

## Spis treści

## Contents

WOJCIECH BUJALSKI Konkurencyjność ekonomiczna źródeł rozproszonych w stosunku do systemów obecnie występujących Economic competitiveness of distributed generation in comparison to large centralised systems	3
PIOTR DUDA, GRZEGORZ MAZURKIEWICZ Optymalizacja procesu nagrzewania grubościennego rurociągu parowego Optimization of heating operation of thick-walled steam pipeline	15
ŁUKASZ NOGAL Sterowanie szeregowych urządzeń FACTS za pomocą sygnałów WAMS Control of series FACTS devices using WAMS signals	31
WIESŁAW ZIMA, PIOTR DZIEWA Numeryczne modelowanie dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych Numerical modelling of liquid flat-plate solar collectors dynamics	59
PAWEŁ LUDOWSKI Modelowanie komputerowe przegrzewacza pary w kotle fluidalnym CFD modeling of a CFB boiler superheater	75



WOJCIECH BUJALSKI\*

Politechnika Warszawska  
Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa  
Instytut Techniki Ciepłej

## Konkurencyjność ekonomiczna źródeł rozproszonych w stosunku do systemów obecnie występujących

W artykule przedstawiono wyniki badań nad źródłami energii elektrycznej i ciepłej, które to źródła byłyby stosowane w tzw. energetyce rozproszonej (ang. *distributed generation* – DG). Podstawowym elementem analizy jest porównanie systemów energetycznych opartych o rozproszone wytwarzanie z obecnymi systemami elektroenergetycznym i ciepłowniczymi. Autor przedstawił możliwe rozwiązania takich systemów z uwzględnieniem ogniw paliwowych, jako przyszłościowego źródła energii elektrycznej i ciepła.

### 1 Wprowadzenie

Polski system elektroenergetyczny można określić jako scentralizowany. Charakteryzuje się on dużymi odległościami źródło–odbiorca i małą ilością alternatywnych dróg zasilania. Obecnie jednak zaczyna się mówić o konieczności uzupełnienia tego systemu o generację rozproszoną [1]. Ogólnie rzecz ujmując, system rozproszony to małe źródła energii elektrycznej i/lub ciepłej zlokalizowane blisko odbiorcy i pracujące głównie na jego potrzeby. Podobne tendencje występują w większości krajów Unii Europejskiej. Podstawową zaletą rozproszonych systemów jest możliwość zwiększenia niezawodności poprzez skrócenie drogi dostawca–odbiorca oraz poprzez zwiększenie ilości alternatyw zasilania. Idea rozproszonej dystrybucji dóbr jest obecnie szeroko stosowana między innymi w sterowaniu układami energetycznymi (ang. *distributed control system* – DCS), telefonii komórkowej czy też sieci Internet.

Zwiększenie niezawodności nie jest jedyną zaletą rozproszonych systemów. Dzięki skróceniu drogi dostawca–odbiorca zredukowane zostają koszty transportu (straty sieci przesyłowej). Źródła pracujące w scentralizowanych systemach, ze względu na swoją uciążliwość dla otoczenia, lokowane są daleko od potencjalnych

---

\*E-mail: Wojciech.Bujalski@itc.pw.edu.pl

odbiorców ciepła. W wielu przypadkach lokalizacja taka powoduje, iż niecelowe jest prowadzenie kogeneracji. W systemach rozproszonych źródła są zlokalizowane w bezpośredniej bliskości odbiorców, dzięki czemu można wykorzystywać ciepło do celów grzewczych lub technologicznych. Główną wadą systemów rozproszonych jest większy jednostkowy koszt inwestycyjny małego źródła oraz niższa sprawność niż odpowiadające im (w takiej samej technologii) duże źródła.

W Polsce istnieje wiele małych lokalnych systemów ciepłowniczych opartych o elektrociepłownie. Elektrociepłownie te można zaliczyć do generacji rozproszonej. Jednakże w poniższym artykule główną uwagę zwrócono na mniejsze źródła energii, tj. o mocach energii elektrycznej od kilkuset kilowatów do pojedynczych megawatów.

System energetyczny składa się z sieci przesyłowej i źródła(eł). Elementy te muszą spełniać szereg warunków tak, aby mogły dobrze współpracować w celu zaspokojenia potrzeb odbiorcy. W niniejszej pracy podjęto próbę oceny możliwości osiągnięcia opłacalności instalacji źródeł generacji rozproszonej, działających w obecnych warunkach gospodarczych. W tym celu uwzględniono możliwie optymalne warunki pracy takich źródeł z punktu widzenia ekonomiki inwestycji. Pod uwagę wzięto również ogniwa paliwowe, które są przewidywane jako przyszłość generacji energii elektrycznej.

## 2 Ogólna charakterystyka rozproszonych źródeł energii

Trudno jest określić jednoznaczne kryteria odróżniające źródła rozproszone od źródeł scentralizowanych. Zawodowe elektrownie kondensacyjne mają moce dochodzące do tysięcy megawatów. Elektrociepłownie komunalne posiadają moce elektryczne od kilkaset do kilku megawatów, w przeciwieństwie do mikroelektrowni, gdzie moc liczona jest w ułamkach megawatów. Przeważnie, obiekty o małych mocach są zaliczane do źródeł rozproszonych, a elektrownie zawodowe trudno jest traktować jako źródła rozproszone. Granica pomiędzy źródłami rozproszonymi i scentralizowanymi przebiega gdzieś pomiędzy. W opinii autorów źródło można przypisać do generacji rozproszonej w przypadku, gdy pracuje na potrzeby konkretnego odbiorcy (nie przemysłowego). Kryterium to należy traktować nieostro. W zależności od odbiorcy, źródło rozproszone może posiadać moce od kilkuset kilowatów (zasilanie budynku mieszkalnego) do pojedynczych megawatów (zasilanie budynku lub grupy budynków wielorodzinnych). Najczęściej stosowane źródła posiadają moce w zakresie od kilkunastu do kilkudziesięciu megawatów; rzadziej stosuje się źródła o mocach poniżej jednego megawata, które rzeczywiście

mogą pracować na potrzeby konkretnego odbiorcy. Przedstawiona analiza dotyczy wyłącznie źródeł energii elektrycznej lub źródeł energii elektrycznej i ciepłej. Szczegółową charakterystykę źródeł generacji (energii) w energetyce rozproszonej można znaleźć w [6].

Metodologię oceny ekonomicznej proponowanych rozwiązań przyjęto zgodnie z rachunkiem efektywności przedsięwzięć inwestycyjnych [13]. Podstawą oceny opłacalności danego układu jest wycena korzyści netto uzyskiwanych przez daną inwestycję. Wycena ta, uwzględnienia wyłącznie zmiany korzyści płynących z budowy danego układu. Oceny rentowności proponowanych rozwiązań dokonano przy pomocy wartości wskaźników NPV — *net present value* (wartość bieżąca netto) oraz IRR — *internal rate of return* (wewnętrzna stopa zwrotu). Uznaje się, że jeżeli wartość NPV jest większa od zera to inwestycja jest opłacalna, natomiast wartość IRR musi być większa od kosztu kapitału. W niniejszych rozważaniach przyjęto arbitralnie koszt kapitału równy 8%.

### 3 Rodzaje źródeł w generacji rozproszonej

Poniżej wyszczególniono rodzaje źródeł energii użytecznej, które często są traktowane jako źródła generacji rozproszonej:

- turbozespoły gazowe (mikroturbiny),
- turbiny wodne (dalej nie rozważane),
- elektrownie wiatrowe,
- kolektory słoneczne,
- ogniwa paliwowe.

Przydatność poszczególnych źródeł do zastosowania w generacji rozproszonej jest zależna od szczegółowych rozwiązań i przewidywanej lokalizacji. Należy rozróżnić tereny zurbanizowane, gdzie generacja rozproszona ma szansę rozwinąć się w pełnej swojej formie ze względu na odpowiednio dużą gęstość odbiorów oraz tereny pozamiejskie, gdzie rozproszone źródła mogą pracować na potrzeby konkretnego odbiorcy, ale nie stanowić sieci rozproszonych źródeł.

Dwoma podstawowymi parametrami opisującymi źródła energii są ich sprawność produkcji energii elektrycznej i koszty inwestycyjne. W celu wstępnej oceny tych źródeł w tab. 1 przedstawiono poziomy kosztów inwestycyjnych dla ich poszczególnych typów, zakresów mocy i przeciętnie uzyskiwanych sprawności [4,5]. Z przedstawionego zestawienia wynika, że największą sprawnością generacji energii elektrycznej charakteryzują się ogniwa paliwowe. Koszt jednostkowy mocy

zainstalowanej dla ogniwa paliwowego nie jest najwyższy ze wszystkich rozważanych rozwiązań, niemniej jednak, koszt ten jest wyższy o blisko rząd wielkości od źródeł konwencjonalnych, takich jak np. silniki gazowe.

Tabela 1. Zestawienie zbiorcze informacji potrzebnych do przeprowadzenia analizy techniczno-ekonomicznej

		Moc	Łączne koszty inwestycyjne	Koszty remontów i obsługa	Dyspozycyjność	Sprawność	Paliwo	Kogeneracja
		[kW]	[\$/kW]	[\$/kW/rok]	[dni/rok]	[%]		
Silniki tłokowe	na gaz ziemny	1000	1400 EUR/kW	0,010 EUR/kWh		35		tak
	Stirling	259	1800 EUR/kW	0,018 EUR/kWh		20	źródło ciepła	tak
	Diesel	1000	1500	0,010 EUR/kWh		34	wszystkie	tak
Turbiny gazowe	małe turbiny	5000	1100			37		tak
	mikroturbiny	250	1500	0,010 EUR/kWh		28	wszystkie	tak
Ogniwa słoneczne		100 W/0,9 m <sup>2</sup> 1000 W/m <sup>2</sup>	2000–3000 zł/100 W	800 \$/kW/5 lat amortyzacja do 20 lat	100%	10	brak	nie
Ogniwa paliwowe	PEMFC	70	4000	71	80%, trwałość 5000 h	35	wodór	nie
	PAFC	200	4500	81	trwałość 40000 h	35	wodór	tak
	SOFC	250	3500	84	trwałość 40000 h	55	odsiarczane*)	tak
	MCFC	250	2800	96	trwałość 40000 h	50	odsiarczane*)	tak
Siłownie wiatrowe		2000	1000 EUR/kW	0,01 EUR/kWh	90%	45	brak	nie

\*) – zakłada się, że gaz ziemny GZ-50 spełnia warunki zasilania [9]

## 4 Analiza ekonomiczna wybranych źródeł

Źródło w generacji rozproszonej może współpracować z odbiorcą na wiele sposobów. W niniejszej analizie przyjęto możliwie korzystne założenia dla pracy takiego źródła, tzn. całość energii wyprodukowanej jest zużywana na potrzeby własne.

Możliwość taka istnieje tylko dla odbiorców o stosunkowo stałym zapotrzebowaniu na ciepło, a w szczególności na energię elektryczną. Odbiorcą energii najbardziej predysponowanym dla takich źródeł jest między innymi duży szpital o ogólnym zapotrzebowaniu mocy znacznie większym niż moc źródła rozproszonego.

W pracy przedstawiono analizę ekonomiczną budowy źródła skojarzonego dla odbiorcy o zapotrzebowaniu mocy cieplnej i elektrycznej znacznie większej niż moc źródła rozproszonego. Odbiorca ten zasilany jest w ciepło z kotłów gazowych o sprawności średniorocznej 85%. Jednostki te będą źródłem podstawowym ciepła. Zasilanie w energię elektryczną odbywa się z sieci należącej do STOEN S.A. i rozliczane jest według taryfy B21. Wyciąg z taryfy przedstawiono w tab. 2 [10].

Tabela 2. Zestawienie wybranych cen i stawek z taryfy STOEN

		B21
Ceny za energię		
Całodobowo	zł/MWh	208,59
Szczyt	zł/MWh	
Poza szczyt	zł/MWh	
Szczyt przedpołudniowy	zł/MWh	
Szczyt popołudniowy	zł/MWh	
Pozostałe godziny doby	zł/MWh	
Ceny za przesył		
Stawka jakościowa	zł/MWh	9,71
Składnik zmienny stawki sieciowej	zł/MWh	14,31
Składnik stały stawki sieciowej	zł/kW/m-c	5,24
Stawka opłaty przejściowej	zł/kW/m-c	4,10
Stawka opłaty abonamentowej	zł/m-c	10,00

Przyjęto, iż źródło ma dostarczać energię elektryczną o mocy 300 kW, a jako paliwo zastosowano gaz ziemny [2]. Pierwszym elementem analizy jest zidentyfikowanie kosztów i przychodów związanych z inwestycją w źródło. W rozważanym przypadku przychody będą stanowiły koszty uniknięcia zakupu energii elektrycznej i koszty uniknięcia wytworzenia ciepła w alternatywnym źródle.

Dodatkowo na wynik analizy techniczno-ekonomicznej wpływają różnego rodzaju dotacje, uzależnione od pochodzenia dostarczonej energii. Prawo energetyczne przewiduje dwa rodzaje świadectw pochodzenia (a więc i praw majątkowych):

- a) dla energii elektrycznej wytworzonej w wysokosprawnej kogeneracji opalanej paliwami gazowymi lub o łącznej zainstalowanej mocy elektrycznej źródła poniżej 1 MW;

- b) dla energii elektrycznej wytworzonej w wysokosprawnej kogeneracji innej niż wymieniona w pkt. a).

W związku z tym uznaje się, że dla jednostek generacji rozproszonej niezależnie od paliwa występuje możliwość uzyskania świadectw pochodzenia energii z wysokosprawnej generacji. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 26 września 2007 r. w sprawie sposobu obliczania danych podanych we wniosku o wydanie świadectw pochodzenia ... (Dz.U. Nr 185, poz. 1314) [12] mówi między innymi, że jeżeli

- silniki spalinowe,
- mikroturbiny,
- ogniwa paliwowe

osiągają średnioroczną sprawność powyżej 75% to całość energii wyprodukowanej w tych jednostkach można uznać za energię wyprodukowaną w wysokosprawnej kogeneracji. Jednostkowa opłata zastępcza dla źródeł opalanych paliwem gazowym lub o mocy elektrycznej mniejszej niż 1 MW wynosi 117 zł/MWh. W przedstawionych rozważaniach dobrano tak jednostki kogeneracyjne, aby całość energii można było uznać za energię wyprodukowaną w wysokosprawnej kogeneracji.

Dla źródeł zasilanych energią odnawialną można uzyskać dodatkowo świadectwa pochodzenia z energii odnawialnej. W roku 2008 wysokość opłaty zastępczej dla świadectw pochodzenia z energii odnawialnej wynosiła 248,46 zł/MWh. W przypadku zainstalowania siłowni wiatrowych lub ogniw fotowoltaicznych założono, że umorzenie tych świadectw będzie stanowiło przychody.

Po stronie kosztów uwzględniono: koszty inwestycyjne, koszty remontów, koszty zwiększenia zakupu paliwa oraz inne, np. wymianę/regenerację wsadu w ogniwach paliwowych.

Zakłada się, że budowa jednostki kogeneracyjnej przy opisanych warunkach zmieni (zwiększy) wielkość zamówienia mocy w dostarczonym paliwie (gazie). Część ciepła będzie produkowana w jednostce kogeneracyjnej, więc zapotrzebowanie na moc cieplną (tym samym na moc w paliwie) w jednostkach podstawowych spadnie. Zapotrzebowanie mocy w źródłach podstawowych ciepła będzie jednak większe niż jej ubytek związany z instalacją źródła kogeneracyjnego. W związku z tym sumarycznie zapotrzebowanie na moc wzrośnie po zainstalowaniu jednostki kogeneracyjnej.

Zgodnie z zasadami szacowania korzyści netto dla projektów inwestycyjnych [12] należy określić jedynie zmianę przepływów finansowych związanych z projektem. W związku z tym uwzględniono tylko sumaryczną zmianę wielkości zamówienia mocy wynikającą z różnicy zamówienia mocy bez jednostki kogeneracyjnej



oraz z jednostką kogeneracyjną. W analogiczny sposób oszacowano zmiany ilości zużycia gazu, jako różnicę ze zmniejszenia jego zużycia w istniejących źródłach w wyniku wprowadzenia do ruchu jednostki kogeneracyjnej, a zwiększeniem wynikającym z jej pracy. Oszacowanie kosztów zmian zakupu gazu dokonano według odpowiedniej taryfy gazowej dla Mazowieckiego Operatora Systemu Dystrybucyjnego Sp. z o.o., grupa taryfowa W6a [11].

Koszty inwestycyjne oraz roczne koszty remontów określono zgodnie z zestawieniem jednostkowych wskaźników przedstawionych w tab. 1. Wyznaczone wartości przedstawiono w tab. 3.

Tabela 3. Podstawowe założenia do obliczeń ekonomicznych

Lp.	Sprawność elektryczna	Moc termiczna	Sprawność elektryczna	Sprawność całkowita	Koszty inwestycyjne	Roczne koszty remontów	Czas wykorzystania mocy szczytowej	Uwagi
		[kW]	[%]	[%]	[tys. PLN]	[tys. PLN]	[h/rok]	
1.	SOFC	218	55%	95%	2 258	54,20	7000	Wymiana 20% wsadu 516 tys. PLN co 20 tys. h
2.	MCFC	270	50%	95%	1 806	61,92	7000	
3.	Mikroturbiny	600	28%	80%	2 142	107,00	7000	
4.	Wiatrak	0	–	–	1 290	6,45	1000	
5.	Ogniwa fotowoltaiczne	0	–	–	750	0	1000	
6.	Silnik tłokowy	280	35%	80%	1 428	0	7000	

Alternatywnym źródłem ciepła dla obiektu jest kotłownia zasilana gazem o średniorocznej sprawności 85%. Rozliczenia za gaz następują według taryfy Mazowieckiego Operatora Systemu Dystrybucyjnego Sp. z o.o., grupa taryfowa W6a.

W proponowanym układzie źródło energii rozproszonej nie zmniejsza kosztów zamówienia mocy energii elektrycznej, jedynie zmniejsza koszty zmienne związane z zakupem energii elektrycznej. Nie można zmniejszyć poziomu mocy zamówionej energii elektrycznej kupowanej z sieci, ponieważ w przypadku czasowego odstawienia jednostki kogeneracyjnej całe zapotrzebowanie musi być pokrywane z sieci. Uruchomienie jednostki kogeneracyjnej zmniejszy zakup energii z sieci o wielkość produkcji własnej netto.

Dyspozycyjność skojarzonych źródeł do generacji rozproszonej wynosi ponad 90%, co daje łączny roczny czas pracy ponad 7884 h. Jednakże praca tych źródeł z pełnym obciążeniem przez cały ten okres nie jest możliwa (uwarunkowania ruchowe). Dlatego też czas wykorzystania mocy szczytowej dla układów skojarzonych przyjęto arbitralnie na poziomie 7000 h rocznie, co wydaje się być wartością do osiągnięcia przy opisanych warunkach.

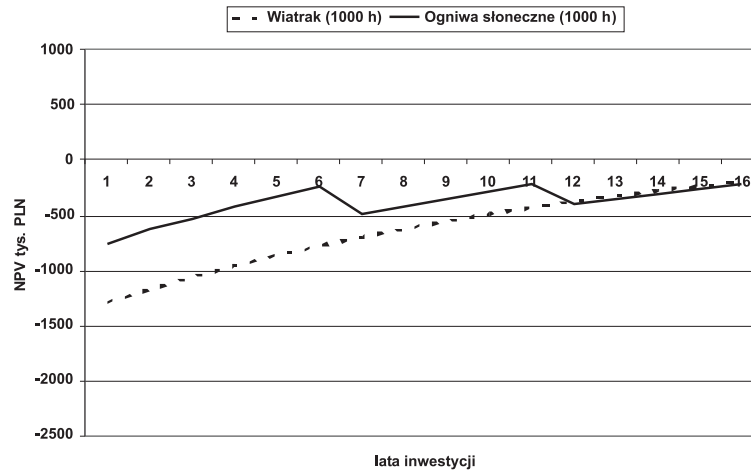
Czas wykorzystania mocy szczytowej dla ogniw słonecznych (dyspozycyjność niemal 100%) i siłowni wiatrowych wynika z warunków atmosferycznych, przy czym wartości te zmieniają się w dość szerokim zakresie. Do obliczeń przyjęto wartości z dolnego zakresu, ponieważ będą to stosunkowo niewielkie instalacje o stosunkowo niskiej skuteczności.

Wyniki otrzymanych obliczeń ekonomicznych dla okresu 15 letniego przedstawiono w tab. 4; są to wartości IRR i NPV dla poszczególnych wariantów. Stopę dyskonta dla określenia wartości NPV przyjęto w wysokości 8%. Na rys. 1 i 2 przedstawiono wartość NPV inwestycji w poszczególnych latach.

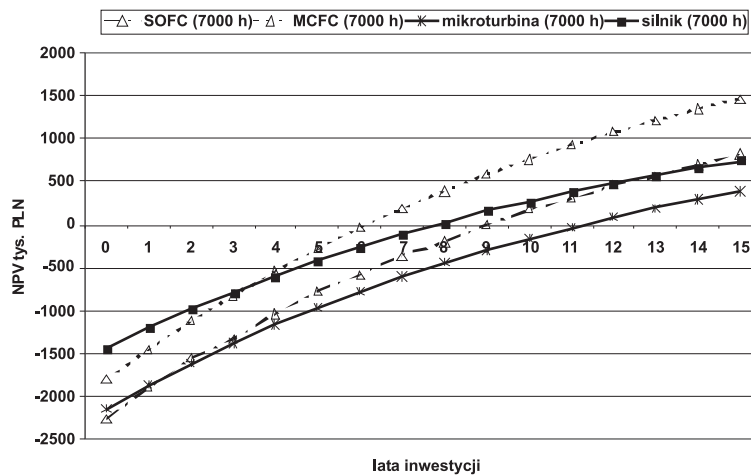
Tabela 4. Wyniki obliczeń ekonomicznych

	NPV	IRR
SOFC (7000 h)	822	14%
MCFC (7000 h)	1 470	20%
Mikroturbina (7000 h)	391	11%
Silnik (7000 h)	746	16%
Wiatrak (1000 h)	-194	5%
Ogniwa słoneczne (1000 h)	-215	2%

Z przedstawionych obliczeń wynika, że instalacja ogniw paliwowych typu SOFC (ang. *solid-oxide fuel cell*) lub MCFC (ang. *molten-carbonate fuel cell*) może być opłacalna przy opisanych warunkach. Opłacalne może być również instalowanie mikroturbin gazowych oraz silników tłokowych na gaz ziemny. Należy jednak stwierdzić, że przyjęte warunki instalowania tych urządzeń są dobrane w sposób optymalny z punktu widzenia ekonomicznego, tzn. dotyczą wariantu optymistycznego. Trudno jest, bowiem znaleźć odpowiednich odbiorców, którzy spożytkowałyby całość produkcji na potrzeby własne przy tak dużym czasie wykorzystania mocy szczytowej (7000 h). Kolejnym istotnym warunkiem koniecznym do opłacalności generacji rozproszonej jest uzyskanie tak zwanego złotego certyfikatu (świadectwo pochodzenia energii elektrycznej ze skojarzonych źródeł o mocy elektrycznej poniżej 1 MW).



Rysunek 1. Wartość NPV w poszczególnych latach dla ogniw słonecznych i siłowni wiatrowych



Rysunek 2. Wartość NPV w poszczególnych latach dla różnych źródeł energii elektrycznej

Instalacja rozproszonych źródeł generujących wyłącznie energię elektryczną (proponowanych tutaj) wydaje się nieopłacalna. Cena energii elektrycznej pochodzącej z tych źródeł jest wyższa, ponieważ doliczany jest przychód związany z umorzeniem certyfikatów za pochodzenie energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych (tzw. zielone certyfikaty) w wysokości 248,46 zł/MWh. Mimo tak wysokiej subwencji nie jest możliwe uzyskanie opłacalności takich źródeł, co jest związane z niskim stopniem wykorzystania majątku wytwórczego (czasy wykorzystania mocy szczytowej 1000 h).

## 5 Podsumowanie

Trudno jest zdefiniować granice pomiędzy energetyką rozproszoną a energetyką scentralizowaną. W pracy przedstawiono jedną z wielu możliwości funkcjonowania źródła rozproszonego. W takim układzie pracy nie ma jednego bardzo istotnego elementu generacji rozproszonej, tj. współpracy źródła z siecią energetyczną (sprzedaż energii do sieci).

Przedstawiona analiza ma charakter uproszczony. Pod uwagę wzięto podstawowe koszty i przychody. Nie uwzględniono między innymi zmienionych warunków pracy źródła rozproszonego. Otrzymane wyniki dla źródeł skojarzonych są jednak na tyle pozytywne, że zachęcają do prowadzenia dalszych badań na tym zagadnieniu.

Podstawowym źródłem osiągnięcia pozytywnych wyników finansowych dla źródeł skojarzonych jest założony bardzo długi czas wykorzystania mocy szczytowej oraz osiągnięcie subwencji (tzw. certyfikat żółty). Jak istotny jest element dużego wykorzystania majątku wytwórczego pokazują wyniki osiągnięte dla ogniw słonecznych oraz siłowni wiatrowych. Mimo znacząco wyższych przychodów jednostkowych ze sprzedaży energii elektrycznej nie jest opłacalne instalowanie takich źródeł energii elektrycznej. Dalsze prace, prowadzone w tej dziedzinie, powinny określić granice, przy których jest możliwe osiągnięcie opłacalności ekonomicznej takich źródeł. Kolejnym istotnym elementem, jaki należy rozważyć, jest współpraca pojedynczego źródła z siecią, co jest równoznaczne ze sprzedażą energii elektrycznej do sieci. Coraz częściej mówi się o konieczności powstawania źródeł szczytowych energii elektrycznej. Czy takie małe źródła rozproszone mogą stanowić źródła szczytowe i przy jakich warunkach instalowanie takich źródeł jest celowe.

Elementem dyskusyjnym są subwencje w postaci prawa do umorzenia świadczeń. Brak tych subwencji znacznie obniży rentowność przedstawionych inwestycji. Pojawiają się pytania jak długo te subwencje będą obowiązywały.

Praca finansowana ze środków na naukę w latach 2007–2008 jako projekt badawczy nr N N513 4275 33.

*Praca wpłynęła do redakcji w listopadzie 2008 r.*

## Literatura

- [1] Skoczkowski T.: *Rozwój polskich regulacji prawnych w aspekcie rozproszonych źródeł energii*. Krajowa Agencja Poszanowania Energii, 2007.

- [2] Badyda K., Lewandowski J.: *Możliwości skojarzonej produkcji energii elektrycznej oraz ciepła z wykorzystaniem gazu sieciowego*. Materiały V Krajowej Konferencji GAZTERM, Międzyzdroje 2002.
- [3] Hoff T.H., Wegner H.J., Farmer B.K.: *Distributed generation — an alternative to electric utility investments in system capacity*. Energy Policy **24**(1996), No. 2.
- [4] Energy Center: *Fuel cells for Distributed Generation — A technology and Marketing Summary*; 2000.
- [5] Dębska A.: *Ogniwa paliwowe — zastosowanie w elektrowniach kontenerowych*. <http://www.elektro.info.pl>
- [6] Bujalski W., Milewski J., Miller A.: *Rozproszona energetyka a ogniwa paliwowe*. Turbomachinery **132**(2007).
- [7] Bischoff M.: *Post-test Result after 25 000 h hot module operation*. International Workshop on Degradation Issues In Fuel Cells, Hersonessos 2007.
- [8] Steinberger-Wilckens R.: *Results from the European Project Real-SOFC*. International Workshop on Degradation Issues In Fuel Cells, Hersonessos 2007.
- [9] Bischoff M.: *Sulphur poisoning and lean-up experiences*. International Workshop on Degradation Issues In Fuel Cells, Hersonessos, 2007.
- [10] *Taryfa dla energii elektrycznej*. RWE Stoen S.A. 2008 r.
- [11] *Taryfa dla paliw gazowych*, Nr 1/2008, Polskie Górnictwo Naftowe i Gazownictwo S.A.
- [12] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 26 września 2007 r.* (Dz.U. Nr 185, poz. 1314).
- [13] Rogowski W.: *Rachunek efektywności przedsięwzięć inwestycyjnych*. Oficyna Ekonomiczna Oddział Polskich Wydawnictw Profesjonalnych, Kraków 2006.

#### **Economic competitiveness of distributed generation in comparison to large centralised systems**

#### **S u m m a r y**

The article presents the results of research on sources of electricity and heat that would be used in distributed generation. The main element of the analysis is the comparison between energy systems based on distributed generation and the existing systems based on large centralized facilities. Solutions for distributed generation, including fuel cells as a future source of electricity and heat, are presented by the author.



PIOTR DUDA\*

GRZEGORZ MAZURKIEWICZ

Politechnika Krakowska

Instytut Aparatury Przemysłowej i Energetyki

## Optymalizacja procesu nagrzewania grubościennego rurociągu parowego

W pracy przedstawiono metodę optymalizacji procesu włączania do ruchu grubościennych elementów orurowania bloku energetycznego od stanu „zimnego” aż do osiągnięcia żądanych parametrów pracy. Wykorzystując sprzężoną analizę przeplywowo-ciepno-wytrzymałościową połączoną z procedurą optymalizacyjną Levenberga-Marquardta wyznaczono przebieg temperatury na wlocie do analizowanego elementu, dla którego różnice pomiędzy maksymalnymi naprężeniami cieplnymi powstającymi podczas procesu nagrzewania a naprężeniami dopuszczalnymi osiągały minimalną wartość. Do wyznaczenia rozkładów temperatury w analizowanym elemencie oraz przepływającej w nim parze w kolejnych krokach czasowych analizy wykorzystano komercyjny kod numeryczny programu ANSYS-CFX dokonujący obliczeń metodą objętości kontrolnych. Na podstawie rozkładów temperatur metodą elementów skończonych w programie ANSYS wyznaczono odpowiadające im rozkłady naprężeń. Otrzymane wyniki zostały porównane z rozwiązaniami uzyskanymi dwoma alternatywnymi metodami opartymi na wykorzystaniu warunku brzegowego konwekcyjnego wnikania ciepła w warstwie przyściennej wewnętrznej powierzchni rurociągu.

### 1 Wstęp

Podczas pracy, a w szczególności w czasie rozruchu i wyłączenia z ruchu bloku energetycznego dochodzi do powstania wysokich naprężeń cieplnych w jego elementach konstrukcyjnych. Szczególnie narażone na przekroczenie dopuszczalnych naprężeń są elementy grubościenne takie jak walczaki, komory, trójniki oraz zawory [1–4]. Aby nie dopuścić do zniszczenia lub uszkodzenia powyższych elementów należy monitorować powstające w nich naprężenia [2–4].

W niniejszej pracy przedstawiona została metoda optymalizacji procesu włączania do ruchu rurociągu technologicznego pary od stanu „zimnego” aż do osiągnięcia żądanych parametrów pracy. Opracowana metoda pozwala na skrócenie

---

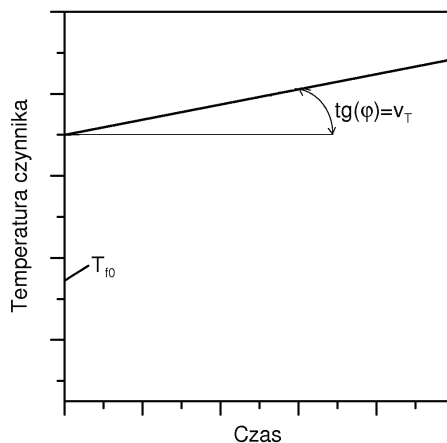
\*E-mail: pduda@mech.pk.edu.pl

czasu operacji nagrzewania rurociągu, w którym dochodzi do nieustalonych procesów wymiany ciepła przy jednoczesnym zachowaniu bezpiecznych warunków jego pracy. Zastosowana procedura zakłada prosty w realizacji sposób nagrzewania rurociągu, co ma duże znaczenie praktyczne, gdyż pozwala na wykorzystanie wyników uzyskanych numerycznie podczas rozruchu w rzeczywistych instalacjach.

## 2 Opis metody

W poniższym artykule przedstawiono nową metodę wyznaczania optymalnych parametrów procesu nagrzewania ciśnieniowych elementów bloku energetycznego przy użyciu numerycznej sprzężonej analizy przeplywowo-ciepno-wytrzymałościowej połączonej z procedurą optymalizacyjną Levenberga-Maquardta. Celem tej metody jest wyznaczenie takiego przebiegu temperatury na wlocie do analizowanego grubościennego elementu ciśnieniowego by naprężenia cieplne w nim powstające były jak najbliższe naprężeniom dopuszczalnym.

Założono, że w chwili rozpoczęcia procesu ogrzewania cały analizowany element ciśnieniowy ma temperaturę początkową  $T_0$ . Następnie na wlocie do elementu wprowadzany jest czynnik o temperaturze zmieniającej się tak jak pokazano na rys. 1.



Rysunek 1. Przebieg temperatury czynnika na wlocie do analizowanego elementu

Założony przebieg temperatury czynnika na wlocie do analizowanego elementu ciśnieniowego ma postać funkcji liniowej o współczynniku kierunkowym równym  $v_T$  oraz wyrazie wolnym równym  $T_{f0}$ . Oznaczają one odpowiednio szybkość



zmian temperatury czynnika oraz początkową temperaturę czynnika na wlocie do elementu. Te dwie wielkości stanowiły optymalizowane parametry. Jako minimalizowaną funkcję celu przyjęto różnicę pomiędzy maksymalnymi zastępczymi naprężeniami cieplnymi  $\sigma_{eqv}(T_{f0}, v_T, t_j)$ , liczonymi wg hipotezy wytrzymałościowej H-M-H (Hubera-Misesa-Hencky'ego), wywołanymi przez przepływ czynnika w analizowanym elemencie ciśnieniowym, a naprężeniem dopuszczalnym  $\sigma_a$  dla materiału, z którego został wykonany:

$$\sigma_{eqv}(T_{f0}, v_T, t_j) - \sigma_a \cong 0, \quad j = 1, \dots, n, \quad (1)$$

gdzie  $n$  jest liczbą analizowanych kroków czasowych podczas ogrzewania grubościennego elementu ciśnieniowego a  $t_j$  kolejnymi chwilami czasowymi, w których porównywany jest stan naprężeń. Suma

$$S(T_{f0}, v_T) = \sum_{j=1}^n [\sigma_{eqv}(T_{f0}, v_T, t_j) - \sigma_a]^2 \quad (2)$$

została zminimalizowana za pomocą procedury optymalizacyjnej Levenberga-Marquardta.

Algorytm Levenberga-Marquardta jest obecnie jednym z najczęściej wykorzystywanych algorytmów optymalizacji, w szczególności w nieliniowym zadaniu najmniejszych kwadratów. Jest to algorytm iteracyjny, łączący w sobie cechy metody największego spadku i metody Gaussa-Newtona. Algorytm Levenberga-Marquardta jest w istocie nieliniową wersją regresji grzbietowej – metody stosowanej w przypadku modeli liniowych [5].

W praktycznym zastosowaniu algorytmu Levenberga-Marquardta do obliczeń numerycznych szczególną uwagę należy zwrócić na dobór wartości początkowych optymalizacji oraz dopuszczalnego przedziału zmienności optymalizowanych parametrów. Założenie wartości początkowych istotnie różniących się od wartości optymalnych powoduje znaczne zwiększenie liczby iteracji niezbędnych do wyznaczenia akceptowalnego rozwiązania. Natomiast zadanie zbyt wąskiego przedziału zmienności optymalizowanych parametrów może spowodować konieczność powtórzenia obliczeń.

Maksymalne naprężenia cieplne powstające w badanym elemencie w czasie trwania procesu pod wpływem przepływającego przezeń płynu wyznaczano poprzez analizę nieustalonego zagadnienia przepływowo-cieplno-wytrzymałościowego. Analizę przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym z nich wykonano analizę cieplno-przepływową a w drugim analizę cieplno-wytrzymałościową.

Na użytek analizy cieplno-przepływowej zamodelowany został zarówno badany element ciśnieniowy jak i przepływający w nim płyn. Przy pomocy metody objętości kontrolnych wyznaczone zostały rozkłady temperatury w elemencie

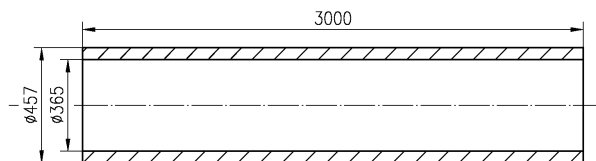
oraz przepływającym płynie, które mogą być wyznaczane dla dowolnego czasu od rozpoczęcia procesu nagrzewania, oraz rozkłady współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła w warstwie przyściennej płynu przylegającej do powierzchni wewnętrznej elementu. Jako warunki brzegowe przyjęto: stałą prędkość przepływu oraz liniowo rosnącą temperaturę płynu na wlocie do analizowanego elementu, stałe ciśnienie panujące w przepływającym płynie, idealną izolację cieplną powierzchni zewnętrznej elementu, a także odpowiednie warunki symetrii. Ponadto powierzchnię wewnętrzną analizowanego elementu potraktowano jako powierzchnię kontaktu międzyfazowego.

W drugim etapie analizy przy pomocy metody elementów skończonych wyznaczone zostały rozkłady naprężeń w grubościennym elemencie ciśnieniowym w kolejnych krokach czasowych. Czasowo-przestrzenny rozkład temperatury przyjęto ze wcześniejszych obliczeń. Zadano odpowiednie własności materiałowe elementu oraz odpowiednie więzy geometryczne zapobiegające przemieszczeniu elementu jako bryły sztywnej. Z uzyskanych rozkładów naprężeń odczytano naprężenia maksymalne dla kolejnych  $n$  kroków czasowych i wykorzystano je do zbudowania funkcji celu minimalizowanej w opisanej powyżej procedurze optymalizacyjnej Levenberga-Marquardta.

Zaproponowana metoda stanowi rozszerzenie znanej z literatury procedury opierającej się na wyznaczeniu rozkładów temperatury, a następnie naprężeń w analizowanym elemencie na podstawie warunku konwekcyjnego wnikania ciepła zadanego na jego powierzchni wewnętrznej [6]. Metoda ta wymaga określenia wartości współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła, co jest trudne. Zgrubnie oszacowana lub wyliczona na podstawie równań kryterialnych wartość współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła, stała dla całej powierzchni wewnętrznej elementu ciśnieniowego jak również niezmienna w czasie może być źródłem niedokładności w obliczeniach. Przedstawiona analiza przeplywowo-cieplno-wytrzymałościowa pozwala na uniknięcie tego problemu.

### **3 Zastosowanie przedstawionej metody do grubościennego rurociągu pary**

Analizie poddano rurociąg ze stali P91, zaprojektowany do pracy pod ciśnieniem 18 MPa i w temperaturze 540 °C; pracujący w zespole orurowania kotła parowego BP1150 o nominalnej wydajności masowej 1150 t/h, będącego częścią bloku energetycznego o mocy 360 MW. Wymiary odcinka rurociągu przyjętego do symulacji zostały przedstawione na rys. 2.



Rysunek 2. Wymiary fragmentu rurociągu przyjętego do analizy w [mm]

W przeprowadzonej symulacji parę wodną przepływającą przez analizowany odcinek rurociągu potraktowano jako gaz o stałych własnościach oraz przyjęto stałe własności materiałowe stali P91 w temperaturze 500 °C, tj. w temperaturze zbliżonej do nominalnej temperatury pracy rurociągu. Założenie stałych własności materiałowych jest często stosowane w praktyce obliczeniowej, ponieważ pozwala znacznie ograniczyć czas niezbędny do przeprowadzenia symulacji nie wpływając znacząco na jej rezultaty.

W tab. 1 przedstawiono przyjęte do analizy wartości parametrów pary, a w tab. 2 własności stali P91 w temperaturze 500 °C [7,8].

Tabela 1. Parametry pary

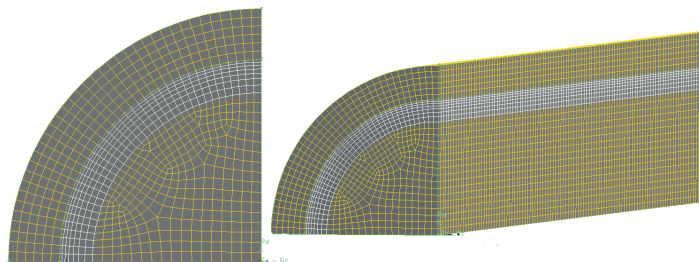
Nazwa	Symbol	Wartość	Jednostka
Współczynnik przewodzenia ciepła	$\lambda$	0,0193	W/m K
Współczynnik lepkości dynamicznej	$\eta$	$9,4 \cdot 10^{-6}$	Pa s
Ciepło właściwe	$c$	2080,1	J/kg K
Gęstość	$\rho$	100	kg/m <sup>3</sup>

Tabela 2. Własności materiałowe stali P91 w temperaturze 500 °C

Nazwa	Symbol	Wartość	Jednostka
Współczynnik przewodzenia ciepła	$\lambda$	29,7	W/m K
Ciepło właściwe	$c$	703	J/kg K
Gęstość	$\rho$	7750	kg/m <sup>3</sup>
Współczynnik rozszerzalności cieplnej	$\beta$	$11,3 \cdot 10^{-6}$	1/K
Moduł Younga	$E$	$1,71 \cdot 10^5$	MPa
Współczynnika Poissona	$\nu$	0,29	–

Ponadto jako naprężenie dopuszczalne użyte do sformułowania funkcji celu przyjęta została granica plastyczności  $Re$  dla stali P91 w temperaturze 550 °C równa co do wartości 270 MPa.

Do zbudowania geometrii oraz siatki objętości kontrolnych wykorzystano program GAMBIT. Ze względu na warunki symetrii zamodelowana została jedna czwarta rurociągu. Rozwiązanie to pozwala istotnie zmniejszyć liczbę generowanych węzłów siatki. Siatka objętości kontrolnych została wygenerowana poprzez zdefiniowanie liczby podziałów wzdłuż każdego z boków elementu. Rura została podzielona na 6 elementów na jej grubości, 38 elementów wzdłuż obwodu oraz 150 elementów na jej długości. W objętości reprezentującej parę wodną wygenerowanie w pełni regularnej siatki nie jest możliwe. By zminimalizować powstające z tego powodu błędy numeryczne odgórnie narzucony został podział warstwy przyściennej odpowiadającej w największym stopniu za wnikanie ciepła z pary do wnętrza rurociągu. Przy podziale rurociągu oraz objętości reprezentującej przepływającą w nim parę na objętości kontrolne kierowano się rezultatami analiz przedstawianych w literaturze [9,10]. Wygląd wygenerowanej siatki przedstawia rys. 3.



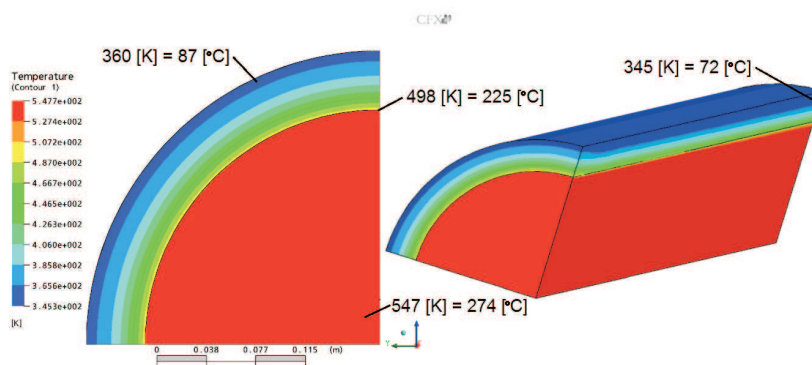
Rysunek 3. Podział analizowanego rurociągu oraz przepływającej pary na objętości kontrolne, przekrój poprzeczny oraz rzut izometryczny

Wygenerowana siatka objętości kontrolnych posłużyła do wyznaczenia rozkładów temperatury w rurociągu za pomocą komercyjnego kodu numerycznego zawartego w programie ANSYS-CFX [11]. Jako warunki brzegowe na wlocie do rurociągu zadano stały wydatek masowy pary wodnej  $\dot{m} = 19,5 \text{ kg/s}$  oraz temperaturę  $T(t)$  zmieniającą się w czasie trwania procesu nagrzewania rurociągu zgodnie z równaniem

$$T(t) = T_{f0} + v_T t, \quad (3)$$

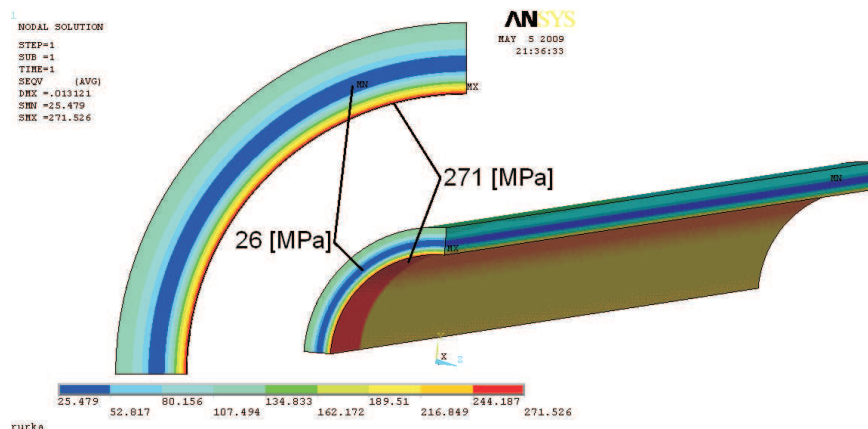
gdzie  $T_{f0}$  oznacza początkową temperaturę czynnika na wlocie do elementu,  $v_T$  – szybkość zmian temperatury czynnika na wlocie do elementu oraz  $t$  – czas. Ponadto założono stałe ciśnienie panujące w przepływającej parze  $p = 14 \text{ MPa}$  i temperaturę początkową rurociągu wynoszącą  $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Powierzchnię we-

wnętrzną rurociągu zdefiniowano jako powierzchnię kontaktu międzyfazowego pomiędzy stałą a parą wodną; zadano idealną izolację cieplną na powierzchni zewnętrznej rurociągu i odpowiednie warunki symetrii. Jako warunek początkowy zdefiniowano rezultaty uprzednio wykonanej symulacji dla przepływu pary przez rurociąg w warunkach ustalonych. Symulacja ta została wykonana przy takich samych warunkach brzegowych jak dla analizy nieustalonej za wyjątkiem temperatury na wlocie do rurociągu, która była stała i wynosiła 20 °C. Wynik obliczeń dla jednego kroku iteracyjnego optymalizacji stanowi zbiór rozkładów temperatur w rurociągu i przepływającej w nim parze we wszystkich kolejnych krokach czasowych procesu nagrzewania. Na rys. 4 przedstawiono rozkład temperatury w rurociągu dla czasu 150 s od rozpoczęcia symulacji, po którym to czasie w toku dalszych obliczeń wyznaczone zostały najwyższe naprężenia.



Rysunek 4. Rozkład temperatury w analizowanym odcinku rurociągu dla czasu 150 s

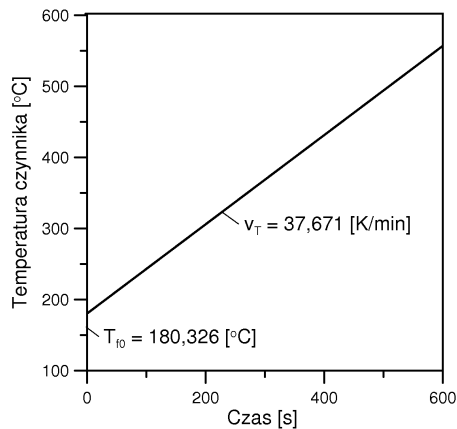
Do wyznaczenia rozkładów naprężeń posłużono się komercyjnym kodem numerycznym programu ANSYS dokonującym obliczeń metodą elementów skończonych [11]. Przyjęto własności materiałowe stali P91 w temperaturze 500 °C, więzy geometryczne uniemożliwiające ruch zamodelowanego odcinka rurociągu jako bryły sztywnej, odpowiednie warunki symetrii oraz przestrzenne rozkłady temperatur dla kolejnych kroków czasowych. Jako wynik przeprowadzonych obliczeń otrzymano zbiór rozkładów naprężeń w kolejnych krokach czasowych. Najwyższe naprężenia cieplne pojawiły się po czasie 150 s od rozpoczęcia symulacji. Na rys. 5 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Mizesa-Henkiego dla tego czasu. Najwyższe naprężenia w czasie 150 s pojawiają się na powierzchni wewnętrznej elementu w pobliżu wlotu. Są to naprężenia ścisające spowodowane nagrzewaniem wewnętrznej powierzchni rurociągu przez przepływający czynnik.



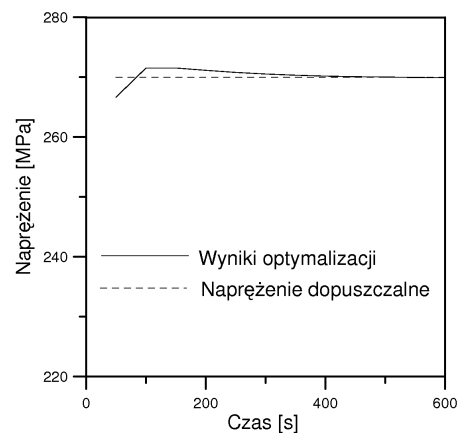
Rysunek 5. Rozkład zredukowanych naprężeń cieplnych w analizowanym odcinku rurociągu dla czasu 150 s

Z otrzymanych rozkładów naprężeń odczytano maksymalne wartości dla kolejnych kroków czasowych. Uzyskana w ten sposób zależność maksymalnych naprężeń w rurociągu od czasu stanowi odpowiedź analizowanego układu na przebieg zmienności temperatury czynnika na wlocie do rurociągu opisany równaniem (3). W celu ustalenia optymalnych współczynników równania (3), czyli takich, dla których różnica pomiędzy naprężeniami dopuszczalnymi a maksymalnymi naprężeniami cieplnymi powstającymi w rurociągu w kolejnych krokach czasowych będzie bliska zeru, posłużono się procedurą optymalizacyjną Levenberga-Maquadta opisaną w rozdz. 2. Jako wartości początkowe do procedury optymalizacyjnej przyjęto  $T_{f0} = 150^\circ\text{C}$  i  $v_T = 15$  K/min. Przedziały zmienności optymalizowanych parametrów wynosiły odpowiednio:  $50\text{--}500^\circ\text{C}$  dla  $T_{f0}$  i  $5\text{--}50$  K/min dla  $v_T$ . Wynik uznany za satysfakcjonujący uzyskano już w 3 iteracji dla wartości parametrów odpowiednio  $T_{f0} = 180,326^\circ\text{C}$  i  $v_T = 37,671$  K/min.

Na rys. 6 przedstawiono wyznaczony jako optymalny przebieg zmienności temperatury czynnika na wlocie do rurociągu. Natomiast na rys. 7 przedstawiono odpowiadający mu przebieg maksymalnych zredukowanych naprężeń cieplnych w funkcji czasu. Maksymalne naprężenia w rurociągu rosną od wartości  $266,64$  MPa po upływie  $50$  s od rozpoczęcia procesu nagrzewania do  $271,53$  MPa po upływie  $150$  s by ponownie obniżyć się do wartości  $269,9$  MPa po upływie  $600$  s. Przebieg krzywej przedstawionej na rys. 7 pokazuje dwie fazy nagrzewania rurociągu. W pierwszej fazie ( $0\text{--}150$  s) decydujące znaczenie ma szok cieplny wywołany wprowadzeniem do rurociągu pary o temperaturze  $T_{f0}$ . Naprężenia w tym okresie rosną i przekraczają wartość naprężeń dopuszczalnych o  $0,57\%$ . W fazie drugiej efekt szoku cieplnego traci na znaczeniu i naprężenia zaczynają



Rysunek 6. Optymalny przebieg temperatury czynnika na wlocie do analizowanego rurociągu



Rysunek 7. Maksymalne zredukowane naprężenia cieplne w analizowanym odcinku rurociągu w funkcji czasu

spadać asymptotycznie do poziomu naprężeń, które pojawiłyby się w przypadku ogrzewania rurociągu ze stałą szybkością  $v_T$ .

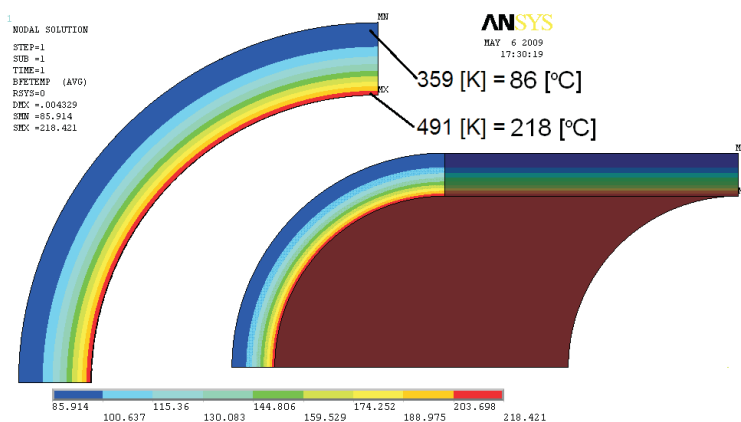
## 4 Analizy porównawcze

W celu weryfikacji poprawności otrzymanych wyników przeprowadzono porównawcze analizy ciepłno-wytrzymałościowe. Analizy przeprowadzono metodą elementów skończonych w programie ANSYS [11]. Rozkład temperatury w rurociągu wyznaczono zakładając warunek konwekcyjnego wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej rurociągu, odpowiednie warunki izolacji cieplnej oraz symetrii na pozostałych powierzchniach. Na podstawie wyznaczonych rozkładów temperatur, ponownie metodą elementów skończonych, wyznaczono rozkłady naprężeń w rurociągu dla kolejnych kroków czasowych. Do obydwu symulacji wykorzystano rurociąg zamodelowany w analizie przepływowo-ciepłno-wytrzymałościowej wraz z identycznym podziałem na elementy skończone oraz zadano identyczne własności materiałowe stali.

W pierwszej metodzie przyjęto na całej powierzchni wewnętrznej rurociągu konwekcyjny warunek brzegowy z temperaturą opisaną funkcją liniową (3) ze współczynnikami określonymi na drodze optymalizacji opisanej w rozdz. 3. Należy podkreślić, że powyższa temperatura podczas optymalizacji była wyznaczana na wlocie do rurociągu natomiast w pierwszej analizie porównawczej odpowiada

stałej dla całej powierzchni wewnętrznej rurociągu temperaturze warstwy przyściennej. Ponadto w pierwszej analizie porównawczej przyjęto współczynnik konwekcyjnego wnikania ciepła stały na całej powierzchni wewnętrznej rurociągu w ciągu trwania całego procesu nagrzewania. Wartość współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła przyjęto jako średnią arytmetyczną ze średnich jego wartości w warstwie przyściennej w kolejnych krokach czasowych optymalizacji opisanej w rozdz. 3.

Na rys. 8 pokazano rozkład temperatury wyznaczony w pierwszej z metod porównawczych dla czasu 150 s od rozpoczęcia procesu nagrzewania natomiast na rys. 9 rozkład naprężeń uzyskany na podstawie tegoż rozkładu temperatury.

