwość pęknięcia powłoki i spoin łączących poszczególne segmenty) oraz radykalnie obniża trwałość wymurówki;
- zwiększone naciski pomiędzy bieźniami rolek i pierścieni biegowych, doprowadzające do ich przyspieszonego zużywania się;



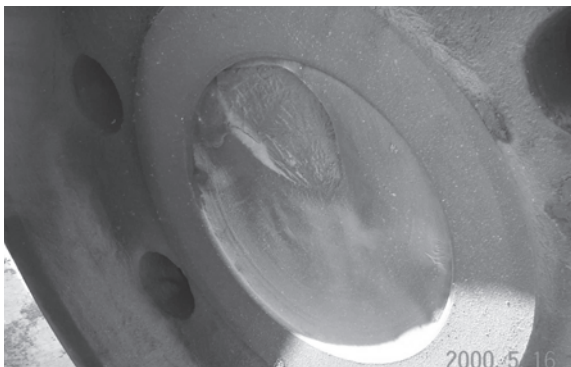
Rys. 5. Wyniki obliczeń ugięć płaszcza pieca – Cementownia Małogoszcz – 2002'



Rys. 6. Analiza ugięć płaszczu pieca, dla przypadków uwolnienia z więzów:  
 a) na podporze P1,  
 b) na podporze P2,  
 c) na podporze P3.

Tabela 1. Wyniki liczbowe analizy ugięć płaszczu pieca

podpora:	P3	P2	P1
strzałka ugięcia:	48,4mm	30,9mm	81,9mm

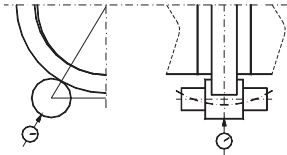


Rys. 7. Zmęczeniowy przełom wału rolki nośnej

- zwiększone obciążenia węzłów łożyskowych rolek, mogące być przyczyną podwyższonych temperatur pracy oraz ich zatarcia;
- wychylenia fundamentów podpór, doprowadzające do zarysowań, pęknięć na wskroś i uszkodzeń ławy fundamentowej;
- inne nieprzewidziane w skutkach awarie, wynikające z nagłego zatrzymania obiektu na skutek pęknięcia wału rolki (dalsze wygięcie pieca, zniszczenie elementów sekcji napędowej, zniszczenie elementów uszczelnień itd.).

Aby udowodnić występowanie „korby” badanego pieca w obrębie sekcji podporowej oraz aby oszacować jej wartość, zastosowano, specjalnie opracowane przez autora, przenośne urządzenie, służące do pomiaru bicia bieżni rolek nośnych na

ich ruchu eksploatacyjnym. W skład urządzenia wchodzi elektroniczny czujnik zegarowy o rozdzielczości pomiaru 0,001mm oraz przenośny analizator danych klasy PC, połączone ze sobą za pomocą złącza transmisyjnego OptoRS.



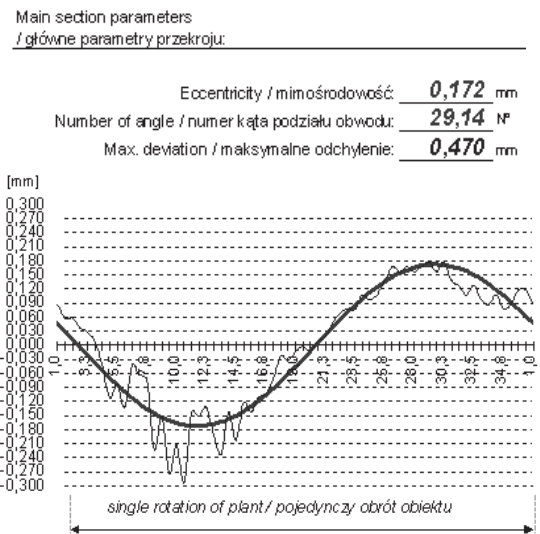
Rys. 8. Widok przyrządu i schemat pomiaru dynamicznych ugięć wałów rolek nośnych

