

Politechnika Śląska w Gliwicach

Wydział Automatyki, Elektroniki i Informatyki

Rafał Czubasiewicz

**Modelowanie i zaawansowane algorytmy sterowania
procesami dystrybucji i wymiany ciepła**

Rozprawa doktorska

Rozprawa doktorska napisana pod
kierunkiem dr hab. inż. Jacka Czczota
prof. nzw. w Politechnice Śląskiej

Gliwice 2019

Pragnę wyrazić serdeczne podziękowanie Promotorowi prof. Jackowi Czeczotowi za cierpliwość, poświęcony czas i cenne dyskusje. Za wszelką pomoc i życzliwość, składam wyrazy wdzięczności prof. Mieczysławowi Metzgerowi i Kolegom z Zakładu UiUA. Dr Thaddäusowi Halaczkowi oraz współpracownikom z firmy Tritem dziękuję za wiele cennych porad i motywację.

Pracę tę dedykuję Rodzicom i Rodzinie.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów stosowanych w pracy	2
1. Wstęp – motywacja i cel pracy	3
2. Laboratoryjna instalacja dystrybucji i wymiany ciepła	10
2.1. Elektryczny piec przepływowy	12
2.2. Płytowy wymiennik ciepła	13
2.3. System SCADA	15
2.4. Kalibracja urządzeń pomiarowych	16
3. Modelowanie	18
3.1. Elektryczny piec przepływowy	18
3.2. Wymiennik ciepła	42
3.3. Zawory	64
3.4. Rurociągi	67
3.5. Walidacja symulatora instalacji	76
4. Sterowanie	79
4.1. Opis wybranych algorytmów sterowania	80
4.1.1. Algorytm regulacji B-BAC	80
4.1.2. Algorytm regulacji DCM	81
4.1.3. Algorytm regulacji IMC	82
4.1.4. Algorytm regulacji PID	83
4.2. Regulacja temperatury wody wypływającej z pieca	84
4.2.1. Uproszczony model pieca do syntezy układu regulacji	85
4.2.2. Implementacja algorytmów sterowania	86
4.2.3. Badania symulacyjne i analiza wyników	93
4.3. Regulacja temperatury wody wypływającej z wymiennika	101
4.3.1. Uproszczony model wymiennika ciepła do syntezy układów regulacji	105
4.3.2. Dwupętłowa struktura układu regulacji	107
4.3.3. Kaskadowa struktura układu regulacji	117
4.3.4. Jednopętłowa struktura układu regulacji	127
5. Podsumowanie	138
Bibliografia	143

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów stosowanych w pracy

- F_1 – objęściowe natężenie przepływu w obiegu pierwotnym instalacji, L/min
- F_2 – objęściowe natężenie przepływu w obiegu wtórnym instalacji, L/min
- T_{hin} – temperatura cieczy wpływającej do pieca, °C
- T_{hout} – temperatura cieczy wypływającej z pieca, °C
- T_{1in} – temperatura cieczy wpływającej do wymiennika płytowego po stronie pierwotnej (grzejącej), °C
- T_{1out} – temperatura cieczy wypływającej z wymiennika płytowego po stronie pierwotnej (grzejącej), °C
- T_{2in} – temperatura cieczy wpływającej do wymiennika płytowego po stronie wtórnej (grzanej), °C
- T_{2out} – temperatura cieczy wypływającej z wymiennika płytowego po stronie wtórnej (grzanej), °C
- c_w – ciepło właściwe cieczy, J/(kg·K)
- ρ – gęstość cieczy, kg/L
- V – objętość robocza pieca, L
- P_{nom} – nominalna moc pieca, W
- P_{max} – maksymalna moc pieca uzyskiwana dla aktualnego natężenia przepływu F_1 , W
- P – aktualna moc dostarczana przez grzałkę pieca, W
- $P_{\%}$ – procent mocy maksymalnej pieca – wielkość sterująca piecem, %
- a_1 – zastępczy współczynnik wymiany ciepła strony pierwotnej wymiennika, W/K
- a_2 – zastępczy współczynnik wymiany ciepła strony wtórnej wymiennika, W/K
- V_{zs} – zastępcza objętość strony wymiennika, m³
- FOPDT – element inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem (ang. First Order Plus Dead Time)
- K_{FOPDT} – wzmacnienie FOPDT, bezwymiarowe
- T_{FOPDT} – stała czasowa FOPDT, s
- $T_{op FOPDT}$ – czas opóźnienia FOPDT, s
- ISE – kryterium całkowite kwadratu uchybu lub błędu
- IAE – kryterium całkowite modułu uchybu lub błędu
- IADO – kryterium całkowite modułu przyrostu sterowania
- C.W.U – ciepła woda użytkowa
- C.O. – centralne ogrzewanie

1. Wstęp – motywacja i cel pracy

Energia cieplna, to obok energii elektrycznej, jedna z podstawowych form energii wykorzystywanych przez nas każdego dnia. W Polsce ciepło pozyskiwane jest przede wszystkim z procesu spalania paliw kopalnych w ciepłowniach oraz w wytwarzaniu skojarzonym z produkcją energii elektrycznej (kogeneracja). W ostatnich latach coraz większy udział w tym procesie mają – ze względów ekologicznych i ekonomicznych – odnawialne źródła energii (OZE) (URE, 2018). Wytworzone ciepło wykorzystuje się w procesach produkcyjnych w zakładach przemysłowych oraz w celach komunalnych, do przygotowania ciepłej wody użytkowej (C.W.U.) a także zapewnienia komfortu cieplnego w miejscach stałego przebywania ludzi (Fanger, 1974; Foit, 2012). Warto zauważyć, że w ostatnich latach coraz częściej pojawia się temat dostarczania chłodu w analogiczny sposób w jaki doprowadzane jest ciepło. Obok problematyki rozwiązań chłodu sieciowego, dynamicznym obszarem badań jest produkcja chłodu z ciepła sieciowego prowadzona w węzłach cieplnych odbiorców, gdyż umożliwia jednoczesne rozwiązanie szybko narastających w ostatnich latach problemów: zwiększającego się wciąż zapotrzebowania na chłód w okresie letnim, wynikającego z tego deficytu energii elektrycznej (z powodu przyrostu liczby pracujących w tym czasie klasycznych urządzeń sprężarkowych produkujących chłód) oraz zmniejszenia strat w procesie przesyłu ciepła (wykorzystywanego tylko do celów przemysłowych i C.W.U.) (Ziembicki i Bernasiński, 2013; Zwierzchowski i Malicki, 2018).

Ciepło wytworzone w źródle może być przekazywane bezpośrednio do punktu odbioru przy użyciu czynnika grzejącego poprzez sieci cieplne, jednak najczęściej ze względów technologicznych i ekonomicznych separuje się źródła ciepła (piece, kotły, instalacje solarne) od układów dystrybucji. Oddziela się również wewnętrzne sieci odbiorców od sieci miejskich. Miejscami stykowymi poszczególnych układów są węzły cieplne (Weber, 1975; Kamler, 1976). Można klasyfikować je na różne sposoby: według rodzaju połączenia sieci cieplnych (bezpośrednie lub pośrednie), pełnionej funkcji (centralnego ogrzewania, ciepłej wody użytkowej, ciepła technologicznego), liczby pełnionych funkcji (jedno-, dwu- i wielofunkcyjne) oraz względem wielu innych kryteriów (Szczechowiak i in., 1994;

Szkarowski i Łatowski, 2006; Foit, 2012). W handlu dostępne są kompaktowe węzły cieplne, będące gotowymi układami hydraulicznymi wraz z układem regulacji, wymagającymi jedynie przyłączenia z jednej strony do sieci ciepłej a z drugiej do instalacji odbiorcy (Danfoss, ETX).

Poza węzłem cieplnym typu bezpośredniego, podstawowym elementem wyposażenia pozostałych węzłów cieplnych jest wymiennik ciepła. Obecnie najczęściej spotykane w różnego rodzaju zastosowaniach (przemysłowych i użyteczności publicznej) są wymienniki ciepła typu płytowego oraz płaszczowo – rurowego (Nantka, 2006). Chęć zapewnienia jak najlepszej efektywności procesu wymiany ciepła zachodzącej w wymienniku, pod względem maksymalizacji ilości przekazywanego ciepła przy minimalizacji np. oporów hydraulicznych wprowadzanych przez wymiennik powoduje, że wciąż prowadzi się badania nad konstrukcją tych urządzeń. W literaturze spotkać można liczne propozycje ich dokładnych modeli matematycznych uwzględniających różne cechy wymienników (Devois i in., 1995; Kho i Müller-Steenhagen, 1999; Reppich, 1999; Georgiadis i Macchietto, 2000).

Jednakże nie tylko zmiany w budowie wymienników ciepła są przedmiotem badań nad poprawą efektywności procesu dystrybucji ciepła. Istotną rolę odgrywa także sterowanie pracą węzłów cieplnych. Badania prowadzone w tym kierunku mają na celu uzyskanie jak największej ich wydajności przy maksymalizacji oszczędności energii. Próbuje się to osiągać przez:

- zastosowanie różnych struktur układów regulacji (Gustafsson i in., 2010; Gustafsson i in., 2011);
- zastosowanie różnych algorytmów sterowania (Krzyżak i Lichota, 2000; Wang i in. 2011; Czeczot i in., 2010; Vasičkaninová i in., 2011; Al-Dawery i in., 2012; Nowak i Czeczot, 2013; Frątczak i in., 2018);
- sterowanie doborem aktualnie najlepszego źródła ciepła (Zimny i Michalak, 2007).

Większość z układów sterowania pracuje przy określeniu temperatury czynnika grzewczego opuszczającego węzeł cieplny po stronie wtórnej jako wielkości regulowanej na poziomie wartości zadanej. Dlatego istotne jest także podejście do optymalizacji zużycia energii ciepłej poprzez programową zmianę wartości zadanej tej temperatury. Odbywa się to w ujęciu najczęściej dobowym, i polega przykładowo na obniżaniu temperatury zadanej dla instalacji grzewczej w czasie, gdy ogrzewany obiekt nie jest użytkowany (Foit, 2012).

Należy mieć także na uwadze, że istniejące układy regulacji wykorzystujące klasyczne rozwiązania są często niewłaściwie nastrojone. Analiza 26 000 przemysłowych układów regulacji (wykorzystujących regulatory PID) doprowadziła do następujących wniosków: 16% regulatorów posiadało bardzo dobrze dobrane nastawy, 16% akceptowalnie, 22% przeciętnie, 10% słabo, natomiast 36% układów działało w otwartej pętli regulacji (Desborough i Miller, 2002). Inne badania prezentują podobną skalę problemu, określając około 30% układów regulacji za pracujące oscylacyjnie (Bialkowski, 1993). Zatem istota poprawy jakości procesu nie zawsze oznacza konieczność dokonywania wielkich zmian w istniejących układach regulacji, a wymaga jedynie dobrania właściwych nastaw regulatorów. Jednakże bywa to problematyczne, gdyż często w pracujących już układach nie można sobie pozwolić na prowadzenie eksperymentów związanych ze strojeniem układu regulacji. Strojenie takie trzeba przeprowadzać w oparciu o instalacje badawcze albo symulacyjnie, lub, jak przedstawiono, nie przeprowadza się go wcale. Innym sposobem rozwiązania problemu niskiej jakości regulacji jest zastosowanie zaawansowanych algorytmów sterowania (Rhinehart i in., 2011; Tatjewski, 2016). Jednak użycie ich w istniejących układach regulacji bez uprzedniej weryfikacji napotyka na te same problemy co procedura strojenia. Z tego względu prowadzi się badania przede wszystkim laboratoryjne. Ich efektem są publikacje prezentujące nowe metody sterowania. Jednakże rzadko spotyka się w literaturze opracowania porównujące algorytmy sterowania tym samym obiektem. Większość prac przedstawia efekty wykorzystania tylko jednego, proponowanego rozwiązania. Jeżeli dokonywane są porównania, to z podstawowym regulatorem PI, dodatkowo w oparciu o analizy przeprowadzane tylko symulacyjnie (np. Zhang i in., 2003; Kumar i in., 2015). Symulacje te są często uproszczone i nie oddają rzeczywistego charakteru obiektu.

Przedstawiona problematyka dowodzi, że istnieje stałe zapotrzebowanie na prace badawcze poświęcone potencjalnej poprawie efektywności procesu dystrybucji i wymiany ciepła, prowadzone laboratoryjnie przy zapewnieniu odpowiedniego odwzorowania rzeczywistej natury procesu. Z tego powodu problematyka ta podejmowana jest w niniejszej pracy.

Biorąc pod uwagę opisane powyżej zagadnienia, formułuje się pierwszą tezę niniejszej pracy:

Zaawansowane algorytmy sterowania są w stanie zapewnić lepszą jakość regulacji pracy obiektów cieplnych w porównaniu do klasycznych rozwiązań.

W celu potwierdzenia przedstawionej tezy formułuje się pierwszy cel pracy:

Dokonać weryfikacji działania kilku zaawansowanych algorytmów sterowania dla tego samego procesu dystrybucji i wymiany ciepła przy zapewnieniu jednakowych warunków pracy algorytmów.

Przyjmuje się, że weryfikacja wykonana zostanie dla dwóch przypadków:

1. Regulacja temperatury wody wypływającej z przepływowego pieca elektrycznego (źródło ciepła);
2. Regulacja temperatury wody wypływającej po stronie wtórnej z płytowego wymiennika ciepła (odbiornik ciepła).

Aby realizacja przedstawionego celu dokonana została w sposób możliwie najlepszy, planuje się wykorzystanie obiektu rzeczywistego, jakim jest laboratoryjna instalacja reprezentująca prosty węzeł cieplny. Instalacja została szerzej opisana w rozdziale 2.

Prowadzenie badań przy wykorzystaniu instalacji laboratoryjnej, oprócz oczywistych korzyści związanych z możliwością analizy proponowanych rozwiązań w warunkach możliwie najbardziej zbliżonych do rzeczywistych warunków pracy układu regulacji, wiąże się także z dodatkowymi utrudnieniami. Są to między innymi:

- Długi czas badań. Propagacja i przenikanie ciepła nie jest natychmiastowe i należy oczekiwać długotrwałego uzyskiwania stanów ustalonych. Ponadto każde przystąpienie do eksperymentu wiąże się z koniecznością uruchomienia instalacji, co również wydłuża czas uzyskania wyników końcowych.
- Konieczność powtarzania raz przerwanych eksperymentów. Nie jest możliwe wstrzymanie procesu i jego wznowienie w późniejszym czasie.
- Wysokie koszty badań. Jest to związane przede wszystkim ze zużyciem mediów, wody i prądu. W niektórych przypadkach możliwe jest powtórne wykorzystanie wody w instalacji (dla instalacji skonfigurowanej do pracy w obiegu zamkniętym, co zostało szerzej opisane w rozdziale 2), tym niemniej przyjęć należy najgorszy z możliwych przypadków, to jest odprowadzanie wykorzystanej wody do kanalizacji. Łącząc to ze wspomnianym uprzednio długim czasem badań, zużycie mediów jest dość wysokie.
- Brak powtarzalności eksperymentów. Wynika to z niemożności zapewnienia jednakowych warunków, w jakich prowadzone są badania, ze względu na:

- szумы pomiarowe – losowe i niepowtarzalne;
- zakłócenia zewnętrzne – zakłócenia, na które nie ma bezpośredniego wpływu:
 - temperatura otoczenia;
 - temperatura wody wodociągowej, zasilającej instalację;
 - starzenie się instalacji (kalibracja czujników, wytrącanie osadów w elementach instalacji);
 - skoki ciśnienia wody w rurociągu zasilającym;
 - zmiany ciśnienia powietrza w przypadku urządzeń zasilanych pneumatycznie;
 - wszelkiego rodzaju awarie sprzętu, zaniki zasilania i tym podobne.

Opisane powyżej problemy można wyeliminować w przypadku prowadzenia badań symulacyjnych z użyciem sprzętu komputerowego. Stworzenie symulatora instalacji cieplnej pozwala na:

- skrócenie czasu badań i wprowadza możliwość manipulowania czasem poprzez zapisywanie stanu symulacji i kontynuowanie badań w innym terminie;
- zmniejszenie kosztów badań, poprzez znaczącą redukcję zużycia mediów;
- zapewnienie pełnej powtarzalności eksperymentów;
- możliwość generowania dowolnych scenariuszy badań;
- pełne uniezależnienie od zakłóceń zewnętrznych, a wprowadzane zakłócenia mogą być jednakowe dla każdego badanego przypadku;
- rozpatrywanie przypadków nieosiągalnych dla instalacji rzeczywistej (np. możliwość badania zachowania układu regulacji dla wody o temperaturze niższej od uzyskiwanej z sieci wodociągowej, możliwość symulowania skoków tej temperatury, wprowadzanie strat ciepła wyższych niż osiągnięte w rzeczywistości itp.).

Rozważania te prowadzą do sformułowania drugiej tezy pracy:

Badania symulacyjne, prowadzone w oparciu o dokładny model procesu, umożliwiają przeniesienie opracowanych układów regulacji wraz z nastawami bezpośrednio do układu sterowania obiektem rzeczywistym, bez konieczności wykonywania dodatkowego strojenia.

W celu potwierdzenia drugiej tezy przedstawia się drugi cel niniejszej pracy:

Zaproponować symulator laboratoryjnej instalacji cieplnej w oparciu o fizykalne modele obiektów wchodzących w jej skład oraz dokonać jego walidacji względem danych pomiarowych uzyskanych z instalacji rzeczywistej. Symulator ten wykorzystać do wstępnej weryfikacji wybranych algorytmów sterowania i po selekcji, potwierdzić uzyskane wyniki z wykorzystaniem rzeczywistej instalacji laboratoryjnej.

Warto zaznaczyć, iż takie podejście jest zgodne z najnowszymi trendami badań układów regulacji, mających pracować w rzeczywistych warunkach przemysłowych. Mowa tutaj o stosowaniu metodologii wirtualnego uruchamiania układów regulacji (ang. *virtual commissioning*), np. (Lee i Park, 2014; Frątczak i in., 2015), gdzie wykorzystuje się szczegółowy model obiektu technologicznego do testowania układu sterowania zaimplementowanego w rzeczywistych sterownikach PLC (analiza błędów programu, strojenie regulatorów, testowanie najlepszych struktur regulacji). Połączenie między sterownikami a symulatorem odbywa się wtedy w taki sposób, aby po zakończeniu testów bez modyfikacji móc przenieść sterowniki wraz z oprogramowaniem do pracy z rzeczywistym obiektem. Zastosowanie symulacji pozwala także na prowadzenie bezpiecznych szkoleń dla obsługi, np. (Lin i in., 2002).

Rozszerzeniem tego podejścia jest wykorzystanie dokładnego modelu obiektu oraz znajomości jego aktualnego stanu w celach diagnostycznych. Na tej podstawie, wykorzystując metodologię cyfrowego bliźniaka (ang. *digital twin*) (Boschert i Rosen, 2016), możliwe jest przykładowo przewidywanie stanów awaryjnych maszyn oraz przeciwdziałanie im w czasie rzeczywistym.

Zdecydowano się na modelowanie poszczególnych elementów instalacji modelami fizykalnymi lub takimi, których znacząca część ma pochodzenie fizykalne. Wynika to z wyższości takich modeli nad prostymi modelami wejściowo – wyjściowymi (np. transmitancyjnymi z ewentualną nieliniowością lub ich ekwiwalentami w postaci równań stanu). W przypadku dobrze rozpoznanych zjawisk, modele fizykalne są zazwyczaj dokładne w bardzo szerokim zakresie zmian parametrów i wymuszeń, a także pozwalają w naturalny sposób uwzględniać wpływ zakłóceń oraz sprzężeń skrośnych między poszczególnymi wejściami (np. Maciejowski, 2002, Murray-Smith i Johansen, 2010).

Warto wspomnieć, iż zastosowanie modeli fizykalnych do opisu pracy obiektu technologicznego ma także istotną zaletę z punktu widzenia syntezy układów regulacji. Posiadanie dokładnego modelu fizykalnego pozwala na syntezę zaawansowanego prawa sterowania na podstawie tego modelu (technika *model – based control*). Tak więc,

opracowane modele będą wykorzystywane nie tylko do modelowania pracy instalacji cieplnej, ale także, po uproszczeniu, do syntezy badanych regulatorów.

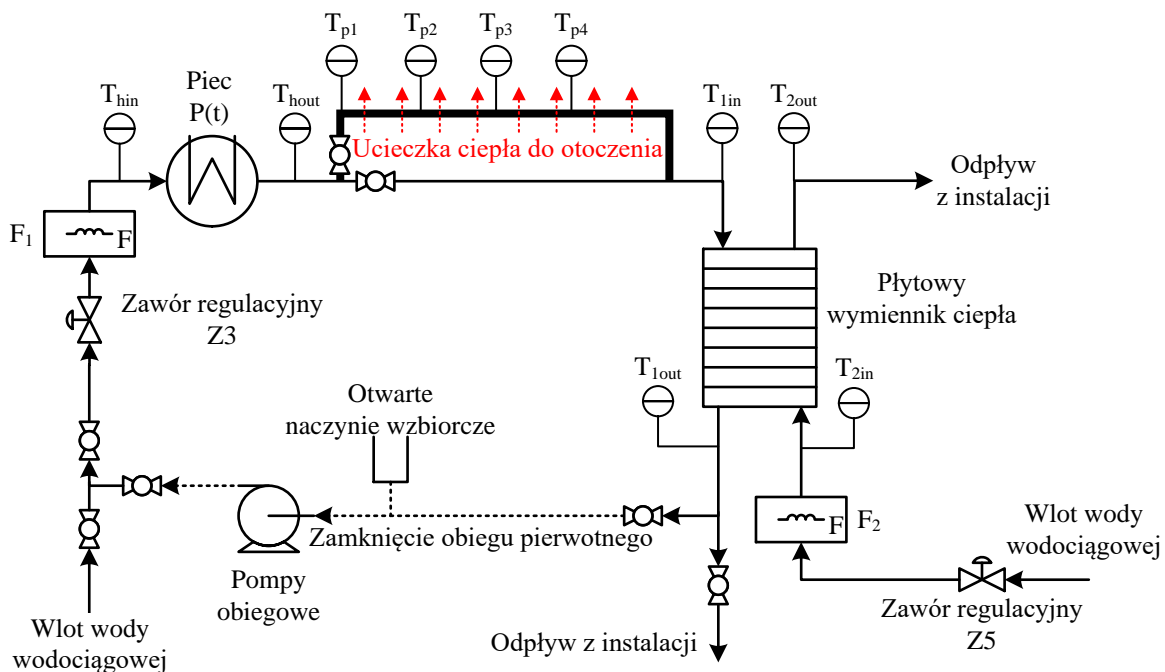
Podsumowując powyższe rozważania, określić można poszczególne etapy realizacji postawionych celów:

1. Stworzenie możliwie wiernego symulatora pilotażowej instalacji cieplnej.
2. Walidacja działania symulatora względem rzeczywistego obiektu.
3. Symulacyjna analiza porównawcza zaawansowanych algorytmów sterowania dla przypadku sterowania elektrycznym piecem przepływowym.
4. Walidacja wybranych algorytmów na obiekcie rzeczywistym.
5. Analiza porównawcza zaawansowanych algorytmów sterowania w różnych konfiguracjach pętli sterowania pracą węzła cieplnego.
6. Walidacja wybranych struktur z wykorzystaniem obiektu rzeczywistego.

Walidacje zaplanowane w punktach 4 i 6 polegać będą na bezpośrednim przeniesieniu algorytmu (lub całej struktury) sterowania oraz nastaw do systemu zarządzającego pracą instalacji cieplnej. Oczekuje się, że wyniki uzyskane na drodze symulacji oraz walidacji będą zbliżone co do charakteru przebiegów oraz bliskie co do wartości rejestrowanych parametrów.

2. Laboratoryjna instalacja dystrybucji i wymiany ciepła

W ramach niniejszej pracy badania prowadzone są z wykorzystaniem laboratoryjnej instalacji dystrybucji i wymiany ciepła, znajdującej się w Zakładzie Urządzeń i Układów Automatyki Instytutu Automatyki Politechniki Śląskiej. Instalacja ta odzwierciedla pracę prostego węzła cieplnego. Schemat ideowy instalacji przedstawia rysunek 2.1.



Rysunek 2.1 – schemat ideowy instalacji laboratoryjnej. Linia przerywaną zaznaczono połączenie wykorzystywane w czasie pracy instalacji z zamkniętym obiegiem pierwotnym.

Obieg pierwotny (grzewczy) może być skonfigurowany do pracy w układzie otwartym bądź zamkniętym. W układzie otwartym instalacja zasilana jest wodą wodociągową, która jest usuwana z obiegu po przepłynięciu przez wymiennik. W czasie pracy w układzie zamkniętym, woda po przepłynięciu przez wymiennik jest kierowana do pieca (nie ma dopływu wody do obiegu z zewnątrz). Obieg wtórny (ogrzewany) pracuje tylko w układzie otwartym. Zasilany jest wodą wodociągową, która po przepłynięciu przez wymiennik wypływa swobodnie do kanalizacji.

W ramach obiegu pierwotnego można wyróżnić następujące elementy:

- dwupołożeniowe zawory ręczne, umożliwiające konfigurację obiegu do pracy w układzie otwartym bądź zamkniętym;
- zawór regulacyjny Z3, o charakterystyce stałoprocentowej i nominalnym współczynnikiem przepływu K_{VS} równym 0,25, z siłownikiem pneumatycznym, umożliwiający regulację natężenia przepływu wody w obiegu;
- przepływomierz magnetyczny, mierzący natężenie przepływu w obiegu;
- przepływowy piec elektryczny wraz z zamontowanymi na przyłączach czujnikami temperatury cieczy – wlotowej T_{hin} i wylotowej T_{hout} ;
- układ rur dostarczających ogrzaną ciecz z pieca do wymiennika, opisany bardziej szczegółowo w dalszej części rozdziału;
- stronę pierwotną płytowego wymiennika ciepła wraz z zamontowanymi na przyłączach obiegu grzewczego czujnikami temperatury cieczy – wlotowej T_{lin} i wylotowej T_{lout} ;
- dwie pompy elektryczne, wymuszające przepływ wody w obiegu (w przypadku pracy w układzie zamkniętym).

W ramach obiegu wtórnego można wyróżnić następujące elementy:

- zawór regulacyjny Z5, o charakterystyce liniowej i nominalnym współczynnikiem przepływu K_{VS} równym 0,80, z siłownikiem pneumatycznym umożliwiający regulację natężenia przepływu wody w obiegu;
- przepływomierz magnetyczny, mierzący natężenie przepływu w obiegu;
- stronę wtórną płytowego wymiennika ciepła wraz z zamontowanymi na przyłączach obiegu ogrzewanego czujnikami temperatury cieczy – wlotowej T_{2in} i wylotowej T_{2out} .

Pomiary temperatur cieczy w instalacji są dokonywane w miejscach zaznaczonych na schemacie 2.1 za pomocą czujników rezystancyjnych Pt100 i oznaczonych jak następuje:

- T_{hin} – zakres pomiarowy od 10°C do 50°C – temperatura cieczy wpływającej do pieca elektrycznego;
- T_{hout} – zakres pomiarowy od 10°C do 80°C – temperatura cieczy wypływającej z pieca;
- T_{lin} – zakres pomiarowy od 10°C do 70°C – temperatura cieczy wpływającej do wymiennika płytowego po stronie pierwotnej;

- T_{1out} – zakres pomiarowy od 10°C do 60°C – temperatura cieczy wypływającej z wymiennika płytowego po stronie pierwotnej;
- T_{2in} – zakres pomiarowy od 10°C do 30°C – temperatura cieczy wpływającej do wymiennika płytowego po stronie wtórnej;
- T_{2out} – zakres pomiarowy od 10°C do 60°C – temperatura cieczy wypływającej z wymiennika płytowego po stronie wtórnej.

Pomiaru objętościowych natężeń przepływów cieczy w obu obiegach instalacji dokonuje się przy użyciu elektromagnetycznych przepływomierzy SIEMENS SITRANS F M MAG 1100. Na schemacie 2.1 oznaczono je jako:

- F_1 – zakres pomiarowy od 0 L/min do 10 L/min – natężenie przepływu w obiegu pierwotnym;
- F_2 – zakres pomiarowy od 0 L/min do 10 L/min – natężenie przepływu w obiegu wtórnym.

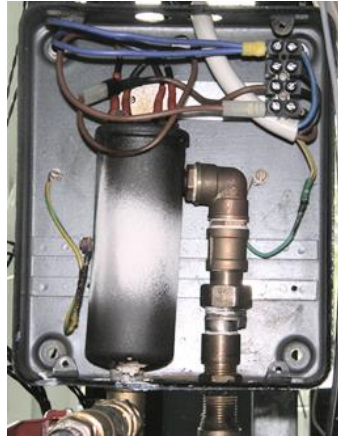
Pomiędzy piecem a wymiennikiem ogrzana ciecz może przepłynąć dwiema drogami:

1. Krótkim, elastycznym wężykiem w metalowej osnowie o długości około 1 metra i średnicy wewnętrznej wynoszącej ok. 5 mm.
2. Długą, metalową rurą o średnicy nominalnej 1” i długości około 3 metrów. Średnica ta nie jest jednakowa na całej długości ze względu na kształtki łączące odcinki rury. Rura nie jest izolowana. Rurociąg ten został dodatkowo opomiarowany poprzez umieszczenie czterech czujników temperatury cieczy w rurze: T_{p1} , T_{p2} , T_{p3} i T_{p4} , o zakresie pomiarowym od 0°C do 100°C. Czujnik T_{p1} umieszczony został na początku rury a czujniki T_{p2} , T_{p3} i T_{p4} odpowiednio w ok. 1/5, 2/5 i 3/5 jej długości.

W obu przypadkach czujnikiem mierzącym temperaturę cieczy na końcu danego odcinka jest czujnik T_{1in} .

2.1. Elektryczny piec przepływowy

Źródłem ciepła w instalacji jest elektryczny piec przepływowy. Składa się on z grzałki umieszczonej w cylindrycznej komorze, przyłączy hydraulicznych i elektrycznych oraz zewnętrznej obudowy. Piec przedstawiony został na rysunku 2.2 (do celów poglądowych zdjęta została przednia część obudowy).



Rysunek 2.2 – piec (widok po demontażu przedniej ściany obudowy). Zdjęcie autora.

Wobec braku dokumentacji technicznej pieca, w celu określenia jego parametrów wykonane zostały pomiary:

- objętości – na podstawie wymiarów geometrycznych pieca oszacowano objętość pieca na $V \approx 0,25$ L;
- mocy grzałki – na podstawie pomiaru rezystancji grzałki umieszczonej w piecu, przy założeniu napięcia w sieci elektrycznej równego 230 V i korzystając z prawa Ohma określono moc nominalną pieca na $P_{\text{nom}} \approx 5$ kW.

Sterowanie mocą grzałki odbywa się przy użyciu elektronicznego układu realizującego algorytm PWM (*Pulse Width Modulation* – Modulacja Szerokości Impulsu) o czasie cyklu wynoszącym 6 s. Układ ten zamienia sygnał sterujący o zakresie $0 \div 10$ V, wysyłany przez sterownik instalacji ciepłej, na impulsy prądu elektrycznego o określonej długości zasilające grzałkę. W ten sposób możliwe jest uzyskanie mocy grzałki $P_{\%}$ w zakresie od 0 do 100% mocy nominalnej (równanie (2.1)).

$$P(t) = P_{\%}(t) \cdot P_{\text{nom}} \quad (2.1)$$

2.2. Płytkowy wymiennik ciepła

Za wymianę ciepła w instalacji odpowiada lutowany płytowy wymiennik ciepła, produkcji Tau Energy Products, Szwecja. Wymiennik przedstawiony został na rysunku 2.3. Wymiennik zamontowano w taki sposób, by pracował w układzie przeciwprądowym, to znaczy kierunki przepływu czynników grzewczego i ogrzewanego były przeciwne. Taki sposób montażu umożliwia przekazanie największej ilości ciepła z obiegu pierwotnego do wtórnego. Na podstawie materiałów promocyjnych producenta, stanowiących jedyną, istniejącą dokumentację wymiennika, można określić jego następujące parametry:

- liczba płyt – 6,
- objętość pojedynczego kanału – 0,095 L,
- objętość strony pierwotnej – 0,19 L,
- objętość strony wtórnej – 0,29 L,
- wymiary pojedynczej płyty: 522 mm × 115 mm.



Rysunek 2.3 – płytowy wymiennik ciepła. Zdjęcie autora.

Złożenie wymiennika z sześciu płyt tworzy pięć kanałów dla cieczy. Według zaprezentowanych powyżej danych, dwa kanały są przewidziane dla obiegu pierwotnego a trzy dla wtórnego. Można zatem spodziewać się zjawisk związanych z pracą niesymetrycznego wymiennika ciepła, takich jak różnice w dynamice obu obiegów wymiennika. Kanały te ułożone są naprzemiennie. Schemat ideowy takiej konfiguracji przedstawia rysunek 2.4.

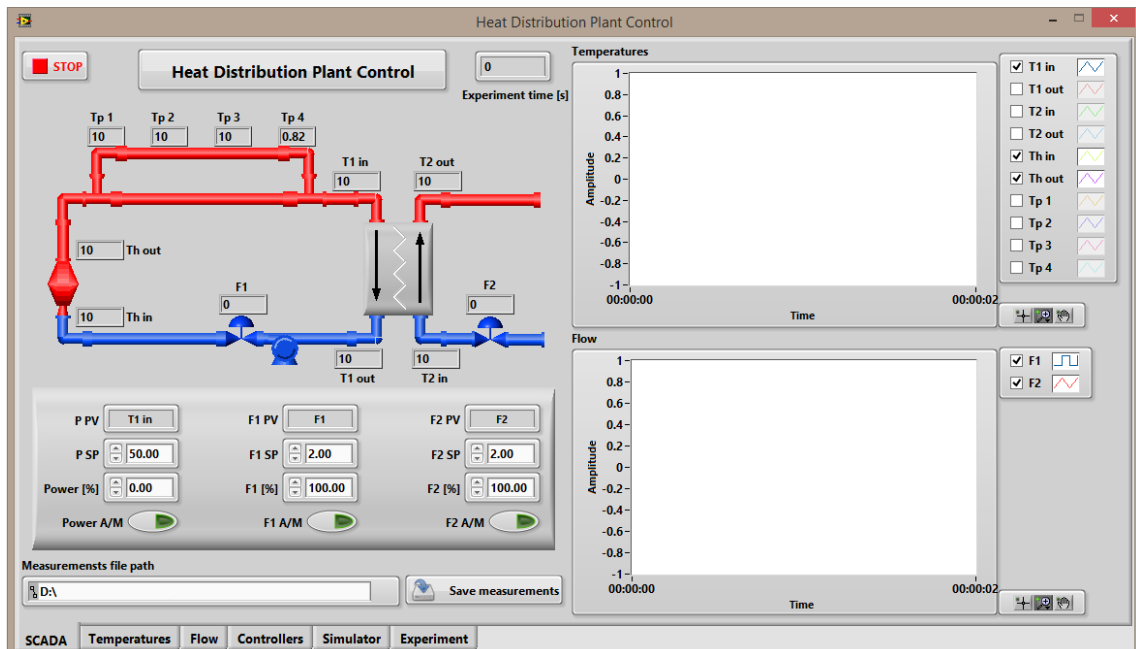


Rysunek 2.4 – schemat budowy wymiennika ciepła.
Źródło: materiały promocyjne Tau Energy Products, Szwecja.

Ze względu na sposób montażu wymiennika nie jest możliwa weryfikacja tych danych. Ponadto istnieje możliwość, że wymiennik został zamontowany odwrotnie i czynnik grzejący płynie przez stronę o większej objętości. Z tego powodu, w toku dalszych rozważań w niniejszej pracy, zaprezentowane informacje będą traktowane jako poglądowe.

2.3. System SCADA

Urządzenia pomiarowe i wykonawcze, zainstalowane w laboratoryjnej instalacji dystrybucji i wymiany ciepła, są obsługiwane przy wykorzystaniu sterownika Fieldpoint FP6010 firmy National Instruments. Jest on urządzeniem pośredniczącym pomiędzy przetwornikami pomiarowymi a komputerem PC, na którym uruchamiane są programy SCADA.



Rysunek 2.5 – ekran główny programu SCADA, wykonanego przez autora na potrzeby niniejszej pracy

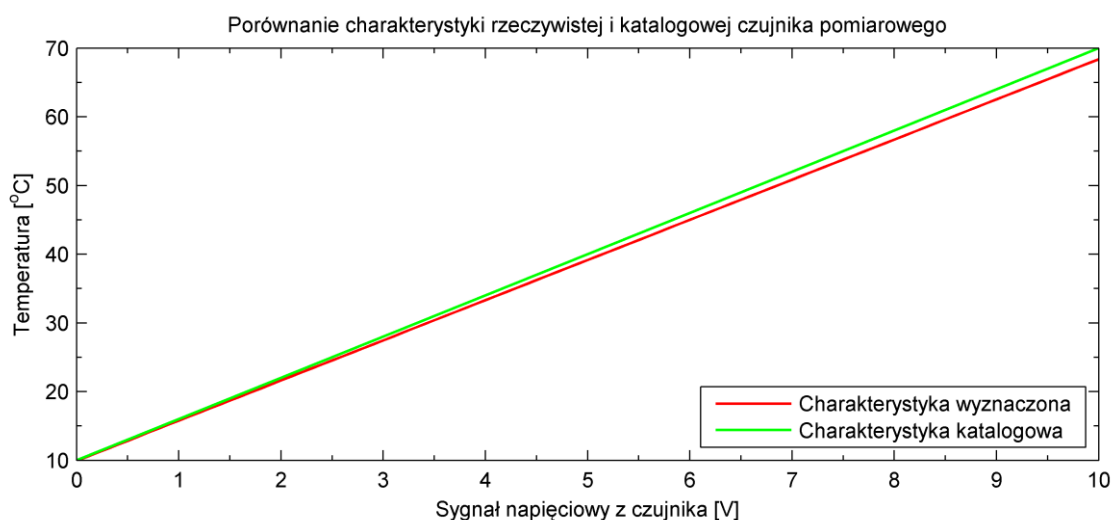
W celu przeprowadzenia badań w ramach niniejszej pracy, autor wykonał oprogramowanie SCADA przy wykorzystaniu środowiska LabView™ firmy National Instruments. Przykładowy ekran programu zaprezentowany został na rysunku 2.5. Oprogramowanie to posiada wymagane od systemów SCADA funkcje: wizualizację pomiarów, archiwizację danych (wielkości zarówno mierzonych jak i sterujących oraz parametrów regulatorów), wprowadzanie wartości zadanych i innych parametrów do układów regulacji, przełączanie pomiędzy pracą automatyczną i ręczną, itp. Cechami dodatkowymi wykonanego oprogramowania są:

- możliwość wyboru jednego z kilku algorytmów sterowania w pętli regulacji przepływowego pieca elektrycznego;
- możliwość wyboru różnych konfiguracji układu regulacji temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej;
- możliwość wykonywania powtarzalnych eksperymentów, poprzez harmonogramowanie zmian wybranych parametrów;
- walidacja symulatora w trybie *on-line*, poprzez bieżące porównanie wyjść modelu z danymi pomiarowymi.

2.4. Kalibracja urządzeń pomiarowych

Ponieważ poszczególne modele obiektów wchodzących w skład instalacji ciepłej mają być oparte o równania fizyczne, istotne jest, aby wartości wielkości mierzonych, występujących w tych równaniach, były możliwie zbliżone do rzeczywistych. W trakcie przygotowań do badań stwierdzono, że w stanach ustalonych i w jednakowych warunkach, odczyty z różnych czujników temperatur, które powinny wskazywać tę samą bądź możliwie zbliżoną wartość, wykazują znaczne rozbieżności. Efektem tego było przykładowo uzyskiwanie ujemnego bilansu cieplnego pieca, gdyż według wskazań czujników, temperatura wody wypływającej z pieca była niższa niż temperatura wody doń wpływającej, przy temperaturze otoczenia wyższej od obu pomiarów. Dalsze rozważania oparte o zjawiska fizyczne stawały się zatem niedokładne i utrudnione z powodu braku spełnienia zasady zachowania energii cieplnej. Dodatkowo w układzie pomiarowym instalacji zastosowano wielostopniowe przetworniki pomiarowe – sygnał rezystancyjny z czujników Pt100 jest zamieniany na sygnał prądowy $4 \div 20$ mA a następnie, przez inny przetwornik, na sygnał napięciowy $0 \div 10$ V. Każdy z tych przetworników wprowadza swój błąd oraz szum, zniekształcając pierwotny odczyt. Aby zatem zminimalizować wpływ niedokładności pomiarowych wynikających z rozbieżności charakterystyk urządzeń pomiarowych opisanych w kartach katalogowych z charakterystykami rzeczywistymi, na etapie przygotowania do akwizycji danych, przeprowadzono kalibrację czujników temperatury. Dokonano tego poprzez porównanie wartości otrzymywanej z czujnika ze wskazaniem termometru odniesienia, umieszczonych w jednym naczyniu z wodą o określonej temperaturze. Przykładowa rozbieżność tak wyznaczonej charakterystyki od wyliczonej z danych katalogowych zaprezentowana została na rysunku 2.6. Warto zauważyć, że dla temperatury około 40°C rozbieżność między charakterystykami wynosi 1°C . Zastosowana metoda wyznaczania charakterystyki rzeczywistej nie jest wolna od wad, spośród których można wymienić najistotniejsze, takie jak: błąd paralaksy (zastosowano

rtęciowy termometr odniesienia) czy rozdzielczość użytego termometru odniesienia wynosząca $0,2^{\circ}\text{C}$. Jednakże porównując wartości temperatur uzyskanych z kilku czujników umieszczonych w jednym naczyniu stwierdzono znaczną poprawę odczytów poprzez zbliżenie się wartości wskazań. Zatem niedokładności zastosowanej metody kalibracji są akceptowalne a także brane pod uwagę w toku dalszych rozważań. W konsekwencji uzyskano najlepszą osiągalną w tych warunkach dokładność wskazań rezystancyjnych czujników temperatury. Należy dodać, iż ta dokładność znacznie przewyższa dokładność odczytu temperatury uzyskiwaną w instalacjach przemysłowych, gdzie kalibracji czujników pomiarowych dokonuje się rzadko lub wcale.



Rysunek 2.6 – porównanie przykładowej charakterystyki rzeczywistej i katalogowej czujnika pomiarowego

Wskazania przepływomierzy, wobec niemożliwości ich demontażu a także braku możliwości zamontowania dodatkowych urządzeń wzorcujących, nie były korygowane.

3. Modelowanie

Zgodnie z postawionymi w tej pracy założeniami, modelowanie obejmuje elementy wchodzące w skład instalacji dystrybucji i wymiany ciepła opisanej w poprzednim rozdziale. Modelowanie to ma na celu stworzenie symulatora instalacji, umożliwiającego szybkie, powtarzalne i niskie kosztowo prowadzenie badań nad algorytmami sterowania. Zaletami takiego sposobu prowadzenia badań jest ograniczenie zużycia mediów – energii elektrycznej i wody (zwłaszcza dla instalacji pracującej w układzie otwartym obiegu pierwotnego), dużo krótszy czas oczekiwania na rezultaty oraz powtarzalność warunków, co w przypadku badań prowadzonych na rzeczywistym obiekcie jest trudno realizowalne lub wręcz niemożliwe (np. kwestia temperatury otoczenia, mająca wpływ na ucieczkę ciepła z instalacji). Sama instalacja służyć zatem będzie jedynie końcowej weryfikacji wstępnie wybranych rozwiązań.