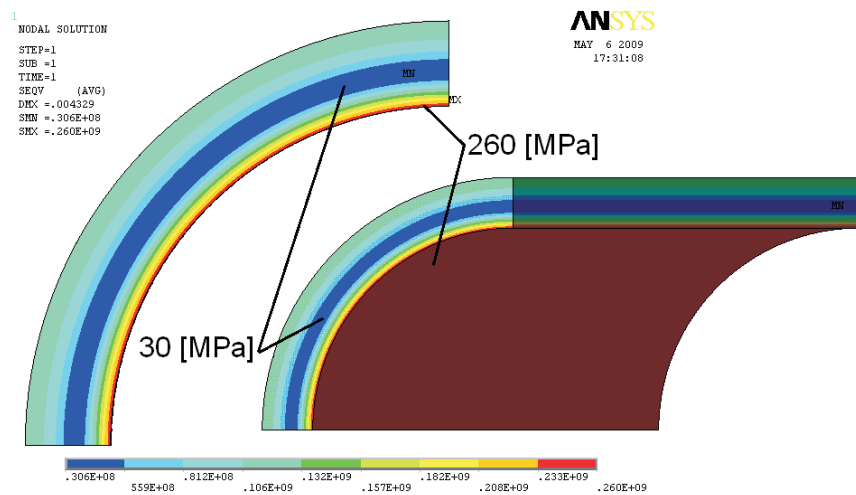


Rysunek 8. Rozkład temperatury w analizowanym odcinku rurociągu dla czasu 150 s — pierwsza metoda porównawcza

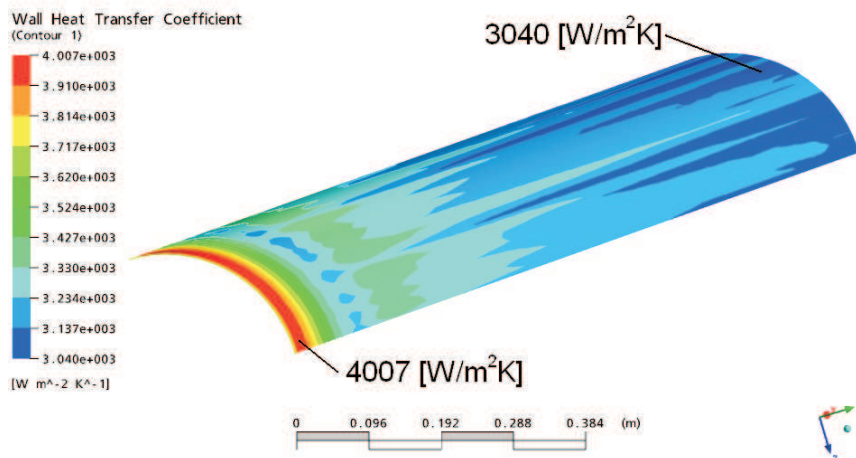
Z porównania rys. 4 i 8 widać, że wyznaczone rozkłady temperatury w tym samym czasie są podobne, ale pojawiają się różnice. Najniższa temperatura rurociągu wynosi odpowiednio 72 °C i 86 °C, a najwyższa 225 °C i 218 °C.

W drugiej z zaproponowanych metod porównawczych do określenia warunku brzegowego konwekcyjnego wnikania ciepła posłużono się rozkładami temperatury i współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła w warstwie przyściennej, które zostały wyznaczone w części przeplywowo-cieplnej optymalizacji dla kolejnych kroków czasowych. Na rys. 10 i 11 przedstawiono odpowiednio rozkład współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła i temperatury w warstwie przyściennej dla czasu 150 s od momentu rozpoczęcia procesu nagrzewania. Najwyższe wartości współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła oraz temperatury czynnik przyjmuje na początku rurociągu przy wlocie i wynoszą one 4007 W/m<sup>2</sup>K i 546,5 K.



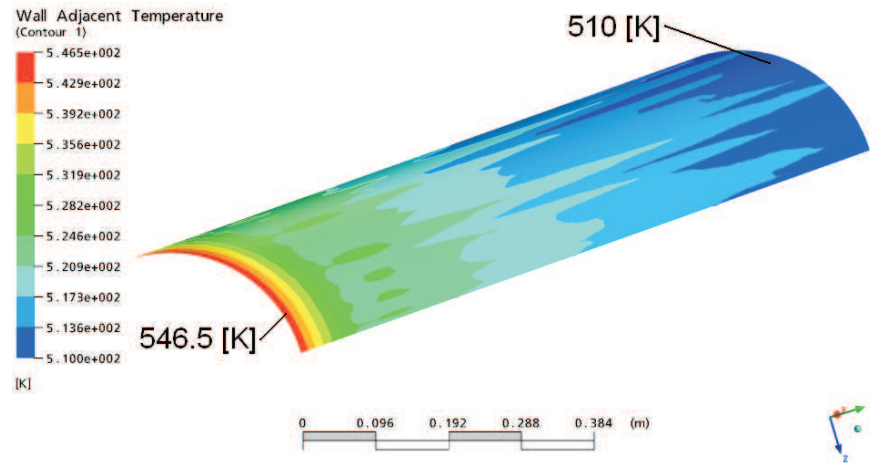


Rysunek 9. Rozkład zredukowanych naprężeń cieplnych w analizowanym odcinku rurociągu dla czasu 150 s — pierwsza metoda porównawcza



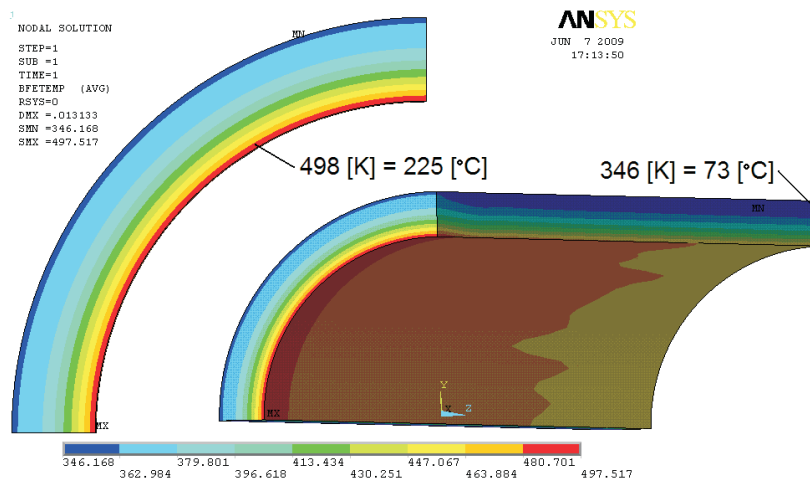
Rysunek 10. Rozkład współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej analizowanego odcinku rurociągu dla czasu 150 s

Wartości współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła i temperatury czynnika zmniejszają się gwałtownie w pobliżu wlotu. W dalszej części rurociągu wzdłuż jego długości obie omawiane wielkości spadają mniej intensywnie.

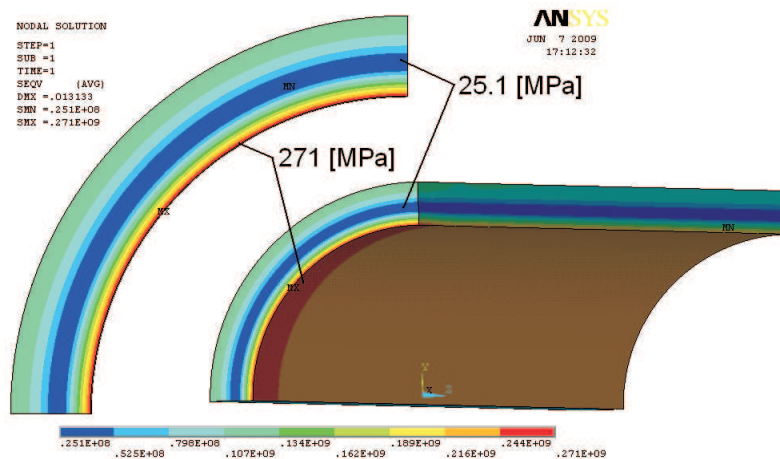


Rysunek 11. Rozkład temperatury w warstwie przyściennej analizowanego odcinka rurociągu dla czasu 150 s

Rysunki 12 i 13 przedstawiają rozkład temperatury i naprężeń w rurociągu dla czasu 150 s. Rozkłady temperatury i naprężeń cieplnych w drugiej metodzie porównawczej są bliższe rozkładom wyznaczonym w rozdz. 3 niż rozkłady uzyskane w metodzie pierwszej.

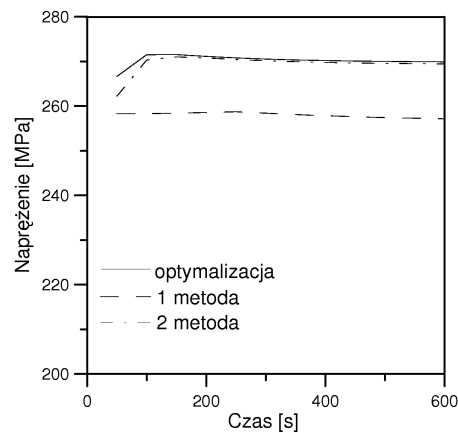


Rysunek 12. Rozkład temperatury w analizowanym odcinku rurociągu dla czasu 150 s — druga metoda weryfikacji



Rysunek 13. Rozkład zredukowanych naprężeń cieplnych w analizowanym odcinku rurociągu dla czasu 150 s — druga metoda weryfikacji

Maksymalne zredukowane naprężenia cieplne w analizowanym odcinku rurociągu otrzymane z trzech metod opisanych w pracy porównano na rys. 14. Wyniki metody optymalizacyjnej przedstawiono linią ciągłą, wyniki z pierwszej metody porównawczej linią przerywaną a drugiej metody porównawczej linią kropkowo-przerywaną. Przebiegi maksymalnych naprężeń w czasie otrzymane we wszystkich



Rysunek 14. Maksymalne zredukowane naprężenia cieplne w analizowanym odcinku rurociągu w funkcji czasu uzyskane w analizie optymalizacyjnej oraz dwoma metodami porównawczymi

symulacjach są do siebie zbliżone. Różnice pomiędzy otrzymanymi naprężeniami maksymalnymi dla poszczególnych kroków czasowych nie przekraczają 5% dla pierwszej analizy porównawczej oraz 2% dla drugiej. Większa rozbieżność wyników uzyskanych z optymalizacji i pierwszej metody porównawczej wynika z innego sposobu zadania warunku brzegowego konwekcyjnego wnikania ciepła, który w przypadku pierwszej analizy porównawczej nie uwzględnia powstania gradientu temperatury w rurociągu w kierunku zgodnym z jego osią.

W przypadku elementów o skomplikowanych kształtach powierzchni wewnętrznej, dla których rozkłady zarówno współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła jak i temperatury mogą być bardziej zróżnicowane, wyniki z pierwszej metody porównawczej jeszcze bardziej będą odbiegać od wyników uzyskanych z dokładniejszej metody drugiej.

## 5 Wnioski

W niniejszej pracy przedstawiono metodę pozwalającą wyznaczyć optymalne parametry rozruchu elementów orurowania pracującego pod wysoką temperaturą i wysokim ciśnieniem. Przedstawioną metodę zastosowano do grubościennego rurociągu pary i wyznaczono optymalny przebieg temperatury na wlocie do rurociągu. Na podstawie dokonanych obliczeń stwierdzono, że temperatura czynnika oraz współczynnik konwekcyjnego wnikania ciepła zmieniają się w kierunku przepływu. Stwierdzono, że uproszczenie zagadnienia przez założenie stałej temperatury i stałego współczynnika konwekcyjnego wnikania ciepła, na całej powierzchni wewnętrznej elementu, powoduje otrzymanie wyników wyraźnie różniących się od wyników uzyskanych podczas pełnej analizy CFD (Computational Fluid Dynamics).

*Pracę wpłynęła do redakcji w czerwcu 2009 r.*

## Literatura

- [1] Taler J., Duda P.: *Solving Direct And Inverse Heat Conduction Problems*. Springer-Verlag-Berlin-Heidelberg 2006.
- [2] Duda P., Taler J., Roos E.: *Inverse Method for Temperature and Stress Monitoring in Complex-Shape-Bodies*. Nuclear Engineering and Design, 3960, 2003.
- [3] Taler J., Węglowski B., Grądziel S., Duda P., Zima W.: *Monitoring of thermal stresses in pressure components of large steam boilers*. VGB KraftwerksTechnik 1, 2002.

- [4] Duda P.: *Monitorowanie ciepłno-wytrzymałościowych warunków pracy ciśnieniowych elementów urządzeń energetycznych*. Monografia Politechniki Krakowskiej, ser. Mechanika z. **81**, Kraków 2004.
- [5] Polak A. G., Mroczka J.: *Regularyzacja identyfikacji obiektów złożonych opisanych modelami nieliniowymi*. Kongres Metrologii, Kraków 2007.
- [6] Duda P., Dwornicka R.: *Optimization of heating and cooling operations of steam gate valve*. EngOpt 2008 – International Conference on Engineering Optimization, Rio de Janeiro 2008.
- [7] Richter F.: *Physikalische Eigenschaften von Stählen und ihre Temperaturabhängigkeit*. Stahleisen-Sonderberichte, Heft 10, Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1983.
- [8] Wegst C.: *Stahlschlüssel*. Verlag Stahlschlüssel Wegst GmbH, Marbach 2001.
- [9] Duda P., Mazurkiewicz G.: *Numeryczna metoda wyznaczania rozkładu temperatury i naprężeń w grubościennych rurociągach parowych*. Forum Energetyków GRE 2008, Szczyrk 2008.
- [10] Duda P., Mazurkiewicz G.: *Modelowanie numeryczne laminarnego przepływu masy i ciepła w przewodach cylindrycznych*. XX Jubileuszowy Zjazd Termodynamików Wrocław 2008.
- [11] *ANSYS User's Manual*. Revision 5.0 A.

### Optimization of heating operation of thick-walled steam pipeline

#### S u m m a r y

Optimization method of the thick-walled pipeline start-up from the cold state is presented. A coupled thermal-hydraulic and strain analysis is used together with Levenberg-Marquardt optimisation procedure for temperature distribution at inlet to the analysed element, at which differences between maximum thermal stresses appearing during heating process and allowable stresses reach maximum. In this algorithm the coupled thermal-fluid and thermal-strength problem is solved using the finite volume ANSYS-CFX software. The obtained temperature and stress distributions are compared with results from two methods applied only to solid element without CFD (Computational Fluid Dynamics) calculation. In the first method, fluid temperature and heat transfer coefficient are assumed to be constant in space at every time step. In the second method, fluid temperature and heat transfer coefficient vary in space and time. They are imported from CFD analysis.



ŁUKASZ NOGAL\*

Politechnika Warszawska  
Wydział Elektryczny  
Instytut Elektroenergetyki

## Sterowanie szeregowych urządzeń FACTS za pomocą sygnałów WAMS<sup>†</sup>

W pracy przedstawiono możliwość zastosowania sygnałów uzyskanych za pomocą WAMS (*wide area monitoring system*) do sterowania urządzeniami FACTS (*flexible alternating current transmission system*), w celu poprawy stabilności systemu elektroenergetycznego (SEE). Algorytm sterowania urządzeniami FACTS, zaproponowany w tej pracy, uwzględnia zmienne stanu ze wszystkich podsystemów. Algorytm ten został wyprowadzony przy wykorzystaniu bezpośredniej metody Lapunowa, dla liniowego wielomaszynowego modelu SEE. W celu udowodnienia skuteczności działania proponowanego algorytmu oraz słuszności założonej tezy stworzono modele matematyczne połączonych systemów elektroenergetycznych z uwzględnieniem szeregowych urządzeń FACTS w liniach wymiany międzysystemowej. Uzyskane wyniki symulacyjne oraz analiza modalna potwierdziły, iż zaproponowany algorytm w znaczącym stopniu przyczynia się do szybkiego wytłumienia kołysań mocy, w połączonym SEE, po wystąpieniu zakłócenia, jednocześnie przyczyniając się do zmniejszenia oscylacji częstotliwości. Dzięki zastosowaniu proponowanego algorytmu, można uzyskać poprawę stabilności systemu elektroenergetycznego, poprzez zmniejszenie kołysań wirników generatorów synchronicznych.

### Oznaczenia

$B$	–	przekładnia wzdłużna urządzenia FACTS
$D$	–	współczynnik tłumienia
$E'_i$	–	przejściowa siła elektromotoryczna za reaktancjami
$f$	–	częstotliwość
$\Delta f$	–	zmiana częstotliwości
$h_{ab}$	–	wzajemna moc synchronizująca pomiędzy końcami linii bez udziału urządzenia FACTS
$h'_{ab}$	–	wzajemna moc synchronizująca pomiędzy końcami linii wymiany z uwzględnieniem urządzenia FACTS
$j$	–	jednostka urojona, $j = \sqrt{-1}$
$M$	–	współczynnik bezwładności

---

\*E-mail: Lukasz.Nogal@ien.pw.edu.pl

<sup>†</sup>Artykuł oparty na rozprawie doktorskiej pt. „Sterowanie szeregowych urządzeń FACTS za pomocą sygnałów WAMS”, obronionej w Instytucie Elektroenergetyki Politechniki Warszawskiej 21 października 2009 r.; promotor prof. dr hab. inż. Jan Machowski.

$P$	–	moc czynna
$\Delta P$	–	zmiana mocy czynnej
$U$	–	napięcie
$\Delta U$	–	zmiana napięcia
$V_k$	–	energia kinetyczna
$V_p$	–	energia potencjalna
$X'_d$	–	reaktancja przejściowa danego generatora
$y$	–	przekładnia poprzeczna urządzenia FACTS
$\Delta$	–	argument (kąt napięcia)
$\underline{\eta}$	–	przekładnia zespolona urządzenia FACTS
$\omega$	–	pulsacja

### Wskaźniki dolne

$A, B, C$	–	oznaczenia podsystemów wchodzących w skład SEE
$a, b$	–	węzły początkowe i końcowe linii wymiany
$i, j$	–	numery węzłów
$G$	–	węzły generacyjne
$L$	–	węzły odbiorcze
–	–	podkreślenie oznacza liczby zespolone

## 1 Wstęp

W ostatnich latach na całym świecie zauważalne jest duże zainteresowanie automatyką przeciwwawaryjną, ze względu na znaczną liczbę awarii systemowych obejmujących swym zasięgiem bardzo duże obszary systemów [2,3,14,29–33,35]. Stabilności systemu elektroenergetycznego (SEE) poświęcono wiele prac, m.in. [17–19,24,23], jednak nadal jest to problem aktualny ze względu na konsekwencje jakie niesie ze sobą utrata stabilności przez SEE.

Jednym ze zjawisk powodujących niestabilność systemu elektroenergetycznego są kołysania wirników generatorów synchronicznych, obserwowane w SEE jako wolnozmiennie kołysania mocy oraz częstotliwości. Tłumienie tych kołysań zazwyczaj nie jest wystarczające. Już wiele lat temu stwierdzono istnienie tego problemu [1,13]. Ze względu na stałe czasowe regulatorów i zjawisk występujących w SEE, uwzględniając możliwości techniczne, urządzenia FACTS (ang. *flexible alternating current transmission system*) mogą być obecnie wykorzystane do tłumienia wolnozmiennych kołysań mocy i częstotliwości. Terminem FACTS określane są, przez IEEE (*Institute of Electrical and Electronics Engineers*), systemowe urządzenia energoelektroniczne bądź statyczne umożliwiające sterowanie przynajmniej jednym z parametrów charakteryzujących system elektroenergetyczny w celu umożliwienia lepszej sterowalności, oraz zwiększenia przepływu mocy danym ciągiem przesyłowym. W klasycznych rozwiązaniach algorytmy sterujące urządzeniami



FACTS zainstalowanymi w SEE opierają swoje działanie na pomiarach lokalnych [15,19]. Sterowanie takie jest wystarczające w stanach ustalonych, odpowiednie algorytmy działają również poprawnie w stanach nieustalonych [9,26,27,20], jednak poszukuje się jeszcze lepszego algorytmu działania.

W pracy przedstawiono algorytm sterowania urządzeniami oparty na sterowaniu za pomocą zmiennych stanu uzyskanych z systemu WAMS (ang. *wide area monitoring systems*). Oczekuje się, iż rozwiązanie oparte na pomiarach ze wszystkich systemów będzie skuteczniejsze w przypadku tłumienia wolnozmiennych kołysań mocy i częstotliwości. Systemy WAMS wykorzystują technologie pomiarowe oraz telekomunikacyjne w celu dostarczenia bardzo dokładnych pomiarów z szerokiego obszaru SEE. Pomiary te wykonywane są ze stosunkowo dużą częstotliwością, co umożliwia pomiary nawet w stanach dynamicznych. Możliwości tych systemów są dodatkowo rozszerzone również o funkcje sterowania i zabezpieczeń SEE.

Zdaniem autora niniejszej pracy możliwe jest opracowanie algorytmu sterowania szeregowymi urządzeniami FACTS, opierającego swoje działanie na zmiennych stanu, które przyczyni się do poprawy tłumienia kołysań mocy w liniach wymiany międzysystemowej, a tym samym do poprawy stabilności całego połączonego systemu elektroenergetycznego. Zaproponowany algorytm sterowania wyprowadzony został przy wykorzystaniu bezpośredniej (drugiej) metody Lapunowa, dla liniowego wielomaszynowego modelu SEE. Algorytm sterowania poprzez maksymalizację ujemnej wartości pochodnej funkcji Lapunowa powoduje znacznie szybszy powrót systemu elektroenergetycznego do stanu równowagi.

## 2 Urządzenia FACTS w systemie elektroenergetycznym

Dynamiczny rozwój energoelektroniki spowodował, że coraz częściej i coraz chętniej mówi się o szerokim zastosowaniu urządzeń FACTS. Dzięki tym urządzeniom możliwa jest regulacja napięcia, mocy czynnej i biernej oraz jej przepływów [7,10,12,16]. Zastosowanie urządzeń FACTS umożliwia także eliminację ograniczeń sieciowych, poprawę stabilności globalnej systemu, możliwy jest również wpływ na procesy regulacyjne, eliminacja wyższych harmonicznym [8]. Regulacja za pomocą tyrystorów ma przewagę nad tradycyjnymi rozwiązaniami jak transformatory regulacyjne i baterie kondensatorów ze względu na swoją szybkość i elastyczność regulacji. Ponadto dzięki swojej szybkości urządzenia typu FACTS mogą być wykorzystane w stanach nieustalonych występujących w systemie elektroenergetycznym [5,6,11,21,25–28,34].

Urządzenia szeregowe, podobnie jak tradycyjne transformatory dodawcze, zmieniając kąt obciążenia służą do zmiany przepływów w SEE. Do urządzeń szeregowych można zaliczyć m.in. TCPS (ang. *thyristor-controlled phase shifter*) oraz UPFC (ang. *unified power flow controller*).

### 3 Rozległe systemy pomiarowe WAMS

W ośrodkach naukowo-badawczych na całym świecie podjęto próby opracowania i wdrożenia nowych systemów automatyki przeciwawaryjnej [4], które zdolne byłyby do ograniczenia ilości awarii systemowych obejmujących swym zasięgiem bardzo duże obszary. W ogólnej koncepcji mogłyby się one opierać na wykorzystaniu rozległych systemów pomiarowych WAMS wyposażonych w szybkie łącza telekomunikacyjne.

Urządzenia pomiarowe wchodzące w skład systemu WAMS zazwyczaj mają własne, wbudowane, bardzo dokładne zegary kwarcowe. Zegary te są dostrajane za pomocą urządzeń synchronizujących, przy czym urządzenia te mogą otrzymywać wzorce czasu z naziemnych stacji radiowych lub z satelitarnego systemu GPS (ang. *global positioning system*). System ten jest zdolny do dostarczenia czasu wzorcowego z dokładnością 100–500 ns, co jest wartością zupełnie wystarczającą na potrzeby automatyki elektroenergetycznej i urządzeń zabezpieczeniowych.

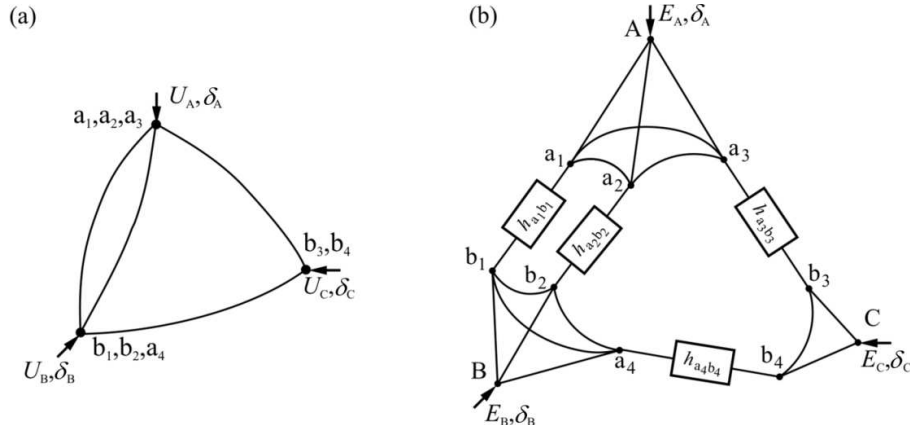
Dokładna synchronizacja zegarów urządzeń systemu WAMS jest wykorzystywana do pomiaru amplitud i faz, czyli fazorów napięć i prądów. W tej pracy WAMS wykorzystywany jest do przesyłu pomiarów lokalnych zmian częstotliwości  $\Delta f$  w podsystemach. Przy czym ważna jest synchronizacja tych pomiarów w czasie.

### 4 Model systemu elektroenergetycznego

Dla potrzeb rozważań w dalszej części pracy niezbędny jest model kilku połączonych ze sobą SEE. W celu uproszczenia wyprowadzeń przyjęto SEE składający się z trzech podsystemów, jednak wyprowadzenia te można łatwo uogólnić na dowolną liczbę połączonych podsystemów.

W wielu pracach i publikacjach dotyczących regulacji i stabilności dla takiego SEE przyjmuje się schemat zastępczy jak na rys. 1a. Aby dobrze odwzorować zjawiska zachodzące w SEE w trakcie kołysań mocy dla potrzeb pracy opracowano dokładniejszy model oparty na schemacie zastępczym jak na rys. 1b. W modelu tym odwzorowano odrębnie (bez zwierania) węzły końcowe linii powiązań, zaś sieci przesyłowej każdego podsystemu przyporządkowano sieć zastępczą składa-

jąca się z zastępczych linii łączących węzły końcowe linii powiązań oraz z linii zastępczych łączących te węzły z zastępczym źródłem napięciowym. Zastępczym źródłem napięciowym przyporządkowane są właściwości dynamiczne odpowiadające zastępczym zespołom wytwórczym. Model oparty na takim schemacie można otrzymać na podstawie pełnego modelu sieci SEE za pomocą przekształceń sieciowych polegających na eliminacji węzłów odbiorczych oraz agregacji węzłów wytwórczych przy założeniu koherencji elektromechanicznej generatorów w każdym z podsystemów.



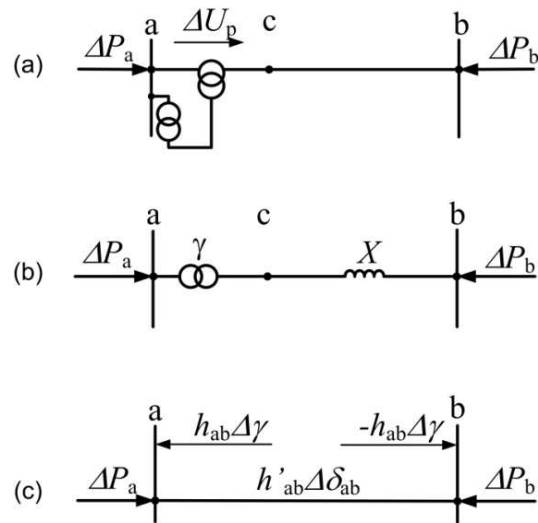
Rysunek 1. Schemat połączeń w przyjętym SEE: (a) schemat połączeń uproszczony, (b) schemat połączeń rozbudowany

Wyznaczając parametry dynamiczne zastępczych zespołów wytwórczych oraz transmitancję zastępczą każdego systemu założono, iż generatory synchroniczne reprezentowane są równaniami ruchu wirników oraz źródłami napięcia w postaci przejściowej siły elektromotorycznej (1) za reaktancjami przejściowymi generatorów  $X'_d$ :

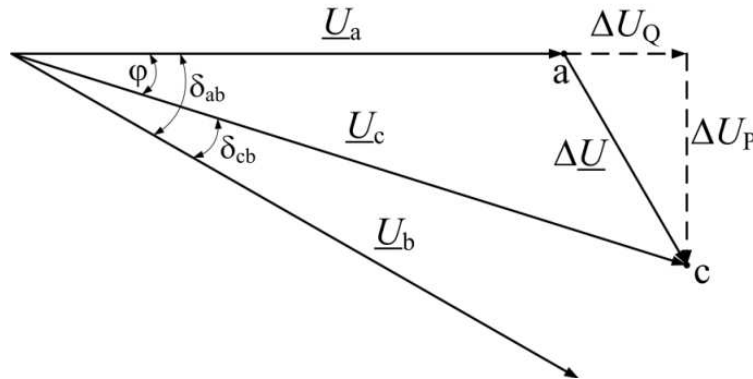
$$\underline{E}_i = E'_i e^{j\delta_i} , \quad (1)$$

gdzie:  $E'_i$  – przejściowa siła elektromotoryczna za reaktancjami przejściowymi generatorów  $X'_d$ ,  $j = \sqrt{-1}$  – jednostka urojona,  $\delta_i$  – argument przejściowej siły elektromotorycznej,  $i$  – indeks oznaczający  $i$ -ty węzeł, podkreślenie oznacza liczbę zespoloną.

Na potrzeby niniejszej pracy do rozważań przyjęto kołysania mocy czynnej w liniach powiązań międzysystemowych. Sposób tworzenia modelu przyrostowego linii wymiany przedstawia rys. 2.



Rysunek 2. Etapy tworzenia modelu przyrostowego dla linii wymiany z urządzeniem FACTS: (a) linia wymiany z FACTS, (b) model admitancyjny z idealną przekładnią, (c) model przyrostowy linii wymiany



Rysunek 3. Wykres wskazowy dla schematu zastępczego z rys. 2

Napięcie dodawcze jest proporcjonalne do napięcia w punkcie przyłączenia:

$$\Delta U_P = \gamma U_a, \quad \Delta U_Q = \beta U_a, \quad (2)$$

gdzie:  $\Delta U_P$  – zmiana składowej czynnej napięcia dodawczego,  $\Delta U_Q$  – zmiana składowej biernej napięcia dodawczego,  $U_a$  – napięcie w węźle przyłączenia urządzenia FACTS. Zmienne  $\beta$  i  $\gamma$ , reprezentujące przekładnię wzdłużną i przekładnię

poprzeczną, są parametrami regulowanymi przez urządzenie UPFC. Dla uproszczenia rozważań zostały pominięte rezystancje transformatora i linii.

Na podstawie wykresu przedstawionego na rys. 3 można zapisać zależności:

$$\sin \varphi = \frac{\Delta U_P}{U_c} = \frac{\gamma U_a}{U_c} = \gamma \frac{1}{|\underline{\eta}|}, \quad \cos \varphi = \frac{U_a + \beta U_a}{U_c} = (1 + \beta) \frac{1}{|\underline{\eta}|}, \quad \delta_{cb} = \delta_{ab} - \varphi, \quad (3)$$

gdzie:  $\varphi$  – kąt pomiędzy napięciami w punkcie **a** i **c** modelu,  $U_c$  – moduł napięcia w węźle **c** modelu,  $\underline{\eta}$  – przekładnia urządzenia FACTS,  $\delta_{cb}$  – kąt obciążenia linii łączącej węzły **c** i **b**,  $\delta_{ab}$  – kąt obciążenia linii łączącej węzły **a** i **b**.

Patrząc na sieć od strony węzła **a** można zapisać, iż:

$$P_a = P_{ab} = P_{cb} = \frac{U_c U_b}{X} \sin \delta_{cb}, \quad (4)$$

gdzie:  $P_a$  – moc czynna wpływająca do węzła **a**,  $P_{ab}$  – moc czynna płynąca pomiędzy węzłami **a** i **b**,  $P_{cb}$  – moc czynna płynąca pomiędzy węzłami **a** i **c**,  $X$  – reaktancja ciągu przesyłowego pomiędzy węzłami **a** i **b** (patrz rys. 2). Uwzględniając zaś zależności (3) oraz (2) otrzymuje się wzór na moc czynną płynącą linią wymiany pomiędzy węzłami **a** i **b** z uwzględnieniem przekładni urządzenia FACTS:

$$P_{ab} = P_{cb} = \frac{U_c U_b}{X} \sin(\delta_{ab} - \varphi) = \frac{|\underline{\eta}| U_a U_b}{X} (\sin \delta_{ab} \cos \varphi - \cos \delta_{ab} \sin \varphi). \quad (5)$$

Przyjmując

$$b_{ab} = \frac{U_a U_b}{X} \quad (6)$$

otrzymano

$$P_{ab} = b_{ab} \sin \delta_{ab} - b_{ab} \cos \delta_{ab} \gamma(t) + b_{ab} \sin \delta_{ab} \beta(t). \quad (7)$$

Dla podkreślenia zmienności w czasie parametrów  $\gamma$  i  $\beta$  zostały one zapisane w postaci  $\gamma(t)$  i  $\beta(t)$ .

W rozważanym przykładzie znacząca jest tylko regulacja poprzeczna, gdyż rozpatrywany jest przypadek regulacji wymiany mocy czynnej, czyli  $\gamma \neq 0$ , natomiast  $\beta = 0$ . Zatem wzór (7) przyjmuje postać:

$$P_{ab} = b_{ab} \sin \delta_{ab} - b_{ab} \cos \delta_{ab} \gamma(t). \quad (8)$$

Dla określonego punktu pracy, danej chwili czasowej zmienne występujące we wzorze przyjmują wartości:  $(\hat{P}_{ab}, \hat{\delta}, \hat{\gamma})$ . Zapisując zależność (8) dla tych wartości otrzymuje się

$$\hat{P}_{ab} = b_{ab} \sin \hat{\delta}_{ab} - b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} \hat{\gamma}, \quad (9)$$

gdzie  $\hat{P}_{ab}$  – moc czynna mocy wymiany w linii pomiędzy węzłami **a** i **b** w danej chwili czasowej,  $\hat{\delta}_{ab}$  – kąt obciążenia linii w danej chwili czasowej,  $\hat{\gamma}$  – przekładnia poprzeczna urządzenia FACTS w danej chwili czasowej. Warto zaznaczyć iż w tym przypadku te same funkcje co urządzenie UPFC może spełnić urządzenie TCPS, gdyż istotna jest tylko poprzeczna składowa napięcia, czyli prostopadła do napięcia w punkcie przyłączenia.

Urządzenie UPFC zainstalowane jest w linii łączącej punkty **a** i **b**. Ponieważ moc płynąca w linii zależy jednocześnie od kąta obciążenia  $\delta_{ab}$  oraz od przekładni poprzecznej  $\gamma(t)$  urządzenia FACTS, zatem po zróżniczkowaniu względem tych zmiennych w najbliższym otoczeniu określonego punktu pracy otrzymywana jest zmiana mocy wymiany w linii pomiędzy węzłami **a** i **b** (początek, koniec)

$$\Delta P_{ab} = \left. \frac{\partial P_{ab}}{\partial \delta_{ab}} \right|_{\delta_{ab}=\hat{\delta}_{ab}} \Delta \delta_{ab} + \left. \frac{\partial P_{ab}}{\partial \gamma} \right|_{\gamma=\hat{\gamma}} \Delta \gamma, \quad (10)$$

gdzie:  $\Delta \delta_{ab}$  – zmiana kąta obciążenia,  $\Delta \gamma$  – zmiana przekładni poprzecznej urządzenia FACTS.

Po podstawieniu do zależności (10) równania (9) i zróżniczkowaniu otrzymuje się

$$\Delta P_{ab} = \left( b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} + \hat{\gamma} b_{ab} \sin \hat{\delta}_{ab} \right) \Delta \delta_{ab} - \left( b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} \right) \Delta \gamma. \quad (11)$$

W celu uproszczenia dalszych rozważań wygodnie jest przekształcić zależność (9) w następujący sposób:

$$\hat{\gamma} \hat{P}_{ab} = \hat{\gamma} b_{ab} \sin \hat{\delta}_{ab} - \hat{\gamma}^2 b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab}, \quad \hat{\gamma} b_{ab} \sin \hat{\delta}_{ab} = \hat{\gamma} \hat{P}_{ab} + \hat{\gamma}^2 b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab}, \quad (12)$$

i następnie podstawić otrzymaną zależność (12) do (11):

$$\begin{aligned} \Delta P_{ab} &= \left( b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} + \hat{\gamma} \hat{P}_{ab} + \hat{\gamma}^2 b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} \right) \Delta \delta_{ab} - \left( b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} \right) \Delta \gamma \\ &= \left[ (1 + \hat{\gamma}^2) \left( b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} \right) + \hat{\gamma} \hat{P}_{ab} \right] \Delta \delta_{ab} - \left( b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab} \right) \Delta \gamma. \end{aligned} \quad (13)$$

Można wyznaczyć również wzajemną moc synchronizującą pomiędzy końcami linii bez udziału urządzenia FACTS różniczkując zależność (11), dla  $\gamma = 0$ :

$$h_{ab} = \left. \frac{\partial P_{ab}}{\partial \delta_{ab}} \right|_{\delta_{ab}=\hat{\delta}_{ab}, \hat{\gamma}=0} = b_{ab} \cos \hat{\delta}_{ab}. \quad (14)$$

W rezultacie otrzymuje się wzór na zmianę mocy wymiany:

$$\Delta P_{ab} = \left[ (1 + \hat{\gamma}^2) h_{ab} + \hat{\gamma} \hat{P}_{ab} \right] \Delta \delta_{ab} - h_{ab} \Delta \gamma. \quad (15)$$

Przyjmując dodatkowo oznaczenie

$$h'_{ab} = (1 + \hat{\gamma}^2) h_{ab} + \hat{\gamma} \hat{P}_{ab}, \quad (16)$$

gdzie  $h'_{ab}$  odpowiada wzajemnej mocy synchronizującej pomiędzy końcami linii wymiany z uwzględnieniem wpływu urządzenia FACTS z regulacją poprzeczną, otrzymuje się wzór końcowy na moc w linii wymiany z zainstalowanym urządzeniem do regulacji przepływu mocy:

$$\Delta P_{ab} = h'_{ab} \Delta \delta_{ab} - h_{ab} \Delta \gamma. \quad (17)$$

Moc płynąca linią, dana zależnością (17) równa jest mocy wpływającej do węzła **a**, zatem można zapisać:

$$\Delta P_a = \Delta P_{ab} = h_{ab}' \Delta \delta_{ab} - h_{ab} \Delta \gamma \quad \text{lub} \quad \Delta P_a + h_{ab} \Delta \gamma = h_{ab}' \Delta \delta_{ab}. \quad (18)$$

Patrząc natomiast na układ przesyłowy od strony węzła **b**, można zapisać:

$$\Delta P_b = -\Delta P_a = -\Delta P_{ab} = -h_{ab}' \Delta \delta_{ab} + h_{ab} \Delta \gamma \quad \text{lub} \quad \Delta P_b - h_{ab} \Delta \gamma = -h_{ab}' \Delta \delta_{ab}. \quad (19)$$

Uwzględniając fakt, iż  $\Delta \delta_{ab} = \Delta \delta_a - \Delta \delta_b$  (gdzie  $\Delta \delta_a$  i  $\Delta \delta_b$  oznaczają odpowiednio zmianę argumentu napięcia na początku i końcu linii wymiany) równania (18) oraz (19) można zapisać w postaci macierzowej:

$$\begin{bmatrix} \Delta P_a + h_{ab} \Delta \gamma \\ \Delta P_b - h_{ab} \Delta \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h'_{ab} & -h'_{ab} \\ -h'_{ab} & h'_{ab} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_a \\ \Delta \delta_b \end{bmatrix}. \quad (20)$$

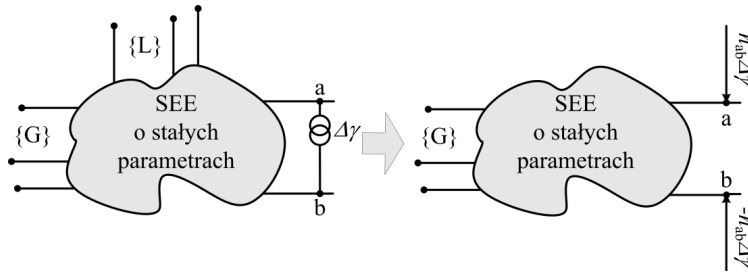
W modelu przyrostowym linii węzły **a** i **b** połączone są linią zastępczą, w której zmiana mocy równa jest  $h_{ab}' \Delta \delta_{ab}$ , czyli zależy od różnicy kątów na obu końcach linii. W węzłach **a** i **b** moc wynikająca z regulacji przekładni poprzecznej  $\gamma(t)$  reprezentowana jest jako zastrzyki mocy  $h_{ab} \Delta \gamma$ . W węźle **a** zastrzyk mocy ma znak dodatni  $+h_{ab} \Delta \gamma$ , natomiast w węźle **b** ujemny  $-h_{ab} \Delta \gamma$ , zgodnie z równaniem (20) opisującym model przyrostowy. Odpowiedni schemat pokazano na rys. 2c. Prostota tego modelu polega na tym, iż zmiany przekładni poprzecznej urządzenia FACTS zostały odwzorowane jako zastrzyki mocy w węzłach, nie zmieniają się natomiast parametry gałęzi. W klasycznym modelu admitancyjnym, przy odwzorowaniu zmiany przekładni poprzecznej, urządzeniu FACTS o przekładni  $\underline{\eta} = 1 + j\gamma$  odpowiada czwórnik typu II, w którym zarówno gałąź wzdłużna jak i gałęzie poprzeczne zależą od  $\underline{\eta}$ . Przedstawiony model przyrostowy znacząco ułatwia dalsze prace nad modelem SEE z uwzględnieniem urządzeń FACTS w liniach powiązań międzysystemowych.

Moce węzłowe w przypadku systemu elektroenergetycznego, są nieliniową funkcją napięcia oraz kątów. W przypadku analiz, gdzie nie następuje duża zmiana napięcia, w otoczeniu punktu pracy można dokonać linearyzacji funkcji mocy. Można zatem zapisać [19]:

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}(\mathbf{U}, \delta) . \quad (21)$$

gdzie  $P$  oznacza moc czynną w liniach, przedstawioną jako funkcję modułu napięcia  $U$  i jego argumentu  $\delta$ , ponieważ  $P = \frac{U_a U_b}{X_{ab}} \sin \delta_{ab}$ .

Proces tworzenia modelu przyrostowego sieci z uwzględnieniem urządzenia FACTS o regulacji poprzecznej został przedstawiony na rys. 4. W modelu występują węzły odbiorcze  $\{L\}$ , wytwórcze  $\{G\}$  oraz, oznaczone jako  $\mathbf{a}$  i  $\mathbf{b}$ , węzły na początku i końcu linii wymiany z zainstalowanym urządzeniem FACTS.



Rysunek 4. Przekształcenie modelu sieci przesyłowej

System elektroenergetyczny w tym modelu odwzorowany jest za pomocą admittancji odpowiednich gałęzi, natomiast linia z urządzeniem FACTS za pomocą admittancji gałęzi oraz przekładni. Po przejściu na model przyrostowy układ opisuje macierz  $\mathbf{H}$ . Macierz  $\mathbf{H}$  jest macierzą Jacobiego opisującą model systemu elektroenergetycznego poddanego linearyzacji, składającą się z pochodnych cząstkowych mocy czynnych po argumentach napięć:

$$H_{ij} = \frac{\partial P_i}{\partial \delta_j} = -U_i U_j \left[ B_{ij} \cos(\delta_i - \delta_j) - G_{ij} \sin(\delta_i - \delta_j) \right] ,$$

$$H_{ii} = \frac{\partial P_i}{\partial \delta_i} = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n U_i U_j \left[ B_{ij} \cos(\delta_i - \delta_j) - G_{ij} \sin(\delta_i - \delta_j) \right] .$$

Uwzględnia ona również gałąź  $h'_{ab}$ , jak wynika z modelu przedstawionego na rys. 2. Ponadto na początku  $\mathbf{a}$  oraz końcu  $\mathbf{b}$  linii wymiany wprowadzono węzłowe zastrzyki mocy, również zgodnie z modelem z rys. 2. Ponieważ odbiory zastąpione



są stałymi admitancjami w węzłach odbiorczych nie występują żadne moce węzłowe. W rezultacie równanie opisujące układ może być zapisane w następującej postaci:

$$\begin{matrix} \{G\} \\ a \\ b \\ \{L\} \end{matrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{P}_G \\ +h_{ab}\Delta\gamma \\ -h_{ab}\Delta\gamma \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \cong \mathbf{H} \begin{bmatrix} \Delta\delta_G \\ \Delta\delta_a \\ \Delta\delta_b \\ \Delta\delta_L \end{bmatrix}, \quad (22)$$

gdzie:  $\Delta \mathbf{P}_G$  – zmiana mocy czynnej w węzłach generacyjnych,  $\Delta\delta_G$  – zmiana kąta napięcia w węzłach generacyjnych,  $\Delta\delta_L$  – zmiana kąta napięcia w węzłach odbiorczych. Warto zaznaczyć, iż  $h'_{ab}$  uwzględnione jest w macierzy  $\mathbf{H}$  zgodnie z zależnościami przedstawionym na rys. 2 i 4.

Po eliminacji węzłów odbiorczych równanie (22) przyjmuje postać:

$$\begin{matrix} \{G\} \\ a \\ b \end{matrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{P}_G \\ +h_{ab}\Delta\gamma \\ -h_{ab}\Delta\gamma \end{bmatrix} \cong \left[ \begin{array}{c|cc} \mathbf{H}_{GG} & \mathbf{H}_{Ga} & \mathbf{H}_{Gb} \\ \mathbf{H}_{aG} & H_{aa} & H_{ab} \\ \mathbf{H}_{bG} & H_{ba} & H_{bb} \end{array} \right] \begin{bmatrix} \Delta\delta_G \\ \Delta\delta_a \\ \Delta\delta_b \end{bmatrix}. \quad (23)$$

Eliminacja węzłów odbiorczych została przeprowadzona metodą częściowej inwersji, zostaje zatem odpowiednio zmieniona macierz  $\mathbf{H}$ . Korzystając następnie z tej samej metody równanie (23) zostaje przekształcone do postaci dwóch równań:

$$\Delta \mathbf{P}_G \cong \mathbf{H}_G \Delta\delta_G + [\mathbf{K}_{Ga} \quad \mathbf{K}_{Gb}] \begin{bmatrix} +h_{ab}\Delta\gamma \\ -h_{ab}\Delta\gamma \end{bmatrix}, \quad (24)$$

$$\begin{bmatrix} \Delta\delta_a \\ \Delta\delta_b \end{bmatrix} \cong - \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{aG} \\ \mathbf{K}_{bG} \end{bmatrix} \Delta\delta_G + \begin{bmatrix} H_{aa} & H_{ab} \\ H_{ba} & H_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} +h_{ab}\Delta\gamma \\ -h_{ab}\Delta\gamma \end{bmatrix}, \quad (25)$$

przy czym przyjęto następujące oznaczenia:

$$\mathbf{H}_G = \mathbf{H}_{GG} - [\mathbf{H}_{Ga} \quad \mathbf{H}_{Gb}] \begin{bmatrix} H_{aa} & H_{ab} \\ H_{ba} & H_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{H}_{aG} \\ \mathbf{H}_{bG} \end{bmatrix}, \quad (26)$$

$$[\mathbf{K}_{Ga} \quad \mathbf{K}_{Gb}] = [\mathbf{H}_{Ga} \quad \mathbf{H}_{Gb}] \begin{bmatrix} H_{aa} & H_{ab} \\ H_{ba} & H_{bb} \end{bmatrix}^{-1}, \quad (27)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{aG} \\ \mathbf{K}_{bG} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{aa} & H_{ab} \\ H_{ba} & H_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{H}_{aG} \\ \mathbf{H}_{bG} \end{bmatrix}. \quad (28)$$

Równanie (24) opisuje zmianę mocy wytwarzanej przez generatory  $\Delta \mathbf{P}_G$  wskutek zmiany przekładni poprzecznej  $\Delta\gamma$  urządzenia FACTS. Z tego względu wszystkie użyte oznaczenia posiadają indeks G. Równanie (25) określa natomiast zmiany

kąta na początku  $\mathbf{a}$  i na końcu  $\mathbf{b}$  linii wymiany w której zainstalowano szeregowe urządzenie FACTS.

Uwzględniając fakt, iż zastrzyki mocy  $h_{ab}\Delta\gamma$  w równaniu (24) są identyczne co do wartości lecz różnią się tylko znakiem można otrzymać równanie macierzowe zmiany mocy wytworzonej przez generatory w postaci:

$$\Delta\mathbf{P}_G \cong \mathbf{H}_G\Delta\delta_G + (\mathbf{K}_{Ga} - \mathbf{K}_{Gb})h_{ab}\Delta\gamma, \quad (29)$$

które po zastosowaniu oznaczenia:

$$\Delta\mathbf{K}_{ab} = \mathbf{K}_{Ga} - \mathbf{K}_{Gb}, \quad (30)$$

przyjmuje formę

$$\Delta\mathbf{P}_G \cong \mathbf{H}_G\Delta\delta_G + \Delta\mathbf{K}_{ab}h_{ab}\Delta\gamma. \quad (31)$$

Z równania macierzowego (31) dla dowolnego zespołu wytwórczego w SEE otrzymuje się zależność określającą zmianę mocy czynnej  $i$ -tego generatora w systemie elektroenergetycznym

$$\Delta P_i \cong \sum_{j \in \{G\}} H_{ij}\Delta\delta_j + (K_{ia} - K_{ib})h_{ab}\Delta\gamma, \quad (32)$$

gdzie  $\Delta P_i$  jest zmianą mocy czynnej  $i$ -tego generatora,  $i$  oznacza któryś z kolei ze zbioru generatorów w systemie elektroenergetycznym. Warto zwrócić uwagę, iż jeśli  $K_{ia} \cong K_{ib}$ , to zmiany przekładni poprzecznej  $\Delta\gamma$  urządzenia FACTS nie będą miały wpływu na dany generator, ponieważ jak łatwo zauważyć druga część wzoru (29) zeruje się. Innymi słowy moc tego generatora nie jest sterowalna za pomocą danego urządzenia FACTS.

## 5 Algorytm sterowania urządzenia FACTS za pomocą zmiennych stanu uzyskanych przy użyciu WAMS

Równania ruchu wirnika zespołu wytwórczego są równaniami nieliniowymi i mają postać

$$M_i \frac{d\Delta\omega_i}{dt} = -\Delta P_i - D_i \Delta\omega_i, \quad \frac{d\Delta\delta_i}{dt} = \Delta\omega_i, \quad (33)$$

gdzie  $M_i$  jest współczynnikiem bezwładności  $i$ -tego wirnika zespołu wytwórczego,  $D$  jest współczynnikiem tłumienia, natomiast  $\Delta\omega_i$  jest względną prędkością wirowania  $i$ -tego wirnika a  $P_i$  mocą czynną  $i$ -tego generatora,  $\Delta\delta_i$  jest zmianą kąta  $i$ -tego wirnika generatora,  $t$  czasem;  $i$  oznacza  $i$ -ty zespół wytwórczy w danym systemie elektroenergetycznym.

Ponieważ przyjęto zlinearyzowany model przyrostowy SEE, równania ruchu wirnika również należy zlinearyzować. W modelu SEE operuje się równaniami macierzowymi, wygodnie jest więc do dalszych rozważań zapisać w takiej postaci również równania ruchu wirnika. Zatem dla zbioru generatorów  $i \in \{G\}$  otrzymuje się

$$\Delta \dot{\delta}_G = \Delta \omega_G , \quad (34)$$

$$\mathbf{M} \Delta \dot{\omega}_G = -\Delta \mathbf{P}_G - \mathbf{D} \Delta \omega_G , \quad (35)$$

gdzie  $\mathbf{M}$  jest macierzą diagonalną współczynników bezwładności, natomiast  $\mathbf{D}$  jest macierzą diagonalną współczynników tłumienia,  $\Delta \delta_G$  macierzą kolumnową zmian kątów,  $\Delta \omega_G$  macierzą kolumnową zmian prędkości wirników,  $\Delta \mathbf{P}_G$  macierzą kolumnową zmian mocy czynnej generatorów, a kropka nad znakiem oznacza pochodną po czasie.

Podstawiając do równania ruchu wirnika (35) zależność opisującą zmiany mocy czynnej generatorów (28) otrzymuje się zależność:

$$\mathbf{M} \Delta \dot{\omega}_G = -\mathbf{H}_G \Delta \delta_G - \mathbf{D} \Delta \omega_G - \Delta \mathbf{K}_{ab} h_{ab} \Delta \gamma(t) . \quad (36)$$

Jak zostało wcześniej opisane parametr ten oddziałuje na poszczególne generatory proporcjonalnie do współczynnika

$$\Delta K_i h_{ab} = (K_{ia} - K_{ib}) h_{ab} . \quad (37)$$

Zatem zasadniczym problemem do rozwiązania w algorytmie sterowania szeregowego urządzenia FACTS za pomocą zmiennych stanu, jest określenie w jaki sposób ma się zmieniać  $\Delta \gamma(t)$ , by działanie algorytmu w stanach nieustalonych przyczyniało się do tłumienia kołysań wirników zespołów wytwórczych. W celu rozwiązania tego problemu i wyprowadzenia algorytmu sterowania zostanie wykorzystana bezpośrednia (druga) metoda Lapunowa. Dla układów nieliniowych jako funkcja Lapunowa używana jest energia całkowita układu, dana zależnością:

$$V(\delta, \omega) = V_K + V_P , \quad (38)$$

gdzie  $V(\delta, \omega)$  jest funkcją energii całkowitej układu,  $V_K$  energią kinetyczną, natomiast  $V_P$  energią potencjalną. Analiza funkcji energii dla SEE została przedstawiona m.in. w pracy [22].

Dla zlinearyzowanego układu energię całkowitą wyraża się poprzez przyrosty kątów oraz przyrosty prędkości wirników. Odpowiada to rozwinięciu funkcji (38) w szereg Taylora w otoczeniu punktu pracy układu. Dla danej funkcji skalarnej  $V(x)$  jej przyrost w otoczeniu punktu stacjonarnego jest równy połowie formy

kwadratowej zbudowanej na Hesjanie tej funkcji. Hesjan energii potencjalnej jest równy macierzy Jacobiego mocy czynnych generatorów:

$$\left[ \frac{\partial^2 V_P}{\partial \delta_i \partial \delta_j} \right] = \left[ \frac{\partial P_i}{\partial \delta_j} \right] = \mathbf{H}_G . \quad (39)$$

Uwzględniając ten fakt można zapisać:

$$\Delta V_P = \frac{1}{2} \Delta \delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta \delta_G , \quad (40)$$

gdzie górny wskaźnik  $T$  oznacza macierz transponowaną. Można wykazać, że w stabilnym punkcie równowagi macierz  $\mathbf{H}_G$  jest dodatnio określona [18]. Z tego wynika, iż forma kwadratowa dana zależnością (40) jest również dodatnio określona.

Analogiczną zależność, jak dla energii potencjalnej, można również wyprowadzić dla energii kinetycznej:

$$\Delta V_K = \frac{1}{2} \Delta \omega_G^T \mathbf{M} \Delta \omega_G . \quad (41)$$

Zależność (41) jest również formą kwadratową, ale zbudowaną z wektora zmian prędkości  $\Delta \omega_G$  oraz macierzy diagonalnej współczynników bezwładności  $\mathbf{M}$ . Macierz ta jest dodatnio określona, zatem forma kwadratowa (41) jest również dodatnio określona.

Analogicznie do zależności (38) zmiana całkowitej energii układu dana jest zależnością:

$$\Delta V(\delta, \omega) = \Delta V_K + \Delta V_P . \quad (42)$$

Po podstawieniu do równania (42) zależności (40) i (41) otrzymuje się

$$\Delta V = \Delta V_P + \Delta V_K = \frac{1}{2} \Delta \omega_G^T \mathbf{M} \Delta \omega_G + \frac{1}{2} \Delta \delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta \delta_G . \quad (43)$$

Funkcja Lapunowa musi być funkcją dodatnio określoną. Funkcja (43) jest dodatnio określona ponieważ jest sumą dwóch dodatnio określonych funkcji (40) oraz (41). Ponadto pochodna funkcji Lapunowa w czasie powinna być ujemnie określona w punkcie pracy układu.

Poniżej zostanie wykazane, że przy pominięciu sterowania urządzeniem FACTS z regulacją poprzeczną  $\Delta \gamma = 0$ , pochodna funkcji (43) będzie ujemnie określona. Podstawiając w równaniu ruchu (36) zerową wartość funkcji sterującej eliminacji ulega ostatni składnik tego wzoru:

$$\mathbf{M} \Delta \dot{\omega}_G = -\mathbf{H}_G \Delta \delta_G - \mathbf{D} \Delta \omega_G . \quad (44)$$

Ponieważ we wcześniejszych rozważaniach używano postaci transponowanej równań, korzystnie będzie i w tym przypadku przekształcić równanie (44) do postaci transponowanej, w celu późniejszego podstawienia:

$$\Delta\dot{\omega}_G^T \mathbf{M} = -\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G - \Delta\omega_G^T \mathbf{D}. \quad (45)$$

Różniczkując następnie funkcje energii kinetycznej (41) względem czasu, otrzymuje się

$$\Delta\dot{V}_K = \frac{1}{2}\Delta\dot{\omega}_G^T \mathbf{M} \Delta\omega_G + \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{M} \Delta\dot{\omega}_G. \quad (46)$$

Podstawiając do równania na pochodną energii kinetycznej (46), za składnik  $\Delta\dot{\omega}_G^T \mathbf{M}$ , wyprowadzoną wcześniej zależność (45) oraz za  $\mathbf{M} \Delta\dot{\omega}_G$  zależność (44) otrzymuje się

$$\begin{aligned} \Delta\dot{V}_K &= -\frac{1}{2}\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta\omega_G - \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G - \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{H}_G \Delta\delta_G - \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G \\ &= -\frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{H}_G \Delta\delta_G - \frac{1}{2}\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta\omega_G - \Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G, \end{aligned} \quad (47)$$

$$\Delta\dot{V}_P = \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{H}_G \Delta\delta_G + \frac{1}{2}\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta\omega_G. \quad (48)$$

Różniczkując równanie na energię potencjalną (40) oraz porównując wzory (48) oraz przekształconą zależność (47) można zauważyć fakt, że wzory częściowo pokrywają się. Dwa pierwsze składniki wzoru na pochodną energii kinetycznej są identyczne co do wartości jak we wzorze na pochodną energii potencjalnej, różnią się tylko znakiem. Różnica ta może być wytłumaczona ciągłą zamianą energii potencjalnej na kinetyczną i odwrotnie, podczas kołysania wirnika zespołu wytwórczego. Oczywiście wymiana ta nigdy by się nie zakończyła gdyby nie tłumienie.

Dodając stronami (47) oraz (48) otrzymuje się

$$\Delta\dot{V} = \Delta\dot{V}_K + \Delta\dot{V}_P = -\Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G. \quad (49)$$

Przed składnikami wzoru stoi znak minus, a macierz  $\mathbf{D}$  jest dodatnio określona, zatem w rezultacie zależność (49) jest ujemnie określona.

Zostało więc udowodnione, iż funkcja (43) spełnia wszystkie kryteria, by móc ją przyjąć jako funkcję Lapunowa dla układu opisanego równaniami (33). Jednocześnie przy jej użyciu można wyprowadzić algorytm sterowania urządzeniem FACTS za pomocą zmiennych stanu. Chcąc wyprowadzić taki algorytm należy przyjąć  $\Delta\gamma(t) \neq 0$ , jednocześnie zapewniając by układ pozostał stabilny. Czyli by

pochozna funkcji Lapunowa pozostała w każdym przypadku ujemnie określona. Zapisując równanie (36) w postaci transponowanej otrzymuje się

$$\Delta\dot{\omega}_G^T \mathbf{M} = -\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G - \Delta\omega_G^T \mathbf{D} - \Delta\mathbf{K}_{ab}^T h_{ab} \Delta\gamma(t). \quad (50)$$

Podstawiając analogicznie jak w poprzednim przypadku do wzoru na pochodną energii kinetycznej (47) za równanie (48) oraz za  $\mathbf{M}\Delta\dot{\omega}_G$  równanie (36) otrzymuje się

$$\begin{aligned} \Delta\dot{V}_K = & -\frac{1}{2}\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta\omega_G - \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{H}_G \Delta\delta_G - \Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G + \\ & -\frac{1}{2}(\Delta\mathbf{K}_{ab}^T \Delta\omega_G + \Delta\omega_G^T \Delta\mathbf{K}_{ab}) h_{ab} \Delta\gamma(t). \end{aligned} \quad (51)$$

Dwa ostatnie składniki wzoru (51) są jednakowe, gdyż

$$\Delta\mathbf{K}_{ab}^T \Delta\omega_G = \Delta\omega_G^T \Delta\mathbf{K}_{ab} = \sum_{i \in \{G\}} \Delta K_i \Delta\omega_i = \sum_{i \in \{G\}} (K_{ia} - K_{ib}) \Delta\omega_i. \quad (52)$$

Dlatego równanie (51) można przekształcić uzyskując poniższą zależność:

$$\Delta\dot{V}_K = -\frac{1}{2}\Delta\delta_G^T \mathbf{H}_G \Delta\omega_G - \frac{1}{2}\Delta\omega_G^T \mathbf{H}_G \Delta\delta_G - \Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G - \Delta\mathbf{K}_{ab}^T \Delta\omega_G h_{ab} \Delta\gamma(t). \quad (53)$$

Dodając stronami zależność na pochodną energii potencjalnej (48) oraz nowo wyprowadzony wzór na pochodną energii kinetycznej z uwzględnieniem  $\Delta\gamma(t) \neq 0$  otrzymuje się

$$\Delta\dot{V} = \Delta\dot{V}_K + \Delta\dot{V}_P = -\Delta\omega_G^T \mathbf{D} \Delta\omega_G - \Delta\mathbf{K}_{ab}^T \Delta\omega_G h_{ab} \Delta\gamma(t). \quad (54)$$

By algorytm sterowania dla każdego przypadku przyczyniał się do tłumienia kołysań wirnika generatora dla  $\Delta\gamma(t) \neq 0$  należy zapewnić, aby drugi składnik zależności (53) był zawsze dodatni. Wynika to z faktu, iż dla funkcji Lapunowa pochodna musi być ujemnie określona. Ponieważ pierwszy składnik zawsze jest ujemnie określony, analogicznie do zależności (49), przed drugim składnikiem stoi znak minus, zatem by spełnić ten warunek musi zachodzić:

$$\Delta\mathbf{K}_{ab}^T \Delta\omega_G h_{ab} \Delta\gamma(t) \geq 0. \quad (55)$$

Spełnienie tego warunku można zapewnić, przyjmując

$$\Delta\gamma(t) = \kappa h_{ab} \Delta\mathbf{K}_{ab}^T \Delta\omega_G. \quad (56)$$

Podstawiając (56) do (54) otrzymuje się

$$\Delta \dot{V} = -\Delta \omega_G^T \mathbf{D} \Delta \omega_G - \kappa (h_{ab} \Delta \mathbf{K}_{ab}^T \Delta \omega_G)^2 \leq 0, \quad (57)$$

gdzie przyjęto współczynnik  $\kappa$  jako wzmocnienie sygnału sterującego. Uwzględniając zależność (52) można zapisać końcowy algorytm sterowania:

$$\Delta \gamma(t) = \kappa h_{ab} \sum_{i \in \{G\}} (K_{ia} - K_{ib}) \Delta \omega_i. \quad (58)$$

Dalej zostanie wykazane, iż algorytm działania takiego stabilizatora systemowego opartego na poślizgach generatorów, a po uproszczeniu na częstotliwościach poszczególnych podsystemów może być opracowany na podstawie wyprowadzonych założeń.

Przedstawione wyżej uogólnione wyprowadzenie zakłada pojedynczy SEE. Jednak w przypadku połączonych podsystemów zbiór generatorów  $\{G\}$  należy rozdzielić na poszczególne podsystemy. Ponieważ na potrzeby wyprowadzeń założono, iż połączony system elektroenergetyczny składa się z trzech podsystemów. Zbiór generatorów zostaje zatem rozdzielony na trzy części:  $\{G\} = \{G_A\} + \{G_B\} + \{G_C\}$ . Uwzględniając ten fakt, zależność (58) można zapisać w poniższy sposób:

$$\Delta \gamma_k(t) = \kappa h_{a_k b_k} \left[ \sum_{i \in \{G_A\}} \Delta K_{ki} \Delta \omega_i + \sum_{i \in \{G_B\}} \Delta K_{ki} \Delta \omega_i + \sum_{i \in \{G_C\}} \Delta K_{ki} \Delta \omega_i \right], \quad (59)$$

gdzie:

$$\Delta K_{ki} = K_{ia_k} - K_{ib_k}. \quad (60)$$

Zakładając koherencję w poszczególnych podsystemach można przyjąć:

$$\Delta \omega_1 \cong \dots \cong \Delta \omega_i \cong \dots \cong \Delta \omega_{n_A} \cong 2\pi \Delta f_A \quad \text{dla } i \in \{G_A\}, \quad (61)$$

$$\Delta \omega_1 \cong \dots \cong \Delta \omega_i \cong \dots \cong \Delta \omega_{n_B} \cong 2\pi \Delta f_B \quad \text{dla } i \in \{G_B\}, \quad (62)$$

$$\Delta \omega_1 \cong \dots \cong \Delta \omega_i \cong \dots \cong \Delta \omega_{n_C} \cong 2\pi \Delta f_C \quad \text{dla } i \in \{G_C\}. \quad (63)$$

gdzie  $\Delta f_A$ ,  $\Delta f_B$  i  $\Delta f_C$  oznaczają odpowiednio odchyłki częstotliwości podsystemów  $\{G_A\}$   $\{G_B\}$   $\{G_C\}$ . Zatem zależność (59) może być zapisana w poniższy sposób:

$$\Delta \gamma_k(t) = \kappa 2\pi h_{a_k b_k} \left[ \sum_{i \in \{G_A\}} \Delta K_{ki} \Delta f_A + \sum_{i \in \{G_B\}} \Delta K_{ki} \Delta f_B + \sum_{i \in \{G_C\}} \Delta K_{ki} \Delta f_C \right] \quad (64)$$

lub przyjmując, że:

$$\Delta K_A = \sum_{i \in \{G_A\}} \Delta K_{ki}, \quad \Delta K_B = \sum_{i \in \{G_B\}} \Delta K_{ki}, \quad \Delta K_C = \sum_{i \in \{G_C\}} \Delta K_{ki} \quad (65)$$

można zapisać:

$$\Delta \gamma_k(t) = \kappa 2\pi h_{a_k b_k} (\Delta K_A \Delta f_A + \Delta K_B \Delta f_B + \Delta K_C \Delta f_C) . \quad (66)$$

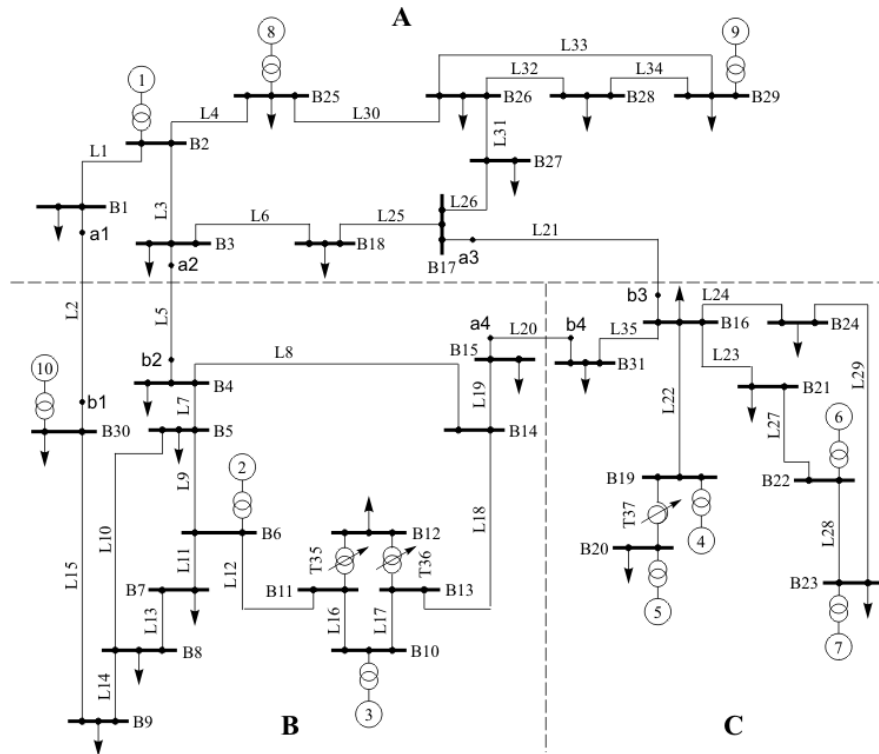
Z zależności tej wynika, że sterowanie w stanie nieustalonym urządzeniem FACTS opiera swoje działanie na sumie zmian częstotliwości z poszczególnych podsystemów w odpowiednich proporcjach, zależnych od współczynników dystrybucji  $\Delta K_i$ . Do realizacji tego rozwiązania nie jest już potrzebny skomplikowany system WAMS obejmujący cały SEE i wszystkie generatory lecz tylko WAMS o bardzo uproszczonej strukturze, umożliwiającej przesłanie sygnałów  $\Delta f_i$  z LFC (ang. *load-frequency control*) poszczególnych podsystemów o regulatorów urządzeń FACTS.

## 6 Badania symulacyjne

Badania symulacyjne zostały wykonane dla systemu testowego New England, który został rozdzielony na 3 podsystemy (rys. 5). Ponadto wydłużone zostały linie wymiany. W przypadku zainstalowania dwóch urządzeń FACTS sterowanych z wykorzystaniem proponowanego algorytmu obserwuje się praktycznie całkowity zanik oscylacji, co przedstawiono na rys. 6. Linia ciągłą oznaczono przebiegi z zainstalowanymi urządzeniami FACTS. Jedynie w linii L2 oscylacje zanikają po pierwszym wychyleniu. W pozostałych liniach, praktycznie od momentu wystąpienia zakłócenia oscylacje nie występują i następuje dosyć szybki, prawie aperiodyczny powrót to początkowego poziomu mocy wymiany. Mimo, iż urządzenia FACTS zainstalowano w dwóch liniach, oscylacje mocy elektrycznej zostają znacznie ograniczone we wszystkich podsystemach, jako przykład zaprezentowano podsystem C, rys. 7.

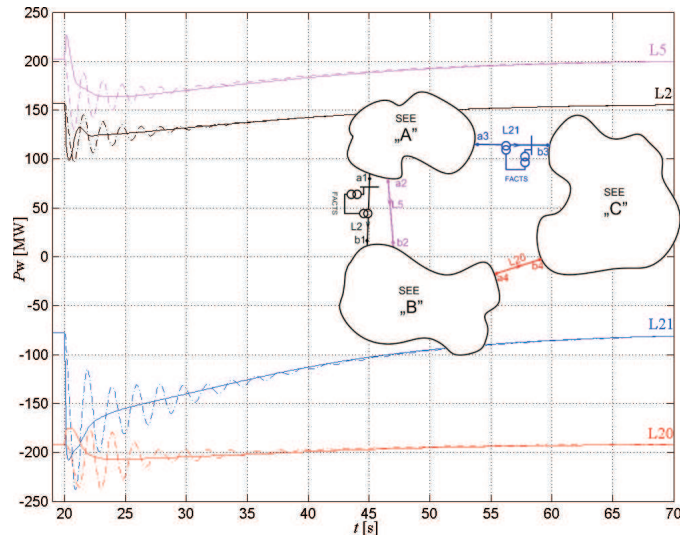
Obliczeń oraz graficznego przedstawienia wartości własnych dokonano za pomocą programu Matlab. Warto zaznaczyć, iż poszczególne wartości własne  $\lambda_i$  nie są na sztywno związane z danymi zmiennymi stanu systemu  $x_j$ . Udziały zmiennych stanu  $x_j$  w konkretnych wartościach własnych  $\lambda_i$  określają współczynniki udziału  $p_{i,j}$ . Udziały te dynamicznie się zmieniają, wraz ze zmianą parametrów modelu. Przy czym przeprowadzając analizę wartości własnych trzeba na bieżąco przy każdej zmianie wzmocnienia analizować współczynniki udziału.



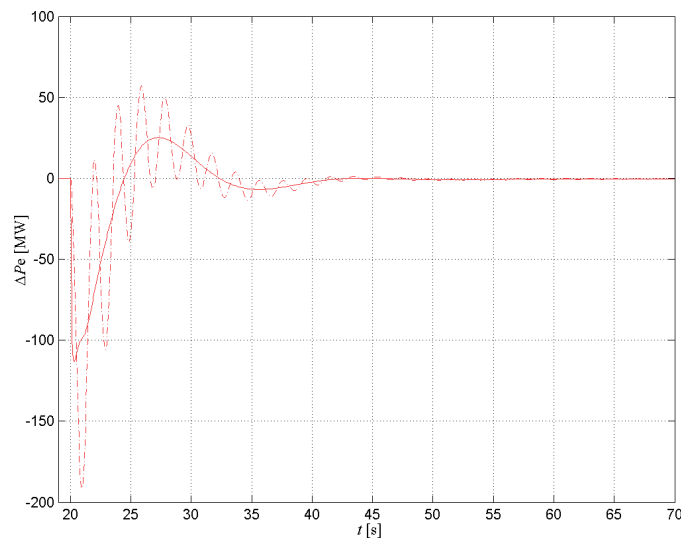


Rysunek 5. Schemat systemu testowego New England z oznaczonymi liniami wymiany

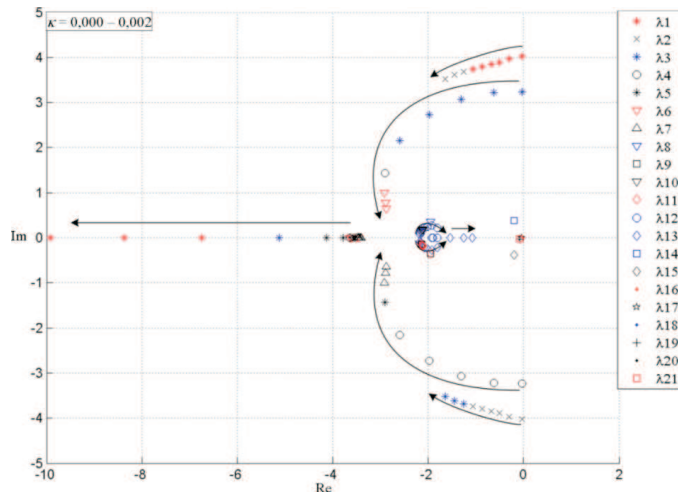
Przy zainstalowaniu urządzeń FACTS w przynajmniej dwóch liniach (rys. 8), dwie pary wartości własnych  $\lambda_1, \lambda_2$  oraz  $\lambda_3, \lambda_4$  przesuwają się w głąb lewej półpłaszczyzny układu liczb zespolonych. Wartości te w początkowej fazie wzrostu wzmocnienia powiązane są z częstotliwościami oraz kątami wirników generatorów w poszczególnych podsystemach  $\Delta f_A$ ,  $\Delta f_C$ ,  $\Delta f_B$ , oraz  $\Delta \delta_A$ ,  $\Delta \delta_B$ ,  $\Delta \delta_C$  (rys. 8). W dalszej części wartości przesuwające się wzdłuż opisywanej trajektorii wiążą się częściowo z częstotliwościami, jednak najsilniej z mocami generowanymi przez poszczególne turbiny w podsystemach. Jednocześnie zauważalny jest praktyczny zanik oscylacji (brak znaczących modów oscylacyjnych). Mody oscylacyjne, które pozostały mają bardzo duże tłumienie; najslabsze tłumienie jest na poziomie  $\xi \approx 45\%$ . Tłumienie to jest bardzo dobre, gdyż za wystarczające uważa się tłumienie  $\xi \geq 5\%$ . W przypadku zainstalowania dwóch urządzeń FACTS, występuje znaczna poprawa stabilności systemu, bowiem brak oscylacji częstotliwości i mocy jest skutkiem braku kołysań wirników generatorów synchro-



Rysunek 6. Przebiegi mocy wymiany, urządzenia FACTS w liniach L2 oraz L21, wypadnięcie bloku 253 MVA w podsystemie A



Rysunek 7. Przebiegi zmian mocy elektrycznej w podsystemie C, urządzenia FACTS w liniach L2 oraz L21, wypadnięcie bloku 253 MVA w podsystemie A



Rysunek 8. Trajektorie wartości własnych modelu systemu, urządzenia FACTS w liniach L2 oraz L21

nicznych. Niekorzystne jest natomiast przesunięcie wartości własnej  $\lambda_{13}$  w prawą stronę układu współrzędnych. Zbliżając się do wartości wzmocnienia  $\kappa = 0,002$  wartość ta wiąże się z kątami poślizgu wirników generatorów, podsystemów A i C. Jednak przesunięcie to jest stosunkowo niewielkie.

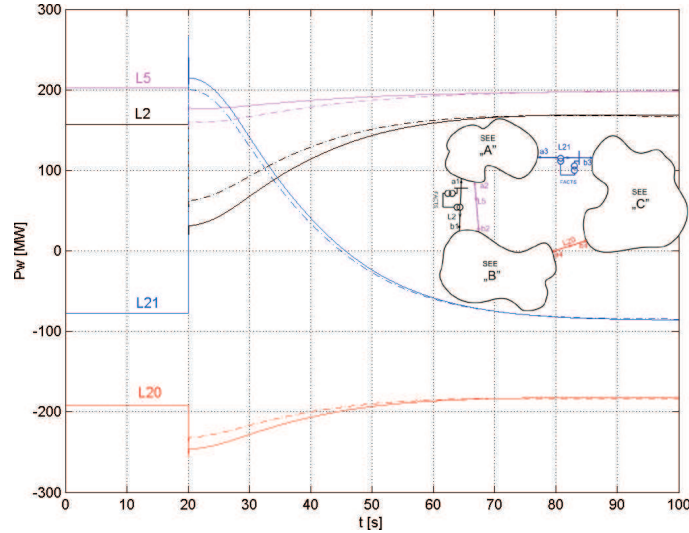
## 7 Analiza odporności algorytmu sterowania

W rozdziale tym przeprowadzona zostanie analiza odporności proponowanego algorytmu na różnego rodzaju zmiany.

Prezentowany algorytm sterowania jako sygnały wejściowe otrzymuje zmiany częstotliwości w podsystemach. Jednak współczynniki sterowania (dystrybucji) wyliczane są w sposób statyczny na podstawie znajomości macierzy stanu opisującej SEE. Zachodzi więc pytanie, czy prezentowany algorytm zachowa się prawidłowo w przypadku gdy nastąpi zmiana parametrów systemu?

Stwierdzono prawidłowość, iż im większy prąd przepływał linią przed wyłączeniem, tym bardziej różnicują się współczynniki. Przy czym przedstawiono jedynie przypadek zakłócenia 426 MVA w podsystemie C, przy wzmocnieniu  $\kappa = 1$ , gdyż w tym przypadku obserwowalne były jedne z największych różnic. Załączono dwa urządzenia FACTS w linii L2 oraz L21.

Na rys. 9 porównano przebiegi mocy wymiany w systemie podstawowym (linia ciągła) z przebiegami w systemie po wyłączeniu danej linii (linia przerywana).



Rysunek 9. Przebiegi mocy wymiany w liniach w przypadku wyłączenia linii L14

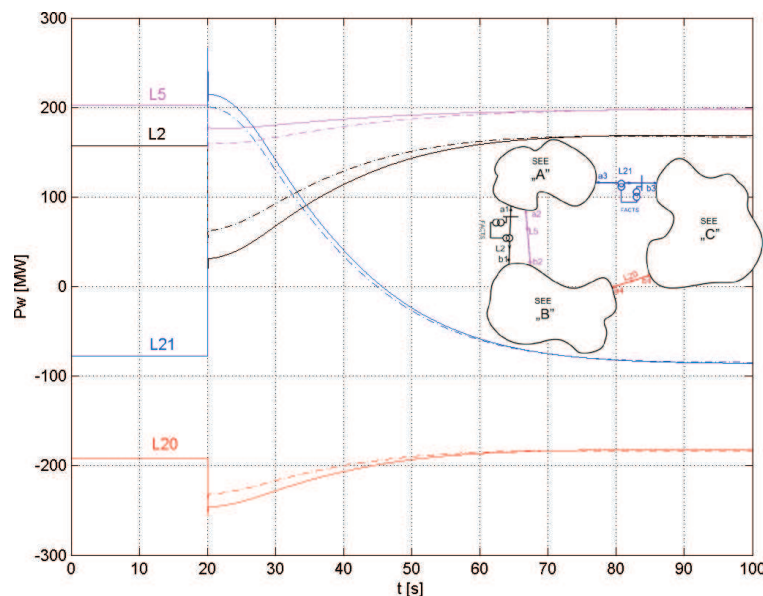
Współczynniki dystrybucji w obu przypadkach są identyczne. Co prawda można zauważyć pewne różnice w amplitudzie mocy wymiany, jednak w obu przypadkach praktycznie nie są widoczne jakiegokolwiek oscylacje. Różnica w amplitudzie wynika ze zmiany rozpliwów wskutek wyłączenia danej linii. Oczywisty jest fakt, iż przepływy mocy będą wyglądały inaczej w przypadku wyłączenia którejs z linii, gdyż moc, która płynęła wyłączoną linią, musi w tym momencie zostać dostarczona innymi liniami. Jednak wpływ wyłączeń linii bliskich na linie wymiany nie jest aż tak znaczący jak mogłoby się wydawać.

Można stwierdzić, iż proponowany algorytm sterowania urządzeniami FACTS w liniach wymiany nie tylko działa skutecznie, ale jest również odporny na zmianę parametrów systemu. Jest to niewątpliwą zaletą, gdyż współczynniki regulatorów FACTS muszą być obliczane przez system SCADA/EMS (ang. *supervisory control and data acquisition/energy management system*). W przypadku zakłócenia system ten może być zajęty przez inne zadania i sterowanie FACTS nastąpi przy niezmodyfikowanych współczynnikach. Jednak jak wynika z przeprowadzonej analizy sterowanie to będzie wystarczająco dobre.

Przy wykorzystaniu proponowanego algorytmu sterowania zachodzi konieczność dostarczenia sygnałów  $\Delta f$  do regulatorów urządzeń FACTS. Powstaje pytanie czy rzeczywiście do poprawnego funkcjonowania proponowanego algorytmu niezbędna jest infrastruktura WAMS z dokładną synchronizacją pomiarów w czasie?

W przedstawionym modelu systemu testowego uzyskano opóźnienia poprzez dodanie na drodze mierzonych wielkości członu inercyjnego  $\frac{1}{T_s+1}$ , gdzie za czas  $T$  przyjmowano różne warianty opóźnienia ( $s$  jest operatorem Laplace'a). Przy opóźnieniu jednakowym dla wszystkich mierzonych sygnałów rzędu 400 ms nie obserwuje się nieprawidłowego oddziaływania urządzeń FACTS. Ze względu na nierealnie duże opóźnienia nie testowano szczegółowo przypadków z tego rzędu opóźnieniami. Tego rodzaju testy są już niecelowe, gdyż algorytm jest stosunkowo odporny na opóźnienia w przesyłach sygnałów, a obecna technika telekomunikacyjna umożliwia dostarczenie tych sygnałów w czasie znacząco poniżej 400 ms.

Nieco inaczej wygląda sytuacja w przypadku, gdy opóźnienia w przesyłach poszczególnych sygnałów  $\Delta f$  różnią się od siebie. Na rys. 10 przedstawiono przypadek dla urządzenia FACTS zainstalowanego w linii L2, zakłócenia w podsystemie A w postaci wypadnięcia bloku o mocy 253 MVA. Opóźnienie w przesyłach sygnału  $\Delta f_A$  wynosi 400 ms, pozostałych dwóch  $\Delta f_B$  oraz  $\Delta f_C$  100 ms.



Rysunek 10. Przebiegi mocy, urządzenie FACTS w linii L2, wypadnięcie bloku 150MVA w podsystemie A

Jak można zauważyć powstają oscylacje bardzo niskiej częstotliwości obserwowalne w przebiegach mocy wymiany. Linia przerywaną oznaczono przebiegi dla przedstawionego opóźnienia, natomiast linią ciągłą dla jednakowego opóźnienia wszystkich sygnałów wynoszącego 100 ms. W tym wypadku sposób działania pro-

ponowanego algorytmu jest nie do zaakceptowania, gdyż występują wolnozmiennie kołysania mocy o znacznej amplitudzie. Kołysania te są powodowane działaniem proponowanego algorytmu i charakteryzują się częstotliwością kilkukrotnie niższą od tych występujących w systemie bez urządzeń FACTS. Nawet w liniach, gdzie nie zainstalowano urządzeń FACTS, na przebiegi oscylacji mocy, występujące wskutek zakłócenia, nakładają się oscylacje powodowane przez urządzenie FACTS.

Z wykonanych badań symulacyjnych wynika, że regulator urządzeń FACTS oparty na proponowanym algorytmie sterowania powinien otrzymywać pomiary synchroniczne, gdyż wtedy tłumienie kołysań jest najsilniejsze, a sterowanie jest odporne na zmiany w systemie i na opóźnienie wynikające z przesyłu sygnałów na odległość. Użycie WAMS rozwiązuje problem opóźnień w przesyłu sygnałów, ponieważ każdy pomiar oznaczony jest znacznikiem czasu.

## 8 Badania wpływu uproszczeń modelu

Zaprezentowany model SEE został wykorzystany zarówno do wyprowadzenia algorytmu sterowania, jak i do testów tego algorytmu. Może to stanowić problem z tego względu, iż przy wyprowadzaniu algorytmu sterowania urządzeniami FACTS przyjęto pewne uproszczenia. Te same uproszczenia przyjęto tworząc model SEE do badań symulacyjnych.

Dla sprawdzenia wpływu uproszczeń zastosowanych w poprzednio omówionym modelu stworzono w programie Matlab dokładniejszy model systemu testowego z zamodelowaniem wszystkich dziesięciu zespołów wytwórczych i pominięciu linearyzacji równań opisujących SEE. Model ten umożliwia badanie zjawisk elektromechanicznych z uwzględnieniem kołysań wirników generatorów wewnątrz poszczególnych podsystemów. W uproszczonym modelu (rys. 1b) kołysania te były pominięte, gdyż założono koherencję wirników generatorów wewnątrz każdego z podsystemów.

Poprzednio uzyskane wyniki symulacji zostały potwierdzone w nieliniowym, wielomaszynowym modelu. Ponadto stwierdzono, iż przyjęte w prostszym modelu założenie koherencji nie było błędne. Zauważalne są bowiem niemal koherentne kołysania wirników zespołów wytwórczych w poszczególnych podsystemach.

## 9 Podsumowanie

Celem niniejszej pracy było stworzenia algorytmu sterowania szeregowymi urządzeniami FACTS, które przyczyni się do poprawy stabilności systemu elektro-

energetycznego. Zaproponowany algorytm sterowania poprzez maksymalizację ujemnej wartości pochodnej funkcji Lapunowa powoduje znacznie szybszy powrót systemu elektroenergetycznego do stanu równowagi. Ponadto przy odpowiedniej liczbie urządzeń FACTS obserwuje się praktycznie całkowitą eliminację oscylacji częstotliwości i mocy, zatem nie występują również kołysania wirników generatorów. Zaletą proponowanej metody jest fakt, iż sterowanie tego typu uwzględnia wszystkie podsystemy wchodzące w skład połączonego SEE. Natomiast dotychczasowe rozwiązania i propozycje, opierające swoje działanie na pomiarach lokalnych, często nie działają optymalnie z punktu widzenia całego połączonego systemu elektroenergetycznego. Jest to bardzo ważna zaleta z punktu widzenia pracy systemu. Kolejną zaletą proponowanego algorytmu jest jednoznaczne określenie sposobu działania stabilizatora systemowego zintegrowanego z regulatorami urządzeń FACTS. Jako zmienne stanu wykorzystano poślizgi wirników generatorów w systemie, a w wersji uproszczonej częstotliwość podsystemów. Współczynniki sterowania nie są wyznaczone na drodze eksperymentalnej, która nie zawsze prowadzi do optimum.

W literaturze dotychczas nie przedstawiono algorytmów sterowania szeregowymi urządzeniami FACTS, mogącymi tłumić kołysania mocy w liniach powiązań międzysystemowych, opartych na zmiennych stanu. Niniejsza praca jest próbą uzupełnienia tego braku. Ponadto, co najistotniejsze, wykazano uniwersalność proponowanego algorytmu sterowania, który w każdym z badanych przypadków przyczynił się do poprawy stabilności SEE poprzez tłumienie kołysań podsystemów. Wykazano także odporność przedstawionej metody na zmianę konfiguracji systemu. Nie bez znaczenia pozostaje fakt, iż również pomyślnie przebiegły testy w modelu wielomaszynowym SEE. Jest to niezmiernie istotne, gdyż w wielu ośrodkach naukowych na świecie wyniki symulacji nie są uznawane za wiarygodne bez przeprowadzenia testów w układzie wielomaszynowym. Bardzo duże znaczenie ma także możliwość zastosowania opracowanego algorytmu do sterowania szeregowymi urządzeniami FACTS już zainstalowanymi w liniach połączeń międzysystemowych. W celu praktycznej aplikacji prezentowanego algorytmu niezbędna jest odpowiednia infrastruktura WAMS. W ostatnich latach obserwuje się rosnące zainteresowanie rozległymi systemami pomiarowymi i są one coraz częściej instalowane w SEE, dlatego nie stanowi to przeszkody. Dalszy rozwój proponowanej metody powinien, zdaniem autora, postępować w kierunku połączenia algorytmów sterowania szeregowymi urządzeniami FACTS z algorytmami sterowania bocznikowymi urządzeniami FACTS.

*Praca wpłynęła do redakcji w listopadzie 2009 r.*

## Literatura

- [1] *Analysis and control of power system oscillations*. Cigre Task Force 38.01.07, Dec. 1996.
- [2] Bialek J.: *Are blackouts contagious?* IEE Power Engineer, Dec./Jan.2003/2004, 10–13.
- [3] Bialek J.: *Why has it happened again? Comparison between the 2006 UCTE blackout and the blackouts of 2003*. IEEE Power Tech 2007.
- [4] *Defence plan against extreme contingences*. CIGRE Technical Brochure No. 316, <http://www.e-cigre.org>
- [5] *Design and Real-Time Implementation of Robust FACTS Controller for Damping Inter-Area Oscillation*. IEEE Transactions on Power Systems **21**(2006), 2, 809–816.
- [6] Hemeida A.M., El-Saady G.: *Damping power systems oscillations using FACTS combinations*. Universities Power Engineering Conference, 2004. UPEC 2004. 39th International, 6–8 Sept. 2004 vol. 1, 333–337.
- [7] Hingorani N.G., Gyugyi L.: *Understanding FACTS: Concepts and Technology of Flexible AC Transmissions Systems*. Wiley-IEEE Press, New York 1999.
- [8] Iravani M.R.; Maratukulam D.: *Review of semiconductor-controlled (static) phase shifters for power systems applications*. Power Systems, IEEE Transactions **9**(1994), 1833–183.
- [9] Januszewski M.: *Urządzenia FACTS jako środek poprawy stabilności systemu elektroenergetycznego*. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2001.
- [10] Kazemi A., Andami H.: *FACTS devices in deregulated electric power systems: a review. Electric Utility Deregulation, Restructuring and Power Technologies, 2004. (DRPT 2004)*. Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on 5–8 April 2004, 337–342, Vol.1.
- [11] Kazemi A., Sohrforouzani M.V.: *Power system damping using fuzzy controlled FACTS devices*. Electrical Power and Energy Systems **28**(2006), 349–357.
- [12] Kremens Z., Sobierajski M.: *FACTS Układy elastycznego przesyłania prądu przemiennego*. APE'95, 1995, Gdańsk – Jurata.
- [13] Kundur P.: *Power system stability and control*. McDraw-Hill, New York 1994.
- [14] Lisowski A.: *Awaria systemów elektroenergetycznych w USA z 2003 r*. Automatyka Elektroenergetyczna 2/2008, 44–49.
- [15] Machowski J., Bialek J., Bumby J.: *Power System Dynamic and Stability*. John Wiley&Sons, Chichester 1997.
- [16] Machowski J.: *Elastyczne systemy przesyłowe – FACTS*. Przegląd Elektrotechniczny **7**(2002), 189–196.
- [17] Machowski J.: *Regulacja i stabilność systemów elektroenergetycznych*. WPW, Warszawa 2007.
- [18] Machowski J.: *Stany nieustalone i stabilność systemu elektroenergetycznego*. WNT, Warszawa 1989.
- [19] Machowski J., Bialek J., Bumby J.: *Power System Dynamics. Stability and Control*. John Wiley & Sons, Chichester 2008.
- [20] Machowski, J., Nelles, D.: *Power system transient stability enhancement by optimal control of static VAR compensators*. Int. J. Electrical Power and Energy Systems **14**(1992), 5.



- [21] Mhaskar U.P., Kulkarni A.M.: *Power Oscillation Damping Using FACTS Devices: Modal Controllability, Observability in Local Signals and Location of Transfer Function Zeros*. IEEE Transactions on Power Systems **21**(2006), 1, 285–294.
- [22] Pai M.A.: *Energy Function Analysis For Power System Stability*. Kluwer Academic Publishers, Boston - Dordrecht - London 1989.
- [23] Pavella M., Ernst D., Ruiz-Vega D.: *Transient stability of power systems. A unified approach to assessment and control*. Kluwer Academic Publisher, 2000.
- [24] Pavella M., Murthy P.G.: *Transient Stability of Power Systems. Theory and Practice*. John Wiley & Sons, 1994.
- [25] Qing Hu, Guo Qingding, Yu Dongmei, Liu Chunfang: Robust Loop- shaping Power Oscillation Damping Control of FACTS Devices in Large Power Systems. Transmission and Distribution Conference and Exhibition: Asia and Pacific, 2005 IEEE/PES 15–18 Aug. 2005, 1–5.
- [26] Rasolomampionona D.: *Optymalizacja parametrów regulatorów przesuwników fazowych w liniach powiązań międzysystemowych uwzględniająca automatyczną regulację częstotliwości i mocy wymiany*. Zeszyty Naukowe Politechniki Warszawskiej – Elektryka, z. **134**, 2007.
- [27] Robak S.: *Projektowanie i analiza odpornych regulatorów urządzeń FACTS w systemie elektroenergetycznym*. Prace naukowe – Elektryka z. **136**, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007.
- [28] Shen J., Liu C., Yokoyama R., Ishimaru M.: *Coordinated control of PSS and FACTS for poor damping long-term oscillations in multi-machine power systems*. Universities Power Engineering Conference, UPEC 2004, 39th International, 6–8 Sept. 2004, Vol. 1, 323–327.
- [29] Sobierajski M., Rojewski W.: *Po czerwcowej awarii 2006, czyli warunki bezpiecznego przesyłania energii elektrycznej*. Automatyka Elektroenergetyczna 3/2007, 36–41.
- [30] Sobierajski M., Wiszniewski A., Synal B., Myślecki W., Rojewski W.: *Raport końcowy z analizy awarii napięciowej w KSE 26 czerwca 2006 r.* Instytut Energoelektryki PWr., Raport Serii SPR nr 01/2007, Wrocław, styczeń/luty 2007 r.
- [31] UCTE: *Final Report. System Disturbance on 4 November 2006.*, 2007.
- [32] US-Canada Power System Outage Task Force: *Final Report on the August 14, 2003 Blackout in the United States and Canada*. April 2004.
- [33] Vournas C.D., Nikolaidis V.C., Tassoulis A.A.: *Postmortem Analysis and Data Validation in the Wake of the 2004 Athens Blackout*. IEEE Transactions Power Systems **21**(2006), 3.
- [34] Wang H.F., Xu H.Z.: *FACTS-based stabilizers to damp power system oscillations a survey*. Universities Power Engineering Conference, 2004. UPEC 2004. 39th International, 6–8 Sept. 2004, Vol. 1, 318–322.
- [35] Wilson D., Bialek J. W., Lubosny Z.: *Banishing blackouts*. IEE Power Engineering Journal, April/May 2006

## Control of series FACTS devices using WAMS signals

### S u m m a r y

This paper presents the possibility of application of wide area measurements systems (WAMS) to stability enhancing control of FACTS devices installed in tie-lines of interconnected power system. The created algorithm of the control of FACTS devices with system stabilizer takes into consideration frequencies from all subsystems. The proposed algorithm of the control has been obtained from direct Lyapunov method, for linear multi-machine power system model. Mathematical models of interconnected power systems with the use of series FACTS in tie-lines have been created in order to provide efficiency of the proposed algorithm and correctness of the assumed thesis. Obtained simulation results and the modal analysis confirmed that the proposed algorithm is contributing to quick damping swings in power system after disturbance, at the same time contributing to reducing oscillation of the frequency. Thanks to proposed algorithm it is possible to obtain the improvement in stability of the power system.

WIESŁAW ZIMA\*

PIOTR DZIEWA

Politechnika Krakowska  
Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych  
Kraków

## Numeryczne modelowanie dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych

W pracy przedstawiono jednowymiarowy model matematyczny pozwalający na symulowanie niestabilnych procesów cieplnych zachodzących w rurkach płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Jest to model o parametrach rozłożonych, w którym analizie przepływowo-ciepłej poddawana jest tylko jedna rurka kolektora, a warunki brzegowe mogą być zależne od czasu. Proponowany model oparty jest na rozwiązaniu równania bilansu energii po stronie czynnika roboczego. Przebieg temperatury ścianki rurki wyznaczany jest natomiast z rozwiązania równania niestabilnego przewodzenia ciepła. Wyprowadzone równania różniczkowe rozwiązano iteracyjnie z wykorzystaniem niejawnego schematu różnicowego. Wszystkie własności termofizyczne czynnika oraz materiału ścianki rurki (absorbera) mogą być obliczane na bieżąco. W celu przedstawienia dokładności i efektywności prezentowanej metody, przeprowadzono weryfikację obliczeniową oraz eksperymentalną. Weryfikacja obliczeniowa polegała na porównaniu wyników uzyskanych za pomocą proponowanej metody z wynikami dostępnych rozwiązań ścisłych dla stanów niestabilnych. Uzyskano w pełni zadowalającą zgodność tych wyników. W celu przeprowadzenia weryfikacji eksperymentalnej zbudowano stanowisko badawcze oraz uzupełniono model matematyczny kolektora o dodatkowe równania bilansowe. Równania te zapisano i rozwiązano dla szyby solarnej, izolacji oraz dla warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem. Porównując wyniki pomiarów niestabilnej temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych, stwierdzono zadowalającą ich zgodność.

### Oznaczenia

$A$	–	powierzchnia, $m^2$
$c$	–	ciepło właściwe, $J\,kg^{-1}K^{-1}$
$d$	–	średnica, $m$
$g_{sc}$	–	grubość ścianki, $m$
$G_{\beta}$	–	gęstość strumienia promieniowania słonecznego, $W\,m^{-2}$
$i$	–	entalpia, $J\,kg^{-1}$

---

\*E-mail: zima@mech.pk.edu.pl

$L$	–	długość, m
$\dot{m}$	–	strumień masowy, $\text{kg s}^{-1}$
$M$	–	ilość węzłów w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu czynnika
$N$	–	ilość przekrojów w kierunku przepływu czynnika
$p$	–	podziałka rozmieszczenia rur kolektora, m
$\dot{Q}$	–	strumień ciepła, W
$r$	–	promień, m
$t$	–	temperatura, $^{\circ}\text{C}$
$w$	–	prędkość, $\text{m s}^{-1}$
$z$	–	współrzędna przestrzenna, m
$\alpha$	–	współczynnik wnikania ciepła, $\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$
$\eta$	–	czas bezwymiarowy
$\phi 1$	–	bezwymiarowy przyrost temperatury czynnika
$\lambda$	–	współczynnik przewodzenia ciepła, $\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\theta$	–	temperatura ścianki, $^{\circ}\text{C}$
$\rho$	–	gęstość, $\text{kg m}^{-3}$
$\tau$	–	czas, s
$(\tau a)$	–	efektywny współczynnik transmisyjno-absorpcyjny
$\zeta$	–	długość bezwymiarowa
$\Delta\tau$	–	krok czasowy, s
$\Delta z$	–	krok przestrzenny, m
$\Delta q$	–	liniowe obciążenie cieplne rurki kolektora, $\text{W m}^{-1}$

#### Wskaźniki dolne

$a$	–	absorber
$ap$	–	apertura
$c$	–	konwekcja
$cz$	–	czynnik roboczy
$iz$	–	izolacja
$j$	–	numer kolejnej objętości kontrolnej
$ot$	–	otoczenie
$p$	–	powietrze
$r$	–	promieniowanie
$sz$	–	szyba solarna
$sc$	–	ścianka
$sr$	–	średni
$str$	–	strata ciepła
$TP$	–	osiągnięcie przez płyn analizowanego przekroju
$w$	–	wewnętrzny
$z$	–	zewnątrzny

## 1 Wprowadzenie

Z uwagi na ochronę środowiska oraz stopniowe wyczerpywanie się pierwotnych nośników energii, coraz więcej uwagi poświęca się odnawialnym źródłom ener-

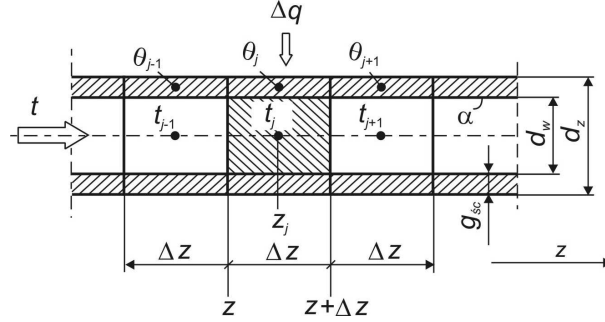
gii [1]. Promuje się wykorzystywanie tych źródeł poprzez dofinansowywanie badań oraz inwestycji z nimi związanych. Jedną z form odnawialnych źródeł energii jest energia promieniowania słonecznego. Może ona być wykorzystywana na szeroką skalę m.in. do podgrzewania ciepłej wody użytkowej, podgrzewania wody w basenach oraz do wspomagania instalacji centralnego ogrzewania. Wykorzystywane są w tym celu kolektory słoneczne, wśród których największą grupę stanowią płaskie kolektory cieczowe. Kolektory słoneczne pracują w warunkach nieustalonych. Zmienność tych warunków wynika głównie ze zmiennego stopnia nasłonecznienia oraz zmiennego w czasie poboru ciepła przez użytkowników. Nieustaloność ta nie jest jednak brana pod uwagę w większości prac poświęconych modelowaniu pracy i wydajności kolektorów słonecznych [2]. Dostępne natomiast w literaturze modele matematyczne kolektorów słonecznych dotyczą głównie stanów ustalonych i są to modele o parametrach skupionych, np. [3–5]. Analiza prac opublikowanych w ostatnich latach wskazuje, że problematyka modelowania dynamiki płaskich kolektorów słonecznych jest wciąż aktualna [6–9]. Cadafalch [7] zauważa ponadto, że wymiana ciepła zachodząca w płaskich kolektorach słonecznych ma charakter jednowymiarowy. Efekty dwu oraz trójwymiarowe związane są z wpływem krawędzi kolektora, jednak główny strumień wymienianego ciepła pozostaje jednowymiarowy.

Analiza literatury wskazuje na brak modelu matematycznego pozwalającego na dokładne odtworzenie zmierzonych przebiegu temperatury czynnika na wylocie z płaskiego cieczowego kolektora słonecznego przy silnie zmiennych warunkach brzegowych. Porównania takie po raz pierwszy opublikowano w pracach [10,11].

W niniejszej pracy zaproponowano jednowymiarowy model matematyczny pozwalający na symulację nieustalonych zjawisk przepływowo-ciepłnych zachodzących w rurkach płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Jest to model o parametrach rozłożonych. Własności termofizyczne czynnika oraz ścianki rurki, jak również rozkład współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki, obliczane mogą być na bieżąco. Rozwiązanie to, uzupełnione o dodatkowe równania bilansu energii zapisane dla szyby solarnej, warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem oraz dla izolacji, proponowane jest do modelowania dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych pracujących w układzie kanałów równoległych lub serpentynowych. Pozwala analizować wpływ zależnych od czasu warunków brzegowych. Wyznaczanie czasowo-przestrzennych rozkładów temperatury oparto na schemacie różnicowym niejawnym i ma charakter iteracyjny.

## 2 Opis modelu matematycznego

Analizie poddawana jest tylko jedna rurka z układu równoległych rurek kolektora (rys. 1). Liniowe obciążenie cieplne rurki kolektora wynosi:



Rysunek 1. Analizowana objętość kontrolna rurki kolektora

$$\Delta q = \left( G_{\beta} (\tau \alpha) - \frac{\dot{Q}_{str}}{A_{ap}} \right) p. \quad (1)$$

W pierwszej kolejności, w celu wyznaczenia temperatury ścianki rurki kolektora, rozwiązywane jest równanie nieustalonego przewodzenia ciepła dla warunków po stronie ścianki:

$$c_{sc}(\theta) \rho_{sc}(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \lambda_{sc}(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial r} \right]. \quad (2)$$

Po uwzględnieniu warunków brzegowych:

$$\lambda_{sc}(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial r} \Big|_{r=r_z} = G_{\beta} (\tau \alpha), \quad (3)$$

$$\lambda_{sc}(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial r} \Big|_{r=r_w} = \alpha (\theta|_{r=r_w} - t) = \alpha (\theta - t) \quad (4)$$

równanie przyjmuje postać:

$$D \frac{d\theta}{d\tau} = t - \theta + E \Delta q, \quad (5)$$

gdzie:

$$D = \frac{c_{sc}(\theta) \rho_{sc}(\theta) d_{sr} g_{sc}}{\alpha d_w}, \quad E = \frac{1}{\alpha \pi d_w}, \quad d_{sr} = \frac{d_z + d_w}{2}.$$

Z kolei przebieg temperatury płynu wyznaczany jest z równania bilansu energii rozwiązywanego dla warunków po stronie czynnika roboczego:

$$\Delta z Ac(t) \rho(t) \frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \dot{m} i|_z - \dot{m} i|_{z+\Delta z} + \alpha \pi d_w \Delta z (\theta - t) . \quad (6)$$

Po uporządkowaniu i założeniu, że  $\Delta \tau \rightarrow 0$  i  $\Delta z \rightarrow 0$ , równanie przyjmuje postać:

$$B \frac{\partial t}{\partial \tau} = \theta - t - F \frac{\partial t}{\partial z} , \quad (7)$$

przy czym:

$$B = \frac{Ac(t) \rho(t)}{\alpha \pi d_w} , \quad F = \frac{\dot{m} c(t)}{\alpha \pi d_w} , \quad A = \frac{\pi d_w^2}{4} .$$

Do rozwiązania równań (5) i (7) zastosowano niejawną metodę różnicową, otrzymując:

$$\theta_j^{\tau+\Delta\tau} = \left( \frac{D_j^\tau}{D_j^\tau + \Delta\tau} \right) \theta_j^\tau + \left( \frac{\Delta\tau}{\Delta\tau + D_j^\tau} \right) \left( t_j^{\tau+\Delta\tau} + E_j^\tau \Delta q_j^{\tau+\Delta\tau} \right) , \quad j = 1, \dots, M ; \quad (8)$$

$$t_j^{\tau+\Delta\tau} = \frac{\theta_j^{\tau+\Delta\tau} + \frac{B_j^\tau}{\Delta\tau} t_j^\tau + \frac{F_j^\tau}{\Delta z} t_{j-1}^{\tau+\Delta\tau}}{\frac{B_j^\tau}{\Delta\tau} + \frac{F_j^\tau}{\Delta z} + 1} , \quad j = 2, \dots, M . \quad (9)$$

Powyższe zależności (8) i (9) pozwalają na wyznaczanie przebiegów temperatury ścianki rurki kolektora oraz czynnika, lecz nie w pełni opisują dynamikę płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Zostały one wyprowadzone w celu porównania wyników uzyskiwanych za ich pomocą z wynikami dostępnymi w literaturze rozwiązań analitycznych dla stanów nieustalonych. Wykorzystanie tych równań do modelowania dynamiki kolektorów wymaga znajomości strat ciepła kolektora do otoczenia. Straty te mogą być wyznaczone na podstawie równania bilansu energii [12]:

$$\dot{Q}_{str} = \dot{Q}_d - \dot{Q}_{opt} - \dot{Q}_u , \quad (10)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_d$  – energia promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni kolektora,
- $\dot{Q}_{opt}$  – straty optyczne kolektora,
- $\dot{Q}_u$  – energia użyteczna odbierana przez przepływający kanałami kolektora czynnik.

### 3 Weryfikacja obliczeniowa

Dotychczasowe rozwiązania ściśle wymiany ciepła dla stanów nieustalonych opracowane zostały tylko dla najprostszych przypadków, takich jak skokowe wymuszenie ogrzewaniem na powierzchni zewnętrznej rurki (przypadek najbardziej zbliżony do warunków rzeczywistych, w jakich pracują kolektory słoneczne) [13]. Rozwiązanie analityczne pozwala w tym przypadku obliczać bezwymiarowy przyrost temperatury czynnika, wywołany wymuszonym ogrzewaniem na powierzchni zewnętrznej rurki.

W celu zilustrowania dokładności proponowanej metody przeprowadzono obliczenia testowe dla rurki kolektora słonecznego ze skokowo wymuszonym ogrzewaniem na jej powierzchni zewnętrznej. Jako czynnik roboczy założono wodny roztwór 50% wagowo glikolu propylenowego  $C_3H_8O_2$ . Ponieważ rozwiązania ściśle nie pozwalają na uwzględnianie zmian własności termofizycznych w zależności od temperatury, do obliczeń przyjęto następujące własności wodnego roztworu glikolu (dla temperatury  $40\text{ }^\circ\text{C}$ ):  $\rho = 1020\text{ kg/m}^3$ ,  $c = 3750\text{ J/(kg K)}$ ,  $\lambda = 0,447\text{ W/(m K)}$  oraz  $\mu = 0,0013\text{ kg/(s m)}$ . Założono ponadto, że rurka kolektora o długości  $1,9\text{ m}$ ; średnicy zewnętrznej  $d_z = 0,01\text{ m}$  i grubości ścianki  $g_{sc} = 0,0005\text{ m}$  wykonana jest z miedzi o następujących własnościach:  $\rho_{sc} = 8960\text{ kg/m}^3$  oraz  $c_{sc} = 390\text{ J/(kg K)}$ . Współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki:  $\alpha = 185\text{ W/(m}^2\text{K)}$ . Dla potrzeb weryfikacji założono, że początkowa temperatura przepływającego czynnika oraz rurki wynosi  $t = \theta = 10\text{ }^\circ\text{C}$ . Od następnego kroku czasowego na powierzchni zewnętrznej rurki pojawia się skokowe wymuszenie w postaci ogrzewania strumieniem ciepła o gęstości  $G_\beta = 500\text{ W/m}^2$ . Podziałka rozstawienia rur  $p = 0,12\text{ m}$ . Wybrane wyniki obliczeń i porównań przedstawiono na rys. 2 i 3. Prezentowanym współrzędnym bezwymiarowym  $\zeta = 1,289; 2,579$  oraz  $4,083$  odpowiadają współrzędne wymiarowe, odpowiednio  $z = 0,6\text{ m}; 1,2\text{ m}$  oraz  $1,9\text{ m}$ .

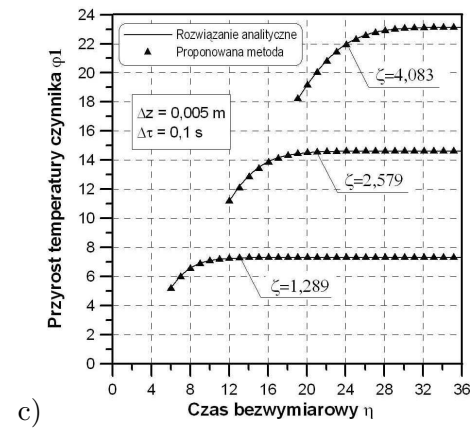
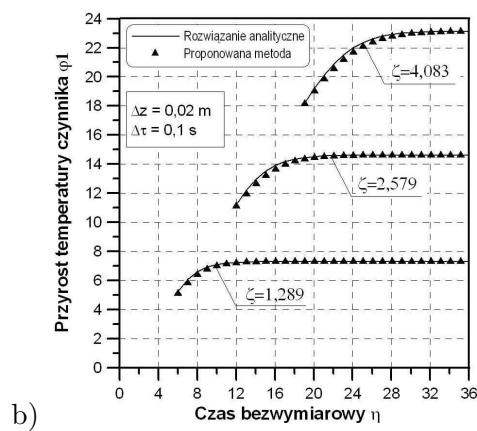
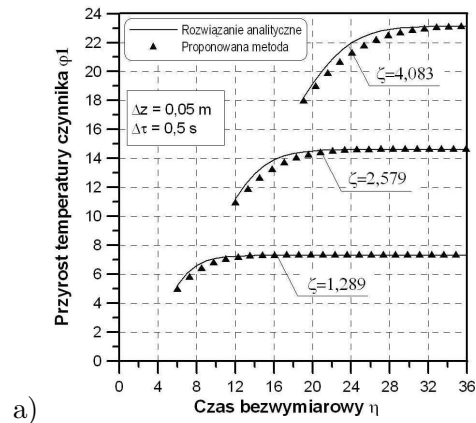
W celu uniknięcia efektów dyssypacji i dyspersji, powodujących powstawanie błędów obliczeń numerycznych, obliczenia przeprowadzono dla różnych kroków podziału czasowo-przestrzennego, przy równoczesnym spełnieniu warunku stabilności Couranta-Friedrichsa-Lewy'ego (warunek nakładany na krok czasowy) [14]:

$$|\beta| \leq 1, \quad \Delta\tau \leq \frac{\Delta z}{w}, \quad (11)$$

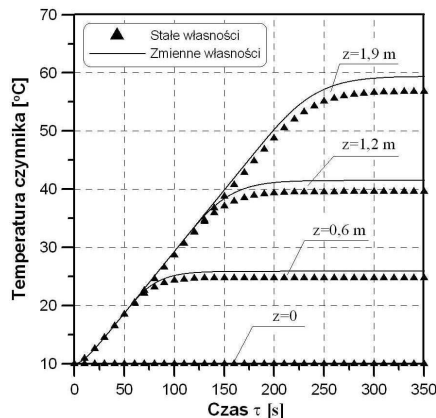
gdzie:  $\beta = \frac{w\Delta\tau}{\Delta z}$  – liczba Couranta,  $\Delta\tau$  – krok czasowy,  $\Delta z$  – krok przestrzenny  $w$  – (maksymalna) prędkość zaburzenia. Warunek ten zapewnia przenoszenie się rozwiązania numerycznego z prędkością  $\Delta z/\Delta\tau$  większą od prędkości fizycznej  $w$ .

Z analizy rys. 2 wynika, że aby uniknąć efektów dyssypacji i dyspersji, należy





Rysunek 2. Porównanie przebiegów bezwymiarowych przyrostów temperatury czynnika



Rysunek 3. Przebiegi temperatury czynnika w analizowanych przekrojach

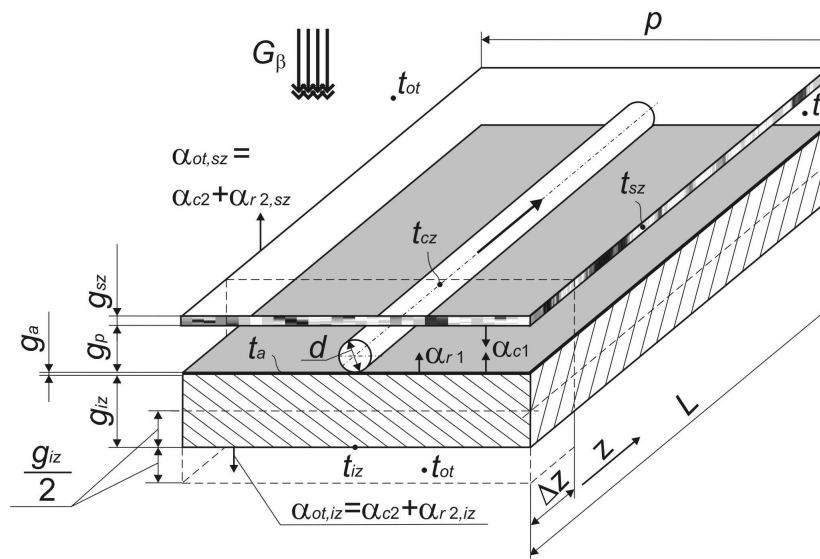
przeprowadzać obliczenia numeryczne z przyjęciem podziału czasowo-przestrzennego wg rys. 2b lub 2c (otrzymano zadowalającą zgodność wyników obliczeń numerycznych z wynikami rozwiązania analitycznego). Widoczne na rys. 2 przesunięcia czasowe przebiegów w poszczególnych przekrojach wynikają z faktu, iż zależności analityczne pozwalają wyznaczać czasowo-przestrzenne przyrosty temperatury czynnika w dowolnym przekroju  $z$ , poczynając od czasu  $\tau_{TP}(z) = z/w$ , tj. od czasu osiągnięcia tego przekroju przez cząstkę płynu płynącego z prędkością  $w$ . Przykładowo, jeżeli prędkość ta wynosi 1 m/s, to rozwiązania analityczne pozwalają wyznaczać zmiany temperatury w przekroju oddalonym np. 10 m od początku rury dopiero po 10 s. Ograniczenia tego nie posiada proponowana metoda, która pozwala wyznaczać przebiegi temperatury od początku trwania procesu.

Wyniki przedstawione na rys. 2a–2c uzyskano przy założeniu, że własności termofizyczne czynnika roboczego oraz absorbera wykonanego z miedzi są stałe. W warunkach rzeczywistych są one jednak zmienne i mają wpływ na przyrost temperatury czynnika na wylocie z kolektora. W celu uwzględnienia zależności ciepła właściwego i gęstości, a w przypadku czynnika także lepkości, od temperatury, opracowano funkcje i podprogramy pozwalające na ich obliczanie w trybie *on-line*, wykorzystując program Table Curve [15]. Wykorzystując empiryczny wzór Heatona [2], na bieżąco wyznaczano także rozkład współczynnika wnikania ciepła po stronie czynnika. Wybrane wyniki obliczeń, uzyskane za pomocą proponowanej metody, pokazano na rys. 3. Analiza tego rysunku wskazuje, że nieuwzględnienie w obliczeniach zmienności własności termofizycznych czynnika oraz materiału ścianki rurki powoduje zaniżenie temperatury czynnika na wylocie z kolektora o ok. 3–4 K.

Pełniejsza weryfikacja obliczeniowa, zawierająca także analizę wymuszenia w postaci skoku temperatury czynnika na wejściu do rurki kolektora, przedstawiona została w pracach [16,17].

### 4 Weryfikacja eksperymentalna

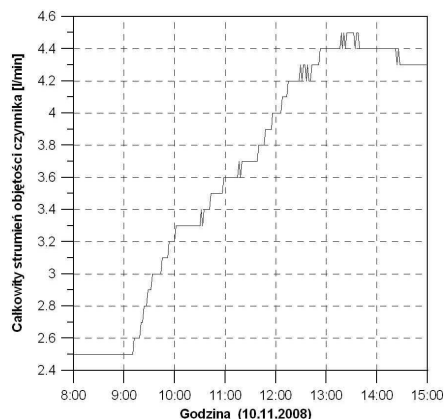
W niniejszym rozdziale przedstawiona zostanie weryfikacja eksperymentalna opracowanego modelu dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Polegała ona będzie na porównaniu zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych. W celu przeprowadzenia takiej weryfikacji zbudowane zostało stanowisko badawcze opisane w pracy [18]. Ponadto przedstawiony w rozdz. 2 niniejszego opracowania model matematyczny uzupełniono o dodatkowe równania bilansu energii zapisane dla szyby solarnej, izolacji oraz dla warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem. Po rozwiązaniu wszystkich pięciu równań różniczkowych otrzymano zależności pozwalające na wyznaczanie rozkładów temperatury dla pięciu węzłów kolektora (szyba solar, warstwa powietrza, absorber, czynnik roboczy oraz izolacja) w kierunku poprzecznym do kierunku przepływu czynnika (rys. 4). Zależności te oraz ich wyprowadzenie opublikowano w pracach [10,11].



Rysunek 4. Analizowana objętość kontrolna płaskiego cieczowego kolektora słonecznego z pojedynczą szybą solarą

Na podstawie przedstawionej w rozdz. 3 weryfikacji obliczeniowej przyjęto do obliczeń następujący podział czasowo-przestrzenny:  $\Delta\tau = 0,1$  s oraz  $\Delta z = 0,02$  m. Dla rurki absorbera o długości  $L = 1,9$  m otrzymano wobec tego  $N = 96$  analizowanych przekrojów poprzecznych ( $M \times N = 5 \times 96$  węzłowy model). Przebiegi temperatury szyby solarnej, warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem, absorbera oraz izolacji wyznaczane były w każdym z 96 przekrojów. Przebieg temperatury czynnika roboczego wyznaczano natomiast w przekrojach od 2 do 96. Dla przekroju pierwszego przebieg tej temperatury znany był z pomiaru. Wszystkie współczynniki wnikania ciepła obliczane były w trybie *on-line* na podstawie zależności podanych w pracy [12]. Własności termofizyczne warstwy powietrza, absorbera oraz czynnika obliczane były także na bieżąco. W przypadku szyby solarnej oraz izolacji własności te przyjęto jako stałe. Dla szyby założono:  $c_{sz} = 720$  J/(kg K) oraz  $\rho_{sz} = 2500$  kg/m<sup>3</sup>, natomiast dla warstwy izolacji:  $c_{iz} = 1030$  J/(kg K),  $\rho_{iz} = 70$  kg/m<sup>3</sup> oraz  $\lambda_{iz} = 0,035$  W/(m K). Jako czynnik roboczy zastosowano wodny roztwór 50% wagowo glikolu propylenowego C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>O<sub>2</sub>.

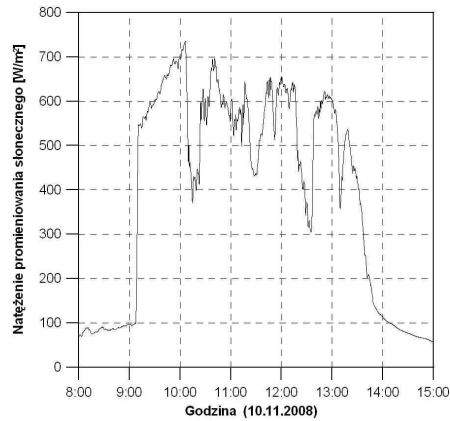
Wybrane wyniki pomiarów, obliczeń i porównań przedstawiono na rys. 5–10. Rysunki te odnoszą się do pomiarów wykonywanych 10 listopada 2008 r. na stanowisku badawczym Katedry Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej.



Rysunek 5. Zmierzony przebieg całkowitego strumienia objętości czynnika roboczego

Dane wejściowe do obliczeń numerycznych stanowiły następujące zmierzone przebiegi:

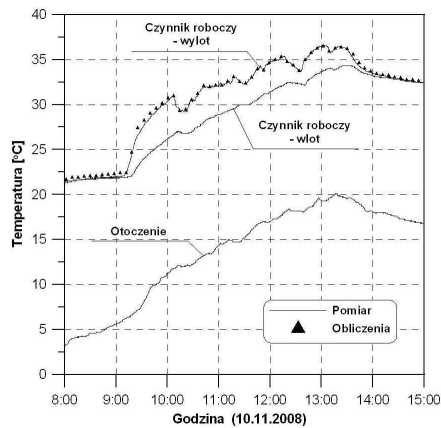
- całkowitego strumienia objętości czynnika,
- natężenia promieniowania słonecznego,



Rysunek 6. Zmierzony przebieg natężenia promieniowania słonecznego

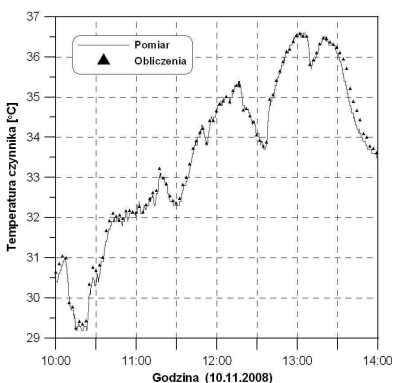
- temperatury czynnika na wlocie do kolektora,
- temperatury otoczenia.

Powyższe przebiegi pokazano odpowiednio na rys. 5–7. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora przedstawiono także na rys. 7.



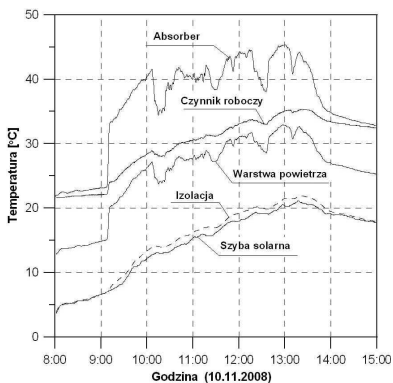
Rysunek 7. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora oraz zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie do kolektora i otoczenia

Uzyskana, w pełni zadowalająca, zgodność zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora (rys. 7), wskazuje na efektywność proponowanej metody. W celu bardziej szczegółowego pokazania dokładności odwzorowania zmierzonego przebiegu temperatury czynnika, na rys. 8 pokazano wycinek rys. 7, obejmujący największe zmiany temperatury. Analizując te porównania, stwierdzić można dobrą zgodność przebiegów.



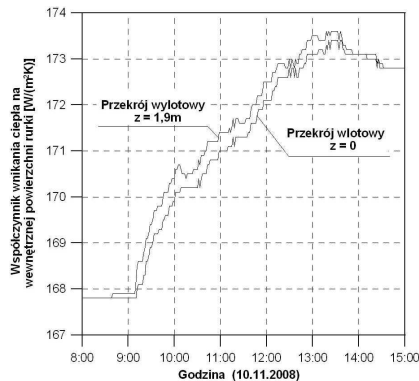
Rysunek 8. Wycinek czasowy rys. 7, obejmujący największe zmiany zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora

Na rys. 9 przedstawiono natomiast obliczone przebiegi temperatury poszczególnych elementów kolektora (poszczególnych jego węzłów w kierunku poprzecznym do przepływu czynnika) dla wybranego przekroju nr 48 ( $L = 0,94$  m).



Rysunek 9. Obliczone przebiegi temperatury poszczególnych węzłów kolektora w przekroju nr 48 ( $L = 0,94$  m)

Podobne przebiegi przedstawić można dla każdego z 96 analizowanych przekrojów. Przykładowe przebiegi współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki kolektora pokazano na rys. 10.



Rysunek 10. Obliczone przebiegi współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki kolektora

## 5 Wnioski końcowe

Proponowany w pracy model matematyczny niestabilnych procesów przepływowo-ciepłych zachodzących w rurkach płaskiego cieczowego kolektora słonecznego odznacza się dużą dokładnością i efektywnością. Potwierdzają to porównania wyników uzyskanych za jego pomocą z wynikami rozwiązań ścisłych dla niestabilnych stanów pracy. W celu przeprowadzenia weryfikacji eksperymentalnej zbudowane zostało stanowisko badawcze z płaskim cieczowym kolektorem słonecznym. Ponadto prezentowany w niniejszej pracy model matematyczny uzupełniono o dodatkowe równania bilansu energii. Równania te zapisano i rozwiązano dla szyby solarnej, izolacji oraz dla warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem. Weryfikacja polegała na porównaniu zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych. Stwierdzono w pełni zadowalającą zgodność tych przebiegów. Przeprowadzona weryfikacja eksperymentalna dotyczyła kolektora z pojedynczą szybą solarną, pracującego w układzie kanałów równoległych, przy czym metoda nadaje się także dla kolektorów pracujących w układzie kanałów serpentynowych z pojedynczą lub podwójną szybą solarną. Proponowana metoda może znaleźć zastosowanie do weryfikacji efektywności różnych absorberów oraz ich pokryć bez konieczności wykonywania badań

na obiektach rzeczywistych. Może zostać wykorzystana również do przewidywania efektywności kolektora przy dowolnie zmiennych warunkach brzegowych oraz do numerycznego wyznaczania jego stałej czasowej. Ponadto użytkownik instalacji solarnej, uzupełnionej o pełny model matematyczny dynamiki kolektora, może wnioskować o poprawności pracy zainstalowanego płaskiego cieczowego kolektora słonecznego. Wnioskować można na podstawie porównywania w trybie *on-line* temperatury czynnika zmierzonej i obliczonej na wylocie z kolektora. Uzyskanie z pomiaru temperatury czynnika wartości niższej od wartości temperatury wyznaczonej numerycznie może świadczyć np. o zanieczyszczeniu zewnętrznej powierzchni szyby solarnej, pogorszeniu własności termofizycznych czynnika wskutek żelowania glikolu lub o zmniejszeniu efektywności absorbera.

Praca naukowa współfinansowana ze środków na naukę w latach 2010-2013 jako projekt badawczy 3325/B/T02/2010/38.

*Praca wpłynęła do redakcji w sierpniu 2010 r.*

## Literatura

- [1] Goswami D.Y., Vijayaraghavan S., Lu S., Tamm G.: *New and emerging developments in solar energy*. Solar Energy **76** (2004), 33–43.
- [2] Duffie J.A., Beckman W.A.: *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd edn., Wiley Interscience, New York 2006.
- [3] Fan J., Shah L.J., Furbo S.: *Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips*. Solar Energy **81**(2007), 1501–1511.
- [4] Burch J., Christensen C., Salasovich J., Thornton J.: *Simulation of an unglazed collector system for domestic hot water and space heating and cooling*. Solar Energy **77**(2004), 399–406.
- [5] Zueva G.A., Magiera J.: *Mathematical model of heat transfer in a solar collector and its experimental validation*. Theoretical Foundations of Chemical Engineering **35**(2001), 6, 604–608.
- [6] Anderson T.N., Duke M., Carson J.K.: *The effect of colour on the thermal performance of building integrated solar collectors*. Solar Energy Materials & Solar Cells **94**(2010), 350–354.
- [7] Cadafalch J.: *A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices*. Solar Energy **83**(2009), 2157–2164.
- [8] Martinopoulos G., Missirlis D., Tsilingiridis G., Yakinthos K., Kyriakis N.: *CFD modeling of a polymer solar collector*. Renewable Energy **35**(2010), 1499–1508.
- [9] Molero Villar N., Cejudo López J.M., Domínguez Muñoz F., Rodríguez García E., Carrillo Andrés A.: *Numerical 3-D heat flux simulation on flat plate solar collectors*. Solar Energy **83**(2009), 1086–1092.



- [10] Dziewa P., Zima W.: *Badania i modelowanie dynamiki cieczowego kolektora słonecznego*. Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja 12/2009, Sigma-NOT, 9–12.
- [11] Zima W., Dziewa P.: *Modelling of liquid flat-plate solar collector operation in transient states*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy **225**(2011), 53–62.
- [12] Pluta Z.: *Podstawy teoretyczne fototermicznej konwersji energii słonecznej*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.
- [13] Serov E.P., Korolkov B.P.: *Dinamika parogeneratorov*. Energoizdat, Moskwa 1981 (w j. rosyjskim).
- [14] Gerald C.F., Wheatley P.O.: *Applied Numerical Analysis*. Addison-Wesley Publishing Company, New York 1994.
- [15] Table Curve. Jandel Scientific, 1993.
- [16] Zima W., Dziewa P.: *Model matematyczny płaskiego kolektora słonecznego pracującego w warunkach niestabilnych*. Termodynamika w nauce i gospodarce, Tom II. Praca pod redakcją Zbigniewa Gnutka i Władysława Gajewskiego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008, 622–629.
- [17] Zima W., Dziewa P.: *Mathematical modelling of heat transfer in liquid flat-plate solar collector tubes*. Archives of Thermodynamics **31**(2010), 2, 45–62.
- [18] Dziewa P.: *Badania i modelowanie dynamiki cieczowego kolektora słonecznego. Część I: Stanowisko badawcze*. Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja 09/2008, Sigma-NOT, Warszawa 2008, 8–10.

### Numerical modelling of liquid flat-plate solar collectors dynamics

#### S u m m a r y

The paper presents a one-dimensional mathematical model for simulating the transient processes which occur in the liquid flat-plate solar collector tubes. The proposed method considers the collector model as the one with distributed parameters. In the suggested method one tube of the collector is taken into consideration. In this model the boundary conditions can be time-dependent. The proposed model is based on solving equation describing the energy conservation at the operating fluid side. Temperature of the tube wall is determined from the equation of transient heat conduction. The derived differential equations were solved using the implicit finite difference method of iterative character. All thermophysical properties of the fluid and the material of the tube wall can be computed in real time. As an illustration of accuracy and effectiveness of the suggested method the computational and experimental verifications were performed. The computational verification consists in comparing the results found using the presented method with results of available analytic solutions for transient operating conditions. A satisfactory convergence of these results was achieved. In order to experimentally verify the proposed method a research stand was built and the suggested mathematical model was extended by the additional equations. These equations were derived for glass cover, insulation, and for air gap between cover and absorber satisfactory convergence is found comparing the measurement results of the transient fluid temperature at the collector outlet with computational results.



PAWEŁ LUDOWSKI\*

Politechnika Krakowska  
Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

## Modelowanie komputerowe przegrzewacza pary w kotle fluidalnym

W pracy przedstawiono symulację komputerową przegrzewacza grodziowego drugiego stopnia usytuowanego w górnej części kotła fluidalnego OFz-425. Przegrzewacz zbudowany jest z rur omega o złożonym kształcie przekroju poprzecznego. Za pomocą trójwymiarowej symulacji numerycznej wyznaczony został rozkład temperatury w ściance rury oraz w przepływającej parze przy założeniu, że temperatura złoża fluidalnego w komorze paleniskowej jest znana. Wyniki obliczeń mogą być wykorzystane do prawidłowego doboru długości rur przegrzewacza oraz doboru gatunku stali na poszczególne biegi przegrzewacza. Pokazano również przykład rozwiązania odwrotnego zagadnienia wymiany ciepła występującego w regulacji temperatury pary przegrzanej przegrzewacza. Problem odwrotny polega na wyznaczeniu temperatury na wlocie rury przegrzewacza przy zadanej temperaturze na wylocie.

### 1 Wprowadzenie

Około 40% wszystkich awarii kotłów spowodowanych jest uszkodzeniami przegrzewaczy pary [1]. Z tego względu przegrzewacze pary są modelowane matematycznie [2] lub monitorowane [3], aby uniknąć przegrzewania rur. W kotłach fluidalnych przegrzewacze pary umieszczane są również w komorze paleniskowej. Przegrzewacze te zbudowane są z rur o niekołowych przekrojach, aby uniknąć ich żużlowania. Z uwagi na złożony kształt przekroju poprzecznego rur przegrzewaczy, do poprawnego wyznaczenia rozkładu temperatury pary i ścianek rur przegrzewacza, zastosowane zostało modelowanie numeryczne. Precyzyjne wyznaczenie temperatury ścianek rur przegrzewacza jest niezbędne z uwagi na wysokie ceny stali stopowych. W analizowanym przegrzewaczu grodziowym każdy z trzech biegów wykonany jest z innej stali. Przegrzewacz grodziowy drugiego stopnia usytuowany jest w górnej części komory paleniskowej kotła OFz-425, wyposażonego w atmosferyczne palenisko fluidalne ze złożem cyrkulacyjnym o temperaturze

---

\*E-mail: pawel.ludowski@gmail.com

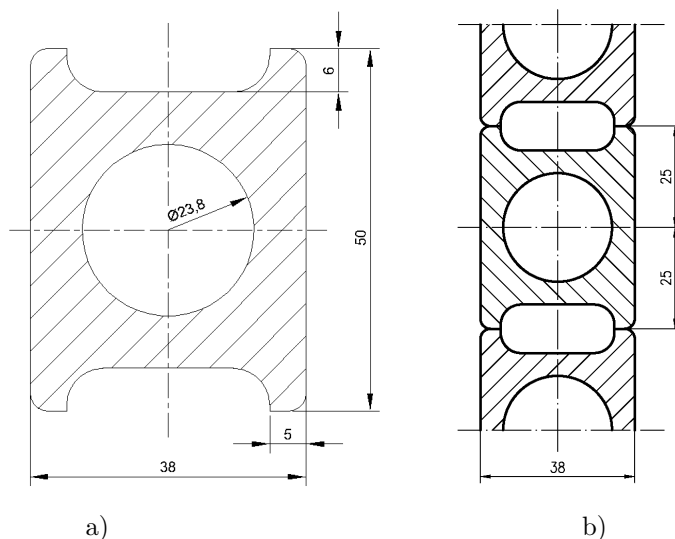
wylotowej pary świeżej 560 °C i ciśnieniu 16,1 MPa. Dane techniczne kotła są następujące:

moc znamionowa kotła	336,3	MW <sub>t</sub>
wydajność maksymalna trwała	425	t/h
temperatura pary świeżej	560	°C
ciśnienie pary świeżej	16,1	MPa
temperatura pary wtórnej	560	°C
ciśnienie pary wtórnej	4,0	MPa
temperatura wody zasilającej	250	°C
sprawność	91	%

Przegrzewacz tworzą grodzie zabudowane w komorze paleniskowej kotła. Na głębokości komory paleniskowej zabudowane jest dziesięć grodzi, z których każda zbudowana jest z rur typu „podwójna omega” zespawanych w szczelny blok tworzący powierzchnię ogrzewalną, odporną na erozję popiołową. Grodzie te przechodzą przez przednią i tylną ścianę komory paleniskowej, równoległe do ściany działowej, następnie są łączone z kolektorami wlotowymi i wylotowymi. Z każdej z dwóch poziomych komór wlotowych  $\text{Ø}273 \times 30$ , usytuowanych na przedniej ścianie komory paleniskowej, para wychodzi poprzez 5 komór pośrednich  $\text{Ø}133 \times 14,2$ , osadzonych bezpośrednio i pionowo nad komorami wlotowymi, do 27 rur zwykłych  $\text{Ø}38 \times 4$  będących podłączeniem do ścian rur „super-omega”. Rury przegrzewacza tworzą panel o gładkiej powierzchni w celu wyeliminowania procesów tworzenia się żuźla na powierzchniach rur. Fragment przekroju poprzecznego przegrzewacza pokazano na rys. 1.

Para w grodziach wykonuje trzy nawroty płynąc z góry na dół w przeciwnym kierunku do przepływu spalin. Każda gródź składa się z 27 trójbiegowych sekcji (1 rura wykonująca trzy nawroty) co jest równe 81 rurom. Liczba równoległych rur, przez które przepływa para, wynosi 270. Podziałka poprzeczna grodzi równa jest 935 mm zaś wzdłużna 50 mm. Zbudowana w ten sposób gródź tworzy ścianę o wysokości 4000 mm. Przy przepływie pary w rurach przegrzewacza następuje przyrost jej temperatury. Najniższa temperatura pary występuje na wlocie do przegrzewacza, a najwyższa na jego wylocie. Z tego względu każdy kolejny bieg wykonany jest z coraz lepszego gatunku stali. W przypadku analizowanego przegrzewacza na kolejne biegi zastosowano następujące gatunki stali:

- pierwszy bieg – rura  $\text{Ø}38 \times 5,6$ ; materiał stal 15Mo3,
- drugi bieg – rura  $\text{Ø}38 \times 6,3$ ; materiał stal 13CrMo44,
- trzeci bieg – rura  $\text{Ø}38 \times 7,1$ ; materiał stal 10CrMo910,



Rysunek 1. Przegrzewacz grodziowy wykonany z rur „omega”: a) przekrój poprzeczny rury omega, b) fragment przekroju poprzecznego przegrzewacza grodziowego wykonanego z rur „omega”

Po wykonaniu 2 nawrotów w panelach rur „omega” para poprzez podłączenia z rur zwykłych  $\varnothing 38 \times 5,6$  wchodzi przez 27 rur do komór pośrednich zabudowanych, podobnie jak dla komór wlotowych, na komorach wylotowych  $\varnothing 323,9 \times 40$ . Pięć komór pośrednich  $\varnothing 159 \times 20$  zabudowano na każdej z komór wylotowych. Para z komór wylotowych przegrzewacza drugiego stopnia SH-2 (SH – ang. *superheater*) wypływa, z prawej komory na prawą stronę do rurociągu  $\varnothing 323,9 \times 36$ , zaś z lewej komory na lewą stronę do rurociągu  $\varnothing 329,9 \times 36$ . Po przejściu przez rury schładzacza i odcinki rurociągów za nimi para dochodzi do przegrzewacza pary trzeciego stopnia SH-3.

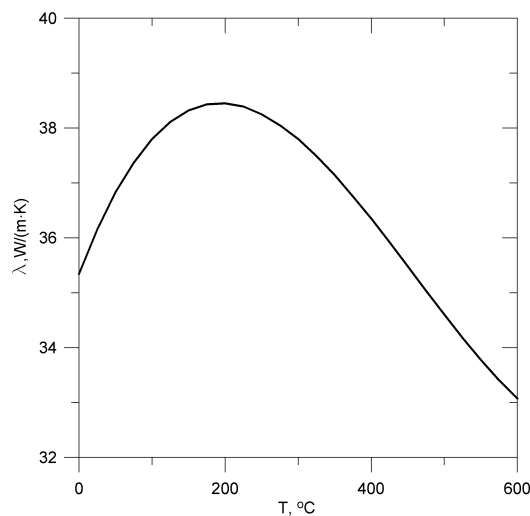
W pracy przeprowadzono analizę ciepłno-przepływową rury stanowiącej trzecią rurę w powtarzalnym elemencie przegrzewacza SH-2 złożonym z trzech biegów.

## 2 Opis zastosowanej metody numerycznej

Do obliczeń numerycznych zastosowano program ANSYS CFX v12.1 [4]. Uśrednione w czasie trójwymiarowe równania zachowania masy, pędu i energii rozwiązywano metodą objętości skończonych. Do modelowania turbulencji zastosowano dwurównaniowy model SST (ang. *shear stress transport*). Siatka obliczeniowa zawierała 428829 elementów skończonych i 371212 węzłów.

### 3 Wyniki modelowania przegrzewacza za pomocą programu ANSYS CFX

Obliczenia komputerowe przeprowadzono dla jednego biegu przegrzewacza wykonanego z rur omega ze stali 10CrMo 910. Przekrój poprzeczny pojedynczej rury przedstawiony jest na rys. 1. Długość modelowanej rury wynosi 8517 mm. Właściwości pary przegrzanej obliczone zostały przy użyciu standardu przemysłowego IAPWS-IF97 [5]. Zmiany współczynnika przewodzenia ciepła stali 10CrMo 910 przedstawiono na rys. 2.



Rysunek 2. Zmiany współczynnika przewodzenia ciepła w stali 10CrMo 910 w funkcji temperatury

#### 3.1 Zagadnienie bezpośrednie

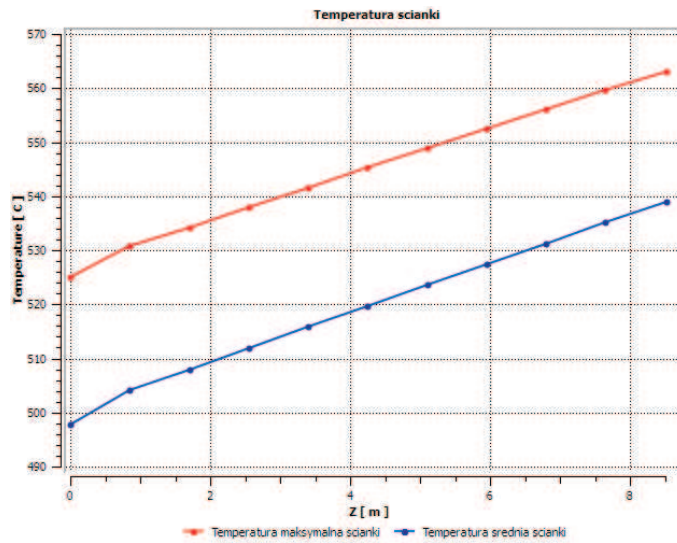
Symulację komputerową przeprowadzono dla następujących danych:

- |  |  |
|--|--|
| temperatura pary przegrzanej na wlocie do rury | – $T_{wl} = 462 \text{ }^\circ\text{C}$              |
| ciśnienie pary na wylocie z rury               | – $P_{wl} = 16,5 \text{ MPa}$                        |
| temperatura spalin w komorze paleniskowej      | – $T_{sp} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$              |
| współczynnik wnikania ciepła od strony spalin  | – $\alpha_{sp} = 200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ |

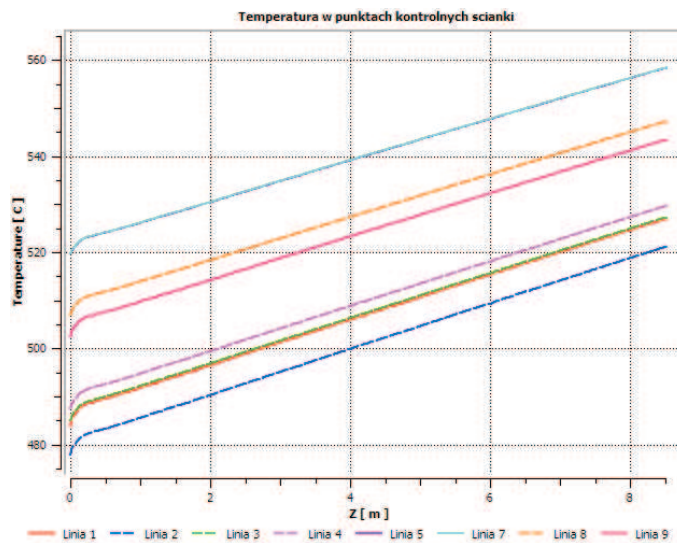
Obliczenia wykonano dla trzech różnych prędkości wlotowych pary równych:  $w_{wl} = 16,7, 10$  i  $5 \text{ m/s}$ . Następnie w celu oceny wpływu współczynnika wnikania ciepła od strony spalin  $\alpha_{sp}$  na temperaturę pary i rury przeprowadzono

obliczenia dla  $w_{wl} = 16,7$  m/s oraz  $\alpha_{sp} = 250$  W/(m<sup>2</sup>K).

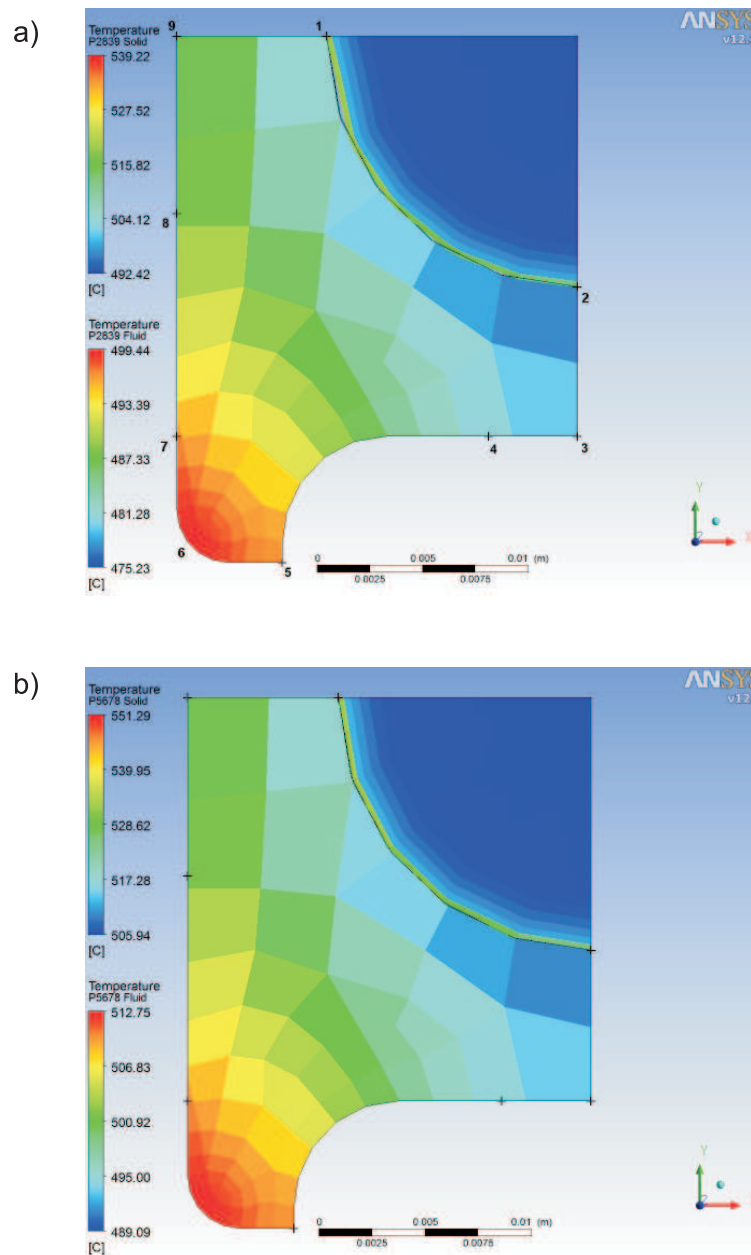
Wyniki symulacji komputerowej dla  $w_{wl} = 16,7$  m/s oraz  $\alpha_{sp} = 200$  W/(m<sup>2</sup>K) przedstawiono na rys. 3–5.



Rysunek 3. Zmiany średniej i maksymalnej temperatury ścianki na długości rury

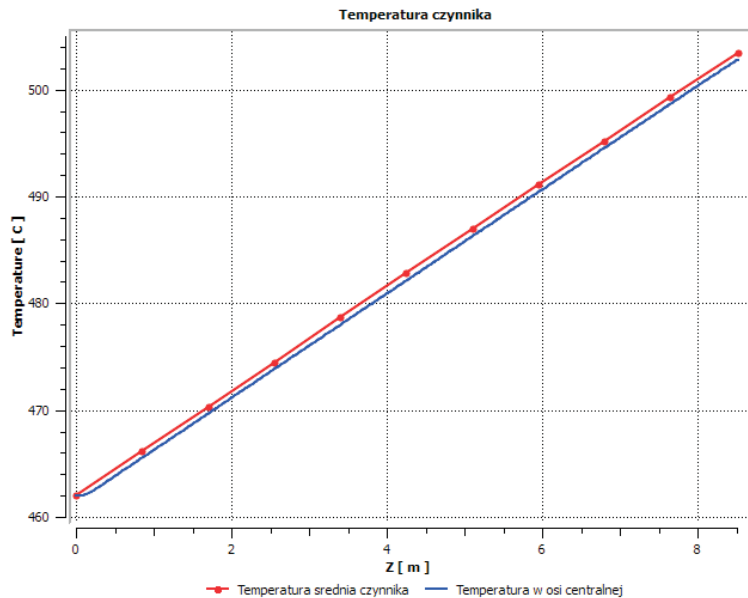


Rysunek 4. Przebieg temperatury ścianki w węzłach nr 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8 i 9 na długości rury



Rysunek 5. Rozkład temperatury w ścianie rury i parze w dwóch przekrojach poprzecznych:  
a) odległość 2839 mm od wlotu; b) odległość 5678 mm od wlotu

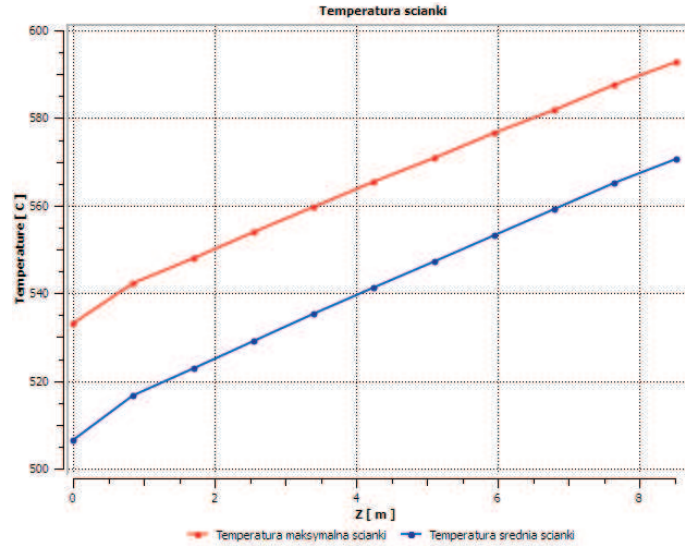




Rysunek 6. Przebieg średnio-masowej temperatury pary oraz temperatury pary w osi rury

Z analizy wyników przedstawionych na rys. 3 i 4 widać, że na odcinku wlotowym temperatury rosną nieliniowo. Spowodowane jest to znacznie większym współczynnikiem wnikania ciepła na odcinku wlotowym (rozbiegowym), co przyczynia się do lepszego chłodzenia ścianki rury. Należy zwrócić uwagę, że różnica między temperaturą maksymalną i średnią w całym przekroju rury jest duża i wynosi ok. 30 K. Przyrost temperatury ścianki jest prawie liniowy na długości rury z uwagi na dużą różnicę temperatury między spalinami i powierzchnią rury. Na rys. 5a i 5b przedstawiono rozkład temperatury w ściance rury i w parze w dwóch przekrojach poprzecznych oddalonych od wlotu odpowiednio o 2839 i 5678 mm. Maksymalna temperatura ścianki występuje w węźle 6 (rys. 5a) i wynosi 539,2 °C w odległości 2839 mm oraz 551,3 °C w odległości 5678 mm od wlotu rury. Przyrost średnio-masowej temperatury pary na całej długości rury osiąga 41 K (rys. 6). Otrzymana wartość bardzo dobrze zgadza się ze zmierzonym przyrostem temperatury pary w przegrzewaczu kotła fluidalnego OFz-425. Temperatura pary najwyższa jest w pobliżu wewnętrznej powierzchni rury. Przy prędkościach pary na wlocie do rury równych 16,7 m/s, 10 m/s i 5 m/s różnica między średnio-masową temperaturą pary i temperaturą w osi rury jest niewielka (rys. 6). Temperatury ścianki rury są wyższe, gdy prędkość przepływu pary na wlocie jest mniejsza i wynosi  $w_{wl} = 10$  m/s (rys. 7–9). Podobny wpływ na temperaturę ścianki ru-

ry ma zwiększenie współczynnika wnikania ciepła od strony spalin do wartości  $\alpha_{sp} = 250 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  (rys. 10–12). Prędkość pary na wlocie była taka sama jak w pierwszym z analizowanych przypadków, tj. dla  $w_{wl} = 16,7 \text{ m/s}$ . Wyniki symulacji komputerowej dla prędkości wlotowej  $w_{wl} = 10 \text{ m/s}$  oraz współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_{sp} = 200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  przedstawiono na rys. 7–9.



Rysunek 7. Zmiany średniej i maksymalnej temperatury ścianki na długości rury

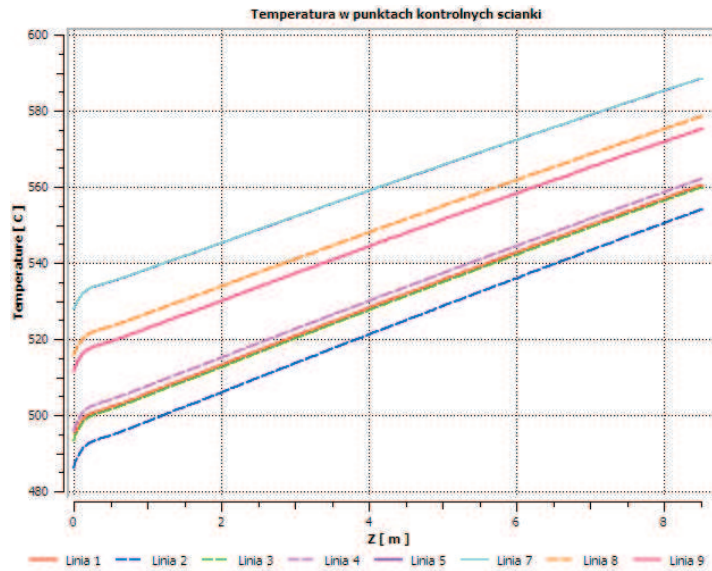
Następnie przeprowadzono symulację CFD (ang. *computational fluid dynamics*) dla prędkości pary na wlocie do rury równej  $w_{wl} = 16,7 \text{ m/s}$  i współczynnika wnikania ciepła od strony spalin  $\alpha_{sp} = 250 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , tj. współczynnik wnikania ciepła podwyższony został o  $50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Wyniki symulacji CFD przedstawiono na rys. 10–12.

Poprawność wyników otrzymanych za pomocą symulacji CFD sprawdzono wykorzystując równanie bilansu energii. Strumień ciepła  $\dot{Q}_z$  przekazywany przez zewnętrzną powierzchnię rury o polu powierzchni  $A_z$  określony wzorem

$$\dot{Q}_z = \int_{A_z} \dot{q}_z dA \quad (1)$$

powinien być równy strumieniowi ciepła  $\dot{Q}_w$  przekazywanemu przez powierzchnię wewnętrzną:

$$\dot{Q}_w = \int_{A_w} \dot{q}_w dA \quad (2)$$



Rysunek 8. Przebieg temperatury ścianki w węzłach nr 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8 i 9 na długości rury

oraz strumieniowi ciepła  $\dot{Q}_p$  przejmowanemu przez parę:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}(i_{wylot} - i_{wlot}), \quad (3)$$

gdzie  $\dot{q}_z$  i  $\dot{q}_w$  oznaczają odpowiednio gęstość strumienia ciepła przekazywanego przez powierzchnię zewnętrzną i wewnętrzną rury przegrzewacza, a  $i_{wylot}$  i  $i_{wlot}$  entalpię pary na wylocie i wlocie do przegrzewacza.

W analizowanym przypadku dla  $w_{wl} = 16,7$  m/s i  $\alpha_{spalin} = 200$  W/(m<sup>2</sup>K) otrzymano następujące wartości strumieni ciepła przekazywanych przez zewnętrzną i wewnętrzną powierzchnię rury

$$\dot{Q}_z = \dot{Q}_w = 56,864 \text{ kW}$$

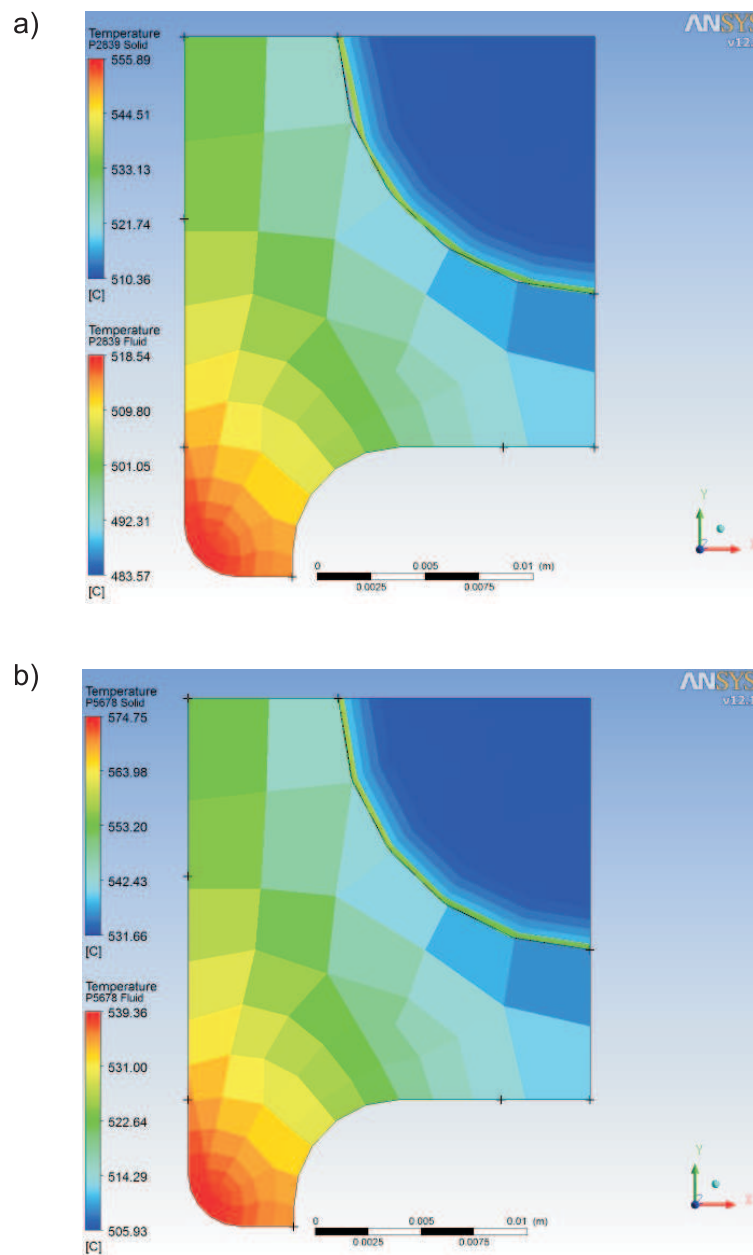
oraz

$$\dot{Q}_p = 56,904 \text{ kW}.$$

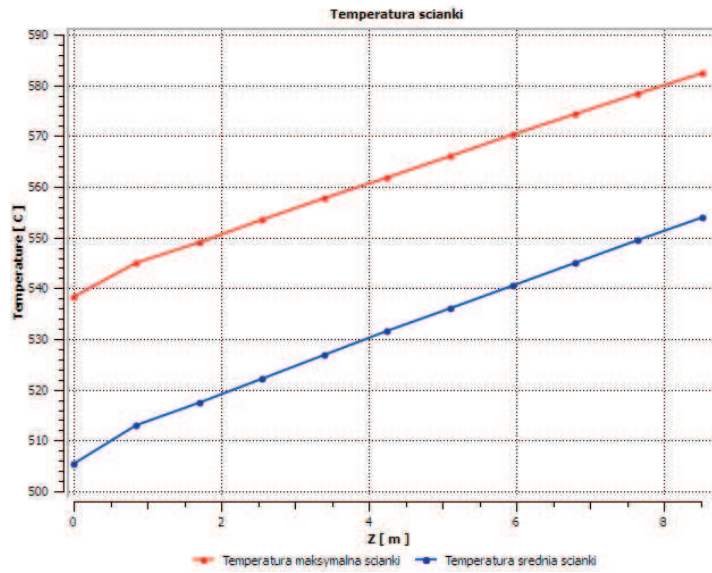
Zgodność otrzymanych wyników jest bardzo dobra.

### 3.2 Zagadnienia odwrotne

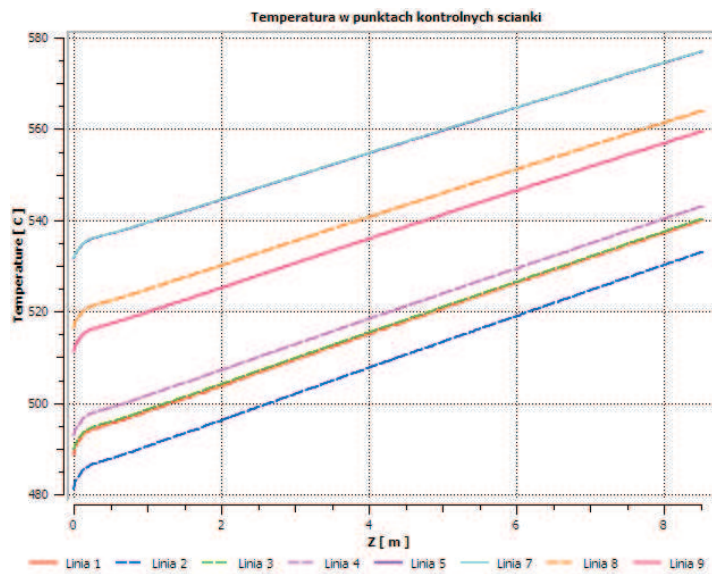
Rozwiązano również zagadnienie odwrotne. Na końcu rury omega o długości 8517 mm zadano temperaturę równą 490 °C na wylocie. Dla zadanego ciśnienia na wylocie równego  $p_{wylot} = 16,5$  MPa oraz prędkości pary na wlocie równej



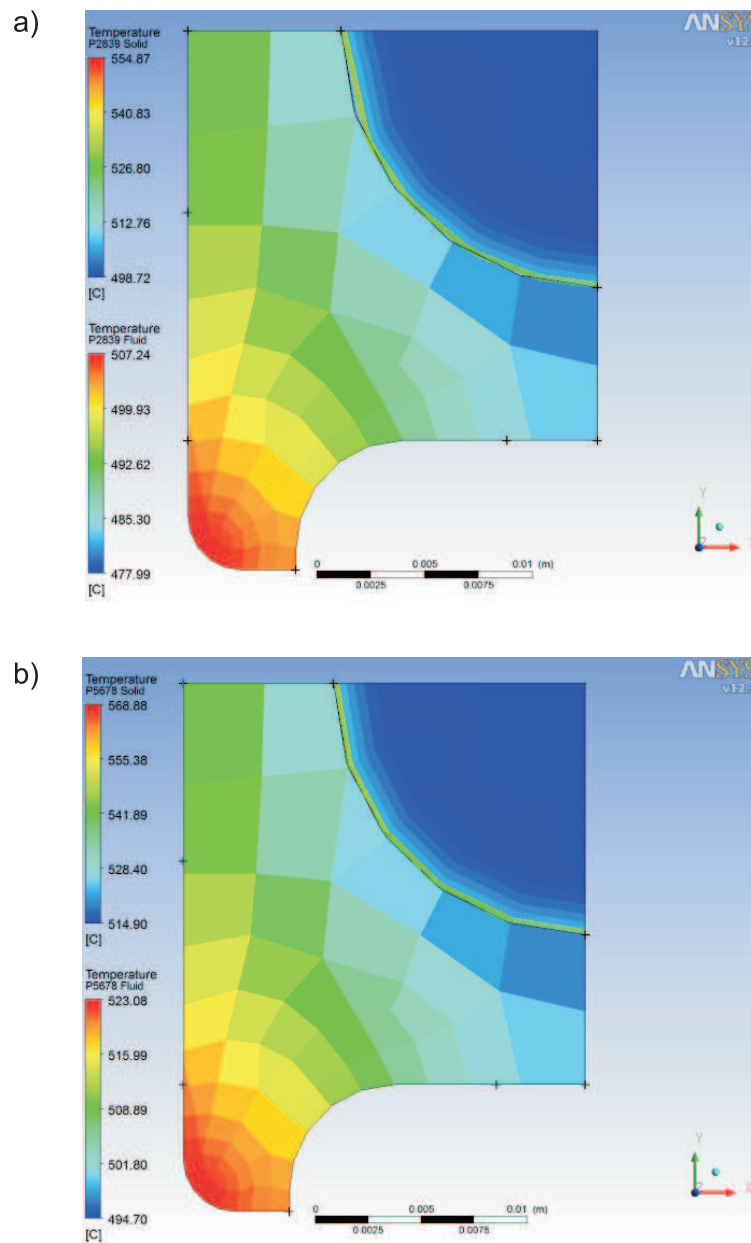
Rysunek 9. Rozkład temperatury w ścianie rury i parze w dwóch przekrojach poprzecznych:  
a) odległość 2839 mm od wlotu; b) odległość 5678 mm od wlotu



Rysunek 10. Zmiany średniej i maksymalnej temperatury ścianki na długości rury



Rysunek 11. Przebieg temperatury ścianki w węzłach nr 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8 i 9 na długości rury



Rysunek 12. Rozkład temperatury w ścianie rury i parze w dwóch przekrojach poprzecznych:  
a) odległość 2839 mm od wlotu; b) odległość 5678 mm od wlotu

$w_{wl} = 16,7$  m/s otrzymano temperaturę pary na wlocie równą  $449^{\circ}\text{C}$ . Zagadnienie odwrotne rozwiązano metodą połowienia przedziału. Na każdym kroku iteracyjnym rozkład temperatury ścianki i pary wyznaczano za pomocą programu ANSYS-CFX. Rozwiązanie zagadnienia odwrotnego uzyskano już po 5 iteracjach.

## 4 Wnioski końcowe

W pracy przeprowadzono symulację CFD procesów przepływowo-cieplnych zachodzących w przegrzewaczu grodziowym usytuowanym w komorze spalania kotła fluidalnego. Wyznaczono rozkład temperatury w ściance o złożonym kształcie przekroju poprzecznego i w przepływającej parze. Dzięki zastosowaniu symulacji CFD można z dużą dokładnością wyznaczyć rozkłady ciśnienia, prędkości i temperatury przepływającej pary. Można również uwzględnić zmiany właściwości fizycznych materiału rury wraz z temperaturą a także wpływ odcinka wlotowego na temperaturę pary i rury. Pokazano również, że możliwe jest rozwiązywanie zagadnienia odwrotnego przy użyciu programu ANSYS-CFX. Jako przykład zagadnienia odwrotnego wybrano wyznaczanie temperatury pary na wlocie do rury, gdy zadana jest temperatura pary na wylocie.

*Praca wpłynęła do redakcji w listopadzie 2010 r.*

## Literatura

- [1] French D.N.: *Metallurgical Failures in Fossil Fired Boilers*, 2nd edn. John Wiley & Sons, New York 1993.
- [2] Zima W.: *Eksperymentalna weryfikacja modelu dynamiki konwekcyjnych powierzchni grzewalnych kotłów*. Archiwum Energetyki XXXV(2005), 2, 143–163.
- [3] Charzyński W., Florkiewicz R., Maciejewski H., Malinowski M.: *System kontroli przegrzewacza pary SKPP*. Międzynarodowa XI Konferencja Kotłowa ICBT 2010, Prace naukowe – Monografie – Konferencje, z. 25, t. 1, 71–85, Politechnika Śląska, Gliwice 2010.
- [4] ANSYS CFX, *Release 12.1 Documentation*, 2010.
- [5] Wagner W., Kruse A.: *The Industrial Standard IAPWS-IF97: Properties of Water and Steam*, Springer, Berlin 1998.

### CFD modeling of a CFB boiler superheater

#### S u m m a r y

A computational fluid dynamics (CFD) simulation was carried out for the platen superheater placed in the combustion chamber of the OFe-425 CFB boiler. Superheater consists of omega-type tubes with complex shape of cross-section. Using the 3D numerical simulation determined was temperature distribution in the tube wall and flowing past steam at the assumption that temperature of fluidised bed in the chamber is known. Results of calculations can be used for appropriate selection of the superheater tube length as well as selection of the steel type for specific tube passes. Presented also is an example of inverse solution of heat transfer problem which is present in temperature control of superheated steam. The inverse problem is related to temperature distribution at inlet to the superheater at a given outlet temperature. Velocity, pressure, and temperature of the steam as well as the temperature of the tube wall with the complex cross section were computed using the ANSYS-CFX software. The direct and inverse problems were solved. In the inverse problem, the steam temperature at tube inlet was determined based on the temperature at the outlet of the tube. The inverse problem was solved iteratively.