

# Zagadnienia poprawy bezpieczeństwa eksploatacji turbin parowych 18K370

Issues of improvement safety operation of 18K370 steam turbines

GRZEGORZ BZYMEK, PAWEŁ ZIÓŁKOWSKI, TOMASZ KOWALCZYK, JANUSZ BADUR

DOI 10.36119/15.2022.2.1

W pracy przedstawiono proces podnoszenia bezpieczeństwa eksploatacji turbin parowych typu 18K370 w Elektrowni Opole od momentu zaistnienia pierwszej awarii w 2010 roku [1], aż po zainstalowanie systemu monitoringu on-line [2]. Ukazano sposób pracy bloku oraz możliwości analizy obciążenia stopnia regulacyjnego jako krytycznego węzła w konstrukcji turbiny. Przedstawiono wybrane wyniki analizy wytrzymałościowych CSD (Computational Solid Dynamic) jak i charakter przepływu w różnych reżimach pracy – analizy CFD (Computational Fluid Dynamic). Omówiono również sposób zarządzania żywotnością poszczególnych elementów [2,3]. Przedstawione działania należy uznać za satysfakcjonujące i podnoszące bezpieczeństwo eksploatacji turbin parowych 18K370. *Słowa kluczowe: stopień regulacyjny, CFD, zmiany konstrukcyjne, analiza przelotności*

The article concerns the process of improving the safety and reliability of 18K370 steam turbines in the Opole Power Plant since the occurrence of the first failure in 2010 [1], up to the installation of a monitoring system on-line [2]. The way the block works and the ability to analyse the control stage as a critical node in the design of the turbine has been presented. The analysis took into account the nature of the flow in different operating regimes of the CFD approach (Computational Fluid Dynamic) and strength analysis in CSD (Computational Solid Dynamic). Also, the way of management of individual lifecycle of elements has been briefly described [2,3]. The action could be considered as satisfactory and improve the safety of 18K370 operating steam turbines.

*Keywords: control stage, CFD, design changes, pressure drop – mass flow rate characteristics*

## Wprowadzenie

Zarówno ze względu na pojawiające się awarie jak i zmienne warunki ruchowe należy prowadzić badania w zakresie podnoszenia bezpieczeństwa pracy bloków energetycznych. Analizując stan obciążenia poszczególnych urządzeń obiegu należy stwierdzić, że szczególnie narażone na zmienne parametry pary są turbiny gazowe [4], kotły [5,6], następnie zawory [7], aż wreszcie turbiny parowe [8-12], ze szczególnym zwróceniem uwagi na wirniki [9-12]. Wychodząc naprzeciw tym zagrożeniom podnosi się bezpieczeństwo eksploatacji obiegów energetycznych w tym również turbin parowych typu 18K370 [1-3]. Pracują one w różnych reżimach obciążenia węzła stopnia regulacyjnego, a zatem staje się zasadne sięganie po coraz dokładniejsze narzędzia obliczeniowe [3,13]. Rozważać należy zarówno prognozowanie dalszej bezpiecz-

nej eksploatacji wirników turbin parowych po przekroczeniu obliczeniowego czasu pracy [11], jak i zagadnienia wzmożonego zużycia, a nawet wejścia w rezonans wynikające z niestacjonarnych warunków pracy [14-15]. Dodatkowym aspektem jest interakcja zmęczenia i pełzania [9,10]. Niniejsze zjawiska mogą wpłynąć na zmianę kształtu łopatek stopnia regulacyjnego i zmniejszenie przelotności [16].

Nowe możliwości analizy zapewniają narzędzia obliczeniowe typu FSI (Fluid Solid Interacion) pozwalające określić oddziaływania płyn – ciało stałe [3,6,13,15]. Szczególnie istotne jest przekazywanie informacji na powierzchni międzyfazowej (czynnik roboczy – konstrukcja), która stanowi połączenie i jednocześnie warunek brzegowy między CSD (Computational Solid Dynamic) i CFD (Computational Fluid Dynamic). Zatem analizy wytrzymałościowe CSD czerpią dane z CFD i mogą równocześnie, na skutek przemieszczeń, wpły-

wać na charakter przepływu. Z kolei analizy CFD oddziałują na ciało stałe zmieniając w nim stan naprężeń w różnych reżimach pracy.

Główną motywacją do poszukiwania obszarów bezpiecznej pracy turbiny 18K370 były dwie awarie, które miały miejsce odpowiednio: 13 maja 2010 r. oraz 26 października 2010 r. Zatem zasadniczym celem niniejszego artykułu stało się przedstawienie wyników badań skutków awarii, którym uległy dwa wkłady wewnętrzne części WP turbin typu 18K370. W dalszej części artykułu zostaną zaprezentowane działania podjęte w celu poprawy bezpieczeństwa eksploatacji turbin w PGE GiEK SA Oddział Elektrownia Opole. Ważnym aspektem było przeprowadzenie analiz przepływu przez pierwsze stopnie turbiny w celu wyznaczenia charakterystyki informującej o utracie przelotności. Niniejsze informacje zostały skonfrontowane pomiędzy pomiarami na

mgr inż. Grzegorz Bzymek – Oddział Elektrownia Opole, PGE GiEK SA, Opole

dr inż. Paweł Ziółkowski <https://orcid.org/0000-0001-7480-0420> – Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, Gdańsk

dr inż. Tomasz Kowalczyk <https://orcid.org/0000-0002-1334-5134> – Zakład Konwersji Energii, IMP PAN w Gdańsku,

prof. dr hab. inż. Janusz Badur <https://orcid.org/0000-0001-7725-6926> – Zakład Konwersji Energii, IMP PAN w Gdańsku. e-mail:

Grzegorz.Bzymek@gkpgpe.pl, pawziolk@pg.edu.pl, tkowalczyk@imp.gda.pl, jbadur@imp.gda.pl

obiekcie, a analizami numerycznymi. Celem niniejszego artykułu było również określenie poziomu naprężeń i obciążenia stopnia regulacyjnego, aby potwierdzić, że pracuje w bezpiecznym zakresie.

## Opis badań

Całość wykonanych badań można podzielić na badania przeprowadzone na obiekcie oraz na badania numeryczne. Zostały one scharakteryzowane w dalszej części artykułu.

### Opis badań na obiekcie

Pierwsze z wyżej wymienionych badań dotyczą zakresu zniszczeń w wyniku dwóch awarii, które przedstawiono odpowiednio na rys. 1 – 4.



Rys.1.  
Uszkodzenia koła regulacyjnego w trakcie pierwszej awarii  
Fig.1. Damage to the control stage during the first failure

Na podstawie przeprowadzonych badań *in situ* stwierdzono, że przelomy fragmentów urwanych łopatek stopnia regulacyjnego mają charakter zmęczeniowy, co sugeruje, że pierwotną przyczyną awarii było pęknięcie łopatek na stopniu regulacyjnym i jego propagacja prowadząca do urwania wirującego elementu (rys.1). Całość procesu przebiegała w czasie trudnym do określenia. Wskutek dostania się urwanej części łopatki pomiędzy koło regulacyjne a pierścień kierujący, nastąpiło uszkodzenie zaczepów tego pierścienia, który w konsekwencji uległ zniszczeniu (rys. 2).



Rys.2.  
Uszkodzenia pierścienia kierującego w trakcie pierwszej awarii  
Fig.2. Damage to the casting protection ring during the first failure



Rys.3.  
Uszkodzenia pierścienia kierującego w trakcie drugiej awarii  
Fig.3. Damage to the casting protection ring during the second failure

Z kolei analizując drugą awarię należy zwrócić szczególną uwagę na rys. 3 i 4. Po otwarciu kadłuba wewnętrznego części wysokoprężnej stwierdzono znaczące zniszczenia pierścienia kierującego wraz z jego przemieszczeniem (rys.3). Było ono na tyle obszerne i w kierunku dysz doprowadzających parę, że spowodowało zniszczenia w obszarze skrzynek dyszowych, co jest widoczne na rys.4.



Rys.4.  
Uszkodzenia skrzynek dyszowych w trakcie drugiej awarii  
Fig.4. Damage to the nozzle boxes during the second failure

Dalsze badania pozwoliły stwierdzić, że mikrostruktura wadu nie ujawniała zmian zmęczeniowo-pełzaniowych, ani innych osłabień eksploatacyjnych. W miejscach wykonania zglądów materiał posiadał jednorodną drobnoziarnistą strukturę oraz twardość. Na podstawie wystawionych metryk nie zaobserwowano skrzywienia wadu.

### Opis badań numerycznych wraz z równaniami opisującymi

W celu przeprowadzenia szczegółowej analizy, oprócz badań *in situ*, wykonano badania numeryczne, w skład których weszły kolejno:

1. Przygotowanie geometrii i modeli obliczeniowych do analiz żywotności stopnia regulacyjnego.
2. Wykonanie trójwymiarowej analizy przepływowej stopnia regulacyjnego z uwzględnieniem pełnej geometrii skrzynek dyszowych i wlotów w celu określenia parametrów pary za skrzynkami dyszowymi.

3. Wykonanie trójwymiarowej analizy przepływowej rozgrzewania się tarczy stopnia regulacyjnego z częścią wadu na bazie warunków brzegowych wyliczonych w analizie jak powyżej.
4. Wykonanie analizy rozkładu naprężeń cieplnych występujących w tarczy stopnia regulacyjnego i części wadu wirnika.
5. Określenie założeń do algorytmu zliczającego ubytek żywotności w stopniu regulacyjnym w poszczególnych etapach niestacjonarnej pracy turbiny. Takie wyniki, jak: pola prędkości, odkształcenia, naprężenia i wartości temperatury, uzyskano po rozwiązaniu układu równań FSI (Fluid Solid Interaction), które tworzymy zarówno dla płynu jak i ciała stałego [5,6,8]. Zaczynając od równań CFD opisujących zachowanie płynu zapisujemy:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \rho v \\ \rho e \\ \rho k \\ \rho \epsilon \end{pmatrix} + \text{div} \begin{pmatrix} \rho v \\ (\rho v \otimes v) + pI \\ (\rho e + p)v \\ \rho vk \\ \rho v \epsilon \end{pmatrix} = \\ = \text{div} \begin{pmatrix} 0 \\ \tau^c \\ J_k \\ J_\epsilon \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \rho b \\ \rho S_e \\ \rho S_k \\ \rho S_\epsilon \end{pmatrix} \quad (1)$$

gdzie:  $\rho = \rho(x,t)$  – gęstość zależna w ogólności od czasu  $t$  i położenia  $x$ ,  $v = v_i e_i$  – prędkość,  $e_i$  – wersor kierunkowy oraz  $v_i$  wartość skalarna prędkości,  $p$  – ciśnienie termodynamiczne,  $I = \delta_{ij} e_i \otimes e_j$  – tensor jednostkowy,  $\delta_{ij}$  – delta Kroneckera,  $\tau^c = \tau^{c, \text{lam}} + \tau^{c, \text{tur}}$  – tensor naprężeń całkowitych, gdzie występują składowe naprężenia lepkości – laminarnych i turbulentnych, odpowiednio. W wektorze źródłowym pojawiają się:  $b$  – siła masowa przyciągania ziemskiego,  $S_e$  – źródła energii,  $S_k$  – źródła energii kinetycznej turbulencji i  $S_\epsilon$  – źródła dyssypacji energii kinetycznej turbulencji. Należy jeszcze wyróżnić, odpowiednio:  $e = u + 1/2v^2$  – suma energii wewnętrznej i kinetycznej,  $q^c$  – całkowity strumień ciepła,  $J_k$ ,  $J_\epsilon$  – strumień dyfuzyjny energii kinetycznej turbulencji  $k$  i strumień dyfuzyjny rozpraszania energii kinetycznej turbulencji  $\epsilon$ .

Analizy numeryczne CFD prowadzono przede wszystkim w celu uzyskania pola prędkości i pola temperatury.

Następnie przechodząc do równań CSD otrzymujemy następujący układ:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{Bmatrix} 1 \\ \rho v \\ \rho e \\ \rho e^{pl} \\ \rho \alpha \\ \rho r \end{Bmatrix} + \text{div} \begin{Bmatrix} 0 \\ \rho v \otimes v \\ \rho e v \\ \rho e^{pl} \otimes v \\ \rho \alpha \otimes v \\ \rho r v \end{Bmatrix} = \\ = \text{div} \begin{Bmatrix} 0 \\ \sigma \\ 0 \\ 0 \\ J_r \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \rho b \\ \rho S_e \\ \rho S_{pl} \\ \rho S_\alpha \\ \rho S_r \end{Bmatrix} \quad (2)$$

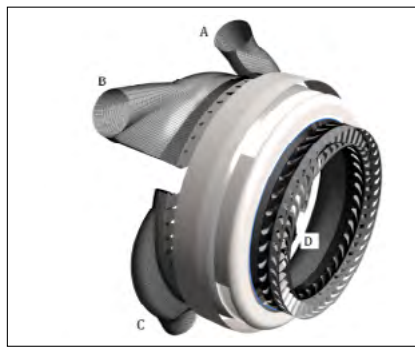
gdzie:  $\sigma$  – tensor naprężeń;  $e^{pl}$  – tensor odkształceń plastycznych;  $\alpha$  – wzmocnienie kinematyczne;  $r$  – wzmocnienie izotropowe;  $J_r$  – strumień dyfuzyjny  $r$ .

Dodatkowo wyróżniamy następujące źródła:  $S_{pl}$ ,  $S_{\alpha}$ ,  $S_r$  plastyczności, wzmocnienia kinematycznego oraz wzmocnienia izotropowego w modelu Chaboche. Układy równań i sposób rozwiązywania CSD i CFD są analogiczne względem siebie. Obie metody używają podstawowych bilansów, a mianowicie: masy, pędu i energii. Jednakże, często różnica tkwi w sposobie dyskretyzacji poprzez zastosowanie powszechnej dla CSD metody elementów skończonych (MES) oraz typowej dla CFD metody objętości skończonych (MOS). Swego rodzaju wyzwaniem numerycznym jest łączenie obu metod przy przekazywaniu warunków brzegowych.

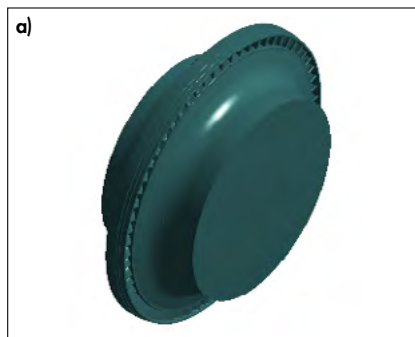
### Wyniki i dyskusja

Analizy CFD i CSD polegały na odtworzeniu warunków pracy węzła stopnia regulacyjnego poprzez przygotowanie geometrii przepływowej zobrazowanej na rys. 5. i konstrukcyjnej na rys. 6. W dalszej części prac należało przeprowadzić dyskretyzację przestrzeni obliczeniowej czego przykład pokazano na rys. 7, a następnie zadano warunki brzegowe pomierzone w czasie eksploatacji bloku.

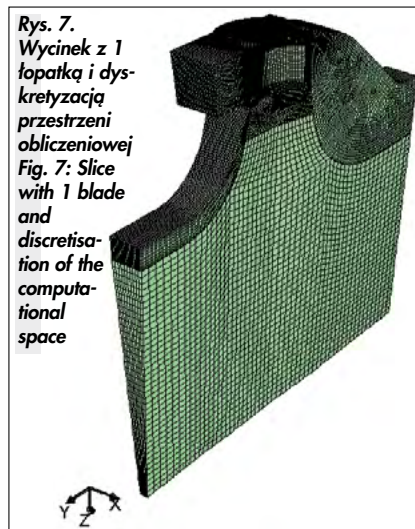
Geometrię użytą do analizy przedstawiono na rys.5 i 6. Obszar węzła stopnia regulacyjnego był szczególnie istotny dla analiz przepływowych CFD. Obszar obliczeniowy, przedstawiony na rys 5, szczegółowo obejmuje odcinek turbiny w zakresie od wlotów do części WP, poprzez skrzynki dyszowe, wieniec regulacyjny wirnika (64 łopatki zgodne z profilem stosowanym w tej konstrukcji), komorę koła



Rys. 5. Obszar węzła stopnia regulacyjnego przygotowany do analizy CFD  
Fig. 5. Control stage area prepared for CFD analysis

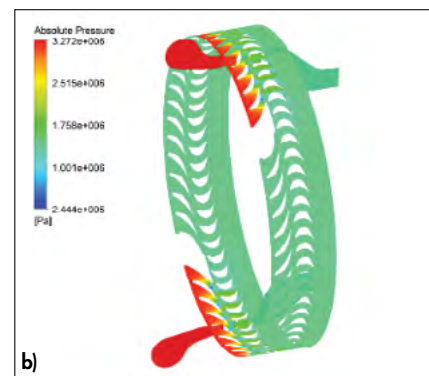
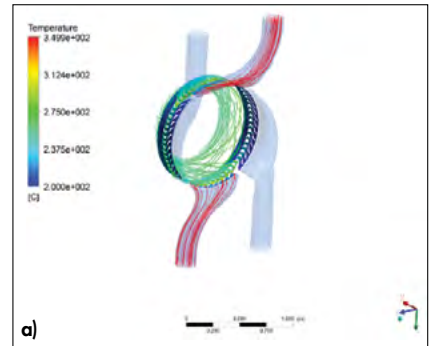


Rys. 6. Elementy analizowanej geometrii w obliczeniach CSD: a) wirnik stopnia regulacyjnego oraz b) kadłub wewnętrzny  
Fig. 6. Elements of the analysed geometry in CSD calculations: a) the rotor of the control stage and b) the inner casing

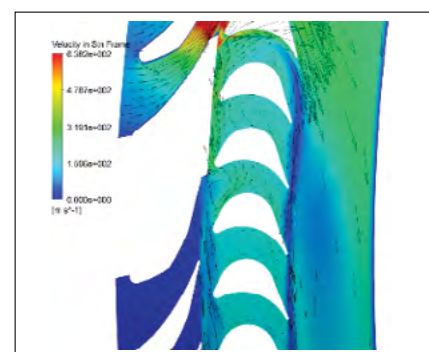


Rys. 7. Wycinek z 1 łopatką i dyskretyzacją przestrzeni obliczeniowej  
Fig. 7: Slice with 1 blade and discretisation of the computational space

regulacyjnego aż do wylotu z palisady wirnikowej pierwszego stopnia nieregulowanego w części WP. Z kolei geometrię wirnika stopnia regulacyjnego i kadłuba wewnętrznego użyto do analizy wytrzymałościowej CSD i do analizy niestacjonarnego przepływu ciepła.



Rys. 8. Wyniki CFD w 68 minucie rozruchu zimnego: a) linie prądu z nałożonym na nie rozkładem temperatury w łukach zasilających i w skrzynkach dyszowych; b) widok pola ciśnienia w przekroju osiowym i obwodowym  
Fig. 8. CFD results at 68 minutes of cold start: a) streamlines with superimposed temperature distribution in supply arcs and nozzle boxes; b) axial and circumferential pressure field view

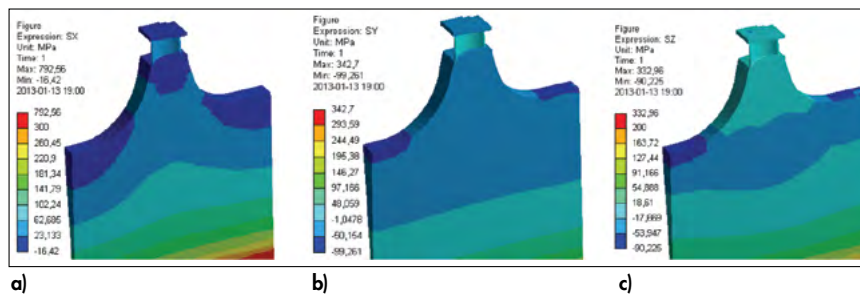


Rys. 9. Pole prędkości w 68 minucie rozruchu zimnego  
Fig. 9: Velocity field at 68th minute of cold start

Przykładowe wyniki analizy przepływowej umieszczono na rys.8 i 9. Odpowiadają one rozruchowi zimnemu w 68 minucie, gdzie przedstawiono kolejno: 8.a) stan linii prądu wychodzących ze skrzynek dyszowych i przepływających przez komorę koła regulacyjnego, aż

przez pierwszy stopień nieregulowany; 8.b) widok lokalnych zmian pól ciśnienia statycznego zarówno w przekroju osiowym jak i widoku obwodowym. Z kolei rys. 9 prezentuje charakterystyczne zawirowania przy wyjściu z dyszy do koła regulacyjnego (pole prędkości). Na podstawie uzyskanych wyników można określić wymuszenia działające na poszczególne elementy turbiny. Kolejną ważną informacją uzyskaną z analiz CFD są rozkłady temperatury w czasie, na podstawie których można określić prędkość nagrzewania się ciała stałego od przepływającej pary – przykładowe kontury temperatury zaprezentowano na rysunku 8. a).

Oddziaływania wyznaczone za pomocą CFD wpływają na stan naprężeń, których przykład przedstawiono na rys. 10. Analiza CSD polegała na odtworzeniu stanu naprężeń, a następnie na wykonaniu studium określającego możliwości zwiększenia szybkości zmiany mocy (najazdy i zjazdy) w stosunku do danych referencyjnych, poprzez zastosowanie zmodyfikowanej regulacji poślizgowej oraz poprzez porównanie i dyskusję tych rozwiązań z aktualnie stosowanymi w Elektrowni.



Rys. 10.

Pola naprężeń wynikające z sił odśrodkowych przy prędkości 3000 obr/min, gdzie: a) promieniowe; b) obwodowe; c) osiowe

Fig. 10. Stress fields resulting from centrifugal forces at 3000 rpm, where a) radial; b) circumferential; c) axial

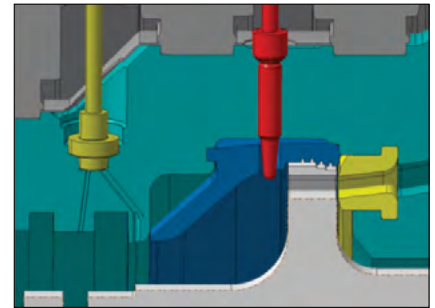
Jednakże warto w tym miejscu dodać, że przy pomocy CFD i CSD sprawdzono oraz uzasadniono rodzaj stosowanej regulacji i potwierdzono jej bezpieczeństwo. Istotny, dla podnoszenia bezpieczeństwa regulacji turbiny, jest również algorytm zapewniający dokładne i niezawodne obliczanie temperatury w stopniu regulacyjnym WP w oparciu o dostępne na turbinie pomiary, bez konieczności otwierania kadłuba i właśnie dlatego zasadny jest pomiar temperatury w obrębie koła regulacyjnego.

Dodatkowo na podstawie badań CFD i CSD stwierdzono, że klasyczne narzędzia pomiarowe i klasyczne narzędzia obliczeniowe wskazały, iż nie wystąpił żaden ze znanych mechanizmów w trakcie obu awarii. Przeprowadzone analizy pozwoliły wyciągnąć wniosek, że takie klasyczne mechanizmy degradacji, jak: cykliczne

uplastycznianie, niskocykliczne zmęczenie termiczne, niskocykliczne zmęczenie pełzaniowe, wysokocykliczne zmęczenie wywołane pulsacjami przepływu, nadmierne rezonansowe drgania wymuszone nie występują w komorze koła regulacyjnego.

Należało więc stawiać hipotezy, co do możliwych mechanizmów zniszczenia i szukać przyczyn drugorzędnych i niebezpośrednich. Przykładowo, jednym z hipotetycznych mechanizmów zniszczenia stopnia mogło być wprowadzenie do przestrzeni uszczelnienia niewielkiego elementu metalowego. Mogło to stać się za sprawą przyczyn ludzkich podczas postoju. Mógło to być również metalowy wiór lub skorodowany element kotła oderwany przez przypadkowe uderzenie młota (mniejszy niż przelot sit zaworów regulacyjnych).

W momencie zaistnienia awarii konstrukcje koła, w przypadku wkładów turbin na blokach nr 3 i 2, były różne. W związku ze zniszczeniem części wieńca wkładu z bloku nr 2, określenie przyczyn awarii było praktycznie niemożliwe. Jeżeli jednak ze względu na różnice konstrukcyjne kół wykluczyć się ten element jako ognisko awarii, to wniosek będzie taki, że przyczyny



Rys. 11.

Pomiar temperatury w komorze koła regulacyjnego – na czerwono jest oznaczona osłona termometryczna

Fig. 11. Temperature measurement in the control stage chamber – the thermowell is marked in red

pomiaru kalibruje się model, a następnie przy pomocy narzędzi CFD szacuje się wartości w pozostałych punktach wewnętrznego korpusu WP. Z kolei algorytm zliczający ubytek żywotności stopnia regulacyjnego jest oparty o niestacjonarne modele FSI pozwalające porównywać punkt krytyczny (łopatki wieńca wirnikowego) z pomiarami dokonywanymi w innych punktach, dość odległych od punktu krytycznego. Inaczej mówiąc, opracowane narzędzia dały wyniki pozwalające skorelować pomiary ciśnienia i temperatury, mierzone na kadłubie ze stanem naprężeń mechanicznych i termicznych w wirującej łopacie oraz dowolnym punkcie kadłuba i pierścienia kierującego.

W jednym bloku dokonano zmiany materiału pierścienia kierującego, aby zwiększyć zapas jego bezpieczeństwa w zakresie granicy sprężystości. Z kolei w drugim bloku został po pewnym czasie usunięty pierścień kierujący parę biorąc pod uwagę, że w obszarze komory koła regulacyjnego powstają znaczne wiry w reżimie pracy nocnej.

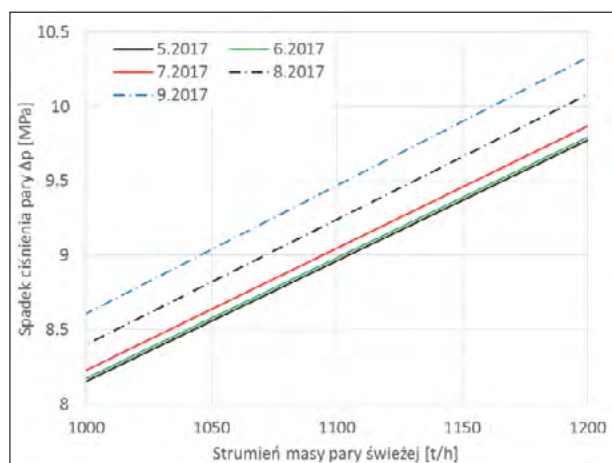
Biorąc pod uwagę powyższe należy podkreślić, że Elektrownia Opole, uzupełniając system pomiarowy, wniosła poprawki do systemu diagnostycznego. Odbyna się to w systemie „podwójnej diagnostyki”: pierwszej klasycznej i drugiej, opartej o „referencjalny stan obliczeniowy” turbiny, przeznaczonej dla nadzoru inżynierskiego i wykonywanej w trybie „prognozowania remontów” oraz monitorowania zużycia i degradacji eksploatacyjnej.

### Analiza przelotności

Dodatkowym, stosunkowo prostym, narzędziem diagnostycznym zastosowanym w analizie powyższych awarii była analiza przelotności części WP. Badanie polegało na analizie spadku ciśnienia mierzonego pomiędzy komorą koła regulacyjnego, a wylotem z części WP według równania (3) w funkcji strumienia masy pary świeżej.

$$\Delta p = p_{\text{komora regulacyjna}} - p_{\text{wylot z WP}} \quad (3)$$

Zastosowanie tego typu analizy było podyktowane brakiem znaczącego wzrostu drgań wirnika w czasie przebiegu uszkodzeń. Analiza przelotności wskazała ok. 5% wzrostu spadku ciśnienia w części WP dla około nominalnego strumienia pary świeżej w miesiącach, w których było możliwe uszkodzenie ułotkowania części WP. Wyniki analizy dla kolejnych miesięcy przedstawiono na rys. 12.



**Rys. 12.** Analiza przelotności części WP, od komory koła regulacyjnego do wylotu, w funkcji strumienia masy pary świeżej  
**Fig. 12.** Analysis of the pressure drop – mass flow rate of the WP part, from the control stage chamber to the outlet, as a function of the live steam mass flow rate

Pokazano także, że temperatura komory regulacyjnej jest kluczowym parametrem związanym z bezpieczeństwem, stąd zasadne jest jej monitoring *on-line*, na podstawie pomiarów w innych dostępnych punktach. Opracowano dedykowany algorytm obliczania temperatury. Dodatkowo, dzięki przebiegom temperatury, ciśnienia, naprężeń i odkształceń, opracowano algorytm zliczania żywotności w stopniu regulacyjnym w punktach wrażliwych dla bezpieczeństwa.

## Podsumowanie i wnioski

Stopień wirnikowy koła regulacyjnego jest elementem pracującym w obszarze najwyższych wartości ciśnienia i temperatury. Wykonanie analiz przepływowych przy pomocy metod numerycznych typu CFD i CSD pozwalało na wyjaśnienie kwestii wpływu reżimu eksploatacyjnego na rozkład sił i temperatury w stopniu regulacyjnym turbiny. W wyniku przeprowadzonych analiz i badań pokazano, że aktualny sposób prowadzenia regulacji przyczynia się, w porównaniu z regulacją referencyjną, do znacznego podwyższenia zapasów bezpieczeństwa wytrzymałościowo-żywościowego, przy utrzymaniu parametrów przepływowych, takich jak: moc, sprawność i przelotność.

## WYKAZ LITERATURY

- [1] Bzymek G., Badur J.: Poprawa bezpieczeństwa eksploatacji turbin parowych 18K370 w aspekcie awarii węzła stopnia regulacyjnego części wysokoprężnej. III Konferencja ZRE Katowice, Krynica Zdrój 13-15 kwietnia 2016, 73-102
- [2] Banaszekiewicz M., Bzymek G., Radulski W., Zarządzenie i optymalizacja żywotności turbiny parowej poprzez zastosowanie systemu monitoringu *on-line*, *Energetyka*, 8/2015, 519-524.
- [3] Badur J., Kornet S., Sławiński D., Ziółkowski P., Banaszekiewicz M., Rehmus-Forc A.: Zagrożenia powodowane pękaniem osłony termopary w stopniu regulacyjnym turbiny parowej, *Energetyka* 10/2015, 647-650.
- [4] Sławiński D., Ziółkowski P., Badur J.: Thermal failure of a second rotor stage in heavy duty gas turbine, *Engineering Failure Analysis*, 115/2020, 104672-. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104672>
- [5] Taler J.: A method of determining local heat flux in boiler furnace. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.35, No. 6, 1992, 1625-1634.
- [6] Badur J., Ziółkowski P., Sławiński D., Kornet S.: An approach for estimation of water wall degradation within pulverized-coal boilers. *Energy* 92 (2015) 142-152.
- [7] Marek A. Okrajni J.: Local stress-strain behavior of a high-temperature steam valve under transient mechanical and thermal loading, *JMEPEG*, 2014, Vol. 23, 31-38
- [8] Banaszekiewicz M.: Multilevel approach to lifetime assessment of steam turbines. *International Journal of Fatigue* 73 (2015) 39-47.
- [9] Badur J., Bzymek G., Majkowska A., Sławiński D., Ziółkowski P., Ziółkowski P.J.: Znaczenie głębokości obszaru strefy wpływu ciepła na rodzaj przeprowadzanej rewitalizacji przy uszkodzeniach wirników, *Instal* 2015/12 (368) str. 36-40.
- [10] Banaszekiewicz M., Rehmus-Forc A.: Stress corrosion cracking of a 60 MW steam turbine rotor. *Engineering Failure Analysis* 51 (2015) 55-68.
- [11] Dobrzański J., Purzyńska H., Matusik M.: Badania materiałowe w ocenie stanu i prognozowaniu dalszej bezpiecznej eksploatacji wirników turbin parowych po przekroczeniu obliczeniowego czasu pracy, *Energetyka*, problemy energetyki i gospodarki paliwowo-energetycznej, 2015 Vol. 737, No. 11, 761-764.
- [12] Banaszekiewicz M.: On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors, *Appl. Thermal Eng.*, 2016, Vol. 94, 763-776.
- [13] Banaś K., Badur J.: On an approach to the thermo-elastic-plastic failure based on the Burzyński-Pęcherski criterion, *Proc. 11th Int. Cong. On Thermal Stresses*, University of Salerno, Italy, 5-9 June 2016, pp. 19-22.
- [14] Kowalewski Z.: Zjawisko pęcznienia metali Eksperyment i modelowanie, Warszawa, Wyd. IPPT PAN, 2005.
- [15] Odahara S., Murakami Y., Inoue M., Sueoka M.: Fatigue failure by in-line flow-induced vibration and fatigue life evaluation. *JSME Int J* 2005 SerA, Vol. 48, No.2, 109-117.
- [16] Kowalczyk T., Badur J., Ziółkowski P.: Comparative study of a bottoming SRC and ORC for Joule-Brayton cycle cooling modular HTR exergy losses, fluid-flow machinery main dimensions, and partial loads. *Energy*, 206/ (2020): 118072, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118072>