Przy pomocy powyżej opisanego zestawu oraz zgodnie ze schematem, jak na rysunku 8, dokonano pomiarów dynamicznych ugięć wałów, uzyskując po obróbce matematycznej dane w postaci amplitudy ugięcia i kąta podziału obwodu pieca na styku z badaną rolką, na który przypada maksymalna wartość poszukiwanego ugięcia. Od strony matematycznej znaleziono po prostu sinusoidę najlepszego

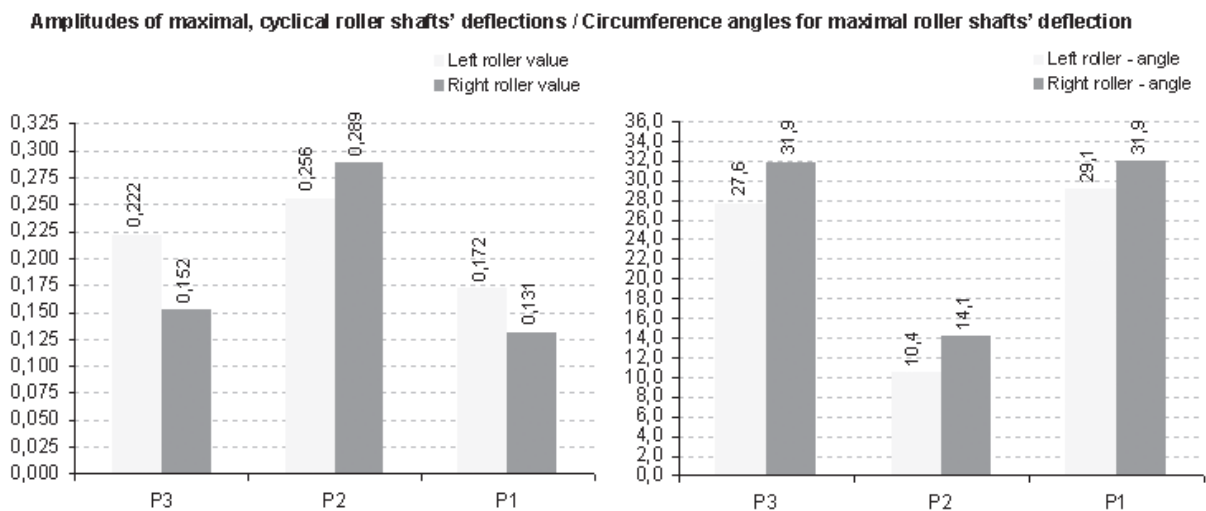
dopasowania w stosunku do zbieranego sygnału przemieszczeń o okresie równym okresowi jednego pełnego obrotu pieca oraz jej kąt przesunięcia fazowego. Przy obliczeniach wykorzystano algorytm szybkiej transformacji Fouriera przełożony przez autora na postać numeryczną, umożliwiającą szybkie i łatwe odseparowanie pierwszej składowej harmonicznej, odpowiadającej ugięciom wału w częstotliwości obrotowej pieca.

Przykładowe wyniki (dla rolki lewej na podporze P1) zaprezentowano na rysunku 9.

Zestawiając dane dla poszczególnych rolek uzyskać można wykresy zaprezentowane na rysunku 10.



Rys. 9. Wyniki pomiaru dynamicznego ugięcia wału rolki nośnej



Rys. 10. Wartości i kąty podziału obwodu, przypadające na maksymalnych ugięciach wałów rolek nośnych

Pierwszy z nich obrazuje wartości maksymalnych ugięć wałów, drugi kąty podziału obwodu walczaka (przy podziale obwodu na 36 części – co  $10^\circ$ ), na które przypadają owe maksymalne ugięcia.

Z wykresów widać wyraźnie, że w momencie gdy rolki podpór skrajnych są maksymalnie obciążone, czyli gdy występują na nich maksymalne ugięcia wałów (średni kąt podziału obwodu  $30,1^\circ$ ), rolki podpory środkowej są odciążone. Maksymalne obciążenie rolek podpory P2 występuje na kącie prawie przeciwnym, czyli  $12,3^\circ$ . Wówczas to rolki podpór skrajnych posiadają najmniejsze ugięcia wałów.

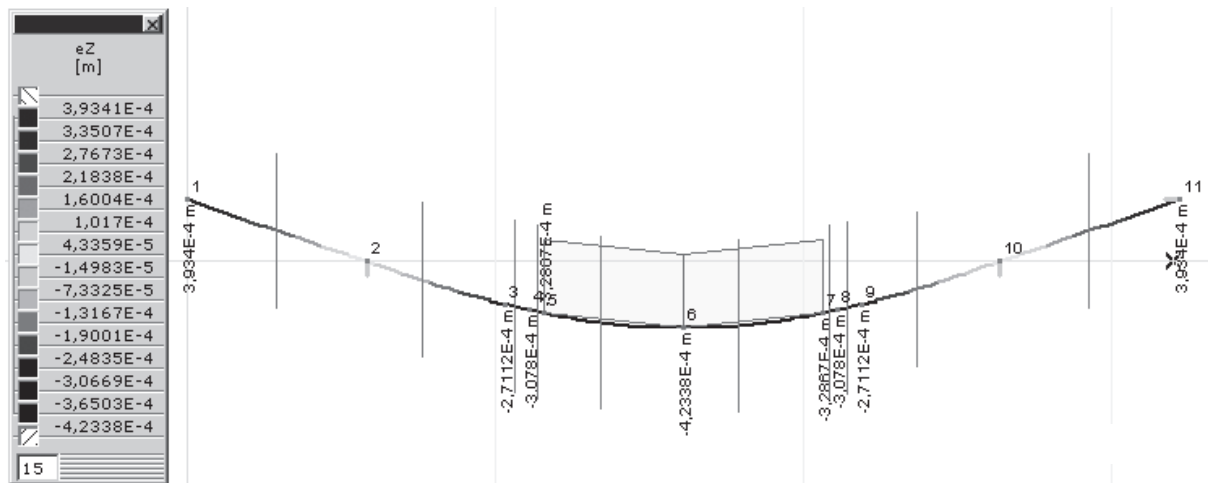
Taki stan, przy istotnie większych wartościach ugięć wałów podpory środkowej, w stosunku do wałów rolek podpór P1 i P3, sugeruje istnienie jednopłaszczyznowego wykorbienia osi geometrycznej płaszcza z ekstremum wygięcia zlokalizowanym w okolicach podpory P2.

W tym momencie należy zadać sobie pytanie: jakie wykrzywienie powłoki powoduje takie wartości ugięć wałów. Odpowiedź tkwi w analizie wytrzymałościowej wałów. Jeżeli, przykładowo, wały rolek podpory środkowej pod wpływem ciężaru pieca (reakcja na podporze P2 z obliczeń walczaka jako belki wyniosła  $4,28 \cdot 10^6 \text{ N}$ , co dla kąta rozstawu rolek równego  $60^\circ$ , daje obciążenie pojedynczej rolki na poziomie  $2,53 \cdot 10^6 \text{ N}$ ) uginają się o wartość  $0,423 \text{ mm}$  (rys. 11), to przy przyjęciu liniowej proporcjonalności odkształceń do sił je wywołujących można założyć, że odkształcenie dynamiczne o

amplitudzie  $0,273 \text{ mm}$  (średnia z pary rolek) jest spowodowane siłą cyklicznie zmienną o wartości maksymalnej  $1,63 \cdot 10^6 \text{ N}$  (około  $166,5 \text{ t}$ ).

Zestawienie obliczonych obciążeń rolek, dla zmierzonych ugięć wałów, przy przyjęciu modelu zakładającego brak usztywnienia wału przez osadzoną na nim bieżnię (piastę) przedstawiono w postaci tabeli 2.

Miarą jakości przeprowadzonych badań jest różnica pomiędzy sumą sił z podpór skrajnych (P1 i P3) a wartością siły obliczonej dla podpory środkowej (P2). Jest bowiem zasadą, że suma sił odciążających musi się równać sumie sił dociążających. W analizowanym przypadku średnia dla podpór skrajnych wynosi  $2,06 \cdot 10^6 \text{ N}$ , co przy sile uzyskanej dla podpory P2 równej  $1,63 \cdot 10^6 \text{ N}$ , daje błąd na poziomie  $20,9\%$  (liczony od wartości większej). Błąd ten może być spowodowany brakiem idealnej jednopłaszczyznowości przegięcia płaszcza. Nie bez znaczenia dla jakości pomiarów i precyzji analizy pozostaje również fakt ewentualnego osłabienia przekroju wałów rolek np. na skutek zaczątków mikropełnięć. Doświadczenie autora, nabyte w trakcie wieloletniej obsługi prac związanych z prostowaniem tego typu obiektów, sugeruje, że do dalszej analizy należy przyjąć wartość mniejszą czyli  $1,63 \cdot 10^6 \text{ N}$ . Niemożliwe jest bowiem samowzmocnienie przekroju wału, a jego osłabienie jest zaś wysoce prawdopodobne.



Rys. 11. Symulowane ugięcie wału rolki nośnej

Tabela 2. Zestawienie obliczonych obciążeń rolek, dla zmierzonych ugięć wałów

podpora:	P3	P2	P1
amplituda ugięcia dynamicznego wału rolki lewej:	0,222mm	0,256mm	0,172mm
amplituda ugięcia dynamicznego wału rolki prawej:	0,152mm	0,289mm	0,131mm
obliczona siła powodująca zmierzone ugięcie rolki lewej:	$1,31 \cdot 10^6 \text{ N}$	$1,53 \cdot 10^6 \text{ N}$	$1,09 \cdot 10^6 \text{ N}$
obliczona siła powodująca zmierzone ugięcie rolki prawej:	$0,89 \cdot 10^6 \text{ N}$	$1,73 \cdot 10^6 \text{ N}$	$0,83 \cdot 10^6 \text{ N}$
obliczona siła średnia z pary rolek:	$1,10 \cdot 10^6 \text{ N}$	$1,63 \cdot 10^6 \text{ N}$	$0,96 \cdot 10^6 \text{ N}$

#### 4. OKREŚLENIE WARTOŚCI TZW. MIMOŚRODOWOŚCI UKRYTEJ NA PODPORZE P2

Celem określenia wartości tzw. mimośrodkowości ukrytej w obszarze podpory P2, należy dokonać ponownych obliczeń ugięć płaszczka pieca przy uwolnieniu go z więzów na tej podporze, ale z uwzględnieniem jedynie dodatkowego obciążenia w dotychczasowym miejscu podparcia o wartości wcześniej określonej siły.

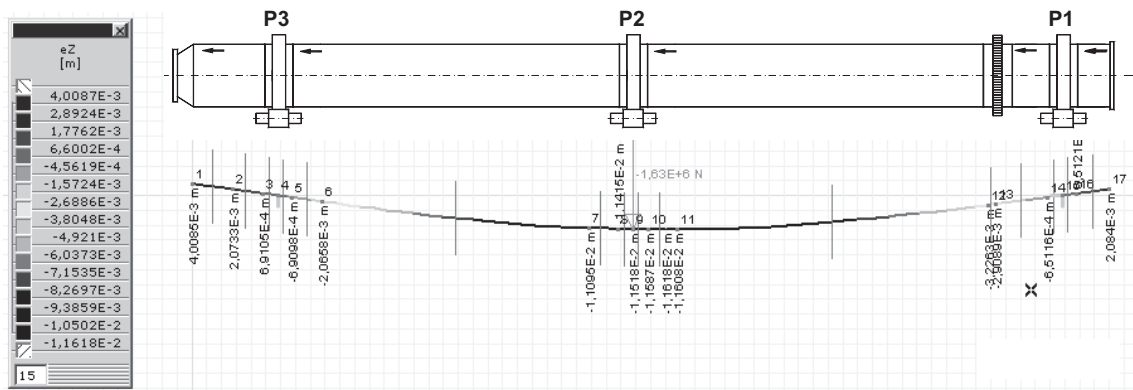
Wyniki obliczeń w postaci wykresu odkształceń zaprezentowano na rysunku 12.

Uzyskane ugięcie płaszczka w punkcie P2 osiągnęło wartość 11,5mm. Jest to wartość, która nie przekracza wcześniej wyznaczonej wartości naturalnego ugięcia, wynikającego z elastyczności płaszczka pieca, a określonej jako 30,9mm. O zjawisku „podrywania” pierścienia nie może być więc mowy, czego zresztą w trakcie badań nie stwierdzono.

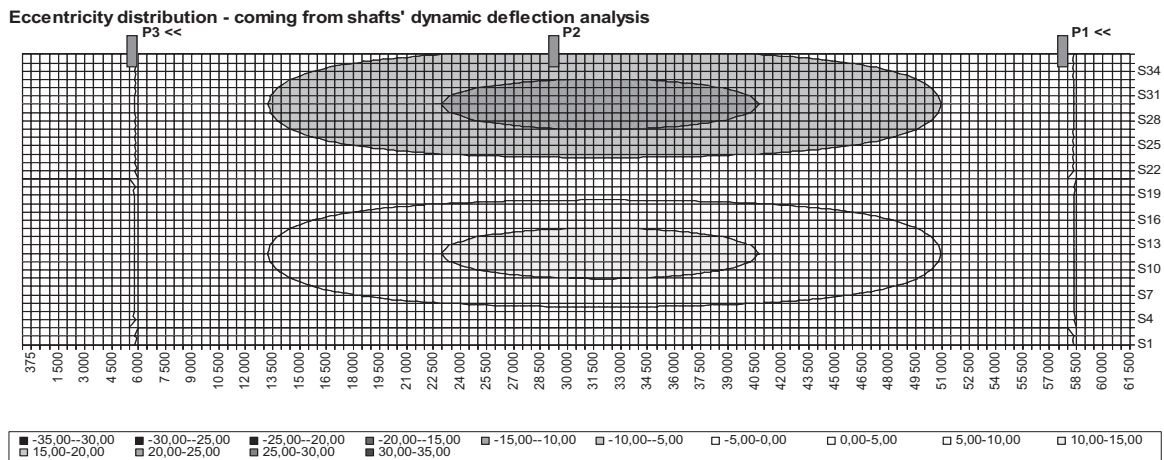
Znając rozkład ugięcia oraz lokalizację obwodową płaszczyny jego występowania można dokonać rozwinięcia do postaci mapy, jak to zaprezentowano na rysunku 13, a następnie dokonać sumowania wyników uzyskanych na bazie pomiarów ugięć wałów i obliczeń wytrzymałościowych z wcześniej pozyskanymi danymi z pomiarów geometrii powłoki, co w ramach badań przedmiotowego pieca poczyniono. W rezultacie uzyskano mapę rozkładu wektora mimośrodkowości, jak na rysunku 14.

Przedstawiona mapa stanowi rzeczywisty obraz bicia powłoki, dla przypadku hipotetycznego uwolnienia jej z więzów podpory środkowej (P2), ale z odseparowaniem deformacji lokalnych, jako czynnika nieistotnego z punktu widzenia eliminacji wygięcia płaszczka.

Stanowi ona podstawę do podejmowania decyzji o zakresie i sposobie prostowania płaszczka, ujmując w sobie zarówno zależności geometryczne, jak i zjawiska naprężeniowe, niemożliwe do określenia na drodze pomiarów klasycznych.

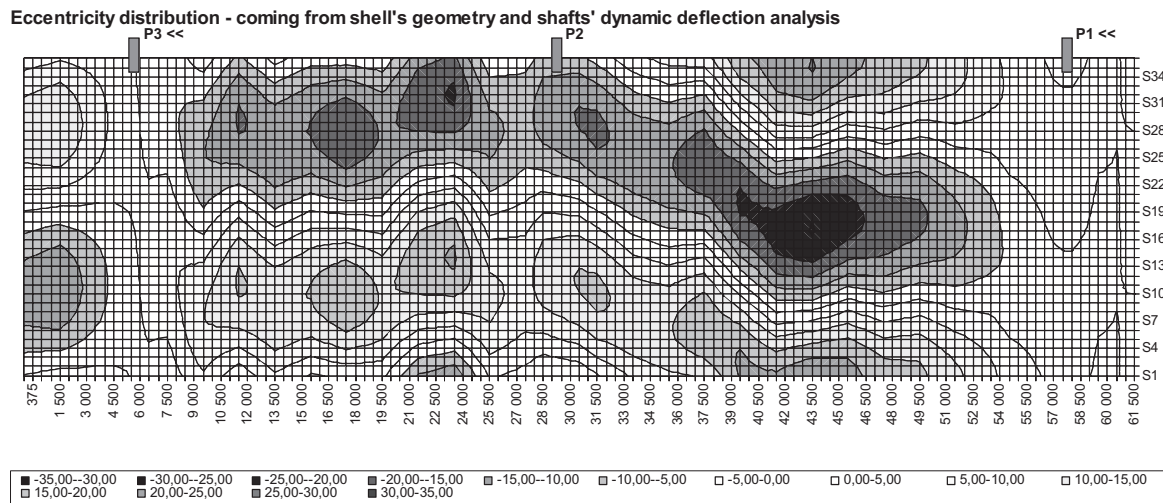


Rys. 12. Wykres odkształceń osi płaszczka pieca



Rys. 13. Rozkład wektora mimośrodkowości ukrytej





Rys. 14. Wynikowy rozkład wektora mimośrodowości całkowitej, ujmujący fakt występowania mimośrodowości ukrytej

## 5. PODSUMOWANIE

Dokonując porównania rezultatów uzyskanych na drodze metody klasycznej – z wykorzystaniem tylko pomiarów geometrii powłoki – z rezultatami uzyskanymi na bazie metody wzbogaconej o pomiar dynamicznych ugięć wałów oraz dokonując analizy zalet i wad opisanych rozwiązań, stwierdzić można, co następuje:

- 1) metoda oceny stanu powłoki poprzez pomiar bicia jej obrysu umożliwia detekcję wykrzywienia osi geometrycznej powłoki jedynie w sekcjach między-podporowych. Detekcja wykorbienia płaszczka w obrębie sekcji podporowej jest możliwa jedynie w przypadku występowania wygięcia o wartości istotnie większej niż wartość naturalnego ugięcia płaszczka po umownym uwolnieniu go z więzów w punkcie podparcia, ale i wówczas uzyskane wartości są dalekie od rzeczywistości;
- 2) wartości naturalnych ugięć powłoki – ugięć w węzłach podporowych po umownym uwolnieniu – są znaczne i w większości przypadków istotnie większe od wartości wygięć mechanicznych lub termicznych osi geometrycznej badanego płaszczka. Fakt ten dowodzi, że wykorbienie płaszczka w obrębie sekcji podporowej może doprowadzać do zjawiska „podrywania” pierścienia z rolek jedynie w ekstremalnych przypadkach;
- 3) brak bicia obrysu powłoki w sekcji podporowej płaszczka nie oznacza braku negatywnych konsekwencji. Mimośrodowość ukryta implikuje bowiem cyklicznie zmienne obciążenia podpory, wpływające destrukcyjnie na wszystkie jej elementy (wały rolek, łożyska, płaszcz, bieżnie rolek i pierścieni);

- 4) konieczne jest więc wzbogacanie pomiarów klasycznych o pomiar dynamicznych ugięć wałów. Dzięki nim oszacować można amplitudę cyklicznie zmiennej siły oddziaływującej na podporę. Znając siłę, określić można wartość ugięcia płaszczka z niej wynikającą;
- 5) dopiero suma wyników pozyskanych z analizy czysto geometrycznej oraz z analizy dynamicznych ugięć wałów daje pełen obraz charakteru i zakresu wygięcia płaszczka walczaka;
- 6) wzbogacanie metody klasycznej o pomiar dynamicznych ugięć wałów jest nieodzowne dla obiektów ilości podpór powyżej dwóch. W przypadku obiektów dwu-podporowych metoda klasyczna jest wystarczająca. Występowanie wykorbienia na podporze jest przy takiej konstrukcji obiektu niemożliwe;
- 7) zastosowanie pomiaru dynamicznych ugięć wałów dla obiektów dwu-podporowych może mieć jednak inną zaletę. Dzięki uzyskanym wartościom można dokonać porównania sztywności wałów rolek w obrębie pojedynczej podpory i określać tym samym możliwość wystąpienia osłabienia jednego z nich.

Konieczność określenia cyklicznie zmiennych obciążeń poszczególnych podparć walczaka, celem pośredniego wyznaczenia ukrytej mimośrodowości płaszczka dostrzegano już stosując metodę ważenia pieców. Metoda ta daje możliwość bezpośredniego pomiaru oczekiwanej wartości reakcji z ujęciem lokalizacji obwodowej jej wartości maksymalnej, wymaga jednakże zatrzymania obiektu, co pasuje ją w obszarze tzw. „metod zimnych” - nie uwzględniających warunków eksploatacyjnych. Jest to ponadto metoda pracochłonna i droga we wdrożeniu. Wymaga ona zastosowania potężnych siłowników wyposażonych w niezwykle precyzyjne manometry.

Metoda opisana w ramach niniejszej publikacji jest wolna od powyższych mankamentów, co dodatkowo podkreśla jej użyteczność.

#### LITERATURA

- [1] Chapman R.O.: Recommended procedures for mechanical analysis of rotary kilns. Bethlehem, Pa USA, 1981.
- [2] M.Świtalski: Complex rotary kiln alignment and evaluation technology. Authorized presentation. Lafarge Centre Technique Europe Centrale GmbH, Wien 2001.
- [3] Świtalski M., Zachwieja J.: Metoda termiczna prostowania płaszczy walczaków obrotowych, Zeszyty Naukowe ATR nr 212, Bydgoszcz 1998.
- [4] Walter M. Gebhard.: Hot kiln alignment system. European Patent Application. Publication number: EP 0 420 663 A2, date of filing: 28.09.1990.
- [5] Walter M. Gebhard.: Triple laser rotary kiln alignment system. United States Patent. Patent number: US 5 491 553, filed: Jun. 1,1990.



Dr inż. Maciej ŚWITALSKI – ściśle związany z Akademią Techniczno-Rolniczej im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich w Bydgoszczy, której jest absolwentem, na której w 2004 roku uzyskał tytuł doktora nauk technicznych, i której jest obecnie pracownikiem - w Zakładzie Wytrzymałości Materiałów - w Katedrze Mechaniki Stosowanej. Zajmuje się problematyką diagnostyki i eksploatacji maszyn obrotowych, a w szczególności wielkogabarytowych walczaków obrotowych.