Istotnym aspektem przyjętego podejścia jest ujęcie w modelach dynamiki nie tylko samego obiektu modelowanego, ale również elementów składowych torów pomiarowych i wykonawczych. Z tego względu modele, utworzone na podstawie równań opisujących zjawiska fizyczne zachodzące w modelowanych obiektach, będą musiały być uzupełnione o dodatkowe elementy przybliżające dynamikę i statykę tych torów.

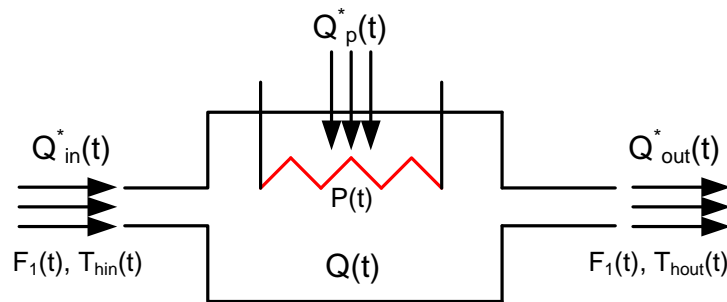
3.1. Elektryczny piec przepływowy

Jak wspomniano w rozdziale 2.1, źródłem ciepła w instalacji jest przepływowy piec elektryczny. Z uwagi na niewielkie wymiary oraz budowę, przyjmuje się za wystarczające rozpatrywanie urządzenia jako obiektu o parametrach skupionych. Podobne podejście do zagadnienia można znaleźć w innych pracach, np.: (Łaszczyk, 2000a; Czeczot, 2008; Diao i in., 2012). Z tego względu model matematyczny pieca wyprowadza się na podstawie elementarnego bilansu masy i energii, dokonując uprzednio następujących założeń:

- 1) Stała objętość cieczy wewnątrz pieca. Ponieważ konstrukcja pieca uniemożliwia zmianę jego objętości roboczej przyjmuje się, iż ilość cieczy zgromadzonej w piecu w czasie jego pracy jest niezmienna.

- 2) Brak ucieczki ciepła do otoczenia. Komora pieca znajduje się wewnątrz dodatkowej metalowej obudowy (na rysunku 2.2 widoczna jest tylna ściana), która ogranicza ruchy konwekcyjne powietrza nagrzanego od pieca, dając częściową izolację. Sama komora pieca nie jest jednak dodatkowo izolowana. Ponadto, występuje propagacja ciepła wzdłuż rur połączonych z piecem. Ilość traconego w ten sposób ciepła jest trudna do oszacowania. Założenie to ma na celu uproszczenie struktury modelu i wyeliminowanie z niego parametrów niemierzalnych.
- 3) Idealne mieszanie cieczy wewnątrz komory. Ze względu na rozmiary komory pieca, przepływ turbulentny cieczy oraz dodatkowe elementy wewnątrz komory pieca wpływające na kształt strugi cieczy (np. grzałka), założenie to można uznać za spełnione.
- 4) Zmiany ciepła właściwego i gęstości cieczy na skutek zmian jej temperatury pomijają się.
- 5) Pojemność cieplną ścianek pieca i grzałki pomijają się.

Uwzględniając powyższe założenia, można wyprowadzić uproszczoną zależność bilansu ciepła, przedstawioną schematycznie na rysunku 3.1:



Rysunek 3.1 – bilans strumienia masy i energii w piecu

Bilans ten można zapisać za pomocą następującego równania różniczkowego (3.1):

$$\frac{dQ(t)}{dt} = Q_{in}^*(t) + Q_p^*(t) - Q_{out}^*(t) \quad (3.1)$$

gdzie Q oznacza ciepło zgromadzone w komorze pieca, Q_{in}^* i Q_{out}^* – strumienie ciepła dostarczanego i usuwanego razem z przepływem cieczy przez piec a Q_p^* reprezentuje strumień ciepła dostarczany przez grzałkę. Podstawiając do równania (3.1) ogólnie znane zależności opisujące strumienie ciepła i dokonując elementarnych przekształceń, uzyskuje się równanie opisujące zmianę temperatury cieczy wewnątrz pieca (3.2). Ponieważ założono jej idealne mieszanie, jest to jednocześnie temperatura cieczy wypływającej z pieca.

$$\frac{dT_{\text{hout}}(t)}{dt} = \frac{F_1(t)}{V} (T_{\text{hin}}(t) - T_{\text{hout}}(t)) + \frac{P(t)}{c_w \cdot \rho \cdot V} \quad (3.2)$$

gdzie:

- V – objętość robocza, L;
- c_w – ciepło właściwe cieczy, J/(kg·K) – dla wody 4189,9 J/(kg·K);
- ρ – gęstość cieczy kg/L – dla wody 1 kg/L;
- $P(t)$ – moc grzałki liczona według wzoru (2.1), W.

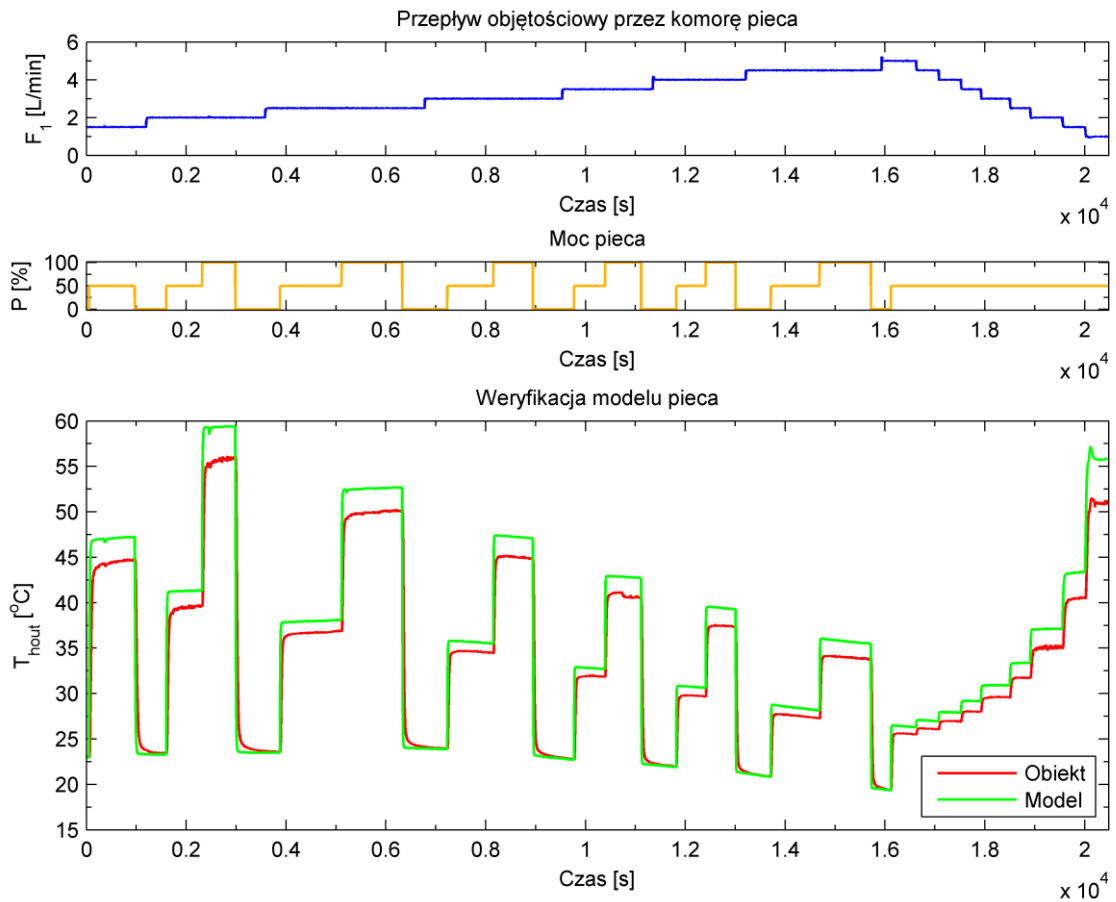
Wstępną weryfikację modelu pieca przeprowadzono na podstawie równania (3.2), przy użyciu danych pomiarowych uzyskanych w czasie pracy modelowanej instalacji cieplnej. Wielkościami wejściowymi do modelu były:

- natężenie przepływu $F_1(t)$, L/min;
- temperatura wlotowa cieczy $T_{\text{hin}}(t)$, °C;
- moc pieca $P\%$ w zakresie 0 ÷ 100%;
- $P_{\text{nom}} = 5$ kW.

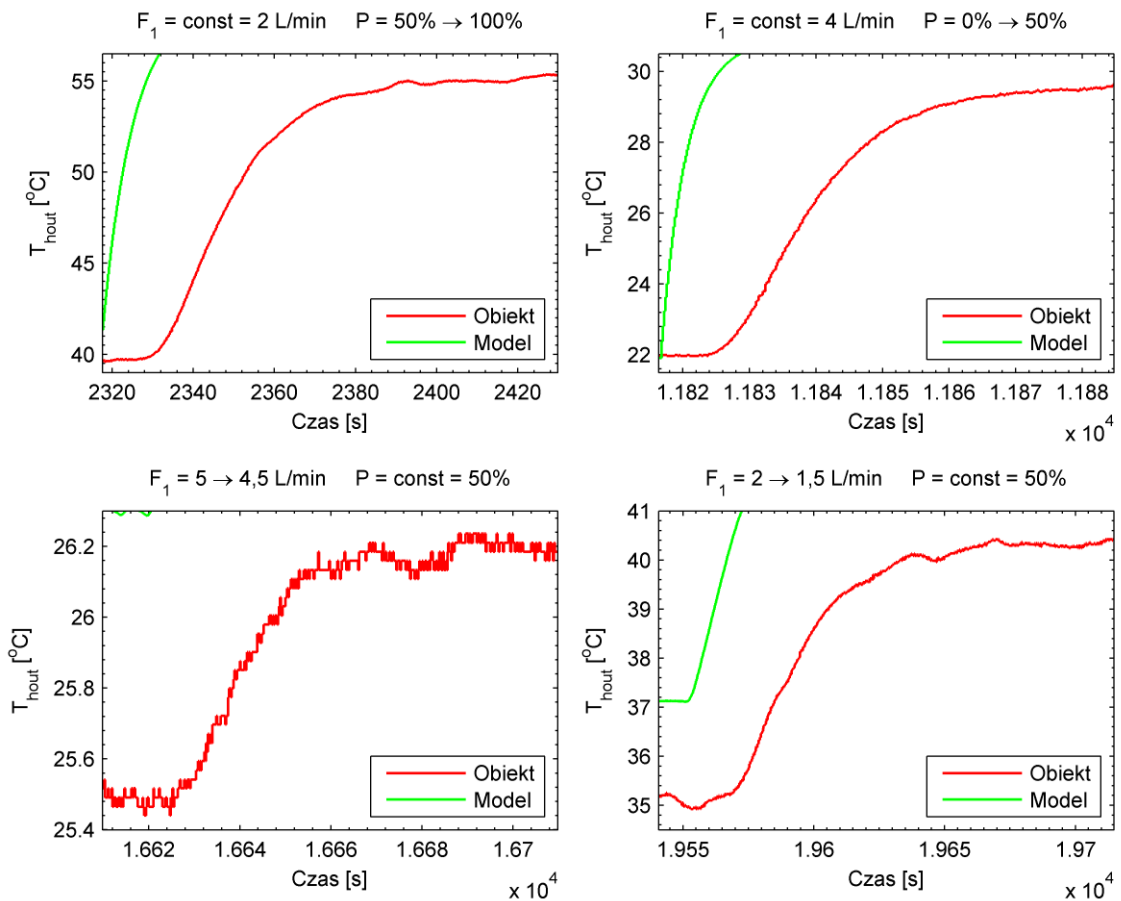
Wielkością wyjściową z modelu była temperatura wylotowa $T_{\text{hout}}(t)$. Jej przebieg, w porównaniu z przebiegiem temperatury wylotowej uzyskanej z pomiarów, prezentuje wykres na rysunku 3.2. Wybrane fragmenty przebiegów pokazano w powiększeniu na rysunku 3.3. Na zaprezentowanych wykresach zauważyć można znaczące rozbieżności pomiędzy odpowiedzią obiektu a idealizowanego modelu fizycznego. Widoczne jest wyraźnie zaniżenie wartości stałej czasowej modelu. Zauważalna jest także rozbieżność wzmocnienia, szerzej zaprezentowana na rysunku 3.4 oraz w tabeli 3.1.

Tabela 3.1 – przykład rozbieżności charakterystyk statycznych obiektu i modelu

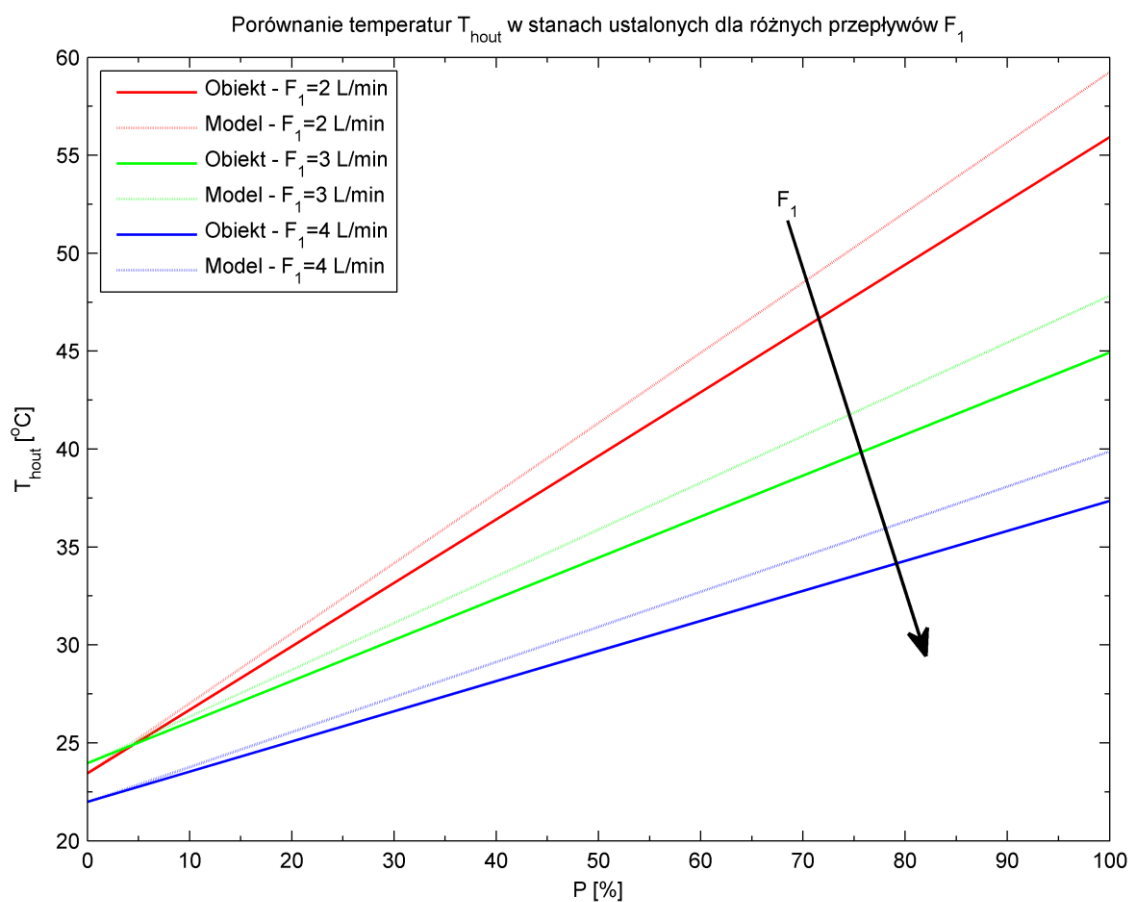
F_1	P	T_{hout} obiekt	T_{hout} model	Błąd modelowania
L/min	%	°C	°C	°C
2	50	39,65	41,34	1,69
2	100	55,92	59,24	3,32
3	50	34,46	35,89	1,43
3	100	44,93	47,82	2,89
4	50	29,69	30,93	1,24
4	100	37,35	39,88	2,53



Rysunek 3.2 – porównanie odpowiedzi obiektu i modelu opisanego równaniem (3.2)



Rysunek 3.3 – powiększone fragmenty przebiegu z rysunku 3.2.



Rysunek 3.4 – przykład rozbieżności charakterystyk statycznych obiektu i modelu

Do celów porównawczych obliczono wskaźniki błędu modelowania IAE (*Integral Absolute Error* – całka modułu błędu) oraz ISE (*Integral Square Error* – całka kwadratu błędu) dla przebiegów prezentowanych na rysunku 3.3. Zostały one przedstawione w tabeli 3.2. Wskaźniki były obliczane jedynie dla wybranych przedziałów czasowych prezentujących zmiany dynamiczne, aby uniknąć kumulowania błędów w stanach ustalonych.

Tabela 3.2 – wskaźniki błędu modelowania dla modelu (3.2)

IAE	ISE
8872,3	57651,9

Na podstawie analizy otrzymanych przebiegów oraz wartości wskaźników błędów modelowania, uznano za konieczne poprawienie dokładności modelu. Dokonano tego w dwóch etapach.

Etap 1 Dopasowanie charakterystyki statycznej

W celu usunięcia rozbieżności w stanach ustalonych, wyznaczono średni przyrost temperatury uzyskany dzięki ogrzewaniu wody przez piec. Charakterystyka statyczna wyznaczona z równania (3.2), po elementarnych przekształceniach, przyjmuje postać równania (3.3), z którego możliwe jest obliczenie maksymalnej mocy pieca dla określonego punktu pracy zdefiniowanego przez natężenie przepływu F_1 . Indeks 0 we wzorze (3.3) oznacza wartość w stanie ustalonym.

$$P_{\max}(F_{1,0}) = F_{1,0} \cdot \rho \cdot c_w \cdot (T_{\text{hout},0} - T_{\text{hin},0}) \quad (3.3)$$

Obliczone wartości dla wybranych punktów pracy zaprezentowane zostały w tabeli 3.3.

Tabela 3.3 – maksymalna moc pieca dla różnych natężeń przepływu F_1

F_1	P_{\max}
L/min.	W
0,5	4226
1	4370
1,5	4500
2	4517
2,5	4557
3	4560
3,5	4543
4	4469
4,5	4458
5	4439

Wartości zaprezentowane w tabeli 3.3 są wartościami uzyskanymi dla wymuszenia równego $P_{\%} = 100\%$. W dalszej części pracy, o ile nie zaznaczono inaczej, poprzez sformułowanie maksymalna moc pieca należy rozumieć wartość P_{\max} uzyskiwaną dla danego (aktualnego) natężenia przepływu wody przez komorę pieca, zgodnie z tabelą 3.3.

W toku rozważań, za mające wpływ na rozbieżność pomiędzy mocą nominalną P_{nom} pieca a obliczoną powyżej P_{\max} , uznano następujące odstępstwa od założeń poczynionych przy wyprowadzaniu modelu:

- Ucieczka ciepła do otoczenia – w przypadku omawianego pieca ucieczka ciepła do otoczenia odbywa się trzema drogami: poprzez promieniowanie cieplne, przez konwekcję (komora pieca nie jest w rzeczywistości idealnie izolowana) oraz przez przewodzenie ciepła wzdłuż rur doprowadzających i odprowadzających wodę z komory pieca.
- Pokrywanie się grzałki kamieniem kotłowym - ze względu na wysoką temperaturę elementu grzejnego, następuje osadzanie się na nim związków mineralnych rozpuszczonych w wodzie. Kamień ten działa izolacyjnie, przez co osiągnięta moc rzeczywista jest niższa od zakładanej.
- Zmiana nominalnej mocy pieca na skutek zmiany temperatury elementu grzewczego – nie jest znana wartość zmiany rezystancji grzałki (a zatem jej mocy) w funkcji temperatury.
- Niedokładności pomiarowe – związane z odczytem temperatur i natężenia przepływu cieczy. Zakładane są liniowe charakterystyki czujników używanych do mierzenia temperatur cieczy wpływającej T_{hin} i wypływającej z pieca T_{hout} . W rzeczywistości charakterystyki te nie są liniowe, w szczególności na krańcach przedziałów pomiarowych. Dodatkowo czujniki temperatury typu Pt100 są podłączone do przetworników pomiarowych zamieniających sygnał rezystancji czujnika na wartość prądową, a następnie sygnał ten jest zamieniany na wartość napięciową. Każdy z tych elementów wprowadza swoją nieliniowość do toru pomiarowego. Przepływomierze, jak opisano w rozdziale 2.4, nie były wzorcowane po zamontowaniu w instalacji. Istnieje zatem możliwość, iż rzeczywiste natężenie przepływu F_1 jest inne, niż wskazywane i użyte do obliczeń. Dodatkowo pomiary, zarówno temperatur jak i przepływu, są zaszumione, co utrudnia oszacowanie rzeczywistej, aktualnie mierzonej wartości.

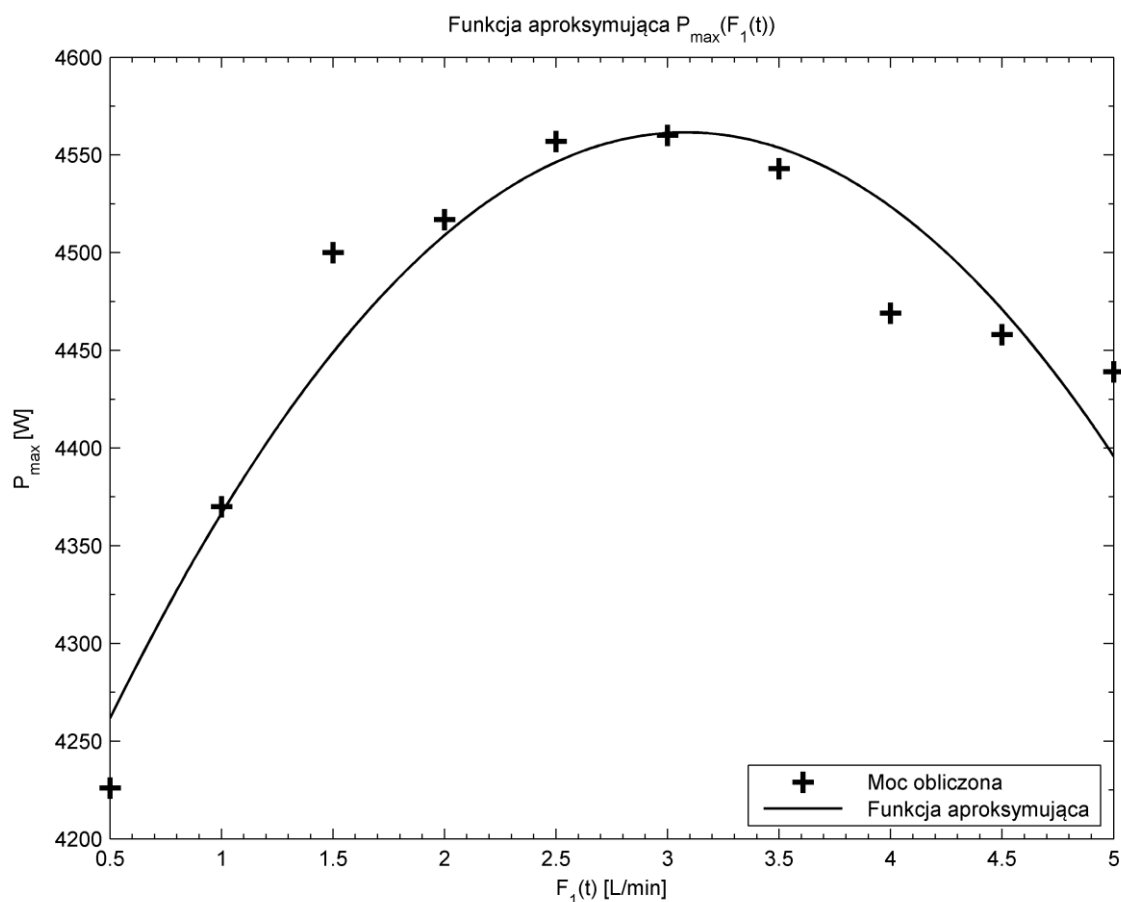
Aby zapewnić dopasowanie modelu dla natężeń przepływu F_1 innych niż wyszczególnione w tabeli 3.3, osiągnięta maksymalna moc pieca P_{max} została aproksymowana przy użyciu funkcji kwadratowej, danej równaniem (3.4).

$$P_{max}(F_1) = -45,015 \cdot F_1(t)^2 + 277,39 \cdot F_1(t) + 4134,3 \quad (3.4)$$

Dokładność tej aproksymacji obrazuje rysunek 3.5. Wartości mocy obliczane z równania (3.4) są wartościami mocy maksymalnej pieca P_{max} dla danego natężenia przepływu F_1 . Zatem podstawiając równanie (3.4) do równania (2.1), opisującego moc pieca wynikającą

z wielkości sterującej, uzyskuje się równanie (3.5), uwzględniające zależność mocy maksymalnej od natężenia przepływu F_1 :

$$P(t) = P_{\%}(t) \cdot P_{\max}(F_1) \quad (3.5)$$



Rysunek 3.5 – dokładność aproksymacji mocy maksymalnej pieca $P_{\max}(F_1(t))$

Etap 2 Dopasowanie charakterystyki dynamicznej

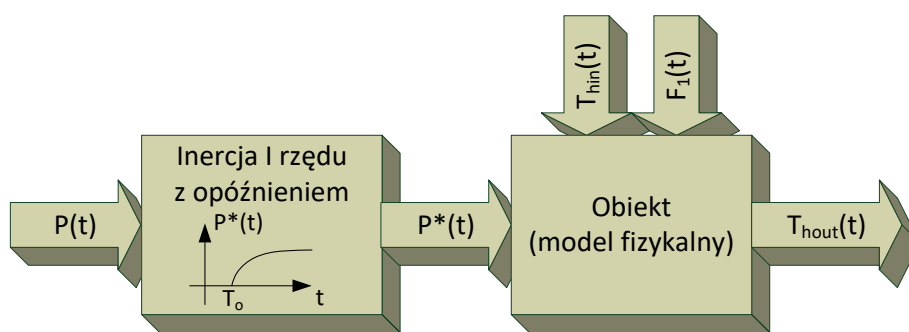
Na podstawie analizy rysunku 3.3 wnioskuje się, że obserwowana dynamika odpowiedzi modelu, mająca charakter inercji pierwszego rzędu, jest niewystarczająca do odwzorowania dynamiki obiektu rzeczywistego. Zakłada się zatem istnienie dodatkowych członów dynamicznych, występujących w całym torze pomiarowym lub w samym piecu. Można wymienić następujące elementy, których własności fizyczne mogą wpływać na własności dynamiczne pieca:

- Grzałka. Element grzejny nie osiąga maksymalnej temperatury od razu w momencie włączenia zasilania. Analogicznie, stygnięcie grzałki nie jest natychmiastowe.

Dodatkowo można oczekiwać, iż nagrzewanie i chłodzenie będą charakteryzować się różną dynamiką. Wynika to z niezerowej pojemności cieplnej grzałki. Z tego powodu wprowadza się dodatkową dynamikę w torze mocy. Ponadto dodatkowego opóźnienia dostarcza zastosowany sprzętowy układ sterowania mocą grzałki, o którym była mowa w rozdziale 2.1.

- Elementy pomiarowe. Czujniki temperatur wprowadzają dodatkową dynamikę toru pomiarowego związaną z przenikaniem ciepła z cieczy do czujnika. Efekt ten jest dodatkowo powiększany przez konstrukcję czujników pomiarowych, gdyż sondy umieszczone są w osłonach i nie mają bezpośredniego kontaktu z cieczą. Osłony te posiadają własną pojemność i przewodność cieplną, która wpływa na rejestrowane dane w stanach przejściowych.

Ponieważ model ma odwzorowywać zachowanie rzeczywistego obiektu, uzasadnione staje się uzupełnienie modelu fizykalnego o dodatkowe człony dynamiczne. Analogiczną ideę dopasowywania charakterystyk, poprzez dokładanie do modelu dodatkowych członów dynamicznych, przedstawił w swojej pracy Łaszczuk (2000a). Zakładając, że obserwowane rozbieżności między obiektem i modelem mogą wynikać z przyjęcia w modelu (3.2) idealnego źródła ciepła, dodano człon inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem w torze mocy. Ta dodatkowa dynamika ma, według zamierzenia, odzwierciedlać efekt nagrzewania się i stygnięcia grzałki. Schemat blokowy takiej modyfikacji modelu przedstawia rysunek 3.6.



Rysunek 3.6 – uzupełnienie modelu o element inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem w torze mocy

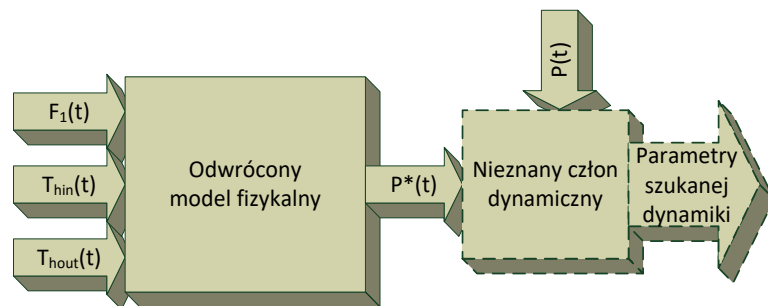
Aby móc w prawidłowy sposób przeprowadzać symulację obiektu przy użyciu modyfikacji modelu (3.2) przedstawionej na rysunku 3.6, konieczne jest określenie parametrów dodanej dynamiki: wzmocnienia, stałej czasowej T i czasu opóźnienia T_o . Wzmocnienie, ze względu na wcześniejsze uwzględnienie nieliniowości (3.5) w modelu fizykalnym, powinno przyjąć wartość równą 1. Taka wartość jest przyjmowana w toku dalszych

rozważań. Jednakże nie istnieją dane mogące stanowić podstawę do wyznaczenia w analogiczny sposób pozostałych parametrów dodanej dynamiki. Konieczne staje się zatem przeprowadzenie ich identyfikacji.

Można postawić tezę, że możliwe jest takie przekształcenie struktury modelu, aby na podstawie posiadanych danych pomiarowych oraz znanych fragmentów modelu wyznaczyć pozostałe brakujące elementy wchodzące w jego skład. W przypadku części fizycznej modelu dostępne pomiarowo są:

- natężenie przepływu $F_1(t)$,
- temperatura cieczy wpływającej do pieca $T_{hin}(t)$,
- temperatura cieczy wypływającej z pieca $T_{hout}(t)$.

Ponadto, jak wspomniano powyżej, znana jest zadawana wartość mocy grzałki $P(t)$, obliczana zgodnie z zależnością (3.5). Jediną nieznaną wielkością jest moc $P^*(t)$, będąca wyjściem nieznanego członu dynamicznego. Znajomość jej wartości oraz charakteru przebiegu w czasie jest wymagana do wyznaczenia parametrów nieznanego członu dynamicznego. W omawianym przypadku możliwe jest wykorzystanie znanego modelu fizycznego (3.2), mierzalnych lub znanych parametrów oraz wielkości wejściowych i wyjściowych, do wyznaczenia brakujących informacji przy wykorzystaniu jego odwróconej postaci. Ideę takiego przekształcenia obrazuje rysunek 3.7.



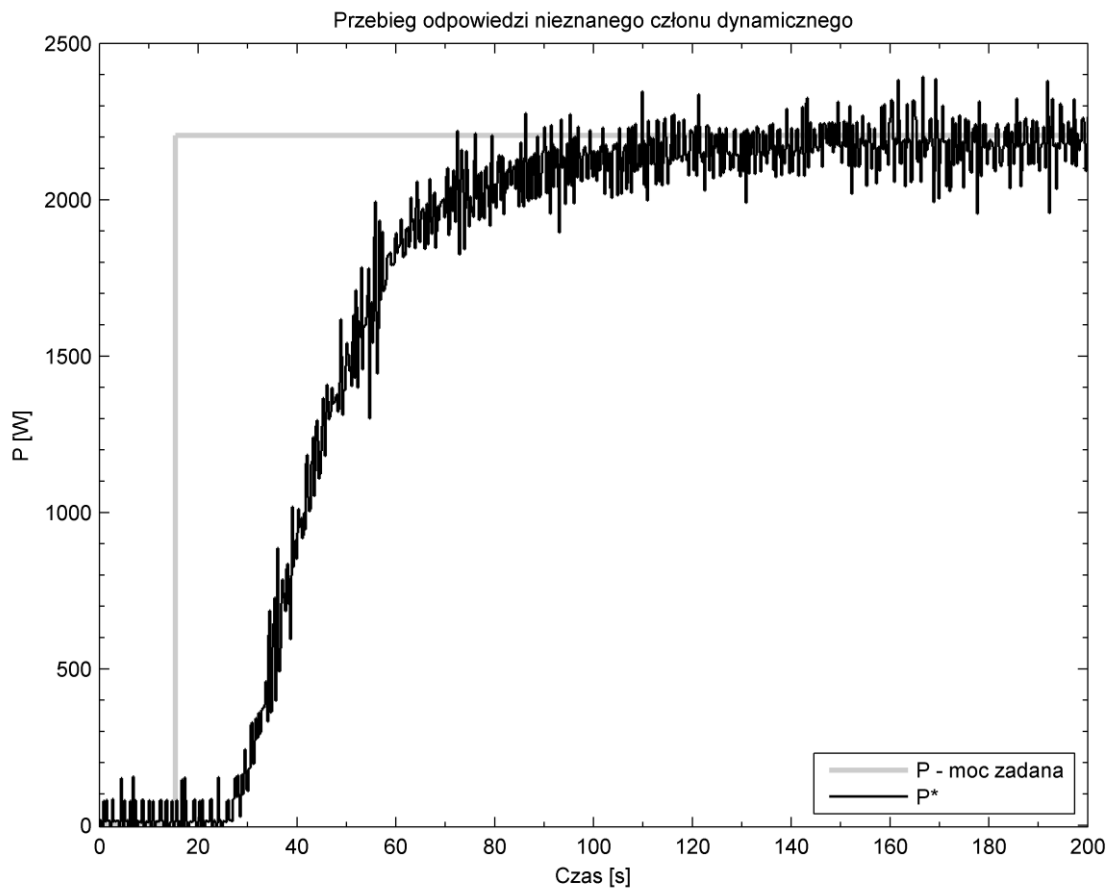
Rysunek 3.7 – schemat ideowy metody określenia parametrów nieznanego członu dynamicznego

Dokonując odwrócenia modelu (3.2) zgodnie z takim założeniem otrzymuje się równanie modelu odwrotnego (3.6).

$$P^*(t) = \left(\frac{dT_{hout}(t)}{dt} - \frac{F_1(t)}{V} (T_{hin}(t) - T_{hout}(t)) \right) \cdot (c_w \cdot \rho \cdot V) \quad (3.6)$$

W trakcie obliczeń przeprowadzanych na podstawie równania (3.6) zetknięto się z problemem obliczania pochodnej czasowej temperatury $T_{hout}(t)$, ze względu na

wrażliwość metody różniczkowania numerycznego na zaszumienie danych pomiarowych. Aby zminimalizować ich wpływ, zdecydowano się na wykorzystanie do obliczeń, w metodzie różnic skończonych, wzorów różnic centralnych (Klamka i Ogonowski, 2013). Pozwoliło to na uzyskanie przebiegu szukanej, odtwarzanej wielkości $P^*(t)$, który zaprezentowano na rysunku 3.8.



Rysunek 3.8 – przykładowy przebieg odpowiedzi nieznanego członu dynamicznego

Uzyskany przebieg potwierdza założenie konieczności uwzględnienia dodatkowego elementu dynamicznego w modelu obiektu. Ponadto, w przedstawionym na rysunku 3.8 przebiegu, można zauważyć występowanie opóźnienia transportowego, którego obecność również zakładano. Jednocześnie zbieganie się w stanie ustalonym wartości zadanej $P(t)$ i obliczonej $P^*(t)$ potwierdza słuszność przyjęcia wzmocnienia o wartości 1 dla dodatkowego członu dynamicznego. Uzyskaną odpowiedź wykorzystano do identyfikacji poszukiwanych parametrów T i T_0 dodawanego do modelu członu dynamicznego. W celu uniknięcia pomyłek w obliczeniach analitycznych oraz innych potencjalnych trudności związanych z identyfikacją parametrów na podstawie zaszumionych danych, zdecydowano się na wykorzystanie narzędzia *System Identification Toolbox* wchodzącego w skład pakietu MathWorks Matlab[®]. Narzędzie to w prosty i szybki sposób umożliwiło

wyznaczenie wartości nieznanymi parametrów czasowych dodawanej do modelu (3.2) inercji pierwszego rzędu z opóźnieniem. Wyznaczone wartości przedstawione zostały w tabeli 3.4. Analogicznie do przypadku mocy maksymalnej pieca P_{\max} , wyliczanej na bieżąco na podstawie aktualnego pomiaru natężenia przepływu $F_1(t)$, również przedstawione w tabeli 3.4 wartości parametrów czasowych omawianej dynamiki były aproksymowane.

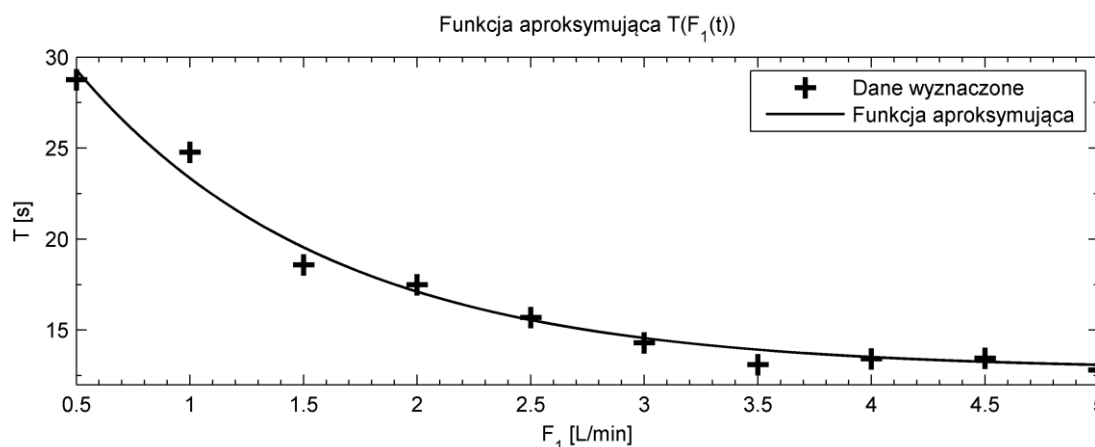
Tabela 3.4 – wartości parametrów dodawanego członu dynamicznego w zależności od natężenia przepływu F_1

F_1	T	T_o
L/min	s	s
0,5	28,75	28,85
1	24,77	15,36
1,5	18,58	13,92
2	17,5	11,54
2,5	15,7	9,51
3	14,3	9,31
3,5	13,1	9,15
4	13,42	7,59
4,5	13,45	7,92
5	12,8	9,06

Stała czasowa T została aproksymowana przy użyciu funkcji danej równaniem (3.7).

$$T(F_1) = 25,8 \cdot e^{(-0,894 \cdot F_1)} + 12,8 \quad (3.7)$$

Dokładność aproksymacji uzyskanej przy użyciu funkcji $T(F_1)$ prezentuje rysunek 3.9.



Rysunek 3.9 – dokładność aproksymacji stałej czasowej T modelu według rysunku 3.6 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.7). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.4.

Uwzględnienie w modyfikacji modelu (3.2) według rysunku 3.6 opóźnienia, wymaga jego implementacji w sposób numeryczny. Ponieważ czas opóźnienia T_0 jest zmienny i zależny od przepływu F_1 , zastosowanie najprostszej metody modelowania opóźnienia przy użyciu rejestru przesuwającego dla wartości opóźnianych próbek jest kłopotliwe. Implikuje bowiem problem przeliczania profilu propagowanej zmiany w momencie zmiany czasu opóźnienia, ze względu na zmianę liczby próbek w rejestrze. Z tego powodu zdecydowano się na zastosowanie klasycznego modelu opóźnienia, obrazującego transport substancji na dystansie L , bez jakiegokolwiek oddziaływania z otoczeniem (Carver i Hinds, 1978). Do celów symulacji dokonuje się w nim normalizacji zmiennej przestrzennej, poprzez wprowadzenie bezwymiarowej zmiennej z , $z \in [0, 1]$ takiej, że $x = z \cdot L$. Model ten dany jest równaniem (3.8).

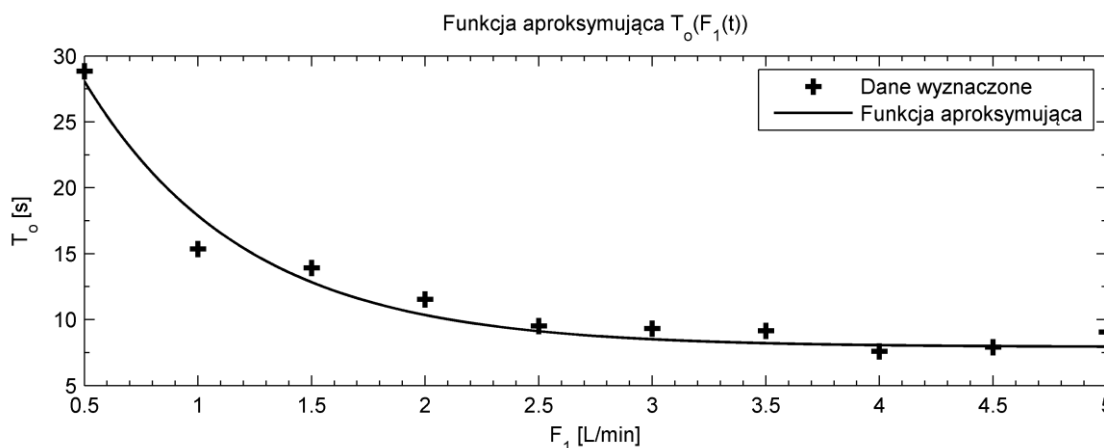
$$\frac{\partial Y(t, z)}{\partial t} + \frac{w(t)}{L} \frac{\partial Y(t, z)}{\partial z} = 0 \quad (3.8)$$

gdzie $Y(t, z)$ – zmienna stanu, zmieniająca się w czasie t i znormalizowanej przestrzeni z , $z \in [0, L]$ oraz w – prędkość propagacji, m/s. Warto zauważyć, że żądany czas opóźnienia T_0 jest odwrotnością ilorazu prędkości propagacji $w(t)$ i dystansu L (równanie (3.9)).

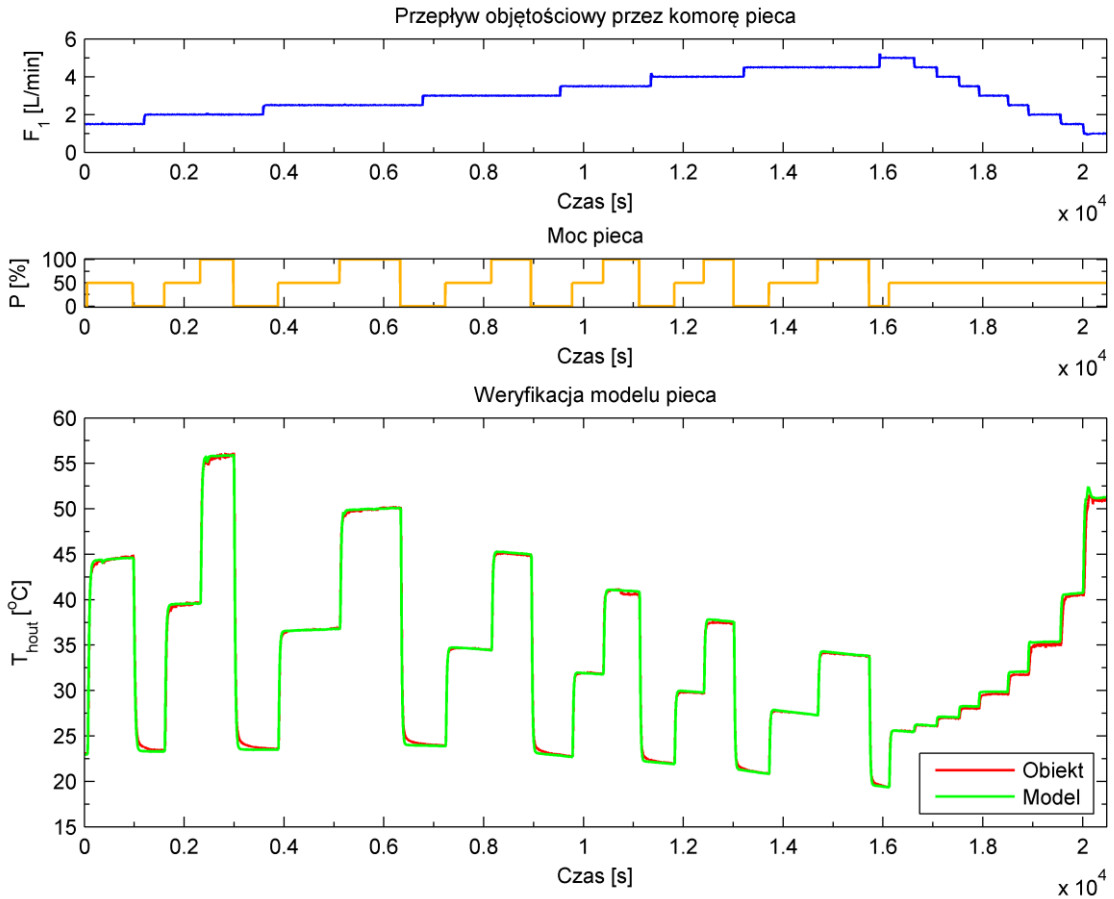
$$\frac{w(t)}{L} = \frac{1}{T_0} \quad (3.9)$$

Dzięki temu możliwe jest bezpośrednie użycie żądanej wartości czasu opóźnienia T_0 w czasie symulacji obiektu przy użyciu modelu według rysunku 3.6. Czas opóźnienia T_0 aproksymowano funkcją daną równaniem (3.10). Dokładność aproksymacji uzyskanej przy użyciu równania (3.10) przedstawia rysunek 3.10.

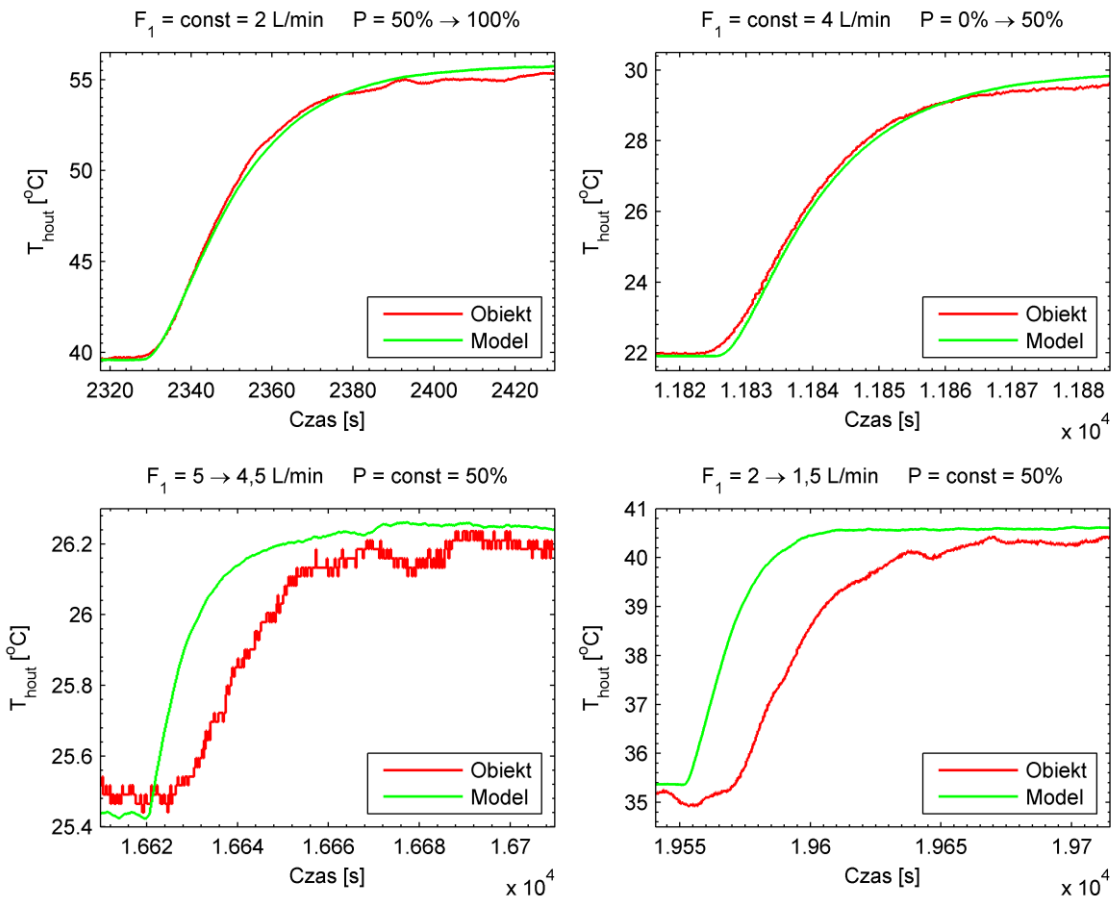
$$T_0(F_1) = 46,56 \cdot e^{(-1,752 \cdot F_1)} + 9,06 \quad (3.10)$$



Rysunek 3.10 – dokładność aproksymacji czasu opóźnienia T_0 modelu według rysunku 3.6 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.10). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.4



Rysunek 3.11 – porównanie odpowiedzi obiektu i modelu rozszerzonego według rysunku 3.6



Rysunek 3.12 – powiększony fragment przebiegu z rysunku 3.11

Jakość dopasowania modelu według rysunku 3.6 prezentuje wykres na rysunku 3.11. Wybrane fragmenty przebiegów pokazano w powiększeniu na rysunku 3.12.

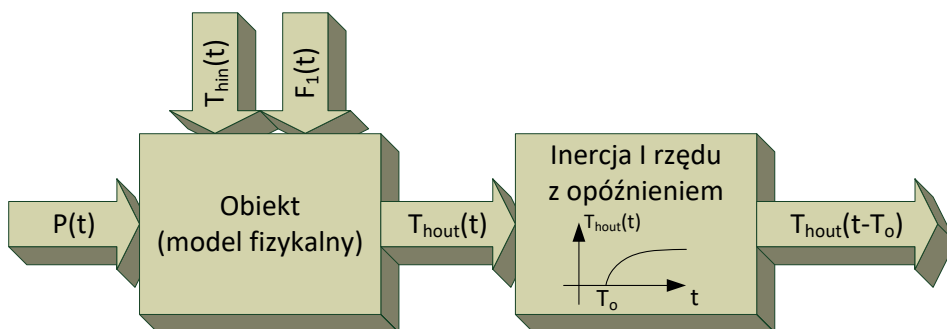
Wskaźniki błędu modelowania IAE oraz ISE obliczane dla przebiegów prezentowanych na rysunku 3.12 przedstawione zostały w tabeli 3.5. Przedziały czasowe na rysunku 3.12 są tożsame z prezentowanymi uprzednio na rysunku 3.3.

Tabela 3.5 – wskaźniki błędu modelowania dla modelu według rysunku 3.6

IAE	ISE
1222,7	1953,7

Analizując przebieg przedstawiony na rysunku 3.11 (w szczególności wybrane fragmenty pokazane na rysunku 3.12) oraz wyznaczone wskaźniki błędu modelowania, można zauważyć znaczącą poprawę dopasowania odpowiedzi modelu w przypadku zmian mocy, wynikającą zarówno z dodania członu dynamicznego do modelu (3.2) jak i dokonanej uprzednio korekty mocy maksymalnej pieca, obliczanej równaniem (3.5). Jednakże w przypadku zmian przepływu nie nastąpiła poprawa dopasowania czasu reakcji modelu i odpowiedź modelu nadal wyprzedza odpowiedź obiektu. Wnioskuje się zatem, że dodatkowa dynamika powinna uwzględniać oba tory wymuszeń: mocy i przepływu.

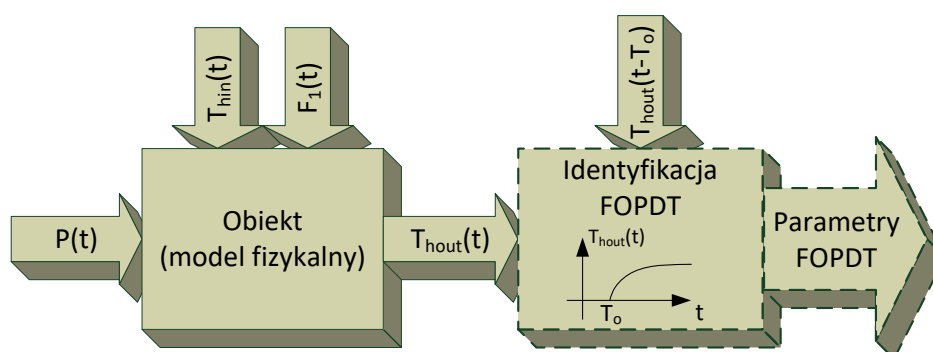
Proponuje się zatem drugi sposób rozszerzenia modelu (3.2), poprzez dodanie członu inercyjnego pierwszego rzędu z opóźnieniem za modelem fizykalnym. Oprócz uwzględniania dynamiki grzałki, będzie on również reprezentował dynamikę toru pomiarowego. Schemat blokowy takiej modyfikacji przedstawia rysunek 3.13.



Rysunek 3.13 – uzupełnienie modelu o element inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem w torze wyjściowym

Identyfikacja parametrów dodatkowej dynamiki jest prostsza niż w przypadku modyfikacji modelu według rysunku 3.6, gdyż nie ma konieczności dokonywania odwrócenia modelu

jak w uprzednio zaproponowanej modyfikacji. Schemat ideowy identyfikacji parametrów członu dynamicznego dla modyfikacji modelu według rysunku 3.13 prezentuje rysunek 3.14. Identyfikację, tak jak w przypadku poprzednio proponowanej modyfikacji, przeprowadzono z wykorzystaniem narzędzia *System Identification Toolbox* z pakietu MathWorks Matlab®. Do identyfikacji wykorzystuje się bezpośrednio mierzone wartości T_{hout} (w modelu według rysunku 3.13 oznaczone jako $T_{\text{hout}}(t-T_o)$) oraz odpowiadające im wartości T_{hout} wyznaczone przy użyciu modelu (3.2) na podstawie pozostałych danych pomiarowych: $P(t)$, $T_{\text{hin}}(t)$ oraz $F_1(t)$.



Rysunek 3.14 – schemat ideowy identyfikacji parametrów nieznanego członu dynamicznego

Uzyskane w czasie identyfikacji wartości parametrów prezentuje tabela 3.6.

Tabela 3.6 – wartości nieznanych parametrów członu dynamicznego w zależności od natężenia przepływu F_1

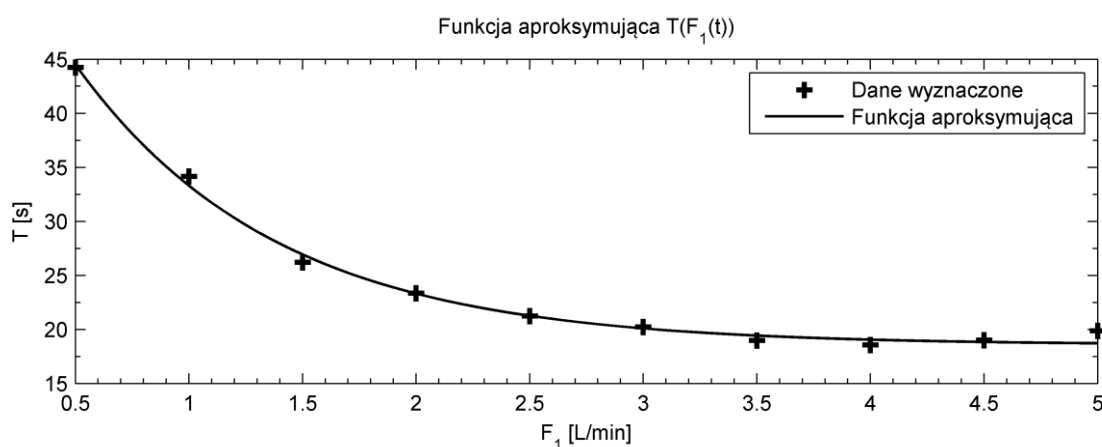
F_1	T	T_o
L/min	s	s
0,5	44,24	14,31
1	34,16	6,65
1,5	26,21	6,52
2	23,36	6,05
2,5	21,23	4,46
3	20,21	3,75
3,5	18,98	3,5
4	18,56	2,75
4,5	19,01	2,74
5	19,86	2,32

Jak poprzednio, wartości stałej czasowej T oraz czasu opóźnienia T_0 przedstawione w tabeli 3.6 zostały aproksymowane. Funkcje aproksymujące są dane odpowiednio: równaniem (3.11) dla stałej czasowej T oraz równaniem (3.12) dla czasu opóźnienia transportowego T_0 .

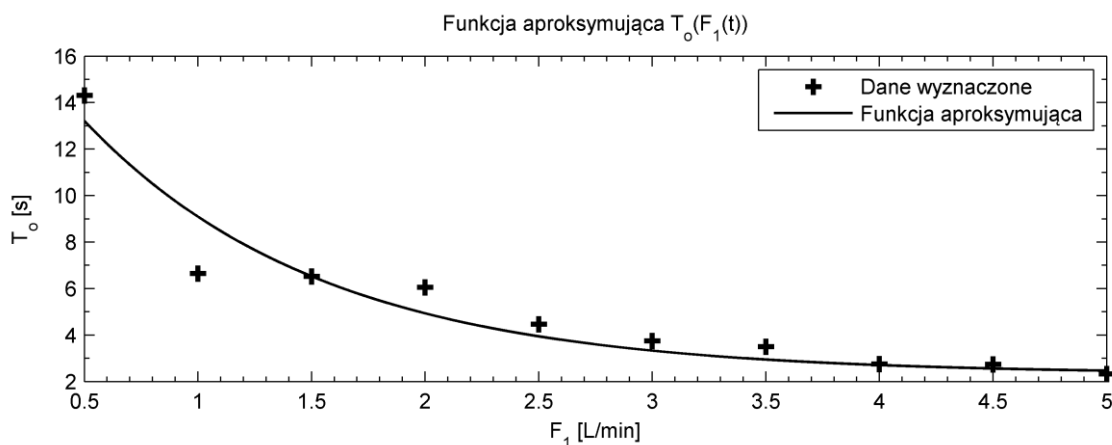
$$T(F_1) = 45,67 \cdot e^{(-1,131 \cdot F_1)} + 18,56 \quad (3.11)$$

$$T_0(F_1) = 17,53 \cdot e^{(-0,9514 \cdot F_1)} + 2,32 \quad (3.12)$$

Dokładność aproksymacji parametrów T i T_0 przy użyciu równań (3.11) i (3.12) prezentują rysunki 3.15 i 3.16.

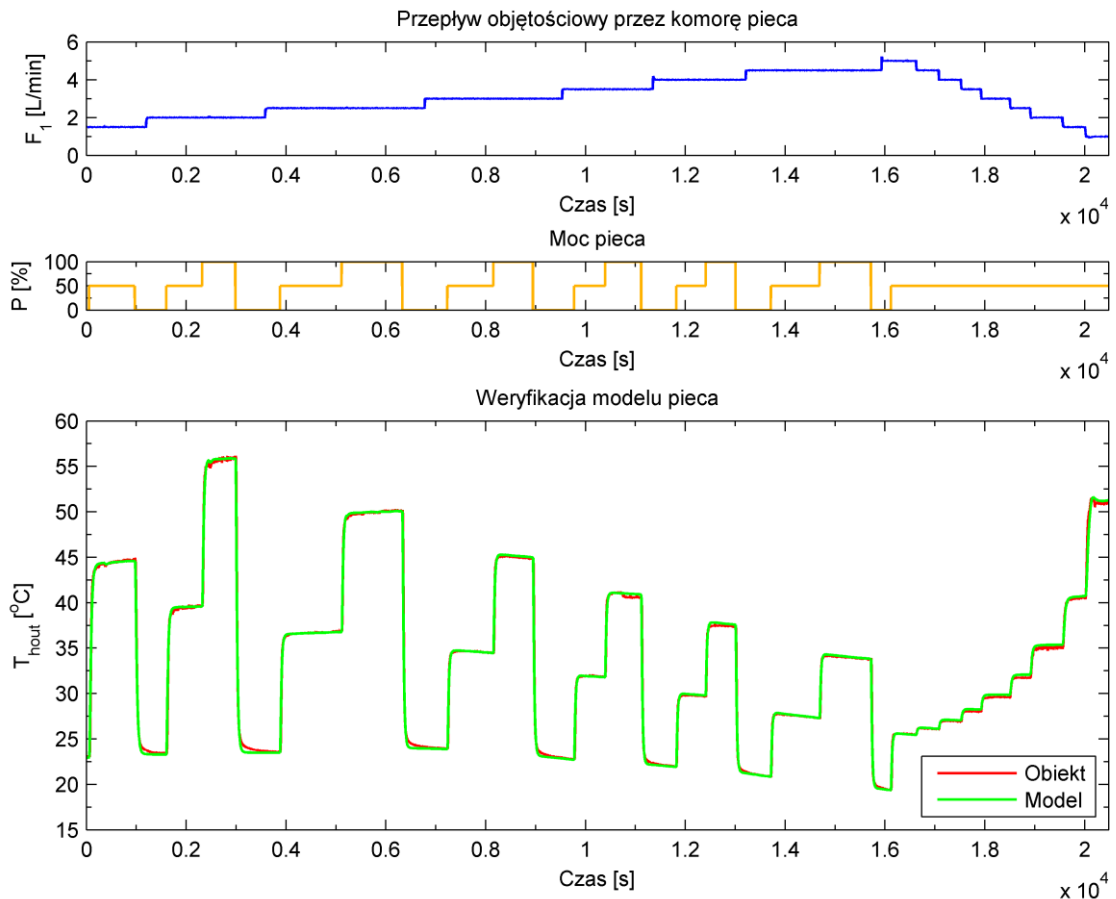


Rysunek 3.15 – dokładność aproksymacji stałej czasowej T modelu według rysunku 3.13 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.11). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.6.

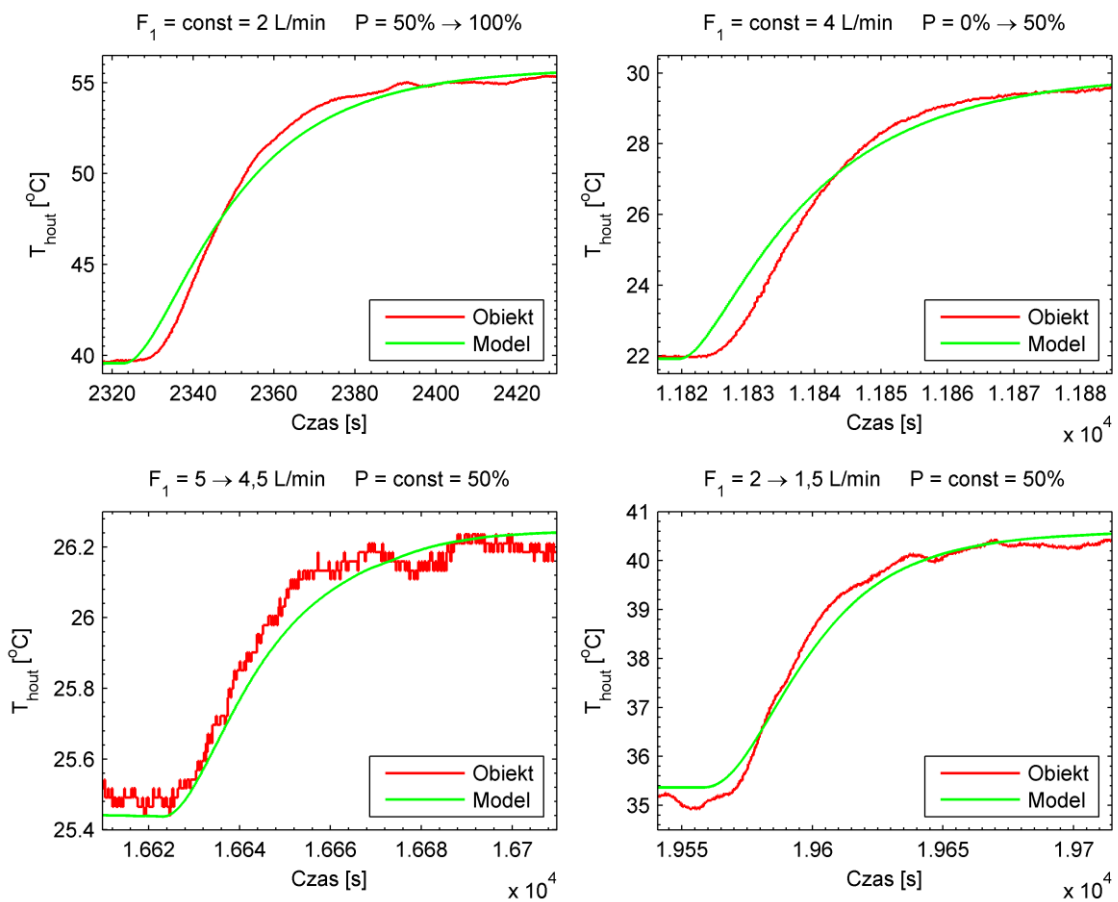


Rysunek 3.16 – dokładność aproksymacji czasu opóźnienia T_0 modelu według rysunku 3.13 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.12). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.6.

Jakość dopasowania modelu według rysunku 3.13 prezentuje wykres na rysunku 3.17. Wybrane fragmenty przebiegów pokazano w powiększeniu na rysunku 3.18.



Rysunek 3.17 – porównanie odpowiedzi obiektu i modelu rozszerzonego według rysunku 3.13



Rysunek 3.18 – powiększony fragment przebiegu z rysunku 3.17

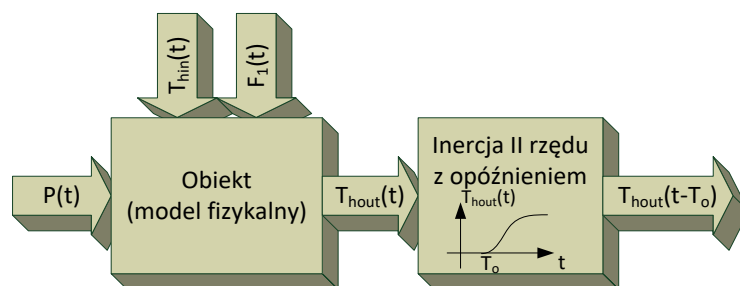
Wskaźniki błędu modelowania IAE oraz ISE obliczane dla przebiegów prezentowanych na rysunku 3.18 przedstawione zostały w tabeli 3.7.

Tabela 3.7 – wskaźniki błędu modelowania dla modelu według rysunku 3.13

IAE	ISE
625,8	407,7

Analiza przebiegu przedstawionego na rysunku 3.17 oraz fragmentów z rysunku 3.18, jak również błędów przedstawionych w tabeli 3.7, wykazuje słusność przeniesienia dodawanej inercji pierwszego rzędu z opóźnieniem za model fizyczny (w tor wyjściowy) w stosunku do umiejscowienia jej w torze mocy przed częścią fizyczną (jak w pierwszej modyfikacji modelu). Na powiększonych fragmentach przedstawionych na rysunku 3.18 dla zmian mocy widać wprawdzie pogorszenie dopasowania w stosunku do analogicznych zmian z rysunku 3.12, jednak znacząca poprawa odpowiedzi modelu na zmiany przepływu F_1 rekompensuje tę stratę, gdyż model staje się bardziej uniwersalny, uwzględniając zmiany wymuszeń w obu torach. Potwierdzają to znacząco zmniejszone wskaźniki IAE i ISE.

W toku dyskusji nad uznaniem modelu (3.2) o strukturze zaprezentowanej na rysunku 3.13 jako wersji ostatecznej i mającej stanowić podstawę do dalszych analiz układów sterowania, postanowiono przeprowadzić dodatkowy eksperyment. Obserwując przebieg uzyskany w trakcie modelowania odwrotnego dla potrzeb identyfikacji rozszerzenia modelu pierwszym sposobem (rysunek 3.8) zauważyć można, iż uzyskany przebieg ma charakter inercji rzędu wyższego niż pierwszy. Ponieważ z praktycznego punktu widzenia odpowiedzi układów inercyjnych rzędu drugiego oraz wyższych niż drugiego są słabo rozróżnialne, szczególnie w przypadku posiadania danych zaszumionych, zasadną staje się propozycja zmiany rzędu dodawanej do modelu (3.2) dynamiki na inercję drugiego rzędu z opóźnieniem. Ponieważ umieszczenie jej w torze mocy (przed modelem fizycznym (3.2), jak na rysunku 3.6) powinno skutkować obserwowanym uprzednio niedopasowaniem dla odpowiedzi wynikających ze zmian przepływu F_1 , pomija się weryfikację takiej modyfikacji. Na podstawie wyników uzyskanych dla modelu (3.2), zmodyfikowanego według rysunku 3.13, przyjmuje się za właściwe dodanie członu dynamicznego za modelem fizycznym. Prowadzi to do określenia następującej struktury modelu pieca, przedstawionej na rysunku 3.19.



Rysunek 3.19 – ostateczna struktura modelu pieca

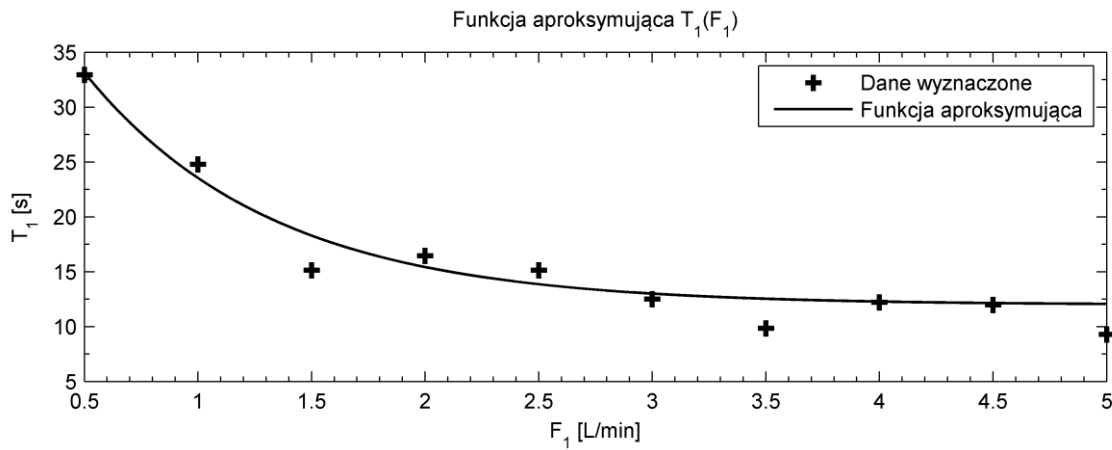
Nieznane parametry dodawanej dynamiki (dwie stałe czasowe T_1 i T_2 oraz czas opóźnienia T_o) zostały zidentyfikowane tak samo jak w przypadku poprzedniej modyfikacji modelu. Ich wartości prezentuje tabela 3.8. Wartości te zostały aproksymowane. Funkcje aproksymujące oraz dokładność aproksymacji prezentują:

- dla stałej czasowej T_1 – równanie (3.13) i rysunek 3.20;
- dla stałej czasowej T_2 – równanie (3.14) i rysunek 3.21;
- dla czasu opóźnienia T_o – równanie (3.15) i rysunek 3.22.

Tabela 3.8 – wartości parametrów dodatkowego członu dynamicznego dla modelu według rysunku 3.19 w zależności od natężenia przepływu F_1

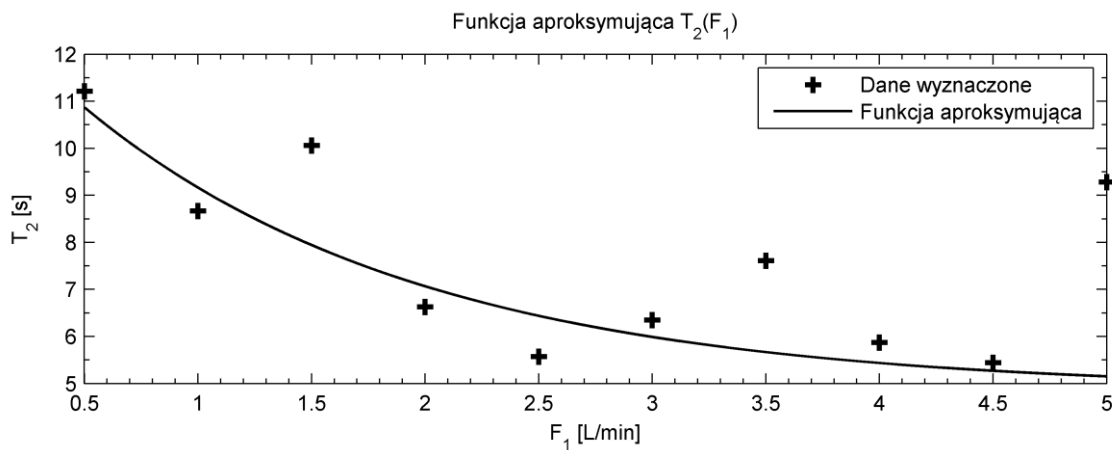
F_1	T_1	T_2	T_o
L/min.	s	s	s
0,5	32,95	11,21	12,76
1	24,78	8,67	6,73
1,5	15,13	10,06	5,81
2	16,44	6,63	5,35
2,5	15,13	5,57	4,19
3	12,51	6,35	4,27
3,5	9,84	7,61	4,12
4	12,2	5,87	2,85
4,5	11,98	5,44	2,93
5	9,28	9,28	2,92

$$T_1(F_1) = 38,73 \cdot e^{(-1,209 \cdot F_1)} + 11,97 \quad (3.13)$$



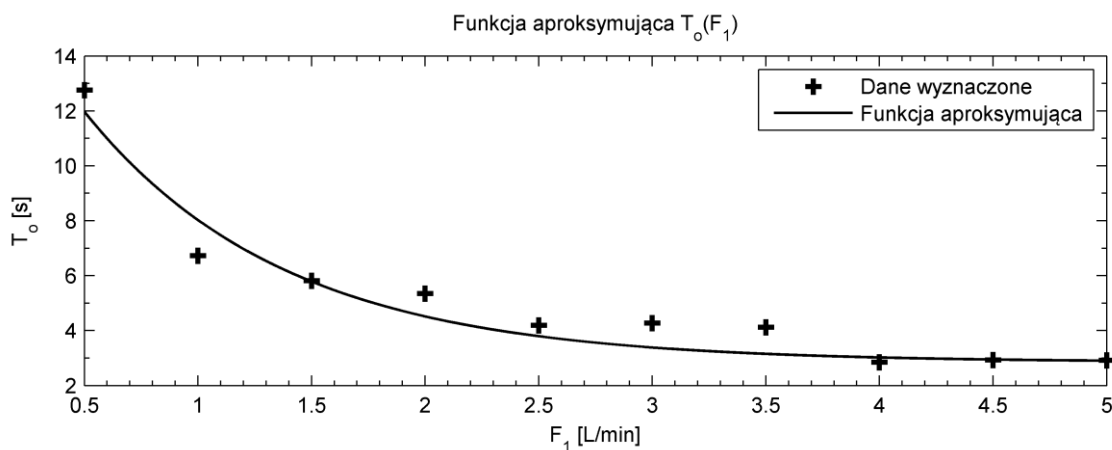
Rysunek 3.20 – dokładność aproksymacji stałej czasowej T_1 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.13). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.8.

$$T_2(F_1) = 8,395 \cdot e^{(-0,6665 \cdot F_1)} + 4,852 \quad (3.14)$$



Rysunek 3.21 – dokładność aproksymacji stałej czasowej T_2 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.14). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.8.

$$T_0(F_1) = 16,07 \cdot e^{(-1,133 \cdot F_1)} + 2,85 \quad (3.15)$$



Rysunek 3.22 – dokładność aproksymacji czasu opóźnienia T_0 przy użyciu funkcji danej równaniem (3.15). Dane wyznaczone pochodzą z tabeli 3.8.

Odpowiedź modelu o strukturze jak na rysunku 3.19, w porównaniu do odpowiedzi obiektu rzeczywistego, zaprezentowana została na rysunku 3.23. Wybrane fragmenty przebiegów pokazano w powiększeniu na rysunku 3.24. Wskaźniki błędu modelowania IAE oraz ISE obliczane dla przebiegów prezentowanych na rysunku 3.23 przedstawione zostały w tabeli 3.9.

Tabela 3.9 – wskaźniki błędu modelowania dla modelu według rysunku 3.19

IAE	ISE
183,6	507,9

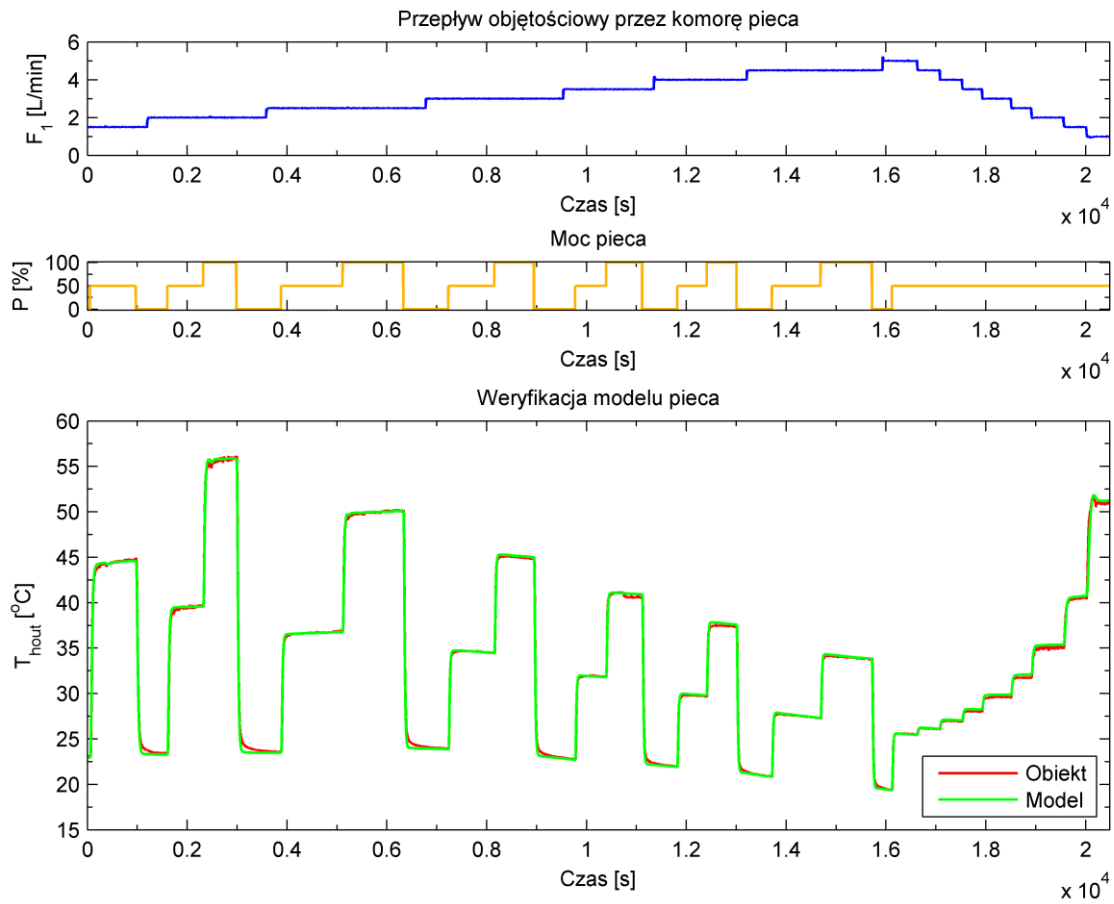
Porównując odpowiedź obiektu i modelu przedstawioną na rysunkach 3.23 i 3.24 uznaje się osiągnięte dopasowanie za zadowalające i wystarczające. Nie stwierdza się nadmiernych różnic pomiędzy pomiarami a wartościami obliczanymi przez model. Istniejące natomiast rozbieżności są na poziomie akceptowalnym.

Aby potwierdzić jakość dopasowania modelu do obiektu rzeczywistego, porównano odpowiedź modelu na wymuszenie danymi pomiarowymi innymi, niż wykorzystane zostały w opisanych wcześniej etapach strojenia modelu. Wymuszeniami były:

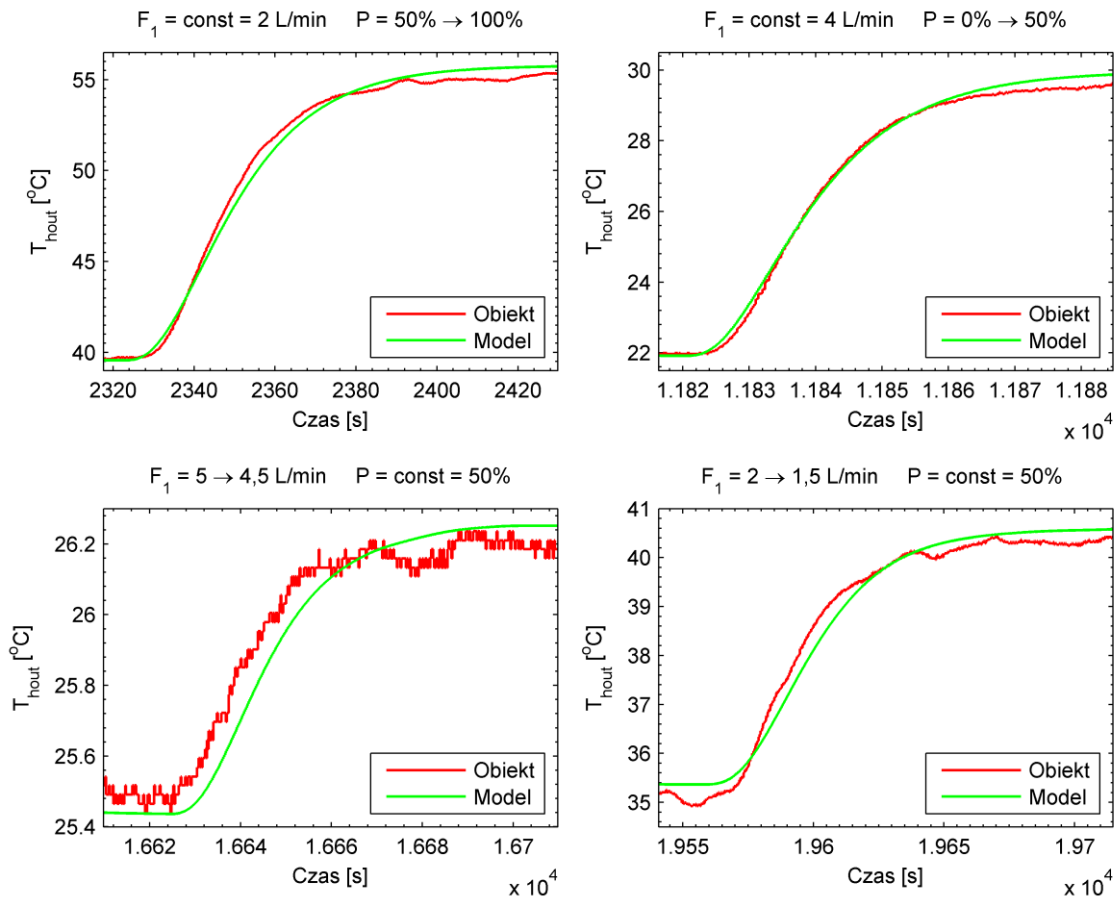
- natężenie przepływu $F_1(t)$, L/min;
- moc zadana $P_{\%}(t)$, %;
- temperatura cieczy wpływającej do pieca $T_{hin}(t)$, °C.

Uzyskany symulacyjnie przebieg wartości temperatury cieczy wypływającej z pieca $T_{hout}(t)$ w porównaniu do temperatury $T_{hout}(t)$ z pomiarów prezentuje rysunek 3.25.

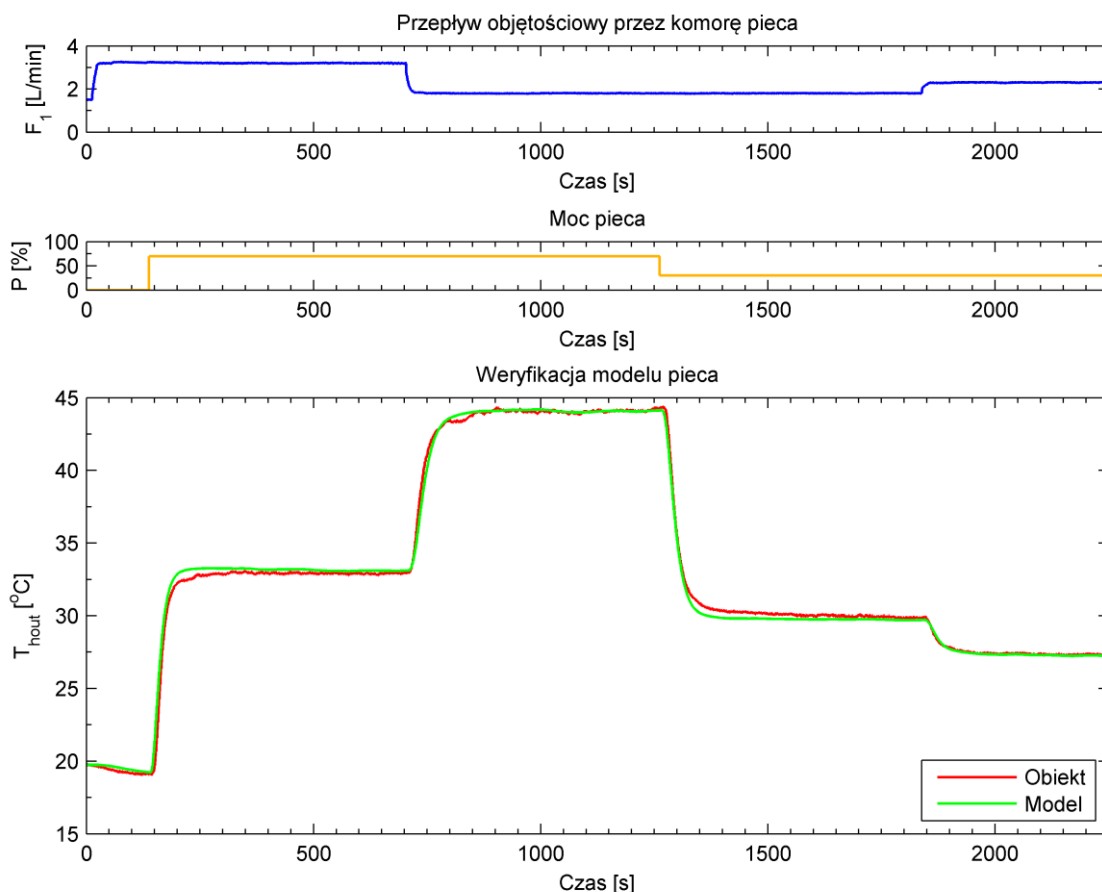
Jak można zauważyć, postawione założenie o możliwie najlepszym dopasowaniu modelu do obiektu zostało spełnione. Warto zaznaczyć, że eksperyment pomiarowy, wykonywany w celu uzyskania danych do walidacji modelu, przeprowadzany był w innej temperaturze otoczenia oraz z wydłużonym okresem próbkowania (pięciokrotnie większym) w stosunku do eksperymentu, z którego dane wykorzystano do strojenia modelu. Mimo to, uzyskane dopasowanie jest zadowalające.



Rysunek 3.23 – porównanie odpowiedzi obiektu i modelu według rysunku 3.19



Rysunek 3.24 – powiększony fragment przebiegu z rysunku 3.23

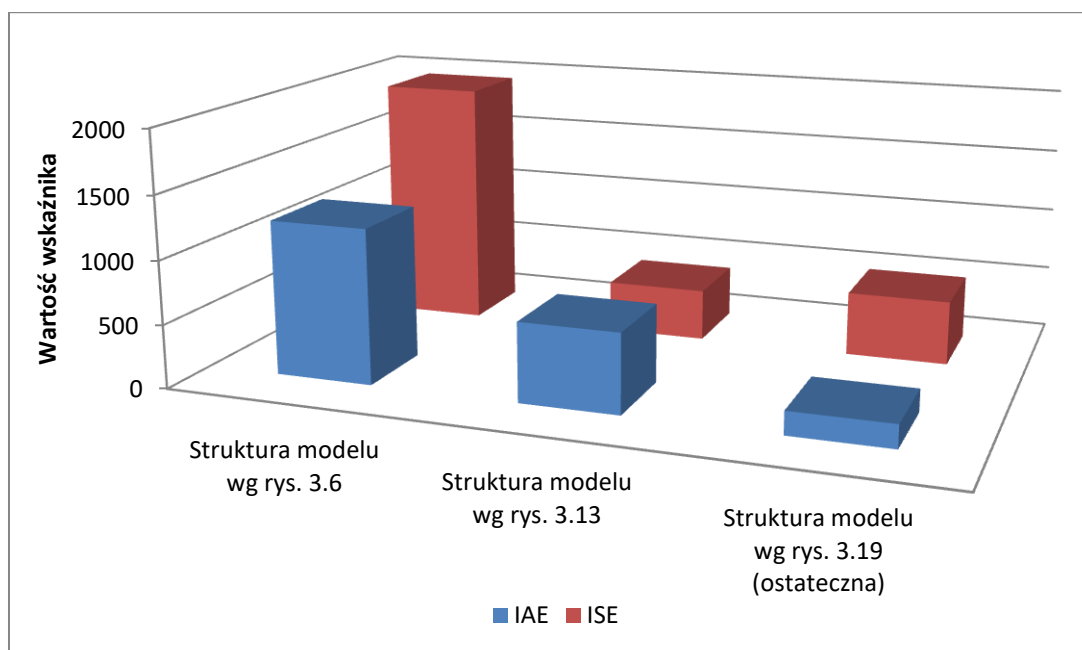


Rysunek 3.25 – walidacja ostatecznego modelu pieca

Podsumowując, przeprowadzone strojenie modelu i jego walidacja ukazują złożoność obiektu rozpatrywanego całościowo (wraz z torami pomiarowymi). Wpływ na konieczność zastosowania przeprowadzonych modyfikacji mają nie tylko poczynione na wstępie założenia upraszczające. Należy mieć także na uwadze, iż modelowaniu podlega nie tylko sam piec, ale cały fragment rzeczywistej instalacji pomiędzy czujnikiem temperatury cieczy wpływającej do pieca T_{hin} a czujnikiem temperatury cieczy wypływającej z pieca T_{hout} (rysunek 2.1). Zbiorcze zestawienie wskaźników błędów modelowania przedstawione zostało w tabeli 3.10 oraz na rysunku 3.26 (ze względu na znaczne wartości, pominięto graficzną prezentację wskaźników obliczonych dla modelu fizykalnego (3.2) bez modyfikacji).

Tabela 3.10 – zestawienie wskaźników błędów modelowania

Wskaźnik	Model fizykalny	Struktura modelu wg rys. 3.6	Struktura modelu wg rys. 3.13	Model ostateczny wg rys. 3.19
IAE	8872,3	1222,7	625,8	183,6
ISE	57651,9	1953,7	407,7	507,9



Rysunek 3.26 – graficzne porównanie wskaźników błędów modelowania na poszczególnych etapach dopasowywania modelu do obiektu

Ostatecznie, w dalszych badaniach jako model najlepiej odwzorowujący zachowanie rozpatrywanego obiektu rzeczywistego (pieca), wykorzystywany będzie model dany równaniem (3.2) opisującym część fizyczną, uzupełniony o element inercyjny drugiego rzędu z opóźnieniem (rysunek 3.19), z wykorzystaniem równań (3.13), (3.14) i (3.15) do obliczania wartości parametrów dodatkowej części dynamicznej.

3.2. Wymiennik ciepła

Modelowany wymiennik ciepła, opisany szerzej w rozdziale 2.2, jest urządzeniem dzięki któremu zachodzi wymiana ciepła pomiędzy dwoma obiegami cieczy. Z punktu widzenia bilansu ciepła w układach dystrybucji jest urządzeniem pasywnym, separującym hydraulicznie dwa obiegi cieczy, bez możliwości dostarczania dodatkowej energii z zewnątrz.

W literaturze można odnaleźć różne podejścia do problemu modelowania płytowego wymiennika ciepła. (Gut i Pinto, 2003) prezentują modelowanie płytowego wymiennika ciepła w stanach ustalonych w zależności od konfiguracji wymiennika. Walidację tego modelu zaprezentowano w pracy (Gut i in., 2004). (Srihari i in., 2005) prezentują model matematyczny płytowego wymiennika ciepła i wykorzystują go do symulacyjnej analizy jego dynamiki dla przypadku nierównomiernej dystrybucji czynnika grzewczego między

kanałami wymiennika. (Mielewczyk, 2008) prezentuje wyprowadzenie modelu numerycznego wymiennika i dokonuje jego weryfikacji względem rzeczywistego wymiennika dla przypadku chłodzenia wody słodkiej przez wodę morską. (Georgiadis i Macchietto, 2000) przedstawili model wymiennika ciepła uwzględniający zmianę struktury medium (w tym przypadku mleka) i efekt powstawania osadu w kanałkach wymiennika. (Dardour i in., 2009) prezentują modelowanie rozkładu temperatur w kanałach wymiennika. (Eirola i in., 2002) przedstawili model powietrznego wymiennika ciepła o przepływie krzyżowym. Modele oparte o równania fizykalne i ich kalibrację odnaleźć można też w (Łaszczyk, 2000b). W pracy (Al-Dawery i in., 2012) zaprezentowano wyprowadzenie funkcji przejścia dla wymiennika płytowego w oparciu o równania fizykalne. Innym podejściem do problemu modelowania wymiennika ciepła jest zastosowanie sieci neuronowych, zaprezentowane przez (Biyanto i in., 2007) lub specjalnych narzędzi do obliczania dynamiki cieczy w (Galeazzo i in., 2006). Można także użyć narzędzi komercyjnych, dedykowanych produktom poszczególnych przedsiębiorstw (np. HEXACT firmy Danfoss; Żarski, 2014). (Kapustenko i in., 2009) przedstawili natomiast uproszczony model wymiennika płytowego, oparty o logarytmiczne równanie średniej różnicy temperatur wody wypływającej z wymiennika, i zaprezentowali, że jest on wystarczający dla problemu regulacji pracy wymiennika przy użyciu sterowania predykcyjnego.

Podobnie jak opisany w poprzednim rozdziale model pieca, model wymiennika planuje się wyprowadzić w oparciu o równania fizykalne. Dla wymiennika będą to zależności opisujące zachodzącą w nim wymianę ciepła. Zmieniający się profil temperatury czynnika grzejącego i ogrzewanego wzdłuż płyt wymiennika implikuje konieczność zastosowania modelu o parametrach rozłożonych. Ponadto wymiennik jest urządzeniem nieizolowanym, zatem należy spodziewać się zjawisk związanych z ucieczką ciepła do otoczenia (np. niższe temperatury uzyskiwane przez ciecz w skrajnych kanałach wymiennika). Z tego względu przyjmuje się następujące, początkowe założenia upraszczające model:

- brak akumulacji ciepła w płytach wymiennika,
- brak ucieczki ciepła do otoczenia,
- idealne mieszanie się cieczy w kanałach wymiennika oraz króćcach dopływowych,
- stałe parametry fizykalne cieczy.

Założenia te są często spotykane w literaturze opisującej modelowanie płytowych wymienników ciepła, np. (McKillop i Dunkley, 1960; Sharifi i in., 1995; Georgiadis

i Macchietto, 2000; Srihari i in., 2005). Opisywane w literaturze modele płytowych wymienników ciepła bazujące na równaniach fizykalnych (np. Georgiadis i Macchietto, 2000) wyprowadzane są przy założeniu znajomości wielu danych technicznych, takich jak:

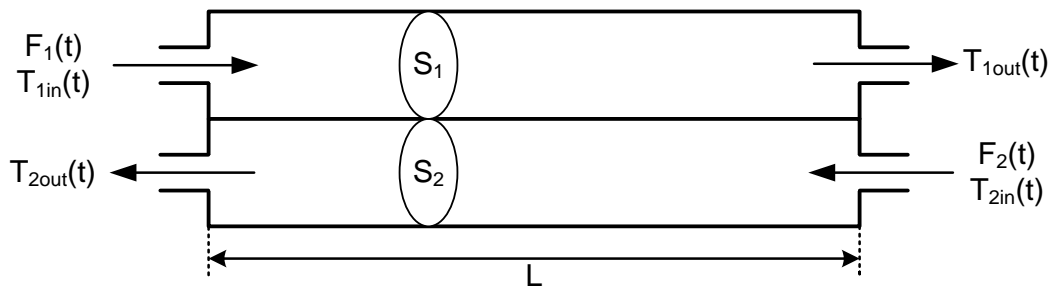
- konfiguracja kanałów stron wymiennika,
- dane materiałowe – współczynnik przewodzenia ciepła,
- dane techniczne – wymiary płyt, ich powierzchnie czynne, odstęp między płytami.

W praktyce, dla modelowanego wymiennika wiele z tych informacji jest niedostępnych. Dodatkowo jego konstrukcja oraz opomiarowanie instalacji (opisane w rozdziale 2) sprawiają, że nie są dostępne pomiarowo rozkłady temperatur i przepływów cieczy w poszczególnych kanałach wymiennika, które mogą być niejednakowe ze względu na:

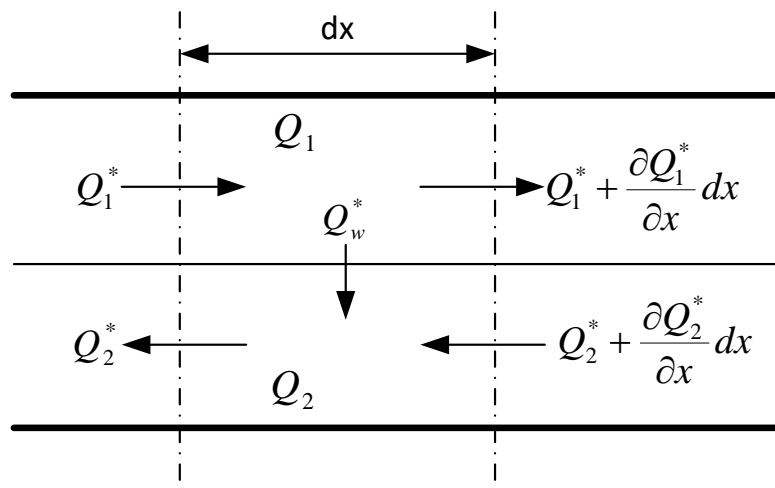
- zanieczyszczenie kanału, co prowadzi do zmniejszenia przepływu czynnika przez kanał;
- pokrycie płyt osadami zmniejszającymi ich zdolność do przekazywania ciepła;
- budowę wymiennika (układ i liczba kanałów, ich wzajemne połączenie), która ze względu na brak dokładnej dokumentacji nie jest znana.

Problemy te prowadzą do przyjęcia uproszczenia polegającego na założeniu dla opracowywanego modelu budowy analogicznej do wymiennika typu „rura w rurze”. Konsekwencją tego założenia jest brak podziału strug czynników w stronach wymiennika na kanały tworzone przez płyty. Modelowanie wymiennika typu „rura w rurze” przedstawione zostało w pracach m.in. (Chmielnicki, 1995; Abdelghani-Idrissi i in., 2002; Arbaoui i in., 2007). (Frątczak i in., 2016) wykazali, że po dyskretyzacji zmiennej przestrzennej metodą kollokacji ortogonalnej i wstępnym strojeniu na podstawie danych pomiarowych, można wykorzystać ten klasyczny model wymiennika do modelowania dynamiki płytowego wymiennika ciepła.

Ostatecznie, po uwzględnieniu wszystkich przedstawionych uproszczeń i założeń, przyjmuje się dla modelowanego wymiennika zastępczą postać uproszczoną, przedstawioną schematycznie na rysunku 3.27. Dla tak zdefiniowanej zastępczej uproszczonej postaci wymiennika wyprowadzono bilans ciepła, bazując na zasadzie zachowania masy i energii oraz przy wykorzystaniu poczynionych uprzednio założeń. Bilans ten, dla elementarnego odcinka wymiennika, przedstawiono na rysunku 3.28.



Rysunek 3.27 – zastępczy schemat wymiennika



Rysunek 3.28 – bilans ciepła dla elementarnego odcinka wymiennika

Bilans przedstawiony na rysunku 3.28 zapisać można przy użyciu równań różniczkowych cząstkowych (3.16) i (3.17).

$$\frac{\partial Q_1(t)}{\partial t} = Q_1^*(t) - \left(Q_1^*(t) + \frac{\partial Q_1^*(t)}{\partial x} dx \right) - Q_w^*(t) \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial Q_2(t)}{\partial t} = -Q_2^*(t) + \left(Q_2^*(t) + \frac{\partial Q_2^*(t)}{\partial x} dx \right) + Q_w^*(t) \quad (3.17)$$

gdzie Q_1 i Q_2 oznaczają ciepło zgromadzone w elementarnym odcinku wymiennika (odpowiednio po stronie pierwotnej i wtórnej) a Q_1^* i Q_2^* – strumień ciepła związane z przemieszczaniem się czynnika. Strumień ciepła przekazywanego z czynnika grzejącego do ogrzewanego Q_w^* reprezentuje zjawisko przenikania ciepła, składające się z przyjmowania ciepła przez przegrodę od czynnika grzejącego, przewodzenia ciepła przez przegrodę oraz przyjmowania ciepła przez czynnik ogrzewany z przegrody (Szkarowski i Łatowski, 2006) i może być zapisany w postaci danej równaniem (3.18).

$$Q_w^*(t) = kA(T_1 - T_2) \quad (3.18)$$

gdzie:

- Q_w^* – strumień ciepła przenikającego przez przegrodę, J/s;
- A – powierzchnia czynna, przez którą następuje przenikanie ciepła, m^2 ;
- k – współczynnik wymiany (przenikania) ciepła, $\frac{W}{m^2K}$.

Po podstawieniu do równań (3.16) i (3.17) ogólnie znanych zależności opisujących strumienie ciepła z wykorzystaniem mierzalnych parametrów, zależności (3.18) oraz dokonując elementarnych przekształceń, uzyskuje się następującą postać modelu matematycznego wymiennika (równania (3.19) i (3.20)):

$$\frac{\partial T_1(t, x)}{\partial t} = -w_1(t) \frac{\partial T_1(t, x)}{\partial x} - k_1 A (T_1(t, x) - T_2(t, x)) \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial T_2(t, x)}{\partial t} = w_2(t) \frac{\partial T_2(t, x)}{\partial x} + k_2 A (T_1(t, x) - T_2(t, x)) \quad (3.20)$$

gdzie w_1 i w_2 – prędkość przepływu czynnika przez stronę wymiennika (odpowiednio: pierwotną i wtórną), m/s.

W modelu (3.19) i (3.20) nie są znane współczynniki wymiany (przenikania) ciepła k_1 i k_2 . Można je wyznaczyć na podstawie zależności (3.21) (Hobler, 1953).

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_i, i \in \{1, 2\} \quad (3.21)$$

gdzie:

- α_1 – współczynnik wnikania ciepła (z czynnika grzejącego do przegrody), $\frac{W}{m^2K}$;
- α_2 – współczynnik wnikania ciepła (z przegrody do czynnika ogrzewanego), $\frac{W}{m^2K}$;
- s – grubość przegrody wymiennika, m;
- λ – współczynnik przewodzenia ciepła przez przegrodę, $\frac{W}{m \cdot K}$;
- R_i – współczynnik opisujący opór cieplny stawiany przez warstwę osadu na przegrodzie, $\frac{m^2K}{W}$.

W literaturze można znaleźć przykłady obliczania wymienionych współczynników, (Zander i Zander, 2003) czy dane tabelaryczne (Hobler, 1953; Zaleski i Klepacka, 1992). Bazują one jednak na znajomości parametrów technicznych i konfiguracji modelowanego wymiennika. Ponieważ brak jest danych katalogowych umożliwiających oszacowanie wartości wymienionych współczynników a także nie jest znana powierzchnia czynna wymiany ciepła A oraz grubość przegrody wymiennika s , zasadnym staje się przyjęcie zastępczych współczynników wymiany ciepła a_1 i a_2 , opisanych ogólną zależnością (3.22). Podejście takie proponują także (Frątczak i in., 2016).

$$a_i = k_i A, i \in \{1, 2\} \quad (3.22)$$

Po podstawieniu ich do równań (3.19) i (3.20) uzyskuje się następującą postać modelu matematycznego wymiennika (równania (3.23) i (3.24)).

$$\frac{\partial T_1(t, x)}{\partial t} = -w_1(t) \frac{\partial T_1(t, x)}{\partial x} - a_1(T_1(t, x) - T_2(t, x)) \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial T_2(t, x)}{\partial t} = w_2(t) \frac{\partial T_2(t, x)}{\partial x} + a_2(T_1(t, x) - T_2(t, x)) \quad (3.24)$$

Dla uproszczenia obliczeń dokonuje się normalizacji zmiennej przestrzennej x , poprzez przyjęcie bezwymiarowej zmiennej przestrzennej z , $z \in [0, 1]$ takiej, że $x = z \cdot L$, gdzie L - zastępcza długość strony modelu wymiennika (jak na rysunku 3.3), wyrażona w metrach. Uwzględniając te przekształcenia otrzymujemy następujące równania opisujące wymianę ciepła w wymienniku ((3.25) i (3.26)):

$$\frac{\partial T_1(t, z)}{\partial t} = -\frac{w_1(t)}{L} \frac{\partial T_1(t, z)}{\partial z} - a_1(T_1(t, z) - T_2(t, z)) \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial T_2(t, z)}{\partial t} = \frac{w_2(t)}{L} \frac{\partial T_2(t, z)}{\partial z} + a_2(T_1(t, z) - T_2(t, z)) \quad (3.26)$$

Wartość prędkości przepływu czynnika przez stronę wymiennika (w_1 i w_2) dana jest zależnością (3.27):

$$w_i(t) = \frac{F_i(t)}{S_i}, i \in \{1, 2\} \quad (3.27)$$

gdzie S_1 , S_2 - zastępcze pola przekroju poprzecznego poszczególnych stron modelu wymiennika (rysunek 3.27), m^2 . Wartości tych parametrów z założenia są nieznanne.

Podstawiając zależność (3.27) do modelu (3.25) i (3.26) otrzymujemy następującą postać równań modelu:

$$\frac{\partial T_1(t, z)}{\partial t} = -\frac{F_1(t)}{L \cdot S_1} \frac{\partial T_1(t, z)}{\partial z} - a_1(T_1(t, z) - T_2(t, z)) \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial T_2(t, z)}{\partial t} = \frac{F_2(t)}{L \cdot S_2} \frac{\partial T_2(t, z)}{\partial z} + a_2(T_1(t, z) - T_2(t, z)) \quad (3.29)$$

Nieznane parametry: L oraz S_1 i S_2 , oznaczające odpowiednio zastępczą długość i zastępcze pola przekrojów poprzecznych stron wymiennika, występują w postaci iloczynu. Mogą zatem być rozważane wspólnie, w postaci zastępczej objętości strony wymiennika V_{zs} . Można zatem przyjąć następujące zależności: $V_{zs1} = L \cdot S_1$ oraz analogicznie $V_{zs2} = L \cdot S_2$. Prowadzi to do otrzymania końcowej postaci równań opisujących przyjęty uproszczony model zastępczy wymiennika:

$$\frac{\partial T_1(t, z)}{\partial t} = -\frac{F_1(t)}{V_{zs1}} \frac{\partial T_1(t, z)}{\partial z} - a_1(T_1(t, z) - T_2(t, z)) \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial T_2(t, z)}{\partial t} = \frac{F_2(t)}{V_{zs2}} \frac{\partial T_2(t, z)}{\partial z} + a_2(T_1(t, z) - T_2(t, z)) \quad (3.31)$$

W modelu (3.30) i (3.31) nieznanymi są:

- wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła dla strony pierwotnej i wtórnej – odpowiednio a_1 i a_2 , W/K;
- wartości zastępczych objętości stron wymiennika: V_{zs1} i V_{zs2} , m³.

Aby model, mimo poczynionych założeń upraszczających, był w możliwie najlepszy sposób dopasowany do obiektu, konieczne jest wyznaczenie wartości opisanych powyżej parametrów, to jest odpowiednie nastrojenie modelu. W ramach niniejszej pracy zostało ono przeprowadzone na drodze eksperymentalnej. Procedura strojenia przebiegała dwuetapowo.

Etap 1 **Wyznaczenie wartości parametru zastępczej objętości** **pojedynczej strony wymiennika V_{zs}**

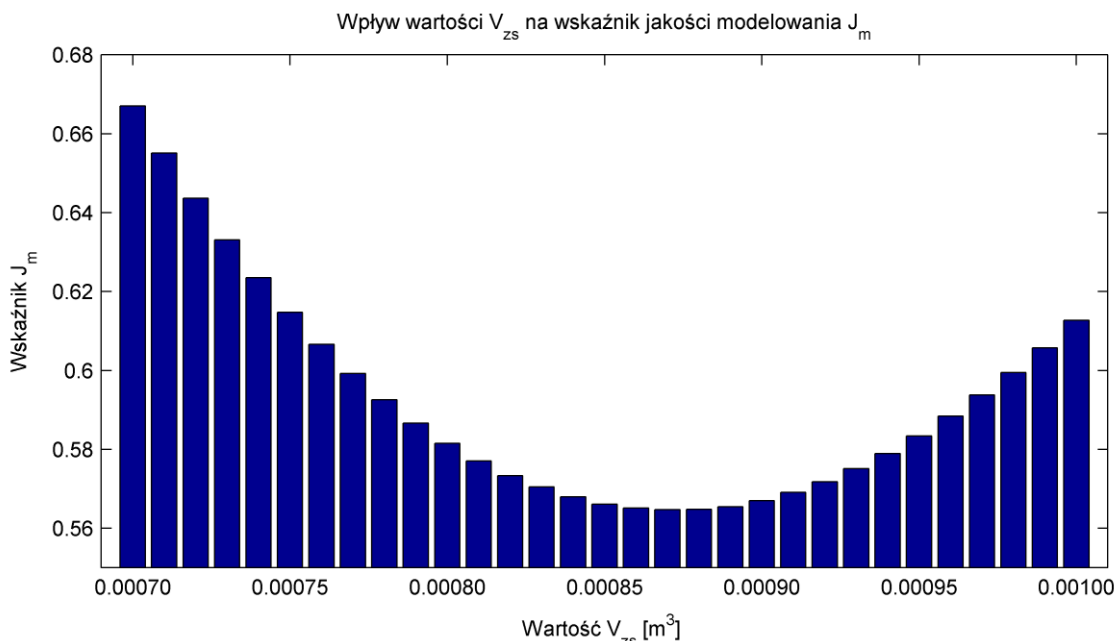
Budowa wymiennika płytowego implikuje powstanie kanałów składających się na stronę pierwotną i wtórną wymiennika. Układ tych kanałów może być różny w zależności od

konfiguracji wymiennika: szeregowy, równoległy bądź mieszany (Gut i Pinto, 2003; Nantka, 2006). Ponieważ wymiennik rozpatruje się jako obiekt o parametrach rozłożonych, objętość danej jego strony ma wpływ przede wszystkim na opóźnienie transportowe wprowadzane przez obiekt. Dodatkowo należy uwzględnić uzyskiwanie w króćcu wylotowym z wymiennika średniej temperatury czynnika pochodzącego z kanałów danego obiegu dla przypadku, gdy ułożone są one względem siebie równoległe. Dla omawianego wymiennika, dokładna konfiguracja płyt nie jest znana, choć można przypuszczać, iż kanały ułożone są równoległe. Natomiast przyjęty uproszczony model zastępczy zakłada ułożenie kanałów szeregowo. Stąd całkowita objętość strony wymiennika, będąca iloczynem objętości kanału (podanej w rozdziale 2.2) i ich liczby, może nie mieć bezpośredniego przełożenia na objętość konieczną do wprowadzenia jako parametr V_{zs} uproszczonego modelu. Z tego względu przebieg strojenia tego parametru oparty został o wspomniane uprzednio opóźnienie transportowe. W tym celu przeprowadzono eksperyment polegający na obserwacji odpowiedzi obiektu na skok wymuszenia w konfiguracji instalacji w obiegu otwartym (rysunek 2.1). Dla stałego przepływu F_1 i mocy pieca wynoszącej 0%, po ustaleniu się temperatury T_{1out} , wymuszono moc pieca na poziomie 100% w celu uzyskania możliwie największego skoku temperatury T_{1in} czynnika wpływającego do wymiennika, w możliwie najkrótszym czasie. Wzrost temperatury czynnika T_{1out} (z założenia równy co do wartości wzrostowi temperatury T_{1in} , lecz opóźniony na skutek przepływu czynnika przez wymiennik) był obserwowany aż do uzyskania stanu ustalonego. Aby zminimalizować ucieczkę ciepła ze strony pierwotnej do wtórnej wymiennika, obieg wtórny instalacji był opróżniony. Uzyskane dane pomiarowe posłużyły za wymuszenie wprowadzane do modelu. Aby możliwe było wyznaczenie najlepszej wartości parametru V_{zs} , ustanowiono wskaźnik jakości modelowania J_m (np.: Łaszczyk, 2000b), dany zależnością (3.32).

$$J_m = \overline{\Delta T_{1out}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |T_{1out \text{ z modelu},i} - T_{1out \text{ z obiektu},i}| \quad (3.32)$$

Ma on wartość średniej z modułów różnic między: temperaturą T_{1out} zarejestrowaną w czasie eksperymentu pomiarowego a odpowiadającą jej temperaturą T_{1out} obliczoną przy użyciu modelu (3.30) dla tej samej chwili czasu w przedziale czasu trwania całego eksperymentu pomiarowego, składającego się na N próbek. Minimalizując wartość wskaźnika jakości J_m poprzez dobór różnych wartości parametru V_{zs} uzyskuje się optymalną wartość zastępczej objętości strony wymiennika. Aby określić tę wartość

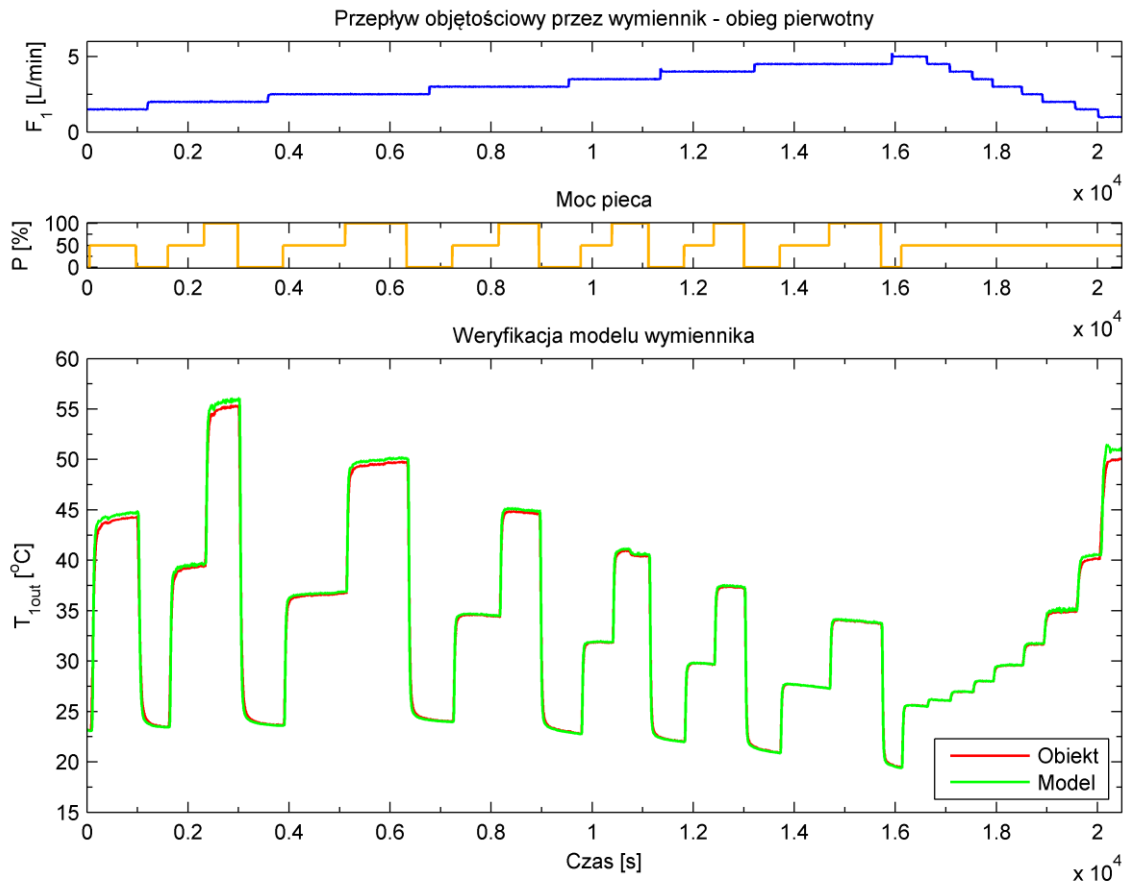
możliwie dokładnie, na wstępie wyznaczono metodą prób i błędów zakres wartości parametru V_{zs} , w którym wskaźnik jakości J_m ma swoje minimum. Następnie w tym zakresie dokonano przeglądu zupełnego, poprzez iteracyjną zmianę wartości parametru V_{zs} , przyjmując krok dyskretyzacji równy 0,001 L, i rejestrując wartość wskaźnika jakości dla każdej z tych zmian. Rezultaty tego przeglądu prezentuje wykres na rysunku 3.29.



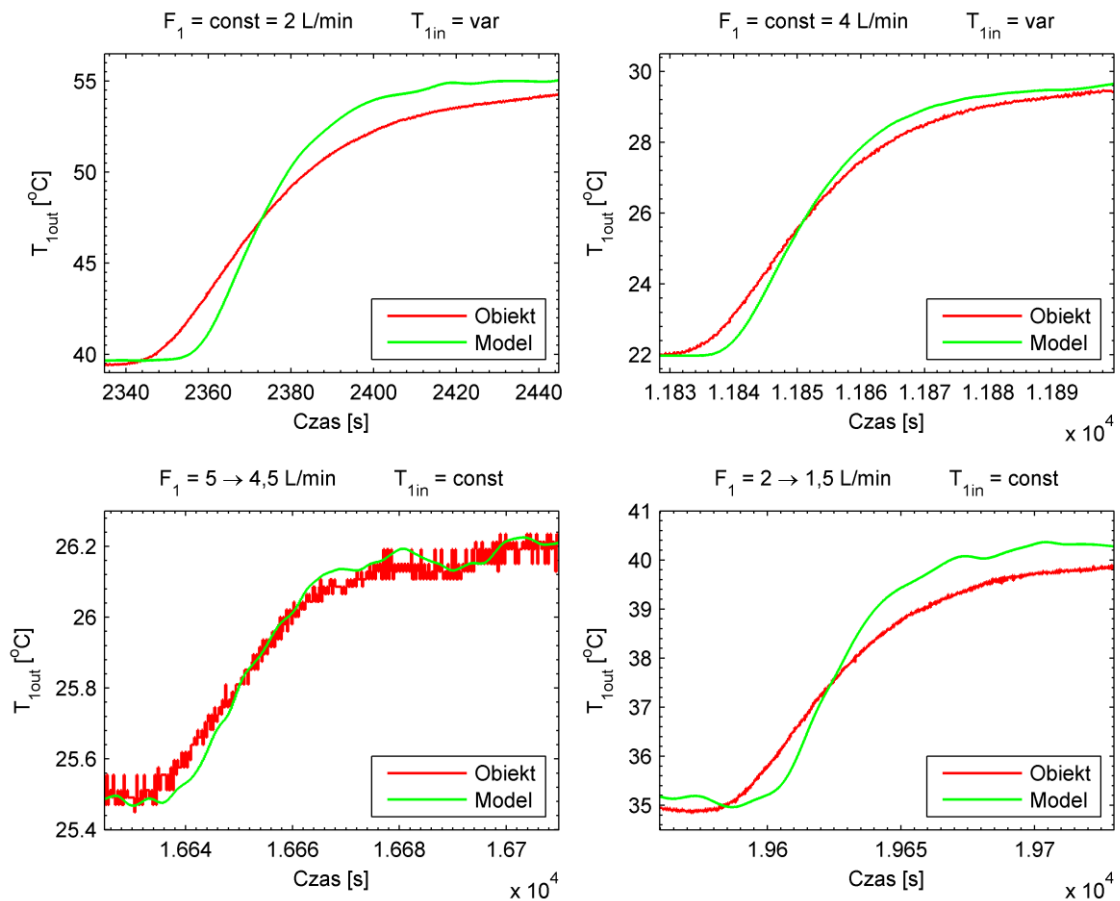
Rysunek 3.29 – wpływ wartości parametru V_{zs} na wskaźnik jakości J_m

Minimalną wartość wskaźnika jakości J_m uzyskano dla $V_{zs} = 0,000872 m^3$ czyli $V_{zs} = 0,872 L$. Wyznaczoną wartość przyjmuje się za zastępczą objętość strony wymiennika. Warto zauważyć, że jest ona znacząco większa od którejkolwiek z objętości przytoczonych na podstawie danych technicznych w rozdziale 2.2, co potwierdza słuszność założeń poczynionych na wstępie niniejszego etapu. Jakość dopasowania modelu do obiektu dla wyznaczonej wartości V_{zs} i danych weryfikujących prezentuje wykres na rysunku 3.30 oraz wybrane, powiększone przebiegi na rysunku 3.31.

Zaprezentowane przebiegi, w szczególności powiększenia z rysunku 3.31 pokazują dość dobre dopasowanie modelu do obiektu dla przyjętej wartości zastępczej objętości V_{zs} . Widoczna jest wolniejsza odpowiedź obiektu względem modelu, wynikająca z ucieczki ciepła: do otoczenia, do elementów wymiennika i wody zgromadzonej w kanałach obiegu wtórnego, a także z dynamiki toru pomiarowego. Wobec braku danych mogących posłużyć do kompensacji tych niedokładności modelu względem obiektu, uznaje się wyznaczoną wartość parametru za ostateczną.



Rysunek 3.30 – dopasowanie V_{zs}



Rysunek 3.31 – dopasowanie V_{zs} – powiększenie fragmentów rysunku 3.30

Przeprowadzenie analogicznego eksperymentu w celu wyznaczenia zastępczej objętości strony wtórnej wymiennika nie jest możliwe. Wynika to z braku źródła ciepła w instalacji po stronie wtórnej, dzięki któremu możliwe byłoby wymuszenie zmiany temperatury wody na wlocie do wymiennika i dzięki temu uzyskanie analogicznych przebiegów, jakie wykorzystano do oszacowania zastępczej objętości strony pierwotnej wymiennika. Obserwowane wahania temperatury wody sieciowej wpływającej do obiegu wtórnego są zbyt małe i zbyt wolne, by mogły stanowić wartościowe dane pomiarowe. Znaczącą zmianę temperatury wody po stronie wtórnej można uzyskać tylko na drodze wymiany ciepła w rozpatrywanym wymienniku. Jednakże na obecnym etapie rozważania, współczynniki wymiany ciepła w wymienniku nie są znane. Z tego powodu, pomimo możliwej niesymetryczności stron wymiennika (opisanej w rozdziale 2.2), zdecydowano się przyjąć wyznaczoną uprzednio zastępczą objętość strony pierwotnej również za zastępczą objętość strony wtórnej. W związku z tym założeniem przewiduje się, że wyznaczany w drugim etapie strojenia modelu zastępczy współczynnik wymiany ciepła dla strony wtórnej będzie obarczony błędem wynikającym z niniejszego założenia.

Etap 2

Dobór wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła – a_1 i a_2

Ponieważ model wymiennika rozpatrywany jest jako obiekt o parametrach rozłożonych, dla pełnego jego opisu należałoby wyznaczyć profile wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła a_1 i a_2 w zależności od wartości zmiennej przestrzennej z . Profile te uwzględniałyby niejednorodne osadzanie się zanieczyszczeń wzdłuż wymiennika, a także ewentualne niejednorodności materiału przegrody (wielkości s i R w zależności (3.21)). Ponieważ nie ma danych, które mogłyby posłużyć do wyznaczenia takich profili uznaje się, że wartości tych parametrów są stałe w całej rozpatrywanej długości zastępczego modelu wymiennika. Upraszcza to problem wyznaczenia wartości parametrów a_1 i a_2 do odnalezienia dwóch zastępczych wartości stałych. Jest to zatem zagadnienie analogiczne do procedury wyznaczania zastępczej objętości strony wymiennika, opisanej w etapie 1. Jednakże zastosowanie tej samej metody do doboru wartości parametrów a_1 i a_2 byłoby nieefektywne ze względu na konieczność wyznaczenia pary parametrów, wzajemnie na siebie wpływających. Wynika to z zależności między temperaturami T_1 i T_2 dla elementarnego odcinka wymiennika, na które to temperatury wpływ mają właśnie wartości współczynników a_1 i a_2 . Dodatkowo, ze względu na brak danych katalogowych dla

wymiennika, wstępne ich oszacowanie jest również niemożliwe. Należy także zauważyć, że pomimo poczynionych założeń upraszczających model, spodziewane jest uzyskanie różnych wartości współczynników a_1 i a_2 . Wartość współczynnika a_1 będzie bowiem uwzględniać ciepło oddawane do otoczenia, zatem powinna zachodzić zależność $a_1 > a_2$. Wobec takich trudności, najprostszym sposobem wyznaczenia nieznanymi wartości parametrów jest przekształcenie równań opisujących model w taki sposób, aby po jednej stronie równania znalazły się wartości mierzalne a po drugiej wartość obliczana. Aby zastosować tę metodę najlepiej jest uzyskać stan ustalony dla wszystkich mierzalnych wielkości wejściowych modelu i zmiennych stanu. Istotne jest też, aby w miarę możliwości pomiary te nie były zaszumione. W przeciwnym wypadku konieczne jest odpowiednie filtrowanie i uśrednianie pomiarów, aby obliczane wartości były możliwie najdokładniejsze. Rozwinięcie tej metody przedstawili w swojej pracy (Rhinehart i Riggs, 1991). Zaprezentowali oni metodę ciągłej parametryzacji modelu w czasie rzeczywistym (ang. *Incremental Model Parameterization On-Line*, IMPOL). Bazuje ona na przekształceniu równania modelu do postaci umożliwiającej wyznaczenie wartości poszukiwanych parametrów i iteracyjnemu obliczaniu ich w stanie ustalonym procesu.

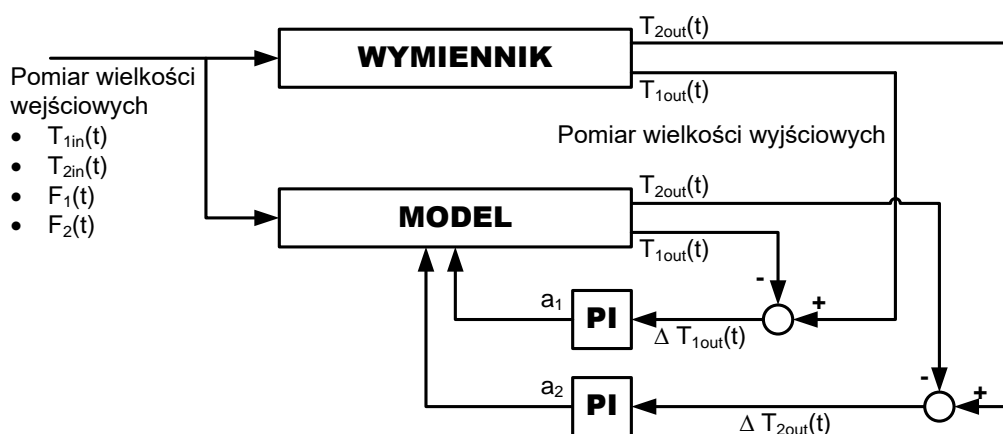
Inną metodę dynamicznego wyznaczania wartości nieznanymi parametrów modelu przedstawili (van Lith i in., 2001). W swojej pracy zaproponowali wykorzystanie regulatora PI, dla którego wejściem jest błąd modelowania a wartością sterującą – poszukiwana wartość parametru. Metoda ta nie wymaga dokonywania przekształceń równań opisujących model, a także stosowania skomplikowanych algorytmów takich jak na przykład filtr Kalmana. Formuła matematyczna opisująca regulator PI jest prosta i powszechnie znana. Ponadto możliwe jest wykorzystanie gotowych implementacji algorytmu PI, dostępnych w produktach przemysłowych i oprogramowaniu laboratoryjnym. Autorzy dokonali wyłącznie symulacyjnej weryfikacji zaprezentowanej metody na przykładzie prostego bioreaktora, rozpatrywanego jako obiekt o parametrach skupionych. W niniejszej pracy proponuje się adaptację i praktyczną weryfikację tej metody dla potrzeb wyznaczenia wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła a_1 i a_2 dla modelu o parametrach rozłożonych. Jej zastosowanie proponuje się wykonać w następujący sposób:

- Utworzone zostają dwie pętle regulacji, po jednej dla każdego z poszukiwanych wartości współczynników.
- Uchyb stanowiący wejście do regulatora oblicza się jako różnicę wartości zmierzonej temperatury wylotowej czynnika z wymiennika i wyznaczonej przy

użyciu modelu (3.30) i (3.31). Dla układu regulacji współczynnika a_1 są to odpowiednie temperatury T_{1out} a dla współczynnika a_2 – temperatury T_{2out} .

- Wystawione przez każdy z regulatorów wartości wielkości sterującej są nowymi wartościami zastępczych współczynników wymiany ciepła a_1 i a_2 .

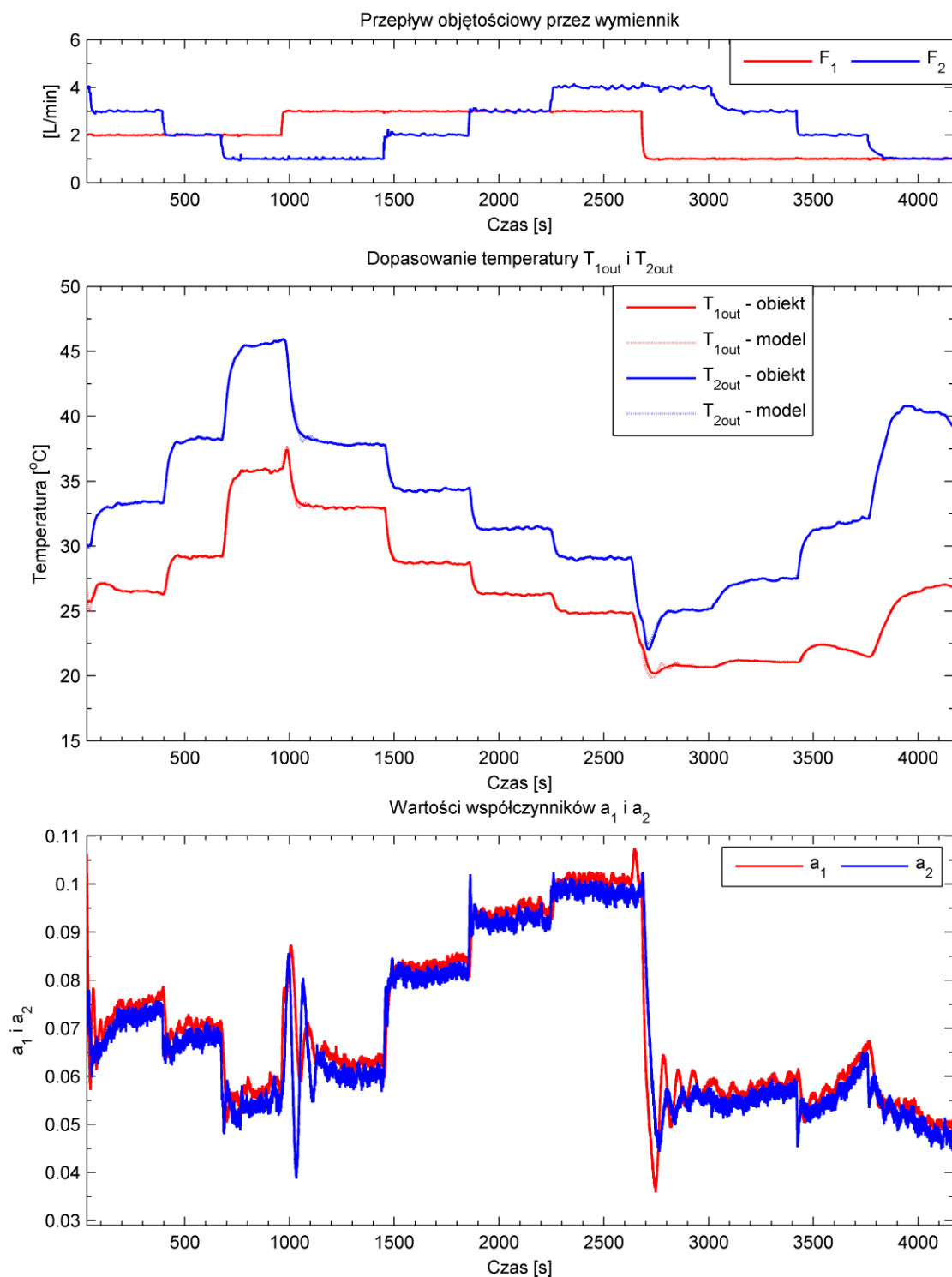
Schemat ideowy tej metody prezentuje rysunek 3.32. Ze względu na układ dwuwymiarowy z wewnętrznym sprzężeniem między torami, oba układy regulacji wzajemnie na siebie oddziałują poprzez występujące zmiany wartości temperatur w obiegach (w postaci różnicy $(T_1(t,z) - T_2(t,z))$ występującej w obu równaniach modelu). Parametry regulatorów PI (wzmocnienie i stała całkowania) dobierano wstępnie przy użyciu metody strojenia lambda (VanDoren, 2013), a następnie modyfikowano doświadczalnie, aby zapewnić możliwie szybkie dopasowanie odpowiedzi modelu do danych pochodzących z obiektu, a także, w miarę możliwości, unikać oscylacji wielkości sterującej.



Rysunek 3.32 – zasada doboru wartości współczynników a_1 i a_2

Aby wyznaczone wartości parametrów a_1 i a_2 były możliwe najdokładniejsze, przeprowadzono eksperymenty pomiarowe dla różnych kombinacji natężeń przepływów przez strony wymiennika. Następnie przeprowadzono procedurę strojenia modelu, według idei zaprezentowanej na rysunku 3.32. Rezultat przykładowego strojenia dla jednego z przebiegów pomiarowych został zaprezentowany na rysunku 3.33.

Dla zaprezentowanych danych wyznaczono wskaźniki jakości modelowania: ISE, IAE oraz wartość średnią z modułu błędu (obrazującą średnią rozbieżność między modelem a obiektem). Wartości tych wskaźników zaprezentowano w tabeli 3.11.

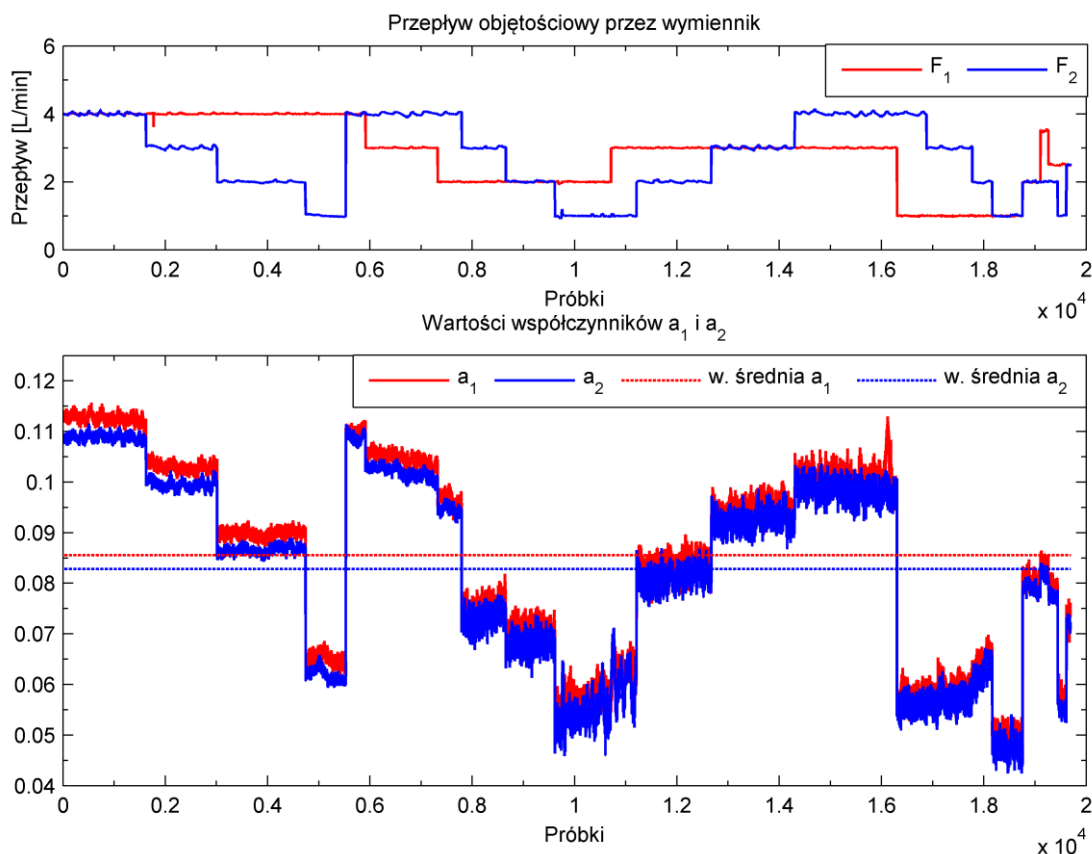


Rysunek 3.33 – przykładowy rezultat procedury strojenia modelu

Tabela 3.11 – wskaźniki jakości modelowania wymiennika – procedura strojenia

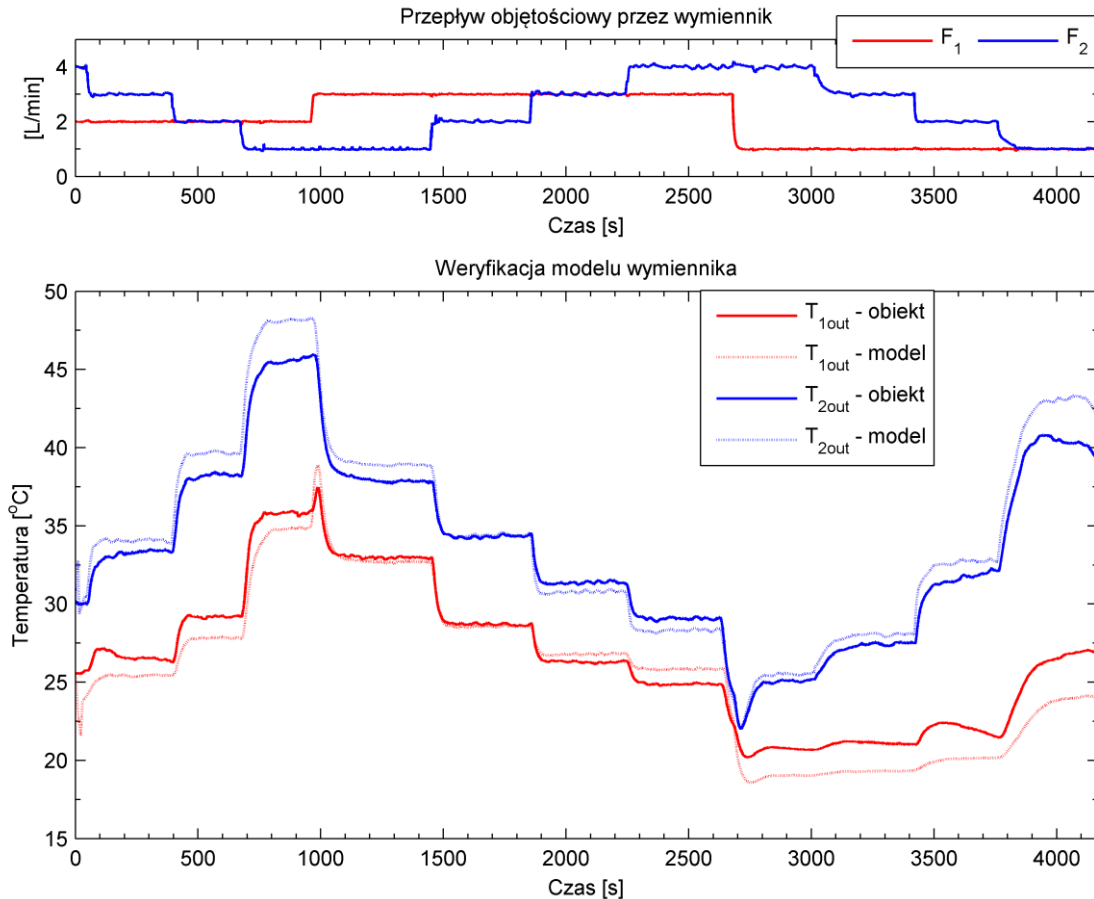
	IAE	ISE	$ \overline{\Delta T_{out}} , ^\circ\text{C}$
T_{1out}	251,4	56,0	0,06
T_{2out}	216,7	42,6	0,05

Zaprezentowane w tabeli 3.11 wartości wskaźników prowadzą do wniosku, że stopień dopasowania modelu do obiektu jest zadowalający. W szczególności wartość wskaźnika ISE dla obu temperatur jest niewielka, co świadczy o braku znaczących rozbieżności między temperaturą rzeczywistą a wyliczoną. Także średni moduł błędu posiada niewielką wartość. Z przebiegu wartości a_1 i a_2 zaprezentowanego na rysunku 3.33 można dojść do wniosku, że nie udało się uniknąć oscylacji w wartościach współczynników, co świadczy o agresywnym nastrojeniu regulatorów wyliczających ich wartości. Należy jednak pamiętać, że wartości te wzajemnie na siebie wpływają poprzez zmianę ilości ciepła oddawanego i odbieranego przez poszczególne obiegi, a w konsekwencji przez zmiany temperatur T_1 i T_2 w każdym z elementarnych odcinków wymiennika opisanych modelem (3.30) i (3.31). Zmiana ta propaguje się następnie wzdłuż rozpatrywanego modelu wymiennika, zgodnie z kierunkiem przepływu wody. Zaprezentowano zatem kompromis między szybkością dopasowania temperatur a oscylacyjnością przebiegów wielkości regulowanych. Należy także pamiętać, że wyznaczanie zastępczych współczynników wymiany ciepła w stanach przejściowych obarczone jest równocześnie koniecznością kompensacji niedokładności modelowania objętości wymiennika (rysunek 3.31). Stąd do dalszej analizy wybrano dane z okresów stanów ustalonych. Dla danych tych wyznaczono także wartości średnie dla współczynników a_1 i a_2 . Dane te prezentuje rysunek 3.34.



Rysunek 3.34 – wartości współczynników a_1 i a_2 , wyznaczone tylko w stanach ustalonych

Jak można zauważyć na przedstawionym przebiegu, wartości średnie współczynników a_1 i a_2 znacząco odbiegają od wartości uzyskiwanych dla różnych przepływów. Wprowadzane przezeń rozbieżności prezentuje przebieg na rysunku 3.35 a wartości wskaźników jakości modelowania przedstawione zostały w tabeli 3.12.

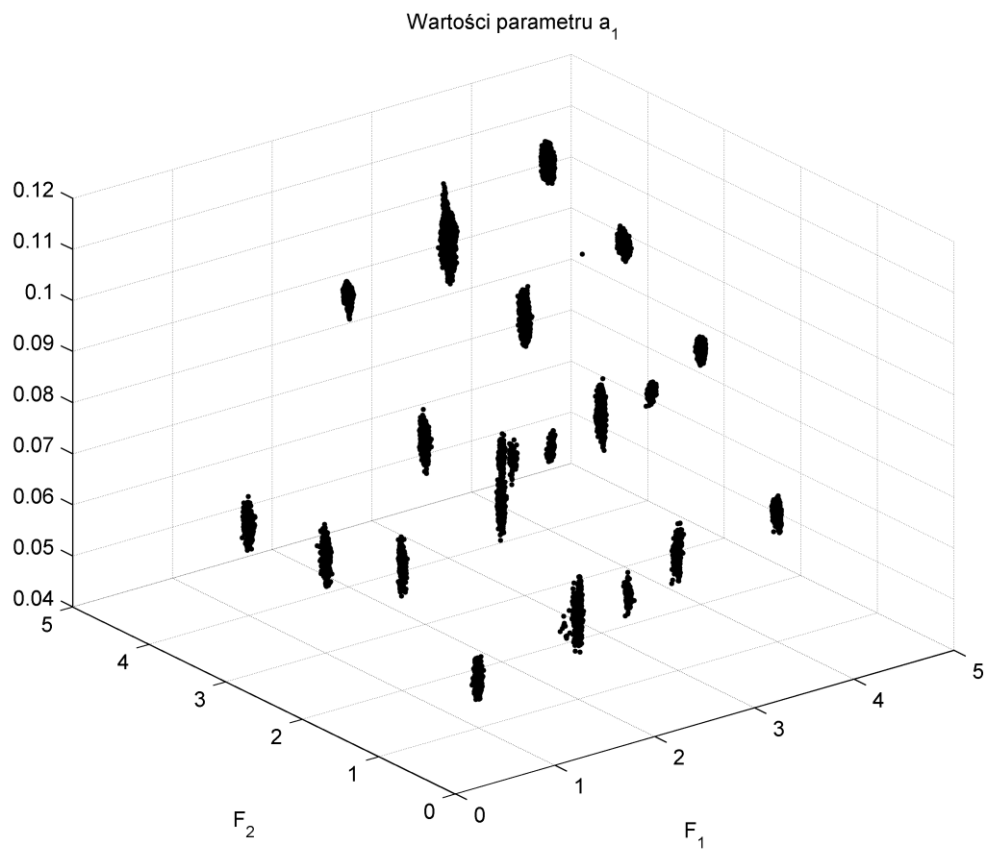


Rysunek 3.35 – weryfikacja modelu wymiennika dla średnich wartości a_1 i a_2 – dane uczące

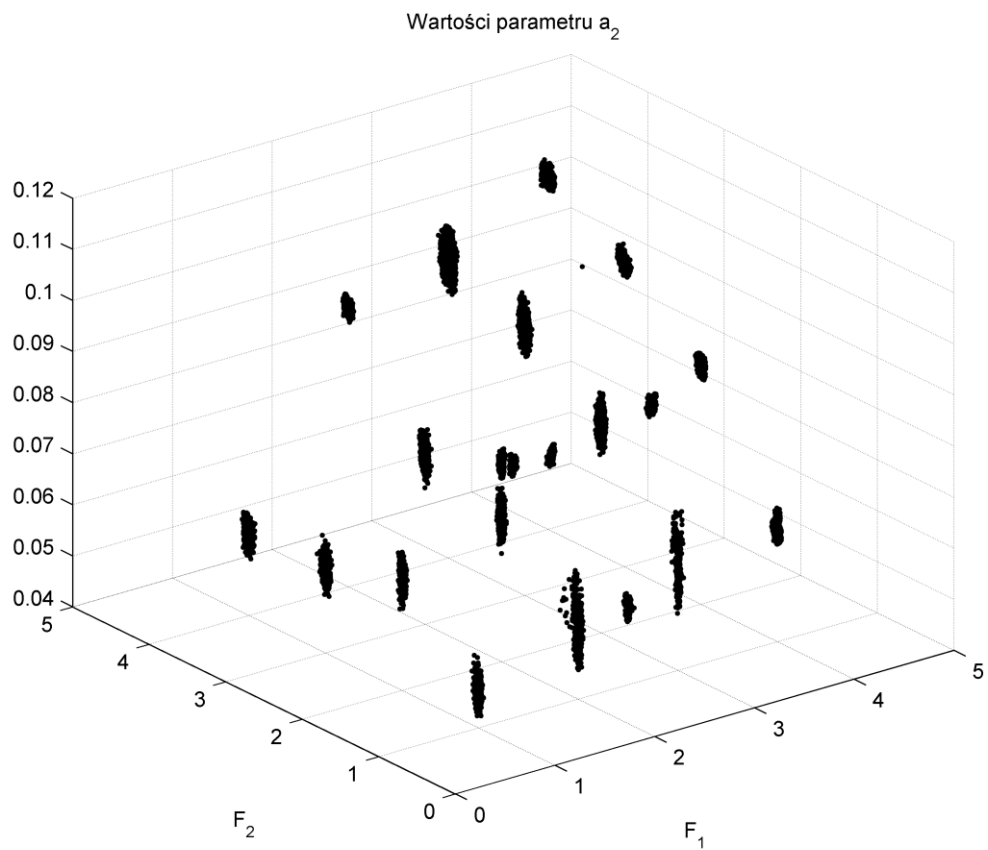
Tabela 3.12 – wskaźniki jakości modelowania wymiennika dla średnich wartości a_1 i a_2 – dane uczące

	IAE	ISE	$ \overline{\Delta T_{out}} , ^\circ\text{C}$
T_{1out}	4978,2	8713,2	1,22
T_{2out}	4278,4	6845,8	1,05

Uzyskane przebiegi prezentują rozbieżność modelu od obiektu. W szczególności wartość średniego modułu błędu znacząco wzrosła. Odrzuca się zatem możliwość użycia tych wartości. Analizując rysunek 3.34 można zaobserwować, że współczynniki a_1 i a_2 są zależne od natężenia przepływu czynników w obu obiegach. Zakłada się zatem istnienie zależności $a_1 = f_1(F_1, F_2)$ oraz $a_2 = f_2(F_1, F_2)$. Dla lepszego zobrazowania tych zależności, na rysunkach 3.36 i 3.37 zaprezentowano uzyskane w czasie procedury strojenia wartości współczynników a_1 i a_2 w funkcji przepływów F_1 i F_2 .



Rysunek 3.36 – wartości parametru a_1 w zależności od natężeń przepływów F_1 i F_2



Rysunek 3.37 – wartości parametru a_2 w zależności od natężeń przepływów F_1 i F_2

Zaprezentowane wykresy ukazują grupy wartości współczynników dla odpowiednich par natężeń przepływów. Aby model mógł działać niezależnie (bez ciągłego strojenia), wartości współczynników a_1 i a_2 aproksymuje się zależnościami funkcyjnymi. W tym celu zakłada się istnienie następującej formy kwadratowej (3.33):

$$a_i = c_1 F_1^2 + c_2 F_1 F_2 + c_3 F_2^2 + c_4 F_1 + c_5 F_2 + c_6, i=1,2 \quad (3.33)$$

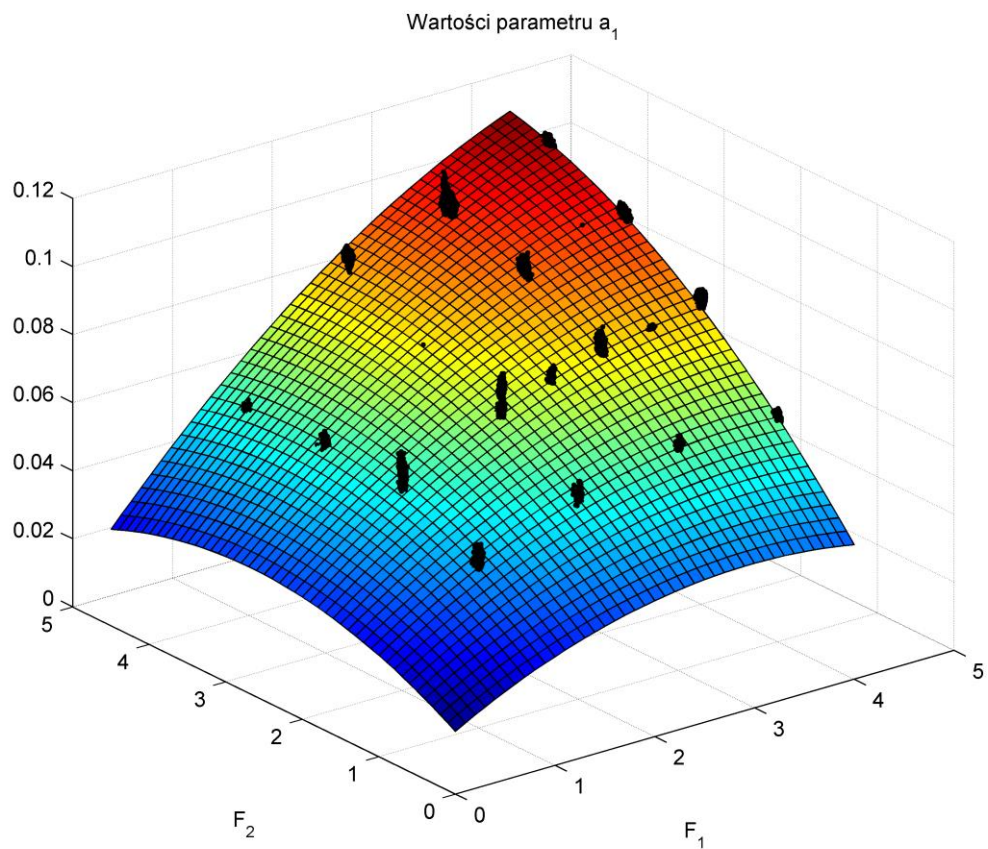
Metodą najmniejszych kwadratów wyznacza się wartości współczynników c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 i c_6 takich, aby płaszczyzna opisana równaniem (3.33) w możliwie jak największym stopniu przechodziła przez grupy punktów prezentowane na wykresach 3.36 i 3.37. Uzyskane wartości współczynników równania (3.33) dla obu zastępczych współczynników wymiany ciepła prezentuje tabela 3.13.

Tabela 3.13 – wartości współczynników formy kwadratowej (3.33)

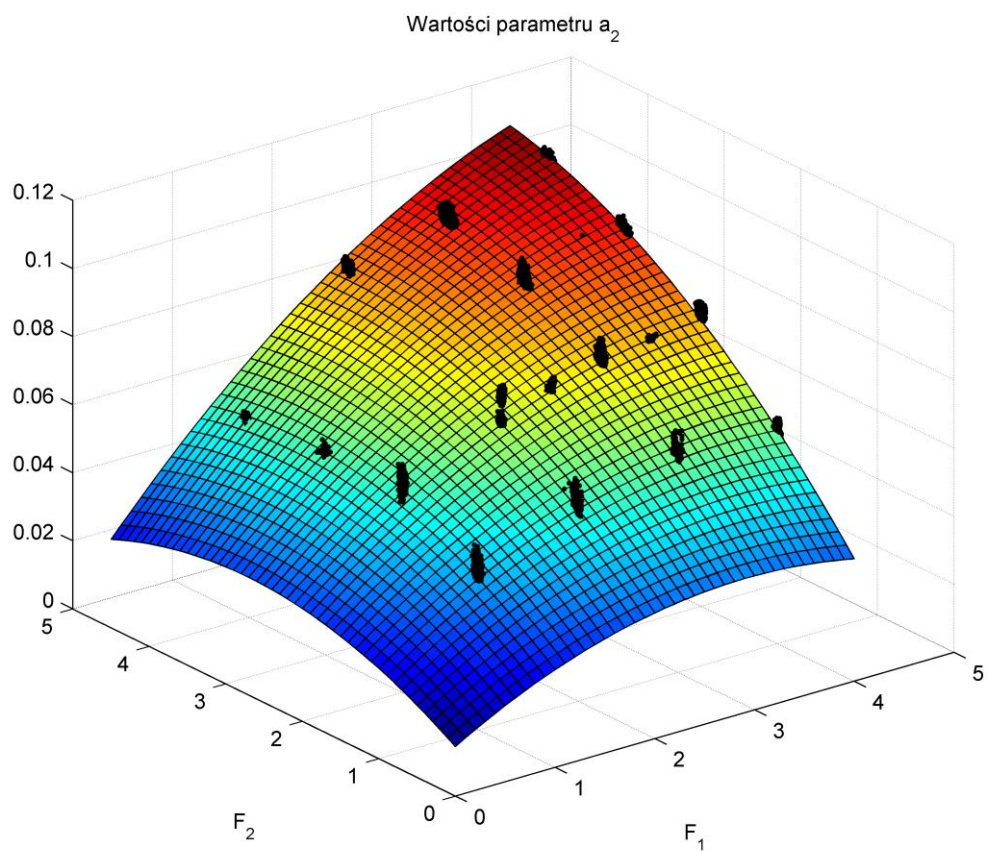
	a_1	a_2
c_1	-0,002738	-0,0029254
c_2	0,0037774	0,0036849
c_3	-0,0026182	-0,0027068
c_4	0,016225	0,017064
c_5	0,013983	0,014732
c_6	0,018421	0,01451

Dokładność aproksymacji wartości współczynników a_1 i a_2 przy użyciu równania (3.33) i wyznaczonych wartości parametrów c przedstawiona została na rysunkach 3.38 i 3.39.

Zaprezentowane płaszczyzny w znakomitej większości przecinają obszary zajmowane przez grupy punktów reprezentujące wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła. Można zatem przypuszczać, że użycie tych wartości, obliczanych przy użyciu formy (3.33) i danych z tabeli 3.13 na bieżąco w modelu (3.30) i (3.31) dla aktualnych natężeń przepływów F_1 i F_2 , skutkować będzie jego dobrym dopasowaniem do odpowiedzi obiektu rzeczywistego.



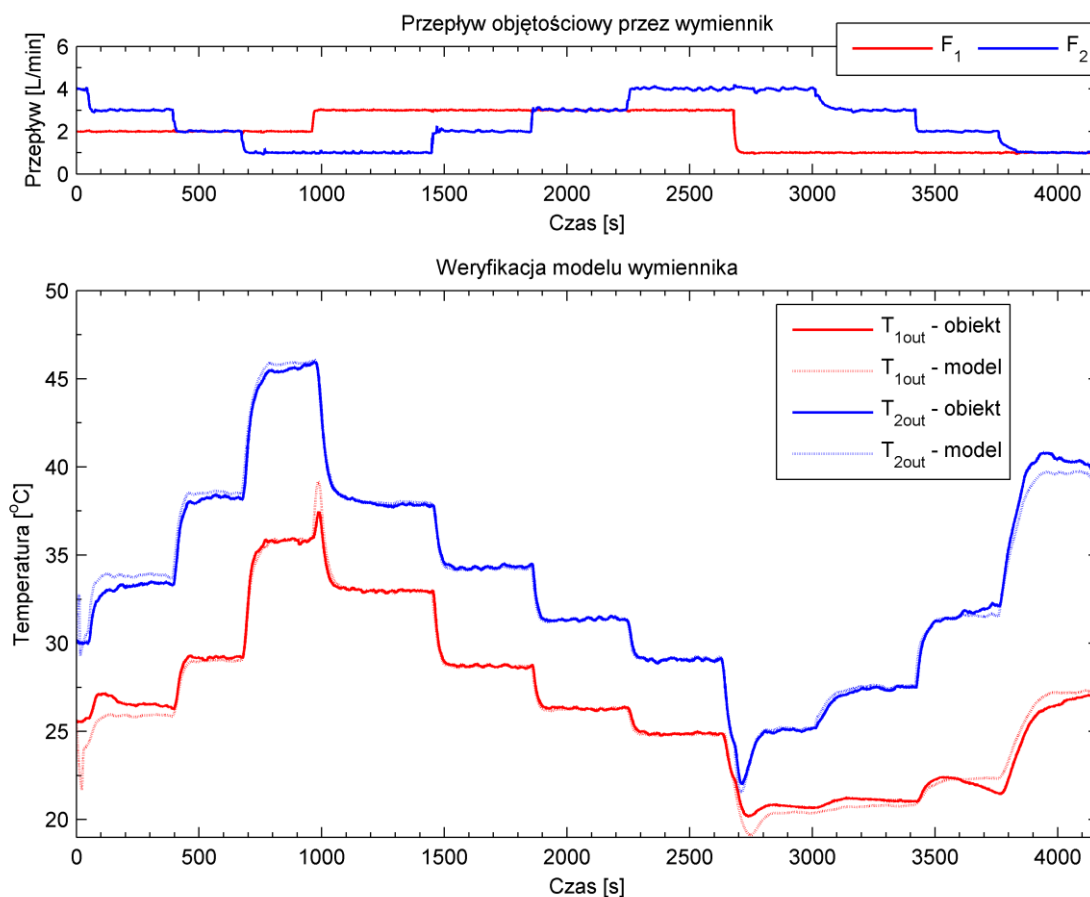
Rysunek 3.38 – aproksymacja wartości parametru a_1



Rysunek 3.39 – aproksymacja wartości parametru a_2

Opisana powyżej procedura wyznaczania wartości nieznanymi parametrów posiada zaletę autonomiczności i pełnej powtarzalności. Może być ona zatem uruchamiana okresowo w miarę rejestracji kolejnych danych pochodzących z procesu, stanowiąc procedurę samostrojenia i samodoskonalenia modelu. Prowadzić będzie to do korygowania kształtu płaszczyzn aproksymujących wyznaczone wartości. Skutkiem tego powinno być coraz lepsze dopasowanie modelu do obiektu. Wprowadzając ponadto selekcję danych (przykładowo: poprzez odrzucanie części najstarszych próbek bądź odrzucanie wartości odstających) otrzymać można model nadążający za fizycznymi zmianami zachodzącymi w obiekcie, będącymi następstwem zużycia i starzenia się obiektu. Prostota rozwiązania (użycie regulatorów PI, dostępnych fabrycznie w wielu sterownikach i programach dedykowanych układom regulacji) umożliwia szybkie i niemal bezkosztowe prowadzenie strojenia modelu obiektu. Dzięki temu programy dokonujące symulacji numerycznej pojedynczych obiektów bądź całych instalacji będą aktualne, umożliwiając prawidłowe realizowanie postawionych im zadań, takich jak przewidywanie awarii i diagnostyka procesu (Isermann i Balle, 1997). Można także zrezygnować z próby aproksymacji wartości wyznaczanych parametrów, pozostawiając opisaną procedurę strojenia aktywną przez okres użytkowania modelu. Otrzymuje się wówczas model niestacjonarny, strojony na bieżąco. Dla takiego użycia zaproponowanej procedury należy zapewnić odpowiednią szybkość obliczeń – strojenie parametrów musi być szybsze od dynamiki wymiennika. Możliwe jest także udoskonalenie tej metody przez redukcję wzajemnego wpływu pętli wyznaczania wartości współczynników a_1 i a_2 , na przykład poprzez zastosowanie metod odsprężania obu pętli regulacji.

W celu ostatecznej weryfikacji modelu wymiennika dokonuje się porównania odpowiedzi obiektu rzeczywistego i modelu (3.30) i (3.31), w którym wartości zastępczych objętości stron wymiennika: V_{zs1} i V_{zs2} przyjmują wartość wyznaczoną w etapie 1 strojenia modelu, a wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła a_1 i a_2 wyznaczone są na bieżąco przy użyciu formy (3.33) i wartości współczynników z tabeli 3.13, zgodnie z wynikami drugiego etapu strojenia. Porównanie to przedstawiono na rysunku 3.40. Dla zobrazowania wykorzystano również ten sam fragment danych pomiarowych, co na rysunku 3.33.



Rysunek 3.40 – weryfikacja modelu wymiennika: dane uczące

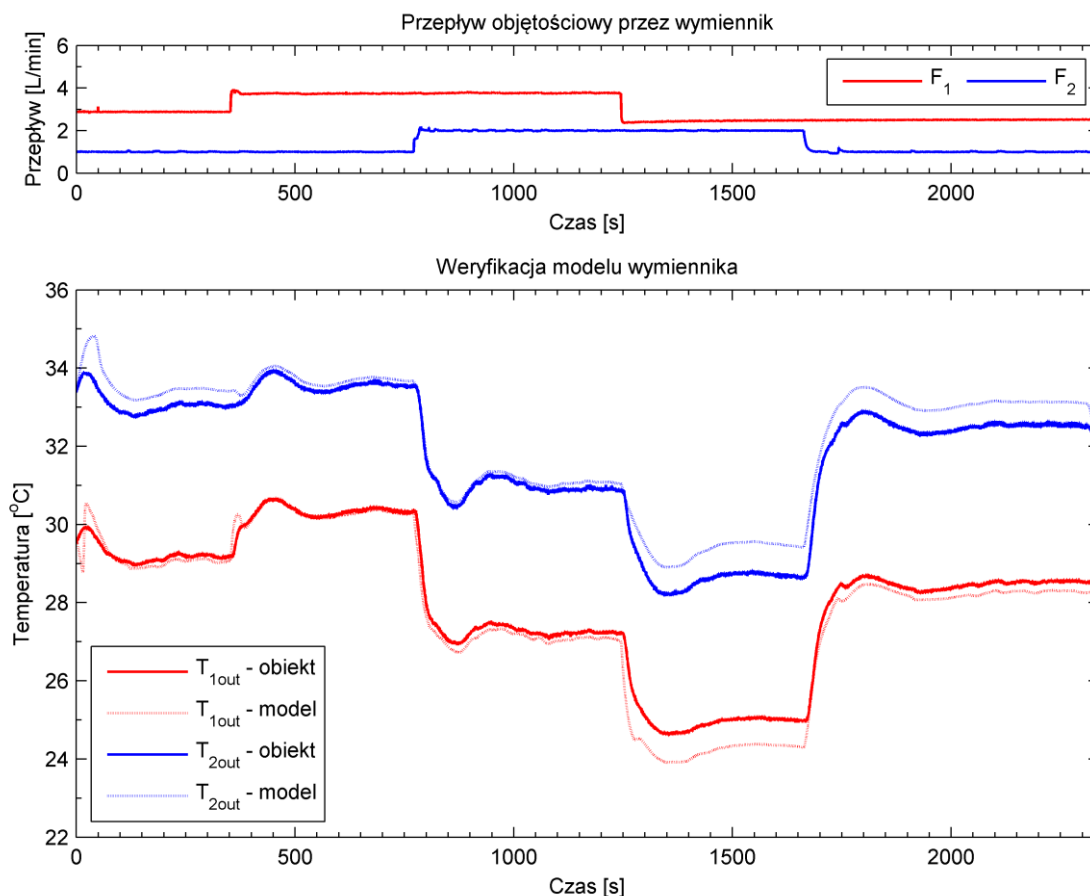
Dla zaprezentowanych danych wyznaczono ponownie wskaźniki jakości modelowania. Wartości tych wskaźników przedstawione zostały w tabeli 3.14.

Tabela 3.14 – wskaźniki jakości modelowania wymiennika – dane uczące

	IAE	ISE	$ \overline{\Delta T_{out}} , ^\circ\text{C}$
T_{1out}	1239,6	764,5	0,3
T_{2out}	1103,5	632,5	0,27

Jak należało oczekiwać, wartości wskaźników IAE i ISE, w porównaniu do wartości zaprezentowanych w tabeli 3.11 znacząco wzrosły. Są jednakże dużo mniejsze od analogicznych wartości, obliczonych dla średnich wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła (tabela 3.12). Wartość średniego modułu błędu ukazuje, że w ogólnym przypadku rozbieżność modelu i obiektu nie przekracza $0,5^\circ\text{C}$ dla obu obiegów. Wizualna ocena zaprezentowanych przebiegów prowadzi do wniosku, iż odpowiedzi modelu i obiektu w większości przypadków pokrywają się. Dopasowanie uzyskane na podstawie zaproponowanego uproszczenia jest zatem zadowalające. Należy pamiętać, że danymi wprowadzanymi do modelu były jedynie wartości temperatur czynników ma wlotach do

wymiennika (T_{1in} oraz T_{2in}) oraz natężenia przepływów w obiegach (F_1 i F_2). Są to jednak te same dane pomiarowe, które wykorzystywane były w drugim etapie strojenia modelu. W celu dokładniejszej weryfikacji, na rysunku 3.41 przedstawiono dopasowanie do danych pomiarowych, które nie były użyte w procesie strojenia modelu.



Rysunek 3.41 – weryfikacja modelu wymiennika: dane testowe

Wartości wskaźników jakości modelowania dla danych testowych przedstawione zostały w tabeli 3.15.

Tabela 3.15 – wskaźniki jakości modelowania wymiennika – dane testowe

	IAE	ISE	$ \overline{\Delta T_{out}} $	Maksymalne	
				niedoszacowanie	przeszacowanie
T_{1out}	626,4	315,6	0,27°C	-1,44°C	0,75°C
T_{2out}	955,4	550,1	0,42°C	-0,01°C	1,23°C

Analizując odpowiedź obiektu i modelu przedstawioną na rysunku 3.41 uznaje się osiągnięte dopasowanie modelu za zadowalające i wystarczające. Zostało to potwierdzone wartościami wskaźników jakości modelowania w tabeli 3.15. Maksymalne zarejestrowane rozbieżności nie przekraczają 1,5°C, a średnia modułu błędu nie zmieniła się znacząco

w porównaniu do średniej obliczonej dla danych wykorzystanych jako uczące. Wartości tego wskaźnika ukazują średnie niedopasowanie na poziomie około $0,5^{\circ}\text{C}$. Dokładność taka stanowi około 1% zakresu przetwornika pomiarowego używanego w rzeczywistej instalacji. Jest to w zupełności wystarczające dla przewidywanych dalszych zastosowań modelu w analizie algorytmów sterowania rzeczywistym obiektem. Do tego celu istotne jest również zadowalające dopasowanie dynamiki modelu do obiektu. Umożliwi to późniejszą dokładną analizę kompensacji zakłóceń i działania układów regulacji w stanach przejściowych obiektu. Warto przypomnieć, że przyjęta struktura modelu znacząco odbiega od rzeczywistej struktury obiektu. Dlatego też wszelkie znaczące rozbieżności między modelem a obiektem wynikają przede wszystkim z założeń upraszczających, poczynionych na wstępie – zarówno dla budowy modelu wymiennika jak i jego idealizowania. Możliwe jest także, iż w trakcie eksperymentów dochodzi do częściowego zapowietrzania wymiennika, co spowodowane jest konstrukcją instalacji. Zjawisko to jest niemożliwe do wyeliminowania, choć w toku przeprowadzanych eksperymentów starano się minimalizować możliwość jego występowania (np. poprzez stosowanie dużych natężeń przepływów bądź przemykanie kulowego zaworu odcinającego znajdującego się na wylocie z instalacji).

Podsumowując, uzyskany model uznaje się za ostateczny. Będzie on wykorzystywany w dalszych rozważaniach opisanych w niniejszej pracy.

3.3. Zawory

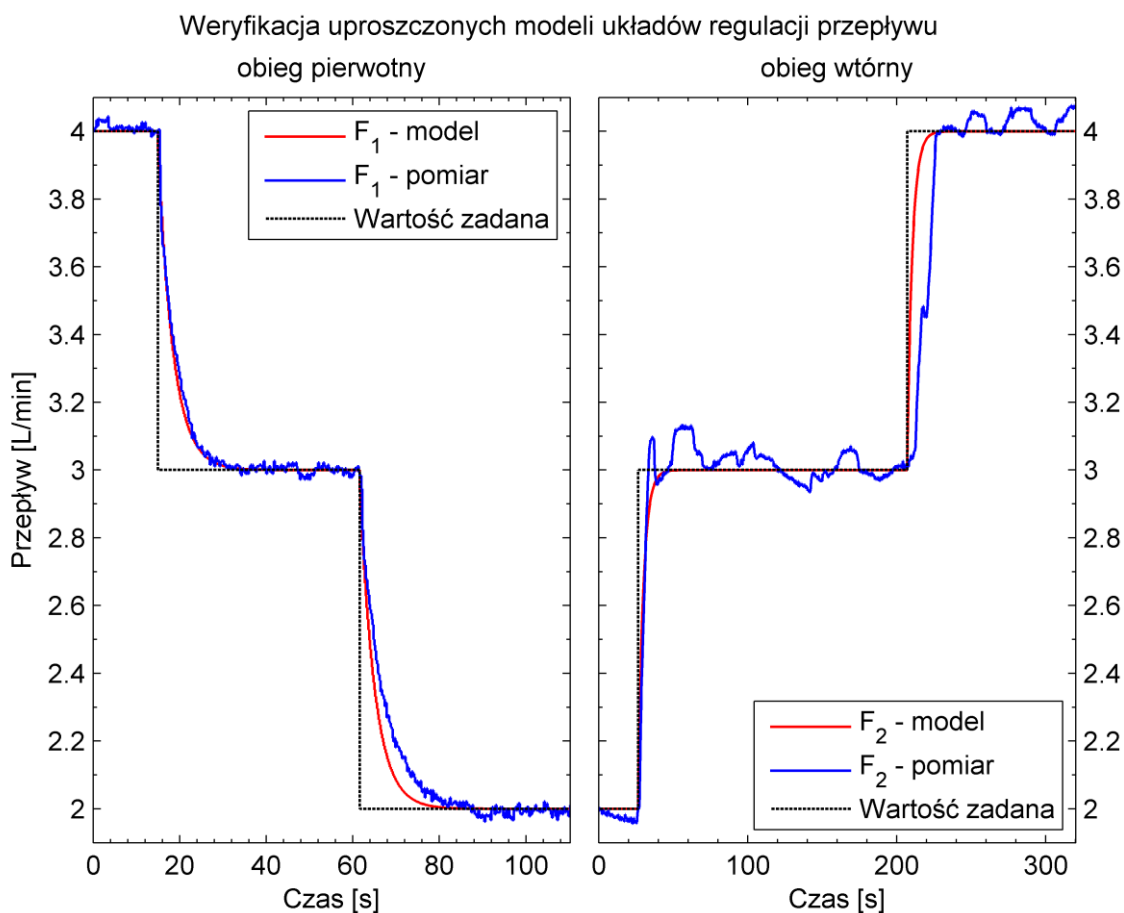
Modele zamontowanych w instalacji zaworów Z3 i Z5 (opisanych w rozdziale 2) początkowo planowano wykonać w oparciu o wyznaczone doświadczalnie charakterystyki statyczne. Wówczas, na podstawie zadawanego procentowo stopnia otwarcia zaworu, możliwe byłoby wyznaczenie natężenia przepływu objętościowego w odpowiadającym obiegu. Jednakże realizacja tego zamierzenia napotkała na następujące trudności:

- brak ciągłego i dokładnego pomiaru spadku ciśnienia wody na zaworach;
- brak stałego wymuszenia przepływu – dla obiegu pierwotnego pracującego w układzie zamkniętym istnieje możliwość uruchomienia dwóch niezależnych, pracujących szeregowo pomp. Przepływ w obiegu wtórnym oraz w obiegu pierwotnym pracującym w układzie otwartym wymuszany jest zmiennym ciśnieniem panującym w sieci wodociągowej budynku.

- zmienny opór hydrauliczny przed i za zaworami – wynikający z różnych konfiguracji instalacji, będący skutkiem osadzania się zanieczyszczeń w filtrach zamontowanych w układzie rurociągu, możliwym jego zapowietrzeniem bądź przestawianiem zaworów ręcznych;
- ograniczona powtarzalność uzyskiwanych przepływów – wiek elementów i ich zużycie skutkuje zwiększoną histerezą uzyskiwanych przepływów dla tego samego stopnia otwarcia zaworu, pomimo zastosowania pozycjonera. Również szybkość reakcji siłowników pneumatycznych znajdujących się na zaworach zmienia się wraz z wahaniami ciśnienia powietrza roboczego.

Trudności te mogą zostać rozwiązane poprzez przyjęcie uproszczenia wynikającego ze sposobu sterowania pracą instalacji. Z punktu widzenia operatora (i nadrzędnych układów regulacji), podstawową zmienną związaną z przepływem w każdym z obiegów jest jego wartość zadana. Jest to możliwe, gdyż każdy z zaworów pracuje w ramach osobnej pętli regulacji przepływu, wykorzystującej regulator PI. Dzięki temu kompensowane są zakłócenia zewnętrzne, wpływające na aktualne natężenie przepływu w danym obiegu. Z tego względu proponuje się przyjęcie uproszczonego modelu dla obu zaworów, reprezentującego cały odpowiedni układ regulacji przepływu. Jego główną cechą będzie odzwierciedlenie inercyjnych zmian aktualnego natężenia przepływu, wynikających z szybkości działania układu regulacji i czasu przestawiania zaworu, w momencie skokowej zmiany wartości zadanej przepływu. Jako model proponuje się zatem element inercyjny pierwszego rzędu bez opóźnienia, o jednostkowym wzmocnieniu. Stałe czasowe proponowanych modeli obu układów zmieniają się w zależności od obranego punktu pracy a także są zmienne w czasie. Wynika to między innymi z opisanych na wstępie problemów oraz z powodu możliwych różnych nastaw regulatorów w układach regulacji przepływów. Omawiane modele przewiduje się do wykorzystania w symulatorze instalacji przede wszystkim w sytuacjach, gdy wartość natężenia przepływu nie będzie pochodzić z eksperymentów pomiarowych (będzie zmieniana przez użytkownika symulatora). Z tego powodu zdecydowano się na uproszczenie, poprzez dobranie jednej wartości stałej czasowej, wyznaczonej w dowolnym punkcie pracy dla każdego z modelowanych układów. W modelu układu regulacji przepływu obiegu pierwotnego (F_1), na podstawie danych pomiarowych, wyznaczono, przy użyciu metody dwóch punktów, wartość stałej czasowej równą $T = 3,45$ s. Analogicznie, dla modelu układu regulacji przepływu obiegu wtórnego (F_2), wyznaczono stałą czasową o wartości $T = 4,2$ s. Na rysunku 3.42 zaprezentowano przebiegi porównawcze odpowiedzi obu modeli i obiektów rzeczywistych dla dwóch zmian

wartości zadanej przepływu (w tym jednego z wybranych do obliczeń punktów pracy). Mimo zauważalnych różnic dla zmian poza przyjętym punktem pracy, uzyskane dopasowanie, wobec przyjętych uproszczeń, uznaje się za akceptowalne.



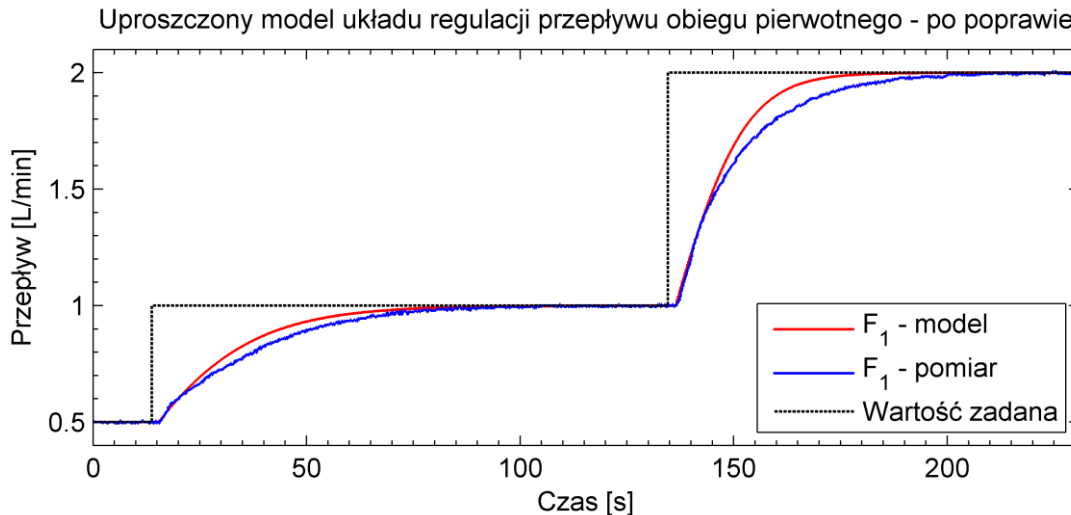
Rysunek 3.42– weryfikacja uproszczonych modeli układów regulacji przepływu

W toku badań nad strukturami układów regulacji (opisanymi w dalszej części pracy) stwierdzono, że przyjęte założenie – wystarczające dla potrzeb badań z wykorzystaniem tylko symulacji – jest niewystarczające w przypadku syntezy i weryfikacji układu regulacji rzeczywistego węzła cieplnego. Ponieważ w układach regulacji przepływów wykorzystuje się algorytm PI bez programowej zmiany nastaw (*gain scheduling*), nie jest zapewniona stacjonarność przyjętych modeli. Zatem regulatory nadrzędne będą musiały uwzględniać te niestacjonarności. Ponieważ sterowanie odbywać się będzie natężeniem przepływu w obiegu pierwotnym, dokonano ponownego strojenia jego modelu. Ze względu na pracę tego obiegu w układzie zamkniętym (z powodu małego zapasu mocy pieca, niewystarczającego do szybkiej kompensacji zmian temperatury wody w przypadku zmian przepływu), identyfikację modelu przeprowadzono w zakresie przepływów uzyskiwanych przy włączonych obu pompach obiegowych. Na podstawie danych pomiarowych przyjęto

następujące aproksymacje stałej czasowej modelu (równanie (3.34)) oraz czasu opóźnienia (równanie (3.35)):

$$T_{Z3} = 29,63 \cdot e^{(-0,6889 \cdot F_1)} \quad (3.34)$$

$$T_{op\ Z3} = 1,462 \cdot e^{(0,2663 \cdot F_1)} \quad (3.35)$$



Porównanie nowo nastrojonego modelu przedstawiono na rysunku 3.43. Czas opóźnienia obliczany zależnością (3.35) pokrywa się z opóźnieniem obserwowanym w pomiarach. Również charakter dynamiki pozostaje prawidłowo oddany. Tak dopasowany model użyty został do ponownej analizy układów regulacji węzła cieplnego. Uzyskane wyniki potwierdzono podczas ich walidacji przy użyciu instalacji laboratoryjnej, co dowodzi skuteczności wprowadzonej poprawki.

Ponieważ układ regulacji przepływu obiegu wtórnego wykorzystywany jest jedynie do wprowadzania zakłóceń i nie będzie stanowił części nadrzędnego układu regulacji węzłem cieplnym, nie zachodzi konieczność poprawy jego dopasowania.

3.4. Rurociągi

Aby możliwe było wykonanie symulatora całej instalacji, konieczne jest uzupełnienie opracowanych modeli urządzeń o modele łączących je rurociągów. W ramach obiegu pierwotnego, ze względu na dostępne sygnały pomiarowe zaprezentowane na rysunku 2.1, można wyróżnić następujące trzy odcinki rurociągu:

1. łączący piec z wymiennikiem – krótki;
2. łączący piec z wymiennikiem – długi;
3. łączący wymiennik z piecem – stanowiący zamknięcie obiegu pierwotnego dla konfiguracji instalacji jak na rysunku 2.1.

Dla obiegu wtórnego nie ma możliwości wydzielenia odcinków rurociągów, ze względu na brak dodatkowego opomiarowania oraz pracę tego fragmentu w układzie otwartym. Z tego powodu rurociągów w obiegu wtórnym nie modeluje się.

Dla wymienionych uprzednio odcinków rurociągu w obiegu pierwotnym, proponuje się następujące modele.

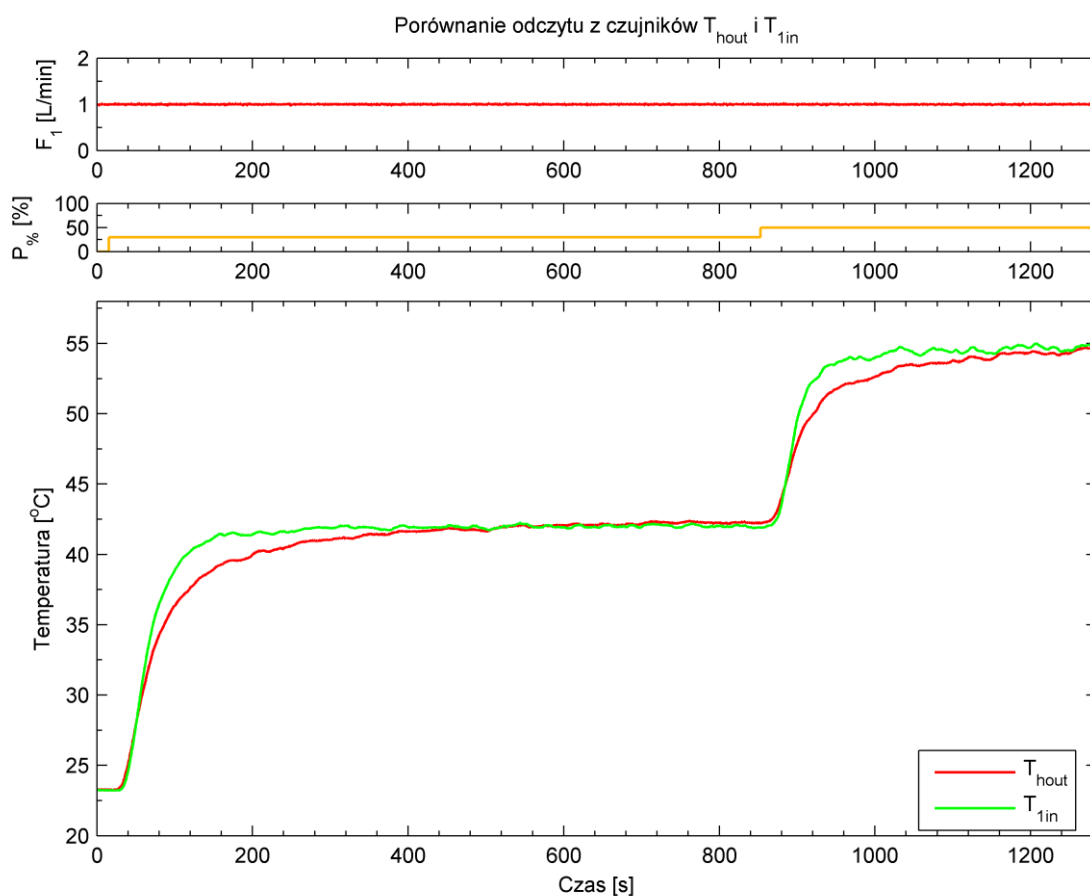
ad. 1. Krótkie połączenie pieca z wymiennikiem

Jest to odcinek zawarty pomiędzy czujnikami temperatury T_{hout} i T_{lin} (wg rysunku 2.1), wykonany przy użyciu elastycznego wężyka w metalowej osnowie. Jak powszechnie wiadomo, wszelkie połączenia między elementami instalacji wprowadzają opóźnienie transportowe, wynikające ze skończonego czasu propagacji medium przez te połączenia. W rozpatrywanym przypadku jest to woda o określonej temperaturze. Istotne staje się zatem oszacowanie czasu tego wprowadzanego opóźnienia. Rozpatrywany wężyk ma długość około 1 metra i średnicę wewnętrzną wynoszącą ok. 5 mm. Zatem szacowana objętość cieczy zgromadzona wewnątrz wężyka wynosi w przybliżeniu $V_w = 0,00002 \text{ m}^3$, czyli około 0,02 L. Aby uzyskać opóźnienie transportowe wynoszące 1 sekundę, przepływ powinien wynosić w przybliżeniu $F_1 \approx 1,2 \text{ L/min}$. Ze względów technicznych (możliwość przepalenia grzałek w piecu) przepływy o mniejszym natężeniu są rzadko stosowane. Dla tego granicznego natężenia przepływu, założona wartość opóźnienia jest nierejestrowalna. Wynika to przede wszystkim z dynamiki toru pomiarowego, na którą składają się głównie:

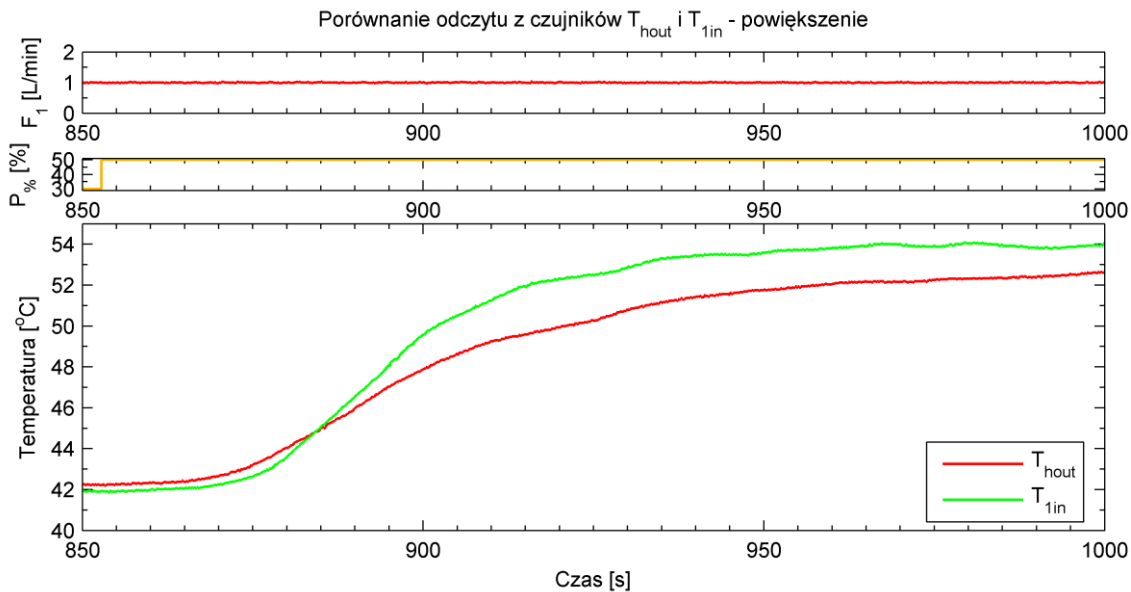
- akumulacja ciepła przez czujniki i ich gniazda,
- wpływ sposobu montażu czujników temperatury i możliwość zakłócenia pomiarów na skutek przewodzenia ciepła przez elementy rurociągu,
- najczęściej stosowany okres próbkowania temperatur wynoszący 1 sekundę.

Wspomniany problem zakłócania pomiarów ze względu na sposób montażu czujników dotyczy głównie czujnika T_{hout} , znajdującego się na początku omawianego fragmentu rurociągu. Gniazdo tego czujnika, ze względów technicznych, umieszczone jest w ślepym odgałęzieniu za wylotem z pieca. Powoduje to tylko częściowe omywanie czujnika przez

strugę wody. Natomiast gniazdo czujnika T_{1in} jest w całości omywane przez wodę płynącą w rurze. W związku z tym obserwowalne jest wolniejsze rejestrowanie zmian temperatury wody przez czujnik T_{hout} w porównaniu z pomiarem pochodzącym z czujnika T_{1in} , szczególnie dla niskich wartości natężenia przepływu F_1 . Ponadto obserwowalna w pomiarach i wyczuwalna empirycznie jest propagacja ciepła z komory pieca wzdłuż metalowych rur. Przykładowe porównanie odczytu z czujników T_{hout} i T_{1in} dla omawianego odcinka prezentuje rysunek 3.44 oraz powiększenie fragmentu przebiegu przedstawione na rysunku 3.45. Dla przepływu wynoszącego 0,5 L/min. można zauważyć wpływ wspomnianej dynamiki toru pomiarowego – temperatura rejestrowana przez czujnik T_{hout} narasta zdecydowanie wolniej niż wskazywana przez T_{1in} . Efekt ten będzie można wykorzystać jako źródło zakłóceń w dalszej części pracy. Warto zauważyć, że dla większych natężeń przepływów, założone na wstępie niniejszych rozważań opóźnienie będzie odpowiednio małe. Z tego względu omawianego odcinka rurociągu nie modeluje się, przyjmując bezpośrednie połączenie wylotu pieca z wymiennikiem.



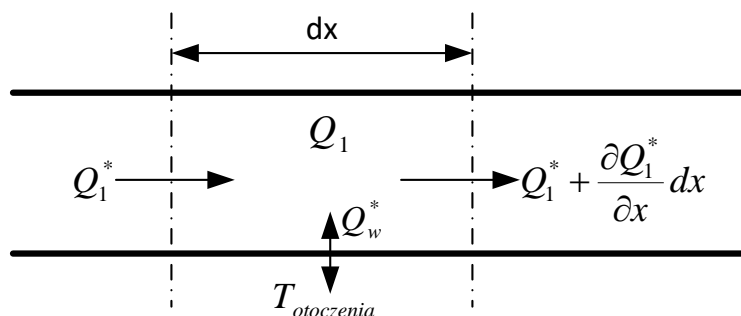
Rysunek 3.44 – porównanie odczytu z czujników T_{hout} i T_{1in}



Rysunek 3.45 – powiększony fragmentu przebiegu z rysunku 3.44

ad. 2. Dłgie połączenie pieca z wymiennikiem

Jest to rurociąg zawarty również pomiędzy czujnikami temperatury T_{hout} i T_{1in} , wykonany za pomocą metalowych, nieizolowanych rur (patrz: opis w rozdziale 2 i rysunek 2.1). Celem tego odcinka jest wprowadzenie opóźnienia transportowego, które można rejestrować pomiędzy czujnikami T_{hout} i T_{1in} , a także zwiększenie strat ciepła. W celu stworzenia modelu tego fragmentu instalacji, wyprowadza się uproszczony bilans ciepła dla elementarnego odcinka rurociągu. W bilansie tym pomija się przewodzenie ciepła wzdłuż ścian rur oraz ich pojemność cieplną. Bilans ten prezentuje rysunek 3.46.



Rysunek 3.46 – bilans ciepła dla elementarnego odcinka rurociągu

gdzie:

- Q_1 – ilość ciepła w elementarnym odcinku rurociągu o długości dx ,
- Q_1^* – strumień ciepła związany z przemieszczaniem się czynnika w rurze,

- Q_w^* – strumień ciepła wymienianego z otoczeniem,
- $T_{\text{otoczenia}}$ – temperatura otoczenia. Zakłada się jej niezmiennosc na skutek wymiany ciepła z wodą w rurociągu ($T_{\text{otoczenia}} = \text{const}$).

Podobne założenia upraszczające oraz bilans ciepła w celu stworzenia modelu analogicznego obiektu (wymyennika ciepła, będącego miedzianą, nieizolowaną rurą i oddającego ciepło do otoczenia) opisali w swojej pracy (Abe i in., 1994). W zaprezentowanym bilansie największą trudność sprawia oszacowanie wartości strumienia ciepła wymienianego z otoczeniem. Strumień Q_w^* zależy od powierzchni przez którą następuje przenikanie ciepła i współczynnika wymiany ciepła (tak jak opisano to w równaniu (3.18)). Obie te wartości są trudne do oszacowania, tym bardziej, że rura nie jest prosta, lecz składa się z odcinków połączonych kształtkami, co znacząco utrudnia poprawne obliczenie jej powierzchni. Współczynnik przewodzenia ciepła dla materiału, z którego wykonano rurę jest nieznaną i zmienia się w miejscach łączeń elementów. Należy także pamiętać o problemie zakłócania odczytu temperatury T_{hout} , co zostało szerzej opisane w punkcie dotyczącym modelowania krótkiego połączenia pieca z wymiennikiem. W trakcie przeprowadzania eksperymentów pomiarowych mających na celu zebranie danych umożliwiających strojenie i późniejszą weryfikację modelu stwierdzono, że uzyskiwana ucieczka ciepła nie jest znacząca. Zaobserwowana różnica między temperaturami T_{hout} i T_{lin} dla przepływu F_1 o wartości 0,5 L/min i temperaturze T_{hout} równej 75°C wyniosła około 9°C. Eksperymenty przeprowadzono przy szczególnie sprzyjających warunkach, takich jak wymuszona wentylacja zimnym powietrzem (zmierzona temperatura otoczenia wynosiła około 11°C, a na omawiany rurociąg skierowany był nadmuch z wentylatora). Dla natężenia przepływu F_1 równego 1 L/min, różnica temperatur w takich samych warunkach wynosiła już tylko około 5°C. Dla przepływów o większym natężeniu oraz w warunkach letnich obserwowane straty ciepła są mało znaczące i często mieszczą się w granicach szumu pomiarowego. Z tego względu zdecydowano się na odstąpienie od próby wykonania modelu bazującego na zjawiskach fizykalnych i zastąpieniu go modelem uproszczonym. Ma to swoje uzasadnienie w głównym zastosowaniu omawianego fragmentu rurociągu w instalacji, gdyż jak zaznaczono we wstępie, ma on przede wszystkim wprowadzać opóźnienie transportowe oraz różnicę w rejestrowanej przez czujniki T_{hout} i T_{lin} temperaturze czynnika, do celów weryfikacji algorytmów sterowania. W związku z tym proponuje się uproszczony model zastępczy dany zależnością czasową (3.36).

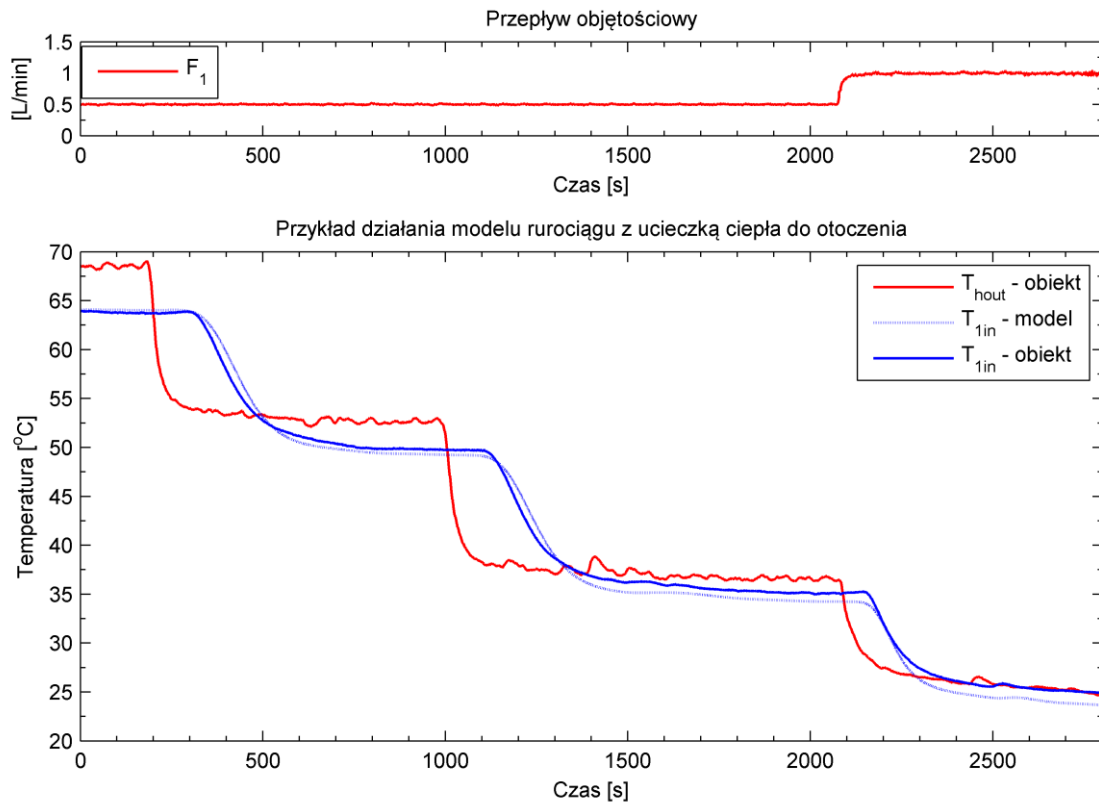
$$T_{1in}(t) = T_{hout}(t - t_{op}) + T_z(t) \quad (3.36)$$

gdzie:

- t_{op} – czas opóźnienia, reprezentujący wielkość opóźnienia transportowego wprowadzanego przez model, s;
- $T_z(t)$ – parametr określający różnicę temperatury wyjściowej i wejściowej z modelu, °C.

Zaletą przedstawionej propozycji jest wprowadzenie składnika T_z reprezentującego wartość o jaką zmieni się temperatura T_{1in} w stosunku do T_{hout} w miejsce strumienia wymianianego z otoczeniem ciepła Q^*_w . Składnik T_z może mieć wartość stałą w czasie ($T_z(t) = \text{const}$) bądź być dany dowolną zależnością funkcyjną. Dzięki takiemu arbitralnemu ustawianiu jego wartości, możliwe jest wprowadzenie zakłócenia w postaci zarówno utraty ($T_z < 0$) jak i zysku ($T_z > 0$) ciepła. Szczególnie przypadek dostarczania ciepła do układu jest interesujący, gdyż w praktyce jest on nierealizowalny w obiekcie rzeczywistym. Model (3.36) wprowadza również opóźnienie o czas t_{op} , analogicznie jak omawiany fragment rurociągu. W przypadku zaprezentowanego uproszczonego modelu, czas ten może być zmieniany niezależnie od zmian wartości natężenia przepływu F_1 , co również nie jest możliwe w rzeczywistości, gdyż wymagałoby wydłużania bądź skracania rur.

W celu analizy działania przedstawionego modelu (3.36) przeprowadzono eksperyment pomiarowy. Na podstawie uzyskanych danych przyjęto, że składnik T_z będzie dany zależnością $T_z(t) = -0,065 \cdot T_{hout}(t)$. Zależność ta wynika ze stosunku temperatur T_{hout} i T_{1in} w stanach ustalonych. Czas opóźnienia t_{op} będzie obliczany na bieżąco tak, aby odpowiadać opóźnieniu wprowadzanemu przez rurociąg o objętości roboczej 1,9 L. Wielkość tej objętości została oszacowana na podstawie danych pomiarowych w następujący sposób: dla skoku w chwili $t = 1000$ s, obliczono różnicę w czasie dla $T_{hout} = T_{1in} = 40^\circ\text{C}$. Obliczony czas, pomnożony przez wartość natężenia przepływu F_1 pozwolił na obliczenie przedstawionej wartości zastępczej objętości. Warto zauważyć, że szacunkowa objętość odcinka, obliczana z nominalnej średnicy użytych rur (1") i ich długości (ok. 3 m) wynosi około 1,52 L, przy czym jest to wartość zaniżona z powodu pominięcia objętości kształtek (trójniki, czworniki, kolanka) łączących ich odcinki. Przebieg porównawczy temperatury T_{1in} uzyskany przy wykorzystaniu modelu (3.36) w stosunku do danych pomiarowych zaprezentowano na rysunku 3.47.



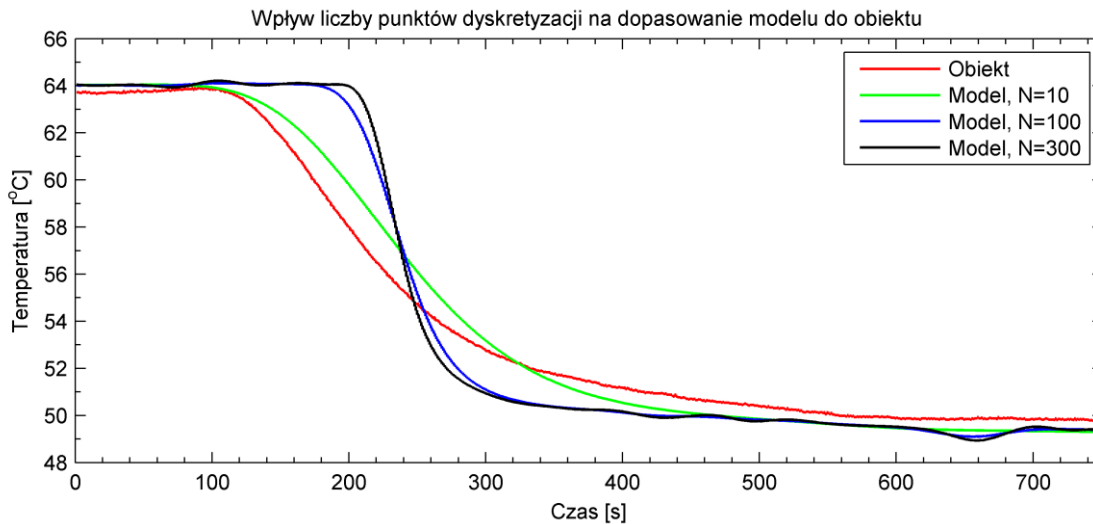
Rysunek 3.47 – przykładowy przebieg uzyskany dla modelu rurociągu z możliwością ucieczki ciepła do otoczenia

Na podstawie analizy przedstawionego przebiegu wnioskuje się, że cele postawione proponowanemu modelowi (wprowadzanie opóźnienia transportowego i ucieczki ciepła do otoczenia) zostały osiągnięte. Uznaje się, że obserwowane rozbieżności są akceptowalne, szczególnie ze względu na użycie modelu uproszczonego. Należy także zaznaczyć, że zależności parametrów t_{op} i $T_z(t)$ użyte w tym porównaniu są właściwe tylko dla zaprezentowanych danych i muszą być dobierane według uznania dla innych przypadków pomiarowych bądź eksperymentów symulacyjnych.

W implementacji numerycznej dla symulacji opóźnienia w modelu (3.36) wykorzystano metodę linii (Carver i Hinds, 1978; Metzger, 2000), analogicznie jak dla modelu opóźnienia wprowadzanego do modelu pieca (opisanego w rozdziale 3.1). Zastosowanie tej metody wiąże się z wyborem odpowiedniego schematu różnicowego, przybliżającego pochodną przestrzenną. Kryterium wyboru schematu był brak wprowadzania dodatkowych zakłóceń, objawiających się oscylacjami obserwowanego przebiegu oraz brak konieczności zmiany schematu dla skrajnych punktów dyskretyzacji przestrzennej. Kryterium to spełniały schematy 4U i 2U. W ramach niniejszej pracy zdecydowano się na wykorzystanie prostszego schematu 2U (równanie (3.37), gdzie x – zmienna stanu, z – znormalizowana zmienna przestrzenna o N punktach dyskretyzacji).

$$\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_j = \frac{x_j - x_{j-1}}{\Delta z} \quad (3.37)$$

Jak zaznaczono w pracy (Metzger, 2000), metoda ta wrażliwa jest na dobór liczby punktów dyskretyzacji. Dla dużej liczby punktów zwiększa się dokładność obliczeń, jednocześnie wydłużając ich czas. Cechą charakterystyczną schematu 2U jest obliczanie wartości pochodnej przestrzennej, będącej średnią arytmetyczną z wartości punktów sąsiednich. Z tego względu przeprowadzono analizę wrażliwości uzyskiwanych rezultatów na liczbę punktów dyskretyzacji (N). Przeprowadzono obliczenia dla N = 10, 100 i 300 punktów. Porównanie przebiegów odpowiedzi modelu rurociągu z ucieczką ciepła dla poszczególnych wartości N prezentuje wykres na rysunku 3.48.



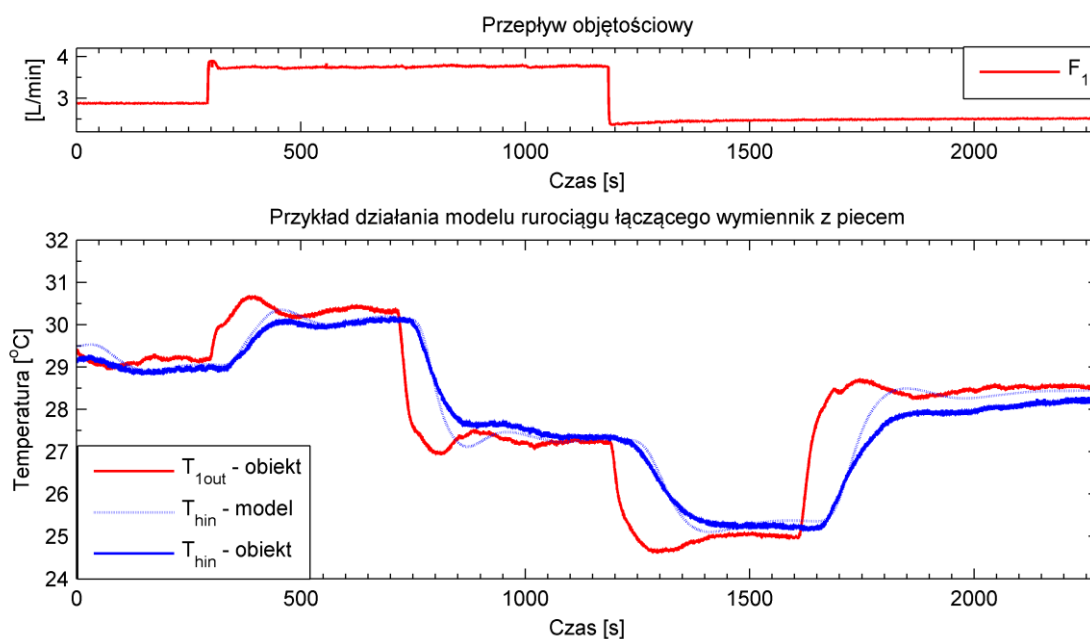
Rysunek 3.48 – wpływ liczby punktów dyskretyzacji na dopasowanie modelu do obiektu

Jak można zauważyć, dla przebiegów wyznaczonych przy użyciu N = 100 i N = 300 punktów nie występują znaczne różnice. Natomiast dla N = 10 zaobserwować można efekt poprawy dopasowania modelu do odpowiedzi obiektu, wynikający ze wspomnianego uśredniania wartości sąsiadujących. Odpowiada to wprowadzeniu do modelu obiektu dynamicznego o rzędzie N. W niniejszej pracy, zdecydowano się wykorzystać ten efekt w celu poprawy dopasowania odpowiedzi modelu rurociągu do przebiegów obserwowanych przy użyciu rzeczywistego obiektu.

ad. 3. Zamknięcie obiegu pierwotnego

Omawiany fragment instalacji zawiera się między czujnikami temperatury T_{1out} i T_{hin} i jest wykorzystywany, gdy instalacja pracuje w układzie zamkniętym (rysunek 2.1). Ze względu

na liczbę zastosowanych kształtek oraz występujące często zmiany średnicy rurociągu, długość tego odcinka i objętość zawartej w nim wody jest trudna do oszacowania. Ponadto przepływająca woda nie tylko traci ciepło na skutek jego ucieczki do otoczenia i elementów instalacji, ale jest również podgrzewana przez pracujące w obiegu pompy. Z tego względu stworzenie modelu matematycznego bazującego na równaniach fizykalnych, który uwzględniałby wszystkie występujące zjawiska jest bardzo trudne. Dodatkowo wpływ zmieniających się warunków zewnętrznych ograniczałby powtarzalność takiego modelu. Proponuje się zatem przyjęcie takiego samego podejścia, jak zostało to opisane w poprzednim punkcie i przyjęcie modelu danego równaniem (3.36) również i dla tego fragmentu modelowanej instalacji. Parametry takie jak czas opóźnienia oraz wielkość ucieczki ciepła dobiera się arbitralnie, gdyż mają one na celu wprowadzanie zakłóceń do układu celem obserwowania reakcji stosowanych algorytmów regulacji, a nie wierne odwzorowanie tego fragmentu instalacji. Aby sprawdzić możliwość zastosowania modelu (3.36) również dla tego fragmentu instalacji, na podstawie uzyskanych danych pomiarowych, szacuje się objętość rurociągu w przybliżeniu na 4 litry, i dla takiej wartości będzie na bieżąco obliczany czas opóźnienia t_{op} w modelu (3.36). Natomiast funkcję parametru T_z określono doświadczalnie w następującej postaci: $T_z(t) = -(T_{1out}(t) - 27,8) \cdot (0,3 \cdot F_1)$. Przebieg porównawczy modelu i obiektu przedstawiono na rysunku 3.49.



Rysunek 3.49 – przykładowy przebieg uzyskany dla modelu rurociągu łączącego wymiennik z piecem

Przebieg zaprezentowany na rysunku 3.49 wykazuje słuszność przyjętego sposobu wykonania modelu rurociągu zamykającego obieg pierwotny w rozpatrywanej instalacji.

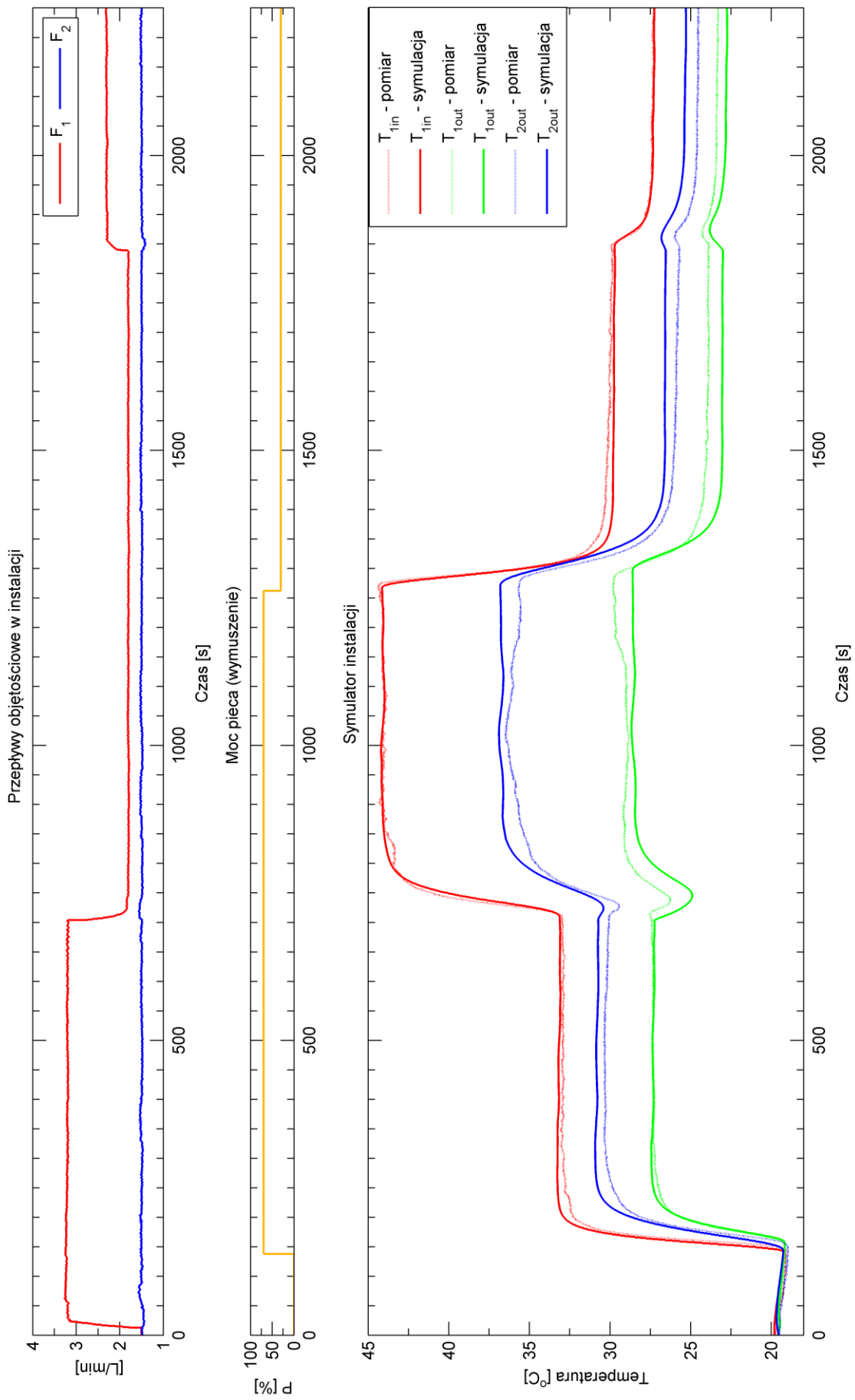
Warto zauważyć, że w przedstawionym fragmencie przebiegu zauważyć można zarówno obniżenie temperatury wody w rurociągu jak i jej podgrzanie, o czym wspomniano na początku niniejszych rozważań. Przyjęta funkcja na podstawie której oblicza się parametr T_z , mimo braku uzasadnienia w parametrach technicznych, dobrze oddaje charakter przebiegu temperatury, obserwowany w modelowanym fragmencie instalacji. Podobnie jak to miało miejsce w przypadku długiego rurociągu łączącego piec z wymiennikiem, przedstawione parametry t_{op} i $T_z(t)$ muszą być ustalane dla poszczególnych eksperymentów symulacyjnych.

3.5. Walidacja symulatora instalacji

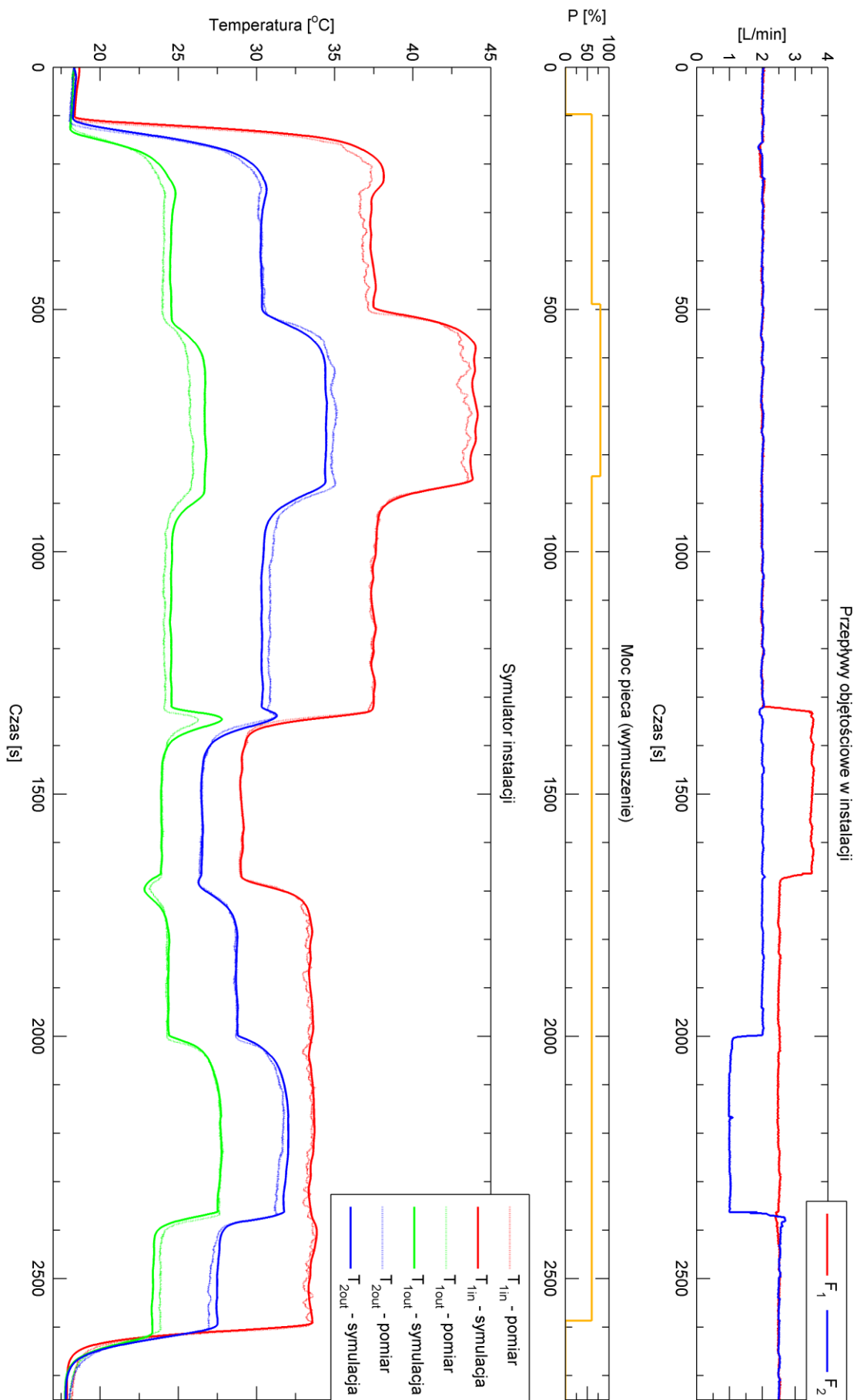
Opisane modele elementów instalacji zostały połączone ze sobą w ramach jednego programu, stanowiącego symulator całej instalacji w konfiguracji jak na rysunku 2.1, bez wykorzystania odcinka rurociągu wprowadzającego ucieczkę ciepła do otoczenia. W celu walidacji dopasowania symulatora do instalacji, przeprowadzono następujący eksperyment: dokonano rejestracji pomiarów w czasie pracy instalacji w układzie otwartym, a następnie pobudzono symulator następującymi danymi z tych pomiarów:

- natężeniami przepływów: F_1 oraz F_2 ;
- wartościami temperatur: T_{hin} oraz T_{2in} ;
- zadaną mocą pieca: $P\%$.

Pozostałe wartości, to jest T_{hout} , T_{1in} , T_{1out} i T_{2out} wyznaczone zostały przy użyciu symulatora (wartość T_{hout} wyznaczona przy użyciu modelu pieca była wprowadzana jako T_{1in} do modelu wymiennika ciepła). Przebiegi na rysunkach 3.50 i 3.51 prezentują porównanie odpowiedzi uzyskanych w czasie użytkowania instalacji rzeczywistej i wyznaczonych przy użyciu instalacji symulowanej. Dopasowanie tych danych jest zadowalające – instalacja symulowana dość dobrze odtwarza zarówno wartości uzyskiwane w stanach ustalonych jak i własności dynamiczne symulowanych elementów. Uznaje się zatem uzyskany symulator za odpowiedni do użytkowania w dalszej części niniejszej pracy.



Rysunek 3.50 – walidacja symulatora instalacji (przykład 1)



Rysunek 3.51 – walidacja symulatora instalacji (przykład 2)

4. Sterowanie

Jak zaznaczono we wstępie niniejszej pracy, opisany w poprzednim rozdziale symulator ma posłużyć wstępnej analizie porównawczej zaawansowanych algorytmów sterowania w procesach dystrybucji i wymiany ciepła. Następnie dokonana zostanie walidacja wybranych rozwiązań przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej. Zgodnie z pierwszym celem pracy, analizie poddane będą zaawansowane algorytmy sterowania, należące do grupy algorytmów opartych o model procesu (ang. MBC – *Model Based Control*). Pod rozwagę wybrano następujące:

- B-BAC – Balance – Based Adaptive Control,
- DCM – Dynamic Contraction Method,
- IMC – Internal Model Control.

Do porównania, jako punkt odniesienia, wybrano najczęściej wykorzystywany w przemyśle klasyczny algorytm regulacji PID wraz z rozwinięciami, opisanymi w dalszej części pracy. Wybrane algorytmy zostaną szerzej opisane w pierwszej części niniejszego rozdziału. W części drugiej, poświęconej regulacji temperatury wody wypływającej z pieca, oraz w trzeciej, dotyczącej sterowania pracą węzła cieplnego, opisane zostaną jedynie ich modyfikacje na potrzeby poszczególnych układów regulacji.

Porównanie jakości sterowania wprowadzanej przez każdy z algorytmów odbywać się będzie w identycznych eksperymentach testowych poprzez:

- Wyznaczenie wartości kryteriów całkowych (gdzie: e - uchyb, u - sterowanie, h - krok obserwacji):
 - IAE – modułu uchybu: $IAE = \sum |e| \cdot h$
 - ISE – kwadratu uchybu: $ISE = \sum e^2 \cdot h$
 - IADO – wartości bezwzględnej przyrostu sterowania: $IADO = \sum |\Delta u| \cdot h$
- Analizę jakościową przebiegu czasowego wielkości regulowanej.
- Analizę jakościową przebiegu czasowego wielkości sterującej.

4.1. Opis wybranych algorytmów sterowania

4.1.1. Algorytm regulacji B-BAC

Algorytm regulacji B-BAC (ang. *Balance-Based Adaptive Control*) został zaproponowany przez Czeczota (2007). Oparty jest on o fizyczny model procesu, opisany za pomocą równania dynamicznego pierwszego rzędu (4.1):

$$\frac{dY}{dt} = f(Y, d) + g(Y, d) \cdot u - R_Y(t) \quad (4.1)$$

Na podstawie tego modelu określa się prawo sterowania B-BAC, którego zadaniem jest utrzymywanie wielkości regulowanej Y na poziomie wartości zadanej Y_{SP} przy pomocy wielkości sterującej u . Charakter dynamiki pętli zamkniętej układu regulacji określa się prostym modelem odniesienia (4.2), którego parametrem jest $\lambda > 0$:

$$\frac{dY(t)}{dt} = \lambda \cdot (Y_{SP} - Y(t)) \quad (4.2)$$

Na podstawie równań (4.1) i (4.2) uzyskuje się końcową postać regulatora B-BAC, którą po dyskretyzacji prezentuje równanie (4.3):

$$u_i = \frac{\lambda_i}{g_i} \cdot (Y_{SP} - Y_i) + \frac{-f_i + \hat{R}_{Y,i}}{g_i} \quad (4.3)$$

Funkcje $f_i = f(Y_i, d_i)$ oraz $g_i = g(Y_i, d_i)$ reprezentują dynamikę modelu procesu, zależną także od mierzalnych zakłóceń d . Niewątpliwą zaletą algorytmu B-BAC jest wprowadzanie składnika $R_Y(t)$, reprezentującego nieznane bądź niemierzalne parametry obiektu oraz niepewność modelowania, którego wartość jest częścią składową algorytmu. W prawie sterowania B-BAC składnik $R_Y(t)$ zastępowany jest jego estymatą \hat{R}_Y , której wartość wyznaczana jest na bieżąco przy użyciu Rekurencyjnej Metody Najmniejszych Kwadratów (równania (4.4) do (4.6)) z czasem próbkowania T_R :

$$\hat{R}_{Y,i} = \hat{R}_{Y,i-1} - T_R \cdot P_i \cdot (w_i + T_R \cdot \hat{R}_{Y,i-1}) \quad (4.4)$$

gdzie:

$$w_i = (Y_i - Y_{i-1}) - T_R \cdot (f_i + g_i \cdot u_i) \quad (4.5)$$

$$P_i = \frac{P_{i-1}}{\alpha_i + T_R^2 \cdot P_{i-1}} \quad (4.6)$$

Wartość początkową składnika $\widehat{R}_{Y,0}$ dobiera się dowolnie, natomiast wartość początkowa P musi spełniać założenie $P_0 > 0$. Wartość współczynnika zapominania α określa wpływ poprzednich pomiarów na procedurę estymacji składnika R_Y . Szerzej to zagadnienie omówione zostało w pracy autora (Czubasiewicz i Cieczot, 2009). Dzięki tej procedurze możliwe jest uzyskanie wysokiej jakości regulacji, mimo niedokładności samego modelu. Czyni to algorytm sterowania B-BAC uniwersalnym i umożliwia zastosowanie go w wielu aplikacjach, także związanych z wymianą ciepła, takich jak sterowanie nieizotermicznym reaktorem z płaszczem chłodzącym (Cieczot, 2006) czy sterowanie lokalne węzłem cieplnym (składające się na sterowanie elektrycznym piecem przepływowym oraz zaworem regulacyjnym przepływu wody) (Cieczot i in., 2010). W pracy (Cieczot, 2008) dokonano symulacyjnego porównania algorytmu B-BAC z algorytmem PI w celu sterowania elektrycznym piecem przepływowym, przy założeniu znajomości dokładnego modelu procesu. Praktyczną weryfikację tego podejścia, przy użyciu implementacji regulatora B-BAC w środowisku LabVIEW zaprezentowano w pracy (Łaszczyk i in., 2012).

4.1.2. Algorytm regulacji DCM

Metoda kontrakcji dynamicznej (ang. *Dynamic Contraction Method* – DCM) została szerzej opisana przez Yurkevicha (2004). Prawo sterowania realizuje przebieg wielkości regulowanej względem założonego modelu odniesienia. Wyznaczane jest ono przy zastosowaniu dużego wzmocnienia lub elementu całkującego w połączeniu z pochodnymi wyjścia regulowanego obiektu o odpowiednio dobranym rzędzie. Końcowa postać prawa sterowania DCM wyrażana jest równaniem różniczkowym r -tego rzędu (4.7) (Yurkevich, 1995):

$$\mu^r u^{(r)} + \sum_{i=0}^{r-1} \mu^i d_i u^{(i)} = K_{DCM} \Delta^F, \quad u(0) = u_0 \quad (4.7)$$

gdzie:

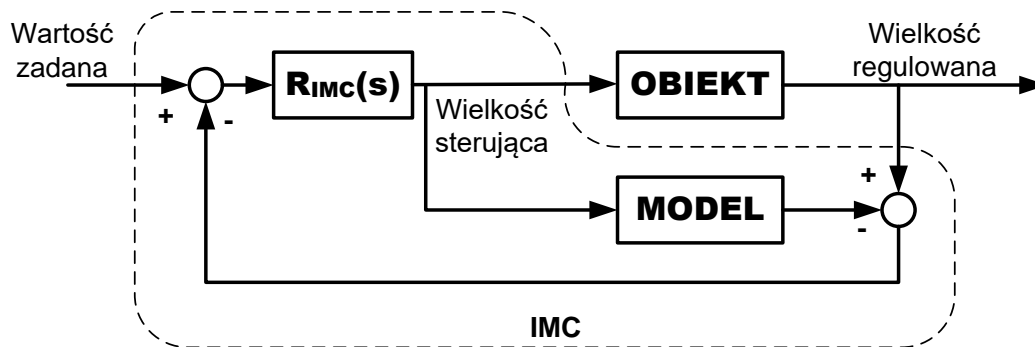
- μ – parametr określający szybkość przebiegów przejściowych regulatora, $\mu > 0$;
- $u(t)$ – wielkość sterująca;
- d_{r-1}, \dots, d_0 – parametry określające charakter przebiegów przejściowych;
- K_{DCM} – wzmocnienie regulatora;

- Δ^F – wyrażenie opisujące różnicę między modelem odniesienia a przebiegiem wielkości regulowanej.

Metoda DCM znajduje swoje zastosowanie w szeregu aplikacji związanych ze sterowaniem obiektami latającymi (Yurkevich, 1997; Czyba i Stajer, 2019). Regulator ten jest odporny zarówno na zakłócenia zewnętrzne jak i zmiany parametrów obiektu regulacji, co wykazali w swojej pracy (Czyba i Szafrński, 2011), dokonując analizy jego działania dla rzeczywistego obiektu jakim był bezzałogowy obiekt latający typu quadrotor. Czyni go to interesującym do rozpatrzenia w sterowaniu procesami przemysłowymi. (Błachuta i Czyba, 2008) zaproponowali zastosowanie algorytmu DCM do sterowania procesem neutralizacji i regulacją temperatury dla izotermicznego reaktora z płaszczem chłodzącym oraz dokonali symulacyjnej weryfikacji tego rozwiązania. W niniejszej pracy zaprezentowane zostanie użycie go dla procesów cieplnych.

4.1.3. Algorytm regulacji IMC

Algorytm regulacji IMC (ang. *Internal Model Control*) opiera się o uproszczony model procesu. Dzięki temu możliwe jest jego zastosowanie również dla procesów nieliniowych (Henson i Seborg, 1991). Schemat ideowy regulacji IMC przedstawiony został na rysunku 4.1.



Rysunek 4.1 – schemat ideowy regulacji IMC

Regulacja IMC wykorzystuje porównanie wartości wielkości regulowanej, pochodzących z obiektu oraz z modelu odniesienia tego obiektu, pobudzanych tą samą wielkością sterującą. Różnica ta, odjęta od wartości zadanej, stanowi wartość wprowadzaną do transmitancji $R_{IMC}(s)$. Transmitancję $R_{IMC}(s)$ dobiera się tak, aby stanowiła odwrotność transmitancji modelu (w idealnym przypadku transmitancja modelu jest równa transmitancji obiektu). Przy wyznaczaniu odwrotności transmitancji modelu pomija się części nieodwracalne (na przykład opóźnienie). Dodatkowo transmitancję $R_{IMC}(s)$

uzupełnia się szeregowo elementem dynamicznym, stanowiącym filtr dolnoprzepustowy dla zakłóceń o wysokich częstotliwościach. Wzmocnienie tego filtra jest równe 1. Stałą czasową dobiera się tak, aby była dwukrotnie mniejsza od stałej czasowej otwartego układu regulacji, natomiast rząd filtra określa się tak, aby cała transmitancja R_{IMC} nie wprowadzała działania różniczkującego (była właściwa) (Tham, 2002).

Algorytm sterowania IMC znajduje swoje zastosowanie w różnych dziedzinach, głównie w kontroli procesów chemicznych, ale nie tylko. W swojej pracy (Psichogios i Ungar, 1990) zaprezentowali porównanie sterowania nieizotermicznym reaktorem z ciągłym mieszaniem przy użyciu regulatorów IMC i MPC (ang. *Model Predictive Control*), dla których modelami procesu były odpowiednio dobrane i nauczone sieci neuronowe. (Kaynak, 1990) zaproponował zastosowanie regulacji IMC do sterowania kursem statku, w celu minimalizacji czasu zmiany kursu. (Tamayo, 1999) zaprezentował symulacyjną weryfikację oraz aplikację algorytmu IMC w sterowniku firmy Honeywell do celów sterowania procesem o dużym, wynoszącym 35 minut, czasie opóźnienia jako alternatywę dla regulacji PID. (Dias i Mota, 2001) przedstawili porównanie sterowania piecem przemysłowym przy użyciu algorytmu IMC opartego o sieci neuronowe oraz algorytmu PID strojonego algorytmem generycznym opartym również o sieć neuronową stanowiącą model procesu. (Gauthier i Boulet, 2009) zaprezentowali zastosowanie techniki regulacji IMC w sterowaniu z uczeniem iteracyjnym w celu sterowania procesem produkcji termoformowanych elementów plastikowych.

Warto odnotować, że algorytm IMC można wykorzystać jako kryterium doboru nastaw dla regulatora PID (Vilanova, 2008; Kesavan i in., 2016). Ta własność algorytmu IMC została porównana z klasycznym sterowaniem IMC oraz doborem nastaw regulatora PI na podstawie położenia biegunów zamkniętego układu regulacji dla problemu sterowania poziomem cieczy w układzie zbiorników (Abiodun i in., 2013).

4.1.4. Algorytm regulacji PID

Algorytm regulacji PID jest jednym z najpowszechniej stosowanych klasycznych algorytmów regulacji w przemyśle (Desborough i Miller, 2002). Można zatem znaleźć go w szeregu różnych aplikacji – także w wielu aplikacjach związanych z dystrybucją ciepła (Chmielnicki, 2009). Z tego względu zdecydowano się na wykorzystanie go w celach porównawczych z przedstawionymi powyżej zaawansowanymi algorytmami regulacji.

W niniejszej pracy wykorzystany będzie algorytm PID o strukturze równoległej, danej równaniem (4.8).

$$u(t) = k_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (4.8)$$

gdzie:

- $u(t)$ – sygnał wyjściowy regulatora;
- $e(t)$ – uchyb regulacji;
- k_p – wzmacnienie regulatora;
- T_i – stała całkowania regulatora, s;
- T_d – stała różniczkowania regulatora, s.

Ponadto, implementacja tego algorytmu będzie uzupełniona o podstawowe mechanizmy stosowane dla tych regulatorów, to jest ograniczenie wartości wyjściowej $u(t)$ oraz mechanizm *antywindup*, przeciwdziałający nasyceniu części całkującej regulatora a także przełączanie bezuderzeniowe. Część różniczkującą regulatora implementuje się w postaci zawierającej działanie inercyjne, ze stałym stosunkiem wartości stałej czasowej części inercyjnej do czasu różniczkowania, wynoszącym 1/8 (Kuźnik, 2006; Tan i in., 2006; Vilanova, 2008).

Ze względu na nieliniowość obiektów rozpatrywanych w niniejszej pracy, przewiduje się także wykorzystanie dla regulatora PID metody *gain scheduling*, czyli zmiany wartości nastaw regulatora w zależności od aktualnego punktu pracy obiektu. Rozpatrywane jest także uzupełnienie go o mechanizm kompensacji zakłóceń *FeedForward*.

4.2. Regulacja temperatury wody wypływającej z pieca

Pierwsze porównanie działania wybranych zaawansowanych algorytmów regulacji zostanie przeprowadzone dla przypadku regulacji temperatury wody wypływającej z pieca elektrycznego T_{hout} . Na tej podstawie wybrany zostanie algorytm, który w najlepszym stopniu będzie spełniał następujące cele:

- kompensacja zmian temperatury wody T_{hout} wynikających ze zmian wielkości przepływu F_1 ;
- kompensacja zmian temperatury wody T_{hout} wynikających ze zmian temperatury wody T_{hin} ;
- nadążanie za zmianami wartości zadanej temperatury wody T_{hout} .

Tak dobrany algorytm pozwoli, w trakcie dalszych badań nad strukturami układów regulacji węzła cieplnego, na uniezależnienie temperatury wody wypływającej z pieca od bieżącego zapotrzebowania na ciepło, wynikającego z parametrów pracy instalacji. Dzięki temu, przynajmniej częściowo, oddane będą mogły być warunki pracy węzła cieplnego podłączonego do sieci ciepłowniczej i zasilanego z zewnętrznego źródła o dużej wydajności cieplnej.

W każdym z opisanych poniżej układów regulacji, urządzeniem wykonawczym jest grzałka pieca a wielkością sterującą jest zadana moc pieca $P_{\%}$. Zakłóceniami mierzalnymi w obiekcie są: przepływ F_1 oraz temperatura wody wpływającej do pieca T_{hin} .

4.2.1. Uproszczony model pieca do syntezy układu regulacji

Aby dokonać syntezy układów regulacji pieca opisanego w rozdziale 2.1 konieczne staje się stworzenie jego uproszczonego modelu. Dla algorytmów B-BAC i DCM przyjmuje się jego postać według równania (3.2), z uwzględnieniem zależności maksymalnej mocy pieca P_{max} od przepływu F_1 (równanie (3.4)). W odróżnieniu od modelu pełnego (rysunek 3.19), pomija się istnienie dodatkowego członu dynamicznego. Wyprowadzenie prawa sterowania B-BAC i DCM zostanie opisane w dalszej części pracy. Natomiast jako model odniesienia dla algorytmu IMC, proponuje się przyjęcie uproszczonego modelu w postaci inercji pierwszego rzędu z opóźnieniem (FOPDT), gdyż taki model jest w stanie przybliżyć większość obiektów dynamicznych spotykanych w automatyce procesowej. Model ten posłuży także do wyprowadzania nastaw dla regulatorów PID, B-BAC i DCM. Jak wykazały próby stworzenia pełnego modelu pieca (w rozdziale 3.1), jego parametry są niestacjonarne i zależne od wielkości przepływu przez komorę, zatem również i uproszczony model FOPDT musi mieć parametry niestacjonarne. Ponieważ założeniem symulatora instalacji, zaproponowanego w niniejszej pracy, jest wykorzystanie go do celów syntezy układów regulacji, w celu dopasowania modelu FOPDT do procesu, dokonano identyfikacji jego parametrów przy użyciu pełnego modelu pieca, a nie z danych pomiarowych uzyskanych z obiektu rzeczywistego. Wyniki tej identyfikacji posłużyły do wyznaczenia następujących zależności, stanowiących aproksymację parametrów uproszczonego modelu FOPDT. Są to:

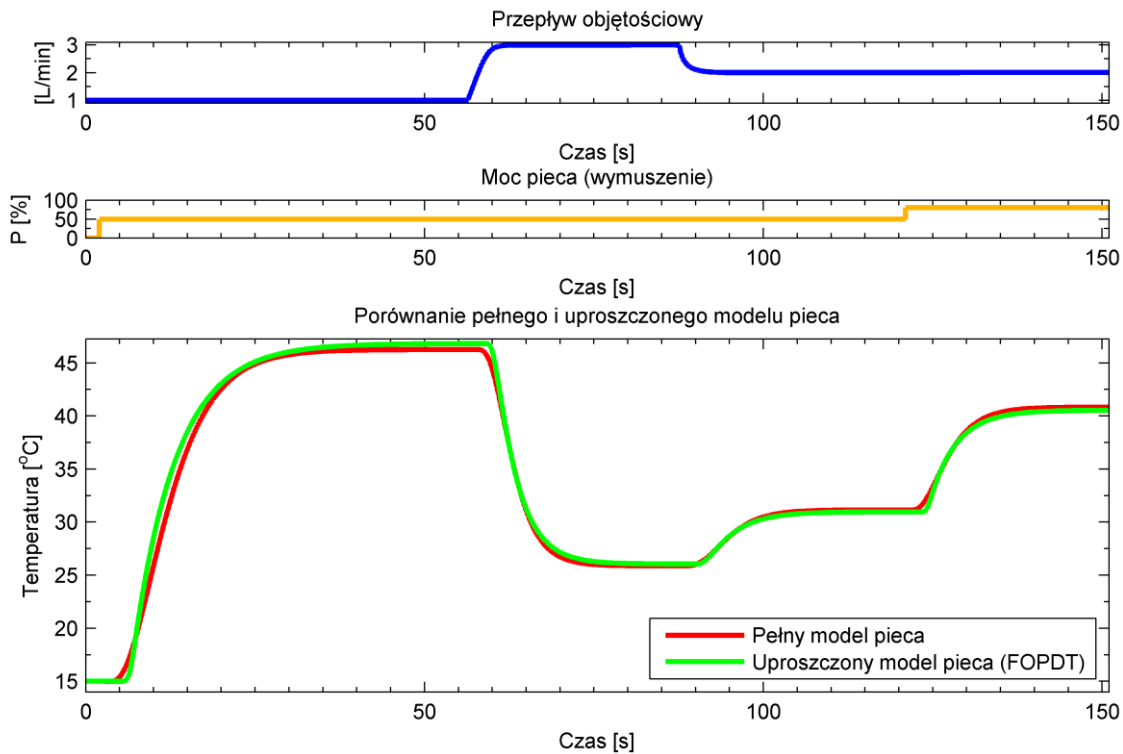
- wzmacnienie – oznaczane K_{FOPDT} – równanie (4.9);
- stała czasowa – oznaczana T_{FOPDT} – równanie (4.10), s;
- czas opóźnienia – oznaczany $T_{op FOPDT}$ – równanie (4.11), s.

$$K_{\text{FOPDT}} = 2,272 \cdot e^{(-2,241 \cdot F_1)} + 0,5312 \cdot e^{(-0,2965 \cdot F_1)} \quad (4.9)$$

$$T_{\text{FOPDT}} = 98,92 \cdot e^{(-2,179 \cdot F_1)} + 23,15 \cdot e^{(-0,1216 \cdot F_1)} \quad (4.10)$$

$$T_{\text{Op FOPDT}} = 98,9 \cdot e^{(-3,259 \cdot F_1)} + 22,34 \cdot e^{(-0,1767 \cdot F_1)} \quad (4.11)$$

Porównanie pełnego modelu pieca (według rysunku 3.19 i równań (3.2) oraz (3.13) do (3.15)) z modelem uproszczonym prezentuje wykres na rysunku 4.2.



Rysunek 4.2 – porównanie pełnego i uproszczonego modelu pieca

Zaprezentowane dopasowanie jest zadowalające. Ponieważ pełny model pieca dobrze oddaje własności statyczne i dynamiczne rzeczywistego obiektu, przewiduje się, że także model uproszczony będzie dobrze oddawał charakter pieca zamontowanego w badanej instalacji.

4.2.2. Implementacja algorytmów sterowania

W celu regulacji temperatury wody wypływającej z pieca (T_{hout}) wyprowadza się następujące postaci praw sterowania dla poszczególnych algorytmów sterowania.

- **B-BAC**

Prawo sterowania B-BAC wyprowadza się na podstawie fizykalnego modelu pieca (równanie (3.2)). Prowadzi to do uzyskania następujących postaci funkcji f_i oraz g_i (4.12).

$$f_i = \frac{F_{1,i}}{V} \cdot (T_{h_{in},i} - T_{h_{out},i}), \quad g_i = \frac{1}{V \cdot \rho \cdot c_w} \quad (4.12)$$

Ze względu na niestacjonarność obiektu, parametry regulatora, to jest λ i α , wyznacza się w każdej i-tej iteracji, wykorzystując wykazane w pracy (Stebel i in., 2014) podobieństwo z regulatorem PI i ogólną regułą strojenia regulatora B-BAC (4.13):

$$\lambda_i = K_{PI,i} \cdot g_i, \quad \alpha_i = 1 - \frac{T_R}{T_{PI,i}} \quad (4.13)$$

Parametry odpowiadającego algorytmowi B-BAC regulatora PI, czyli jego wzmocnienie K_{PI} oraz stałą całkowania T_{PI} wyznacza się na bieżąco, na podstawie opisanego w rozdziale 4.2.1 uproszczonego modelu pieca, z wykorzystaniem metody strojenia QDR (Solnik i Zajda, 2013) dla regulatora PI. Dzięki temu uzyskuje się programową zmianę jego nastaw (*gain scheduling*).

- **DCM**

W celu wykorzystania algorytmu DCM do regulacji temperatury $T_{h_{out}}$, dla modelu obiektu danego równaniem (3.2) zakłada się inercyjny model odniesienia dla przebiegu wartości wyjściowej (równanie (4.14)).

$$\tau \cdot T_{h_{out}}^{(1)} = -T_{h_{out}} + T_{h_{out} \text{ zad}} \quad (4.14)$$

Wykorzystując tę dynamikę oraz prawo sterowania (4.7), uzyskuje się następujące prawo sterowania DCM, wyrażone równaniem (4.15):

$$P = K_{DCM} \frac{\tau s + 1}{\mu s} \left(\frac{1}{\tau s + 1} T_{h_{out} \text{ zad}} - T_{h_{out}} \right) \quad (4.15)$$

gdzie:

- K_{DCM} – wzmocnienie regulatora;
- τ – okres drgań swobodnych nietłumionych wielkości regulowanej opisaney przez model odniesienia, s;
- μ – parametr określający szybkość przebiegów przejściowych regulatora, s.

Z badań prowadzonych nad własnościami i aplikacjami algorytmu DCM wynika, że stosunek wielkości parametru μ do τ powinien wynosić około $10 \cdot \mu \approx \tau$ (Czyba, 2010) i taki

też został przyjęty w niniejszej pracy. Natomiast za wartość parametru τ przyjęto wartość stałej czasowej uproszczonego modelu pieca (patrz: rozdział 4.2.1). Wzmocnienie regulatora DCM zostało dobrane eksperymentalnie. Określono, że najlepszą jakość regulacji uzyskuje się dla zależności $100 \cdot K_{DCM} \approx \tau$. Wartość parametru τ obliczana była na bieżąco, przy wykorzystaniu uproszczonego modelu pieca, poprzez analogię do jego stałej czasowej przy użyciu równania (4.10). Dzięki temu uzyskano niestacjonarność parametrów regulatora, będącą odpowiednikiem metody *gain scheduling* dla regulatora PID.

- **IMC**

Za model odniesienia dla algorytmu IMC przyjmuje się uproszczony model pieca, opisany w rozdziale 4.2.1. Jak zaznaczono w rozdziale 4.1.3 opisującym ten algorytm, model ten służy także do określenia transmitancji regulatora R_{IMC} . Ponieważ model obiektu jest obiektem dynamicznym rzędu pierwszego z opóźnieniem, aby uzyskać transmitancję właściwą, rząd filtru składającego się na tę transmitancję również określa się na pierwszy. Przy wyznaczaniu transmitancji R_{IMC} pomija się opóźnienie występujące w modelu, ze względu na nieodwracalność takiej transmitancji. Prowadzi to do uzyskania następującej postaci transmitancji regulatora IMC (równanie (4.16)):

$$R_{IMC}(s) = \frac{(1 + T_{FOPDT} \cdot s)}{K_{FOPDT} \cdot \left(1 + \frac{T_{FOPDT}}{2} \cdot s\right)} \quad (4.16)$$

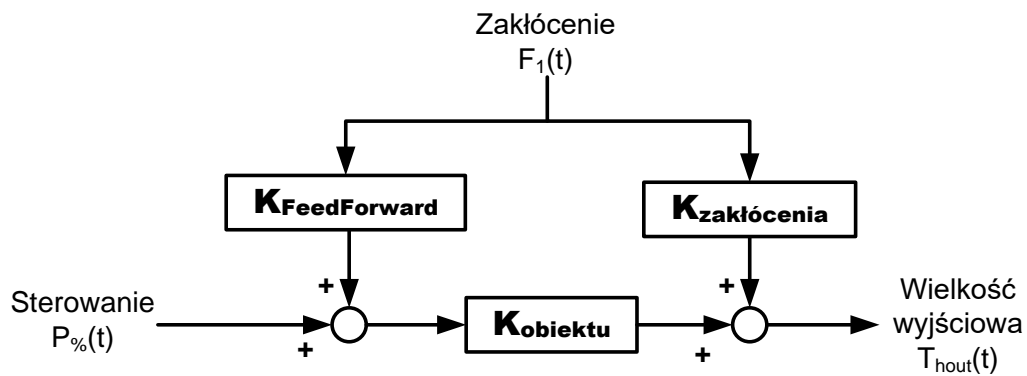
Wartości parametrów K_{FOPDT} oraz T_{FOPDT} wyznaczone są na bieżąco wg równań (4.9) i (4.10), co zapewnia zastosowanie metody *gain scheduling* dla tego regulatora.

- **PID – sprzężenie *FeedForward* oraz *gain scheduling***

Jak zaznaczono na wstępie, algorytm PID ma stanowić odniesienie dla pozostałych rozpatrywanych algorytmów, bazujących na modelach procesu. Aby zapewnić rzetelność tego odniesienia, postanowiono uzupełnić go o mechanizm kompensacji zakłócenia *FeedForward*. Dla przypadku regulacji temperatury T_{hout} , bazując na równaniu (3.2) opisującym zmianę tej temperatury, określić można dwa podstawowe zakłócenia: natężenie przepływu F_1 oraz temperaturę wlotową wody T_{hin} . Zmiany ciepła właściwego wody i jej gęstości w związku ze zmianami temperatury pomija się (przyjmuje się te wartości jako stałe). Postanowiono jako zakłócenie podlegające kompensacji wybrać wahania przepływu F_1 , gdyż jak wykazano w rozdziale 3.1 poświęconym modelowaniu pieca, ma ono

największy wpływ na charakterystykę dynamiczną obiektu. Zmiany temperatury T_{hin} są wolniejsze oraz wpływają jedynie na charakterystykę statyczną obiektu, bez zmiany jego dynamiki. Dlatego też uznaje się, że zmiany T_{hin} powinny być kompensowane przez odpowiednie nastrojenie regulatora PID.

Aby uzupełnić regulator PID o układ korekcji *FeedForward*, konieczne jest wyprowadzenie transmitancji korektora. Schemat tego wyprowadzenia prezentuje rysunek 4.3.



Rysunek 4.3 – schemat ideowy wyprowadzenia korektora *FeedForward*

Transmitancję korektora $K_{FeedForward}$ opisuje się zatem zależnością (4.17):

$$K_{FeedForward} = - \frac{K_{zakłócenia}}{K_{objektu}} \quad (4.17)$$

Dokonując linearyzacji równania (3.2) wokół wybranego punktu pracy, określić można transmitancje:

- toru sterowania, oznaczoną na rysunku 4.3 jako $K_{objektu}$;
- toru zakłócenia, oznaczoną na rysunku 4.3 jako $K_{zakłócenia}$.

Podstawiając je do równania (4.17) otrzymuje się końcową postać korektora *FeedForward* (4.18). Indeks 0 oznacza wartość danej wielkości w stanie ustalonym w wybranym punkcie pracy.

$$K_{FeedForward} = - (T_{hin,0} - T_{hout,0}) \cdot \rho \cdot c_w \quad (4.18)$$

Wartość sterowania wyliczana przez korektor (4.18) będzie dodawana do wartości wystawianej przez algorytm PID.

Algorytm PID wymaga odpowiedniego doboru nastaw. Istnieje wiele powszechnie znanych metod i kryteriów temu służących, jak metoda cyklu granicznego oraz badanie odpowiedzi obiektu na wymuszenie skokowe zaproponowane w 1942 roku przez Zieglera i Nicholasa. Także modyfikacje i rozwinięcia tych metod dla różnego rodzaju obiektów, jak metoda QDR (ang. *Quarter – Decay Ratio*), metoda Cohena – Coona i inne, włączając metody samoczynnego doboru nastaw implementowane w sterownikach przemysłowych (Holejko i Kościelny, 2012). Porównania tych metod przedstawiane są w literaturze (Foley i in., 2005; Tan i in., 2006; Kumar i in., 2015). Tematem niniejszej pracy jest porównanie algorytmów sterowania procesami cieplnymi, nie zaś samych reguł ich strojenia. Jednakże, ze względu na punkt odniesienia dla innych algorytmów jakim ma być algorytm PID, konieczny jest odpowiedni dobór jego nastaw. Zdecydowano się wykorzystać metodykę doboru nastaw zaproponowaną przez Chiena, Hronesa i Reswicka (Pułaczewski, 1966) oraz metodę QDR (Solnik i Zajda, 2013). Wartości parametrów obiektu (wzmocnienia, stałej czasowej i czasu opóźnienia) konieczne do wyznaczenia nastaw przy użyciu tych metod wyliczane są na bieżąco na podstawie parametrów modelu uproszczonego (równania (4.9) – (4.11)), co skutkuje wprowadzeniem metody programowej zmiany nastaw (*gain scheduling*). Ponieważ reguły doboru nastaw umożliwiają ich wybór zarówno dla algorytmu PI jak i PID, dodatkowo zapewniających najlepszą realizację konkretnego celu (śledzenie wartości zadanej bądź kompensację zakłóceń, wraz z wyborem dopuszczalnego przeregulowania), konieczne jest wybranie najlepszej z reguł strojenia. W tym celu, wykorzystując przedstawiony w niniejszej pracy symulator instalacji, przeprowadzono eksperyment symulacyjny dla wszystkich wybranych reguł doboru nastaw regulatora PID. Polegał on na dwukrotnej zmianie wartości zadanej, jaką była temperatura wody wypływającej z pieca T_{hout} oraz wprowadzeniu zakłóceń w stanach ustalonych poprzez zmiany przepływu F_1 i temperatury wody wpływającej do pieca T_{hin} . Eksperyment przeprowadzono dla symulowanych danych niezaszumionych oraz powtórzono go, dodając sztuczny szum pomiarowy o wartości średniej 0°C i amplitudzie $0,2^{\circ}\text{C}$ do obliczanej przy użyciu pełnego modelu pieca (patrz: rozdział 3.1) temperatury T_{hout} . Dla przebiegów obliczono wskaźniki całkowite: IAE, ISE oraz IADO. Poniższe tabele prezentują wartości tych wskaźników w celu analizy strojenia bez zaszumiania (tabela 4.1) oraz z dodanym szumem (tabela 4.2). Skale kolorów w kolumnach wartości wskaźników szeregują je od wartości najmniejszych (oznaczonych kolorem zielonym) do największych (oznaczonych kolorem czerwonym). Kolumna „Kryterium” odnosi się do źródła zakłócenia wyróżnianego w zestawach nastaw proponowanych przez Chiena, Hronesa i Reswicka. W celu

zwiększenia czytelności, w tabelach i prezentowanych dalej rysunkach stosuje się skrót „SP” oznaczający wartość zadaną (ang. *SetPoint*).

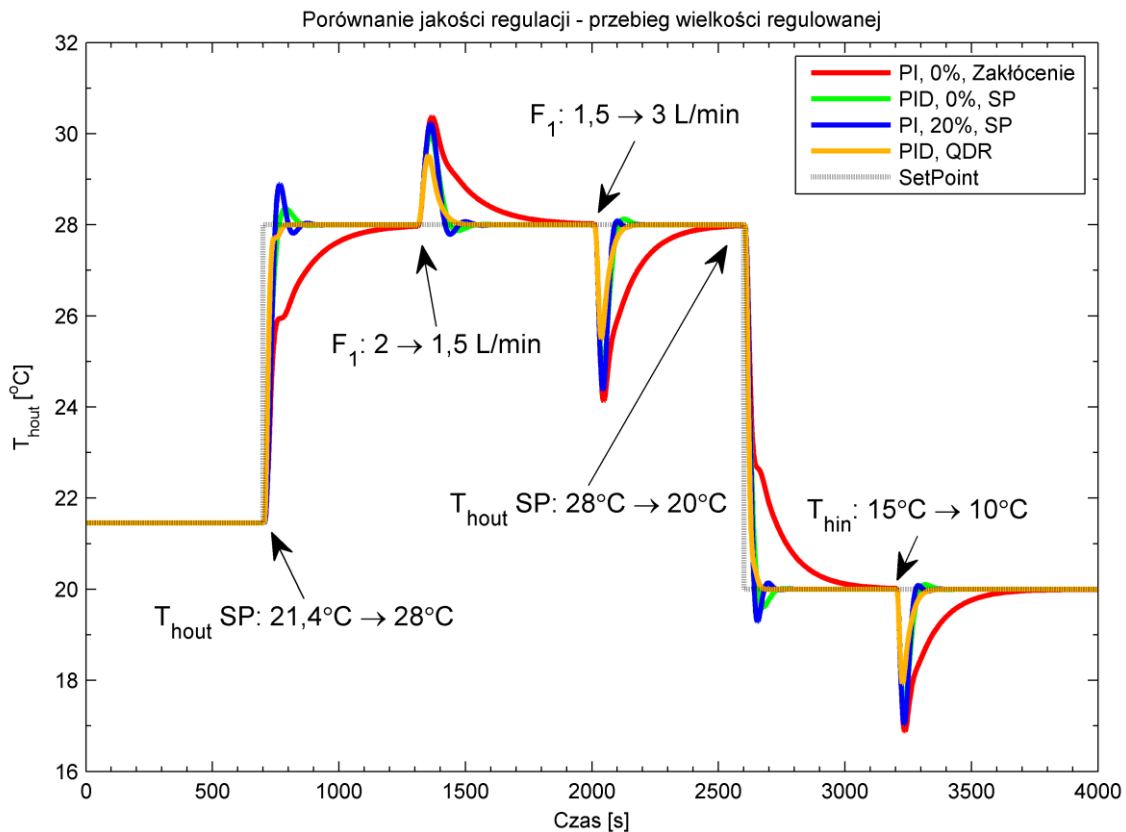
**Tabela 4.1 – wartości kryteriów całkowych dla różnych sposobów strojenia regulatora PID.
Dane niezaszumione.**

Metoda strojenia	Nastawa	Dopuszczalne przeregulowanie	Kryterium	ISE	IAE	IADO
Nastawy wg Chiena, Hronesa i Reswicka	PI	0%	Zakłócenie	5517,797	2305,323	27,769
	PID	0%	Zakłócenie	2600,932	902,851	60,355
	PI	0%	Zmiana SP	4970,081	1484,493	23,747
	PID	0%	Zmiana SP	2875,818	841,467	62,454
	PI	20%	Zakłócenie	3385,355	1146,985	30,254
	PID	20%	Zakłócenie	2098,35	610,453	60,392
	PI	20%	Zmiana SP	3087,546	834,603	34,896
	PID	20%	Zmiana SP	2305,457	658,605	57,688
QDR	PI	-	-	3245,821	1290,894	38,777
	PID	-	-	2095,016	617,372	60,213

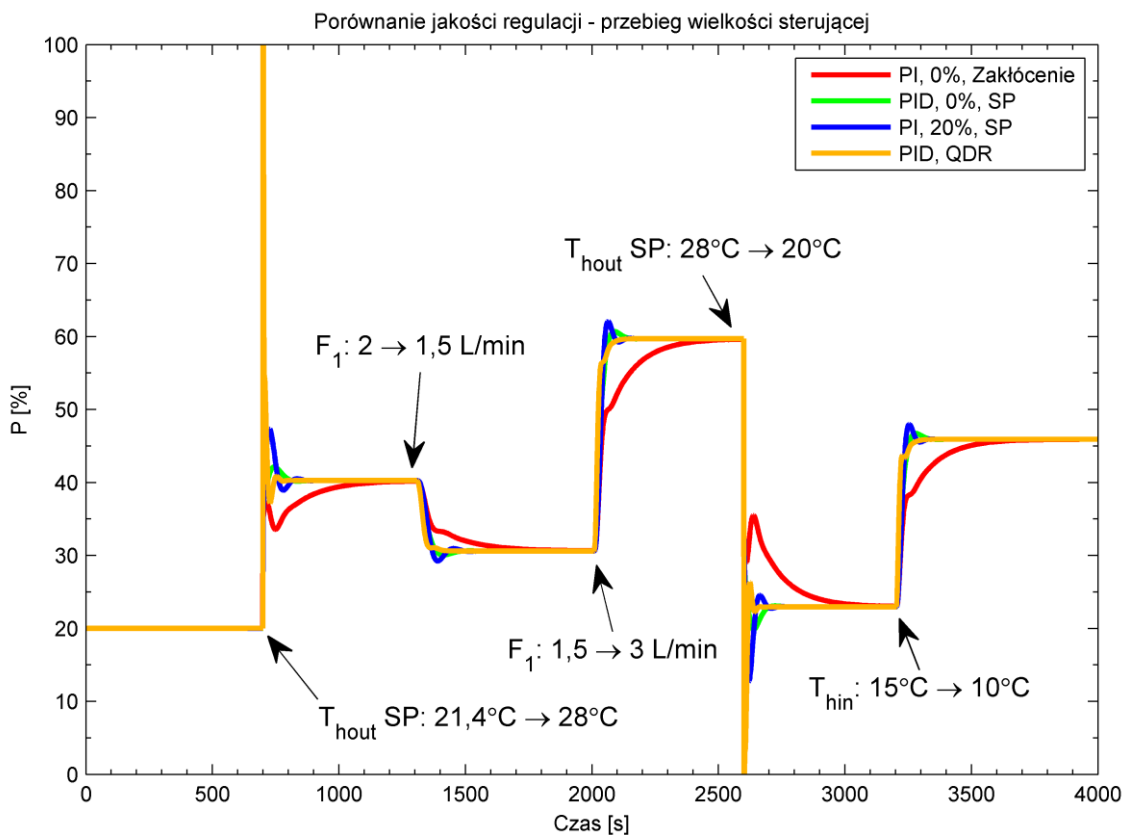
**Tabela 4.2 – wartości kryteriów całkowych dla różnych sposobów strojenia regulatora PID.
Dane zaszumione.**

Metoda strojenia	Nastawa	Dopuszczalne przeregulowanie	Kryterium	ISE	IAE	IADO
Nastawy wg Chiena, Hronesa i Reswicka	PI	0%	Zakłócenie	5561,901	2393,022	1275,652
	PID	0%	Zakłócenie	2649,291	1143,961	20506,524
	PI	0%	Zmiana SP	5014,079	1706,937	742,886
	PID	0%	Zmiana SP	2924,712	1110,677	12704,417
	PI	20%	Zakłócenie	3432,067	1363,97	1486,43
	PID	20%	Zakłócenie	2181,063	908,493	25866,455
	PI	20%	Zmiana SP	3136,133	1110,699	1272,001
	PID	20%	Zmiana SP	2354,754	945,975	20223,689
QDR	PI	-	-	3292,608	1467,173	1913,145
	PID	-	-	2166,343	911,505	25340,387

Dla kilku wybranych reguł strojenia przedstawia się przykładowe przebiegi: wielkości regulowanej (rysunek 4.4) oraz sterującej (rysunek 4.5). Ze względu na czytelność wykresów pochodzą one z eksperymentu bez dodanego szumu pomiarowego.



Rysunek 4.4 – porównanie reguł strojenia PID – wielkość regulowana



Rysunek 4.5 – porównanie reguł strojenia PID – wielkość sterująca

Analiza zaprezentowanych przebiegów oraz wartości wskaźników przedstawionych w tabeli 4.2 dla eksperymentu z dodanym szumem pomiarowym prowadzi do oczywistego wniosku, że najlepszą jakość regulacji uzyska się dla regulatorów PID. Warto jednak zwrócić uwagę na wskaźnik IADO. Dla tych regulatorów osiąga on największe wartości, gdyż część różniczkująca regulatora reaguje na szum pomiarowy. W przypadku zastosowania tego algorytmu w instalacji rzeczywistej, tak szybkie zmiany wielkości sterującej będą filtrowane przez elektroniczny układ sterujący grzałką. Jest to jednak niepożądana cecha algorytmu regulacji, gdyż w ogólnym przypadku może prowadzić do nadmiernego zużycia elementu wykonawczego. Jednocześnie wskaźniki ISE i IAE pozostają zbliżone co do wartości dla odpowiednich przypadków testowych (bez szumu oraz z dodanym szumem).

Do dalszych analiz przyjmuje się nastawy wg Chiena, Hronesa i Reswicka, w kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, z dopuszczalnym 20% przeregulowaniem dla regulatora typu PI oraz nastawy QDR dla regulatora PID.

4.2.3. Badania symulacyjne i analiza wyników

Stosując jednakowe eksperymenty symulacyjne, zostały sprawdzone wybrane zaawansowane algorytmy sterowania oraz regulatory PI i PID uzupełnione o opisane uprzednio mechanizmy wraz z kompensacją *FeedForward*. W przebiegu każdego eksperymentu wyróżnić można następujące etapy:

1. Początek eksperymentu: wartość zadana $T_{\text{hout zad}} = 21,4^{\circ}\text{C}$, przepływ $F_1 = 2 \text{ L/min}$, temperatura $T_{\text{hin}} = 15^{\circ}\text{C}$. Dla takich parametrów doprowadzano układ do stanu ustalonego.
2. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{\text{hout zad}}$ z $21,4^{\circ}\text{C}$ do 28°C .
3. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_1 z 2 L/min do $1,5 \text{ L/min}$.
4. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_1 z $1,5 \text{ L/min}$ do 3 L/min .
5. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{\text{hout zad}}$ z 28°C do 20°C .
6. Skokowa zmiana temperatury wody wpływającej do pieca T_{hin} z 15°C do 10°C .

Warto nadmienić, że zakłócenie opisane w punkcie 6 jest możliwe do uzyskania jedynie symulacyjnie i nie ma możliwości odtworzenia go w rzeczywistej instalacji laboratoryjnej. Wartości wskaźników jakości regulacji, wyznaczone dla każdego z rozpatrywanych algorytmów w trakcie opisanego eksperymentu pomiarowego, przedstawia tabela 4.3.

Tabela 4.3 – porównanie działania regulatorów dla przypadku sterowania piecem – wartości wskaźników jakości regulacji

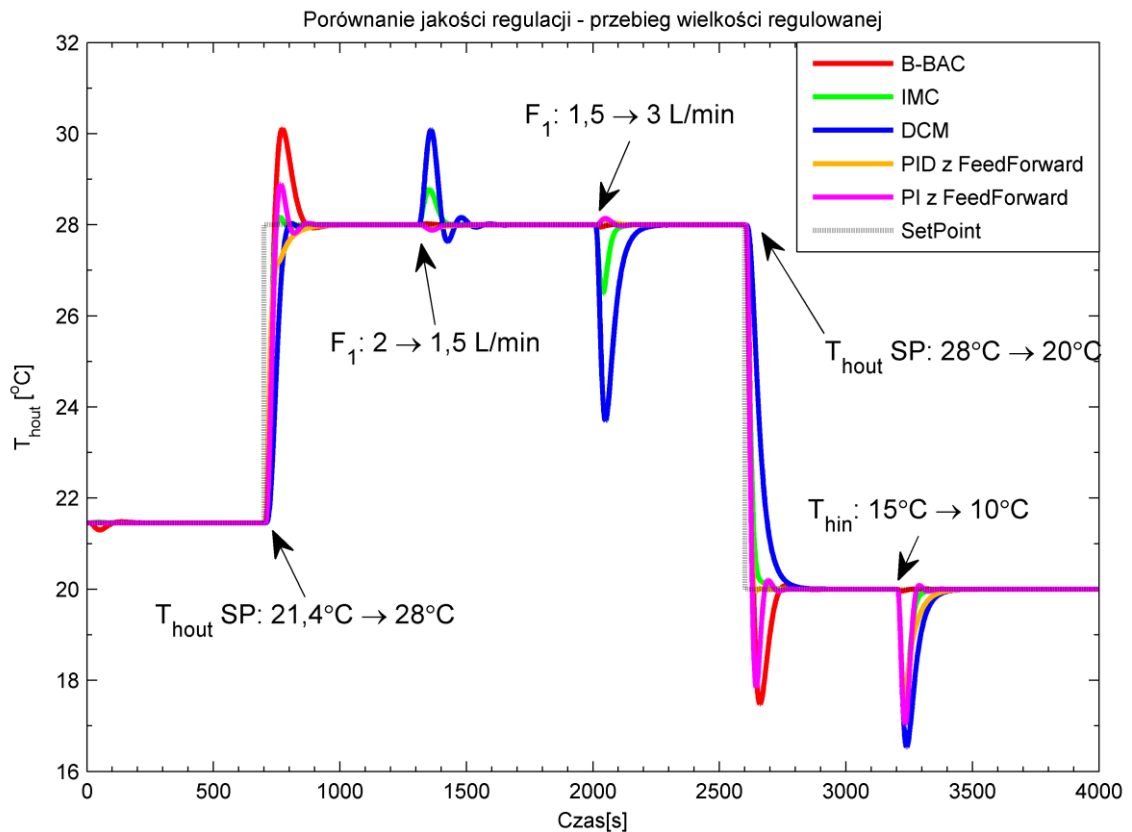
Regulator	ISE	IAE	IADO
B-BAC	2450,81	621,35	34,39
IMC	2210,06	585,61	49,81
DCM	5970,58	1472,33	25,72
PID z <i>FeedForward</i>	1988,53	521,76	59,11
PI z <i>FeedForward</i>	2372,5	574,66	39,62

Porównanie przebiegów wielkości regulowanej w czasie eksperymentów zostało zaprezentowane na rysunku 4.6. Rysunek 4.7 przedstawia odpowiadające przebiegi wielkości sterującej.

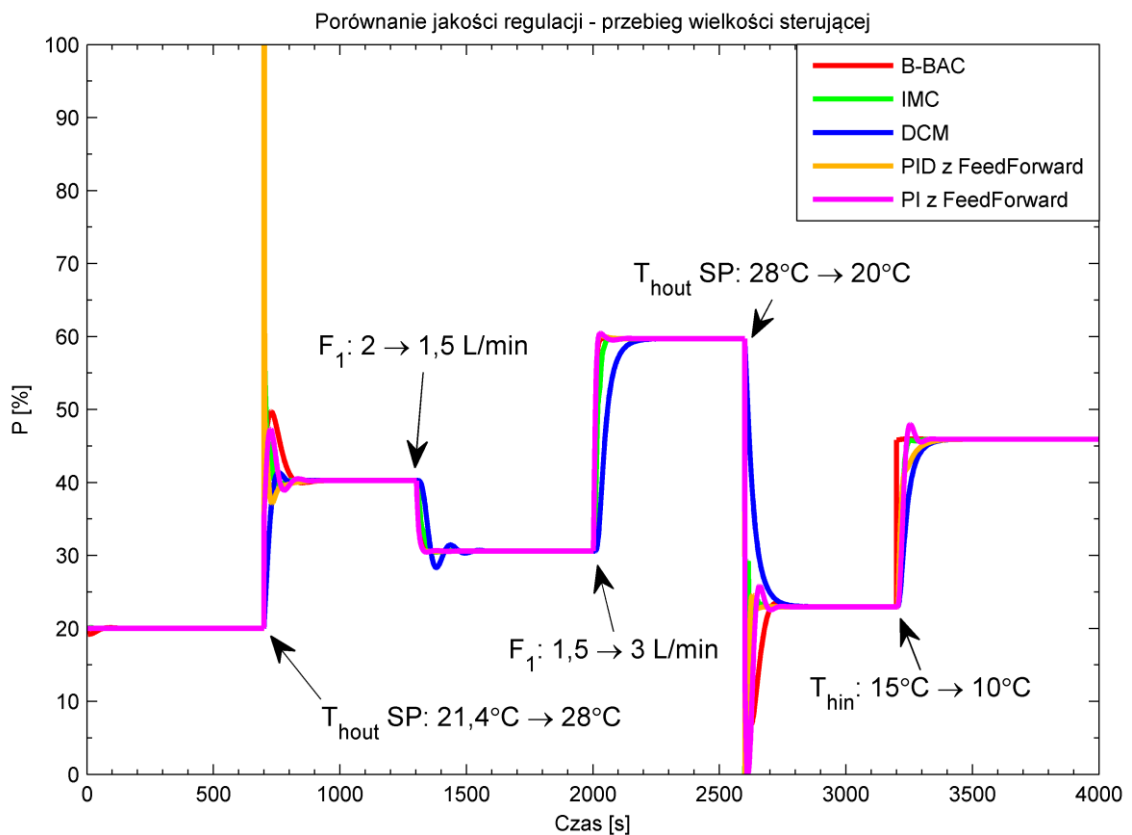
Analiza otrzymanych przebiegów oraz wartości wskaźników jakości regulacji prowadzi do następujących wniosków, rozpatrywanych dla przypadku reakcji regulatorów na zakłócenia oraz zmiany wartości zadanej.

Kompensacja zakłóceń, czyli zmian natężenia przepływu F_1 oraz temperatury T_{hin} :

- Algorytmy regulacji bazujące na modelach fizykalnych dają lepsze efekty niż podstawowy algorytm PI/PID.
- Algorytm regulacji B-BAC, ze względu na uwzględnienie w prawie sterowania zarówno temperatury wody wpływającej do pieca jak i natężenia przepływu objętościowego przez piec, najlepiej kompensuje zakłócenia wynikające ze zmian wartości obu tych wielkości.
- Algorytm IMC, oparty o uproszczony model obiektu, daje dobrą kompensację zakłóceń. Przewagą w stosunku do regulatora B-BAC jest w tym względzie brak konieczności znajomości równań fizykalnych opisujących proces.
- Algorytm DCM, choć oparty o fizykalny model procesu, daje najgorszą kompensację zakłóceń z testowanych algorytmów MBC.
- Uzupełnienie podstawowego algorytmu PI i PID o kompensację zakłócenia *FeedForward* poprawia znacząco jego skuteczność regulacji. Można to zauważyć w szczególności porównując kompensację zakłócenia od przepływu F_1 (istnieje kompensacja *FeedForward*) i od temperatury wody T_{hin} (brak kompensacji).



Rysunek 4.6 – sterowanie elektrycznym piecem przepływowym – przebieg wielkości regulowanej



Rysunek 4.7 – sterowanie elektrycznym piecem przepływowym – przebieg wielkości sterującej

Nadążanie za zmianami wartości zadanej:

- Algorytm regulacji B-BAC ma największe przeregulowania spośród badanych algorytmów regulacji MBC.
- Algorytm regulacji IMC pozwala na najszybsze przeprowadzenie obiektu między kolejnymi punktami pracy przy zmianach wartości zadanej, choć wprowadza on oscylacje wielkości sterującej.
- Algorytm DCM również pozwala na szybkie śledzenie zmian wartości zadanej, bez wprowadzenia przeregulowań, nie powodując oscylacji wielkości sterującej.
- Algorytmy PI i PID pozwalają na lepszą jakość regulacji dla przypadku zwiększania wartości zadanej (konieczność intensyfikacji grzania) niż jej obniżania (konieczność chłodzenia). Algorytm PID, poprzez część różniczkującą, wprowadza jednocześnie największy skok wielkości sterującej.

Ze względu na niestacjonarność obiektu regulacji, algorytm PI(D) powinien być uzupełniony o mechanizm *gain scheduling*. Aby zachować rzetelność porównania względem algorytmów MBC oraz poprawić jakość regulacji, warto dodać także kompensację zakłóceń *FeedForward*. Bez tych modyfikacji, sterowanie z wykorzystaniem regulatora PI(D) jest dużo gorsze (wyniki analizy działania algorytmu PI nie rozszerzonego o te dodatkowe funkcjonalności pominięto w przedstawionym zestawieniu ze względu na niekonkurencyjność uzyskanych przebiegów w stosunku do innych implementacji algorytmu PI). Należy jednak zauważyć, że poprawny dobór mechanizmu *FeedForward* wymaga – przynajmniej częściowej – znajomości procesu. W takim przypadku, dużo lepsze efekty uzyskuje się stosując algorytmy MBC, w szczególności algorytm B-BAC, który wyposażony jest w mechanizm kompensacji niedoskonałości modelu. Jednakże algorytm regulacji PI(D) ma następujące zalety, w porównaniu z pozostałymi zaawansowanymi algorytmami regulacji:

- nie wymaga znajomości występujących w procesie zjawisk fizykalnych (bardzo często złożonych);
- do ręcznego doboru nastaw wystarcza znajomość charakteru procesu, w większości przypadków dająca się opisać jako obiekt inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem;
- jego przemysłowa implementacja często wyposażona jest w mechanizm autotuningu nastaw, co upraszcza i przyspiesza uruchomienie instalacji;

- jest algorytmem bardzo często wbudowanym w najprostsze nawet sterowniki PLC, a przez to ogólnodostępnym. W przypadku jego braku, podstawowa implementacja numeryczna nie przysparza większych trudności.

Przedstawione wyniki prowadzą do rozważenia poruszanego w literaturze problemu hybrydowych układów regulacji (Brzózka, 2007). W omawianym przypadku, algorytm IMC lub DCM odpowiadałby za przeprowadzanie obiektu między punktami pracy dla zmian wartości zadanej, natomiast pomiędzy tymi zmianami za stabilizację odpowiadałby algorytm B-BAC. Jest to problematyka, którą autor uważa za ciekawą do poddania dalszym badaniom.

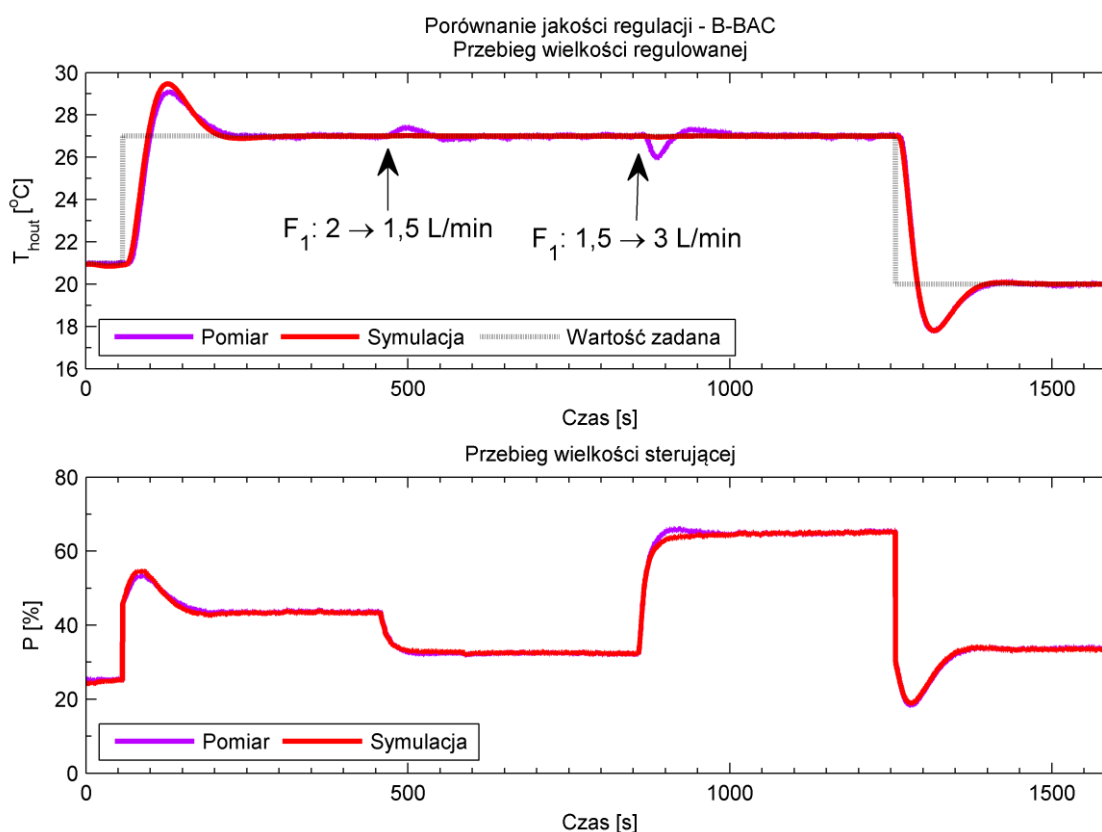
Natomiast wszystkie algorytmy poradziły sobie z problematyką sterowania w przedstawionym eksperymencie. Nawet najprostszy algorytm PI, którego implementacja nie wymaga specjalistycznej wiedzy, gdyż dostarczany jest jako funkcja w przemysłowych sterownikach, zapewnia stabilność procesu. Istotny jest w tym przypadku dobór nastaw, a wręcz wybór kryterium doboru nastaw. Przedstawione wyniki prezentują istotność badań symulacyjnych z wykorzystaniem modelu odzwierciedlającego możliwie najdokładniej badany obiekt. Przeprowadzenie badań tylko z wykorzystaniem rzeczywistej instalacji byłoby bardzo czasochłonne, a w przypadku zakłócenia pod postacią zmiany temperatury wody wpływającej do pieca, wręcz niemożliwe. Zastosowanie symulacji pozwoliło też przedstawić wniosek konieczności stosowania mechanizmu filtracji szumu w przypadku chęci zastosowania regulatora PID.

Aby potwierdzić słuszność przedstawionych wniosków, zgodnie z założeniami niniejszej pracy, dokonano porównania wyników symulacyjnych i uzyskanych przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla tych samych algorytmów i ich nastaw.

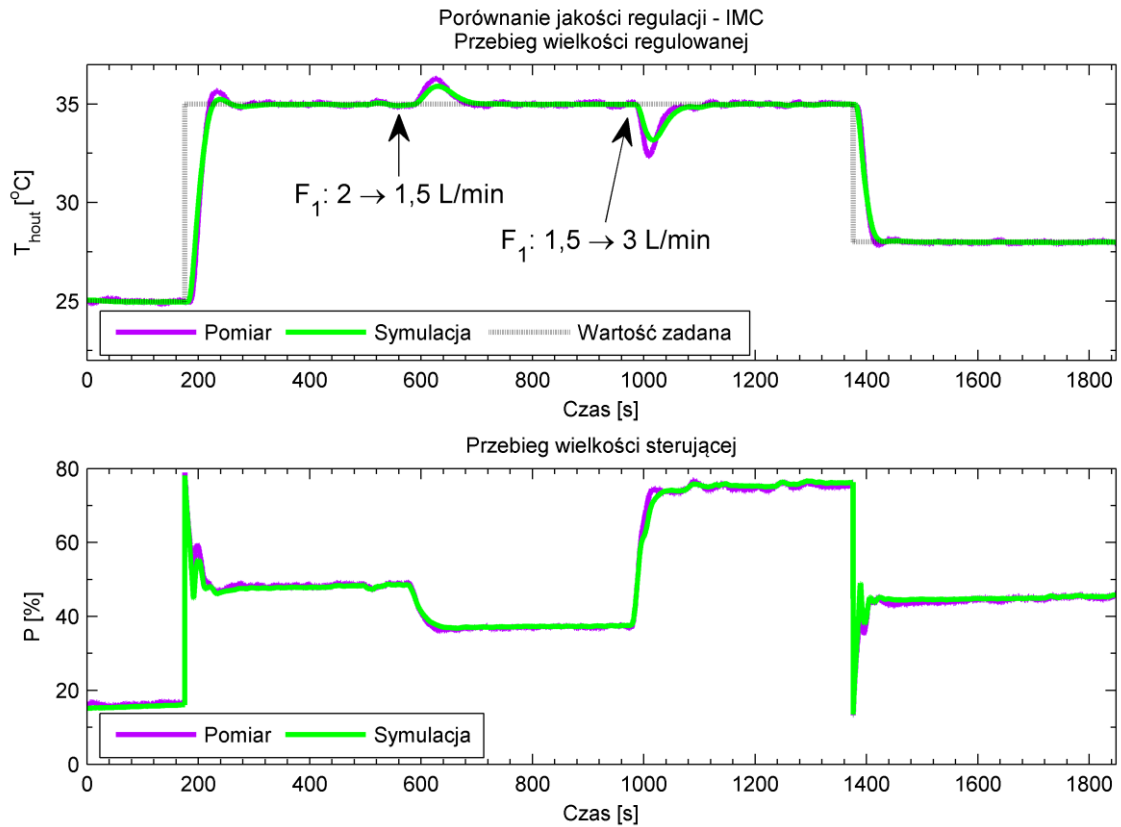
- Rysunek 4.8 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora B-BAC.
- Rysunek 4.9 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora IMC.
- Rysunek 4.10 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora DCM.
- Rysunek 4.11 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora PI, uzupełnionego o kompensację *FeedForward* od zakłóceń przepływu F_1 .
- Rysunek 4.12 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora PID, bez dodatkowej kompensacji *FeedForward*.

Wielkościami wprowadzanymi do symulacji były: przebieg wartości zadanej oraz przepływ F_1 . Przebiegi wielkości regulowanej wyznaczone były przy użyciu opisanego w niniejszej pracy modelu pieca.

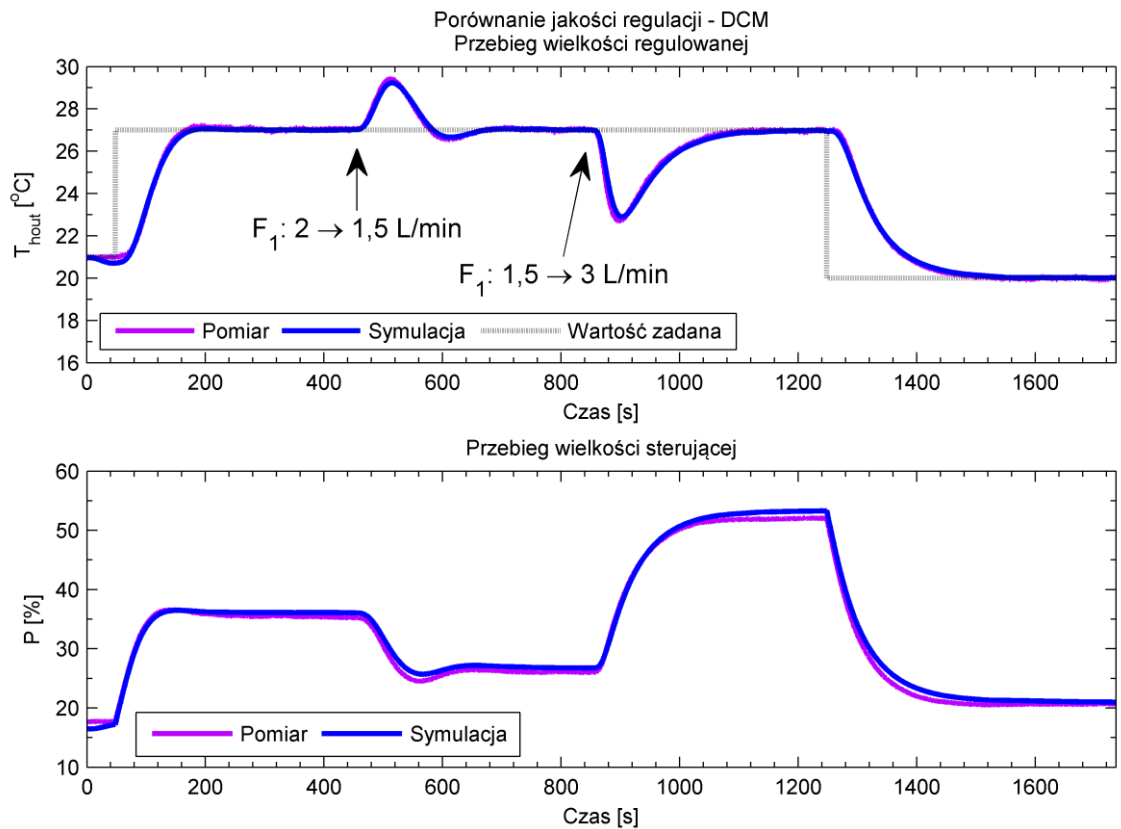
Zaprezentowane przebiegi pokazują niemal dokładne dopasowanie danych uzyskanych z pomiarów i symulacji. Zachowany jest charakter przebiegów, tempo zmian prezentowanych wielkości oraz ich zbliżenie do wartości. Największą rozbieżność można zauważyć dla regulatora B-BAC, który w rzeczywistości wykazuje nieco gorszą kompensację zakłóceń od przepływu F_1 , jednakże wciąż najlepszą spośród prezentowanych algorytmów. Wnioskuje się zatem, że przygotowany symulator spełnia postawione mu zadanie, umożliwiając uzyskanie praktycznie w pełni odtwarzalnego zachowania każdego z algorytmów sterowania, bez konieczności dokonywania dodatkowego strojenia.



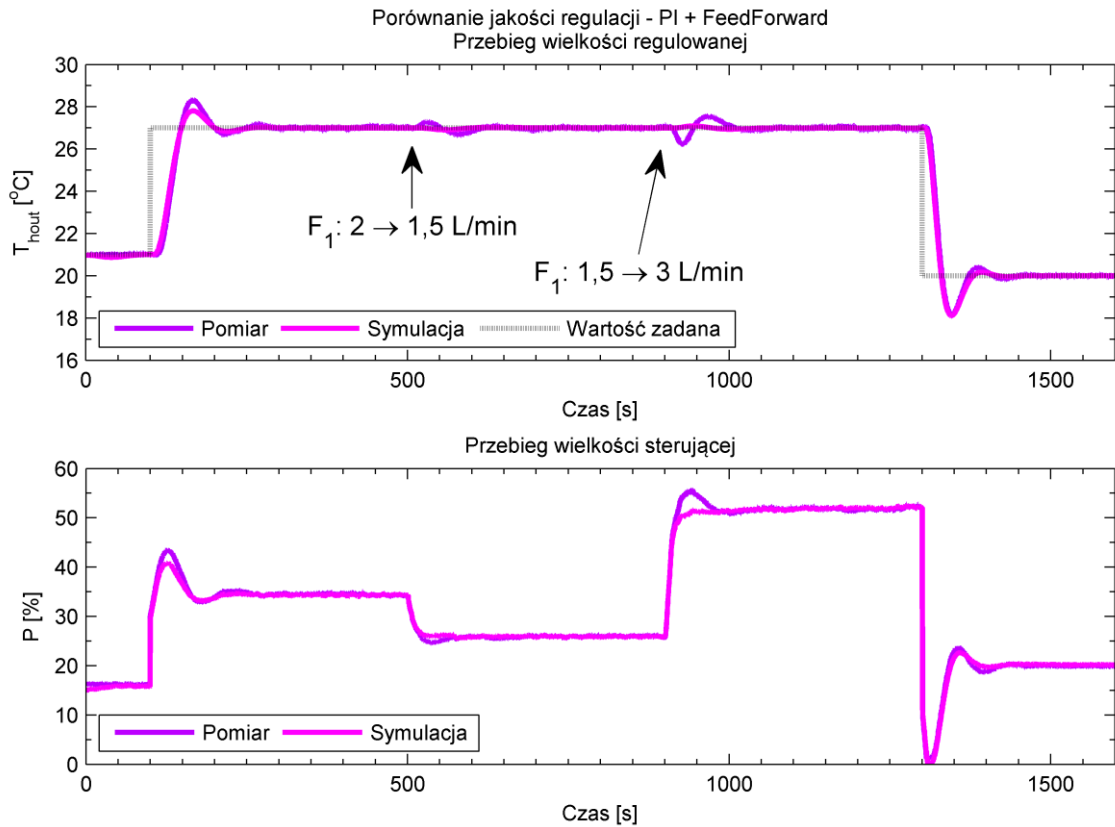
Rysunek 4.8 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC



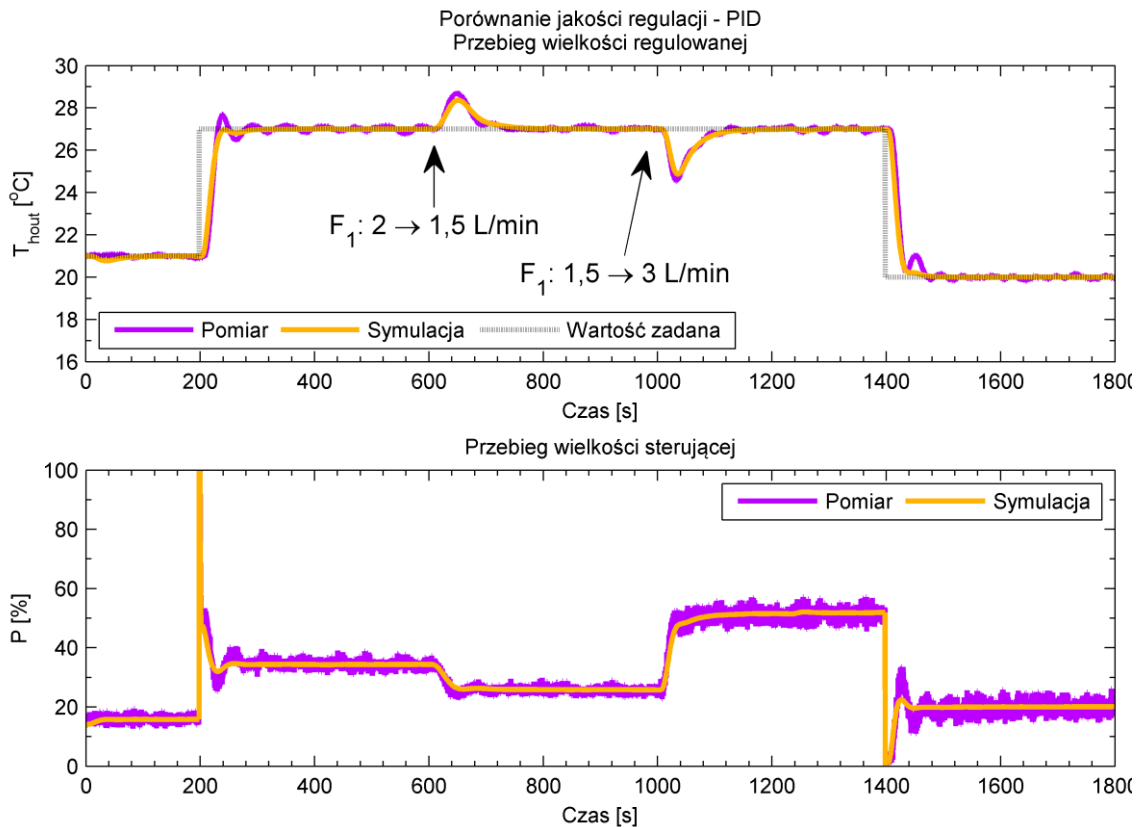
Rysunek 4.9 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora IMC



Rysunek 4.10 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora DCM



Rysunek 4.11 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora PI uzupełnionego o kompensację *FeedForward* od zakłóceń przepływu F_1



Rysunek 4.12 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora PID

Warto zauważyć, że analiza wpływu zaszumienia danych pomiarowych, wykonana symulacyjnie w rozdziale 4.2.2 w części poświęconej implementacji algorytmu PID, znajduje swoje odzwierciedlenie w rzeczywistości (rysunek 4.12). Widać znaczące oscylacje wielkości sterującej (widoczne szczególnie w porównaniu do przebiegu symulacyjnego, który nie był dodatkowo zaszumiany). Mają one negatywny wpływ na wartości wielkości regulowanej w stanach ustalonych, gdzie dostrzec można również drobne oscylacje wokół wartości zadanej. Natomiast żaden z pozostałych algorytmów nie jest podatny w podobnym stopniu na szum pomiarowy (rysunki 4.8 do 4.11). Zgodna z oczekiwaniem jest także poprawa kompensacji zakłócenia od zmian przepływu F_1 w przypadku regulatora PI, w odniesieniu do regulatora PID nie wyposażonego w kompensację *FeedForward*.

Jak zaznaczono na wstępie niniejszego rozdziału, oprócz porównania algorytmów, niniejsza analiza ma posłużyć wybraniu regulatora umożliwiającego minimalizację wpływu parametrów pracy instalacji na temperaturę wody wypływającej z pieca. Założenie o najszybszej kompensacji zakłóceń, w szczególności od przepływu F_1 , najlepiej spełnia algorytm B-BAC. On zatem będzie stosowany w dalszych rozważaniach w układzie regulacji stabilizującym temperaturę T_{hout} .

4.3. Regulacja temperatury wody wypływającej z wymiennika

W układach regulacji węzłów cieplnych, wielkością regulowaną jest temperatura wody wypływająca z wymiennika, najczęściej po stronie wtórnej (Chmielnicki, 2009; Ziembicki, 2012). W uogólnieniu, najczęstsze wymagania stawiane układom regulacji można podzielić na następujące dwa przypadki, w zależności od przeznaczenia węzła cieplnego:

- Układ regulacji stałowartościowej. Przykładem może być układ regulacji służący do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Zgodnie z obowiązującym prawem, temperatura wody w punkcie czerpalnym nie może być niższa niż 55°C i wyższa niż 60°C (Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie). Zastosowane algorytmy sterowania muszą być zatem wystarczająco szybkie, aby reagować na nagłe obniżenie temperatury wody wynikającej ze zwiększenia poboru. Jednocześnie konieczne jest zapewnienie braku przeregulowań, gdyż znaczne

przekroczenie maksymalnej dopuszczalnej temperatury wody może prowadzić do oparzeń ludzi czerpiących wodę. Układ regulacji C.W.U. powinien umożliwiać też okresowe podniesienie temperatury wody do zakresu pomiędzy 70°C a 80°C w celu przeciwdziałania rozwojowi bakterii Legionella.

- Układ regulacji nadążnej. Przykładem może być temperatura zasilania wewnętrznego układu C.O. bądź układu chłodzenia. Oprócz utrzymywania jej na stałym poziomie, w coraz bardziej popularnym podejściu wynikającym z ekonomii, stosuje się okresowe obniżenia temperatury zasilania układu C.O. w czasie, gdy zmniejszone jest zapotrzebowanie na ciepło (przykładowo: ogrzewany budynek jest pusty bądź znaczną część ciepła dostarczają warunki atmosferyczne). Dlatego układ regulacji powinien być nastrojony do śledzenia zmian wartości zadanej. Jednocześnie układ regulacji temperatury zasilania układu C.O. nie musi być ograniczony dopuszczalnymi przeregulowaniami. Należy jedynie zapewnić nieprzekraczalność maksymalnej temperatury elementów układu C.O. na poziomie 90°C (Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie).

Dla obu przypadków, wielkościami sterującymi mogą być (Gustafsson i in., 2010):

1. zmienny przepływ objętościowy czynnika grzewczego przez wymiennik, przy zachowaniu stałej jego temperatury;
2. stały przepływ objętościowy czynnika grzewczego przez wymiennik, przy zmiennej jego temperaturze;
3. zmienny przepływ objętościowy czynnika grzewczego przez wymiennik, przy równocześnie zmiennej jego temperaturze.

Z oczywistych względów zmiany parametrów czynnika ogrzewanego (jego przepływu i temperatury na wlocie do węzła cieplnego) nie mogą zostać użyte jako wielkości sterujące i muszą być traktowane jako zakłócenia.

Z wymienionych opcji, pierwsza jest najpowszechniejsza. Wynika to z niemożności zmiany w prosty sposób temperatury czynnika grzewczego zasilającego węzeł, natomiast zmianę wielkości przepływu czynnika przez wymiennik dokonać jest bardzo łatwo. Wszelkie zmiany temperatury zasilania należy zatem traktować jako zakłócenia. W ramach niniejszej pracy, analiza tej sytuacji oparta musi zostać przede wszystkim o badania symulacyjne, gdyż mała wydajność cieplna pieca elektrycznego nie pozwala na zachowanie stałej

temperatury wody wpływającej do wymiennika po stronie pierwotnej. Badania przy użyciu instalacji laboratoryjnej, pracującej z obiegiem pierwotnym w układzie zamkniętym (rysunek 2.1), pozwalają na dość bliskie odtworzenie tego przypadku jedynie w ograniczonym zakresie przepływów i z odpowiednio szybko działającym układem regulacji temperatury wody wypływającej z pieca. Jednakże nie jest możliwe uzyskanie braku wahań temperatury T_{lin} na skutek zmian przepływu F_1 .

Drugi z wymienionych przypadków może mieć miejsce, gdy nie ma możliwości sterowania przepływem (przykładowo: włączona na stałe pompa obiegowa), jednakże jest możliwość sterowania pracą źródła ciepła w układzie. Jest to przypadek często spotykany w instalacjach grzewczych domów jednorodzinnych, gdzie sterownik, na podstawie pomiaru temperatury powietrza w budynku, decyduje o włączeniu bądź wyłączeniu kotła grzewczego.

Trzeci z przypadków jest połączeniem dwóch poprzednich. Dla tego typu regulacji konieczne jest zastosowanie wielopoziomowego układu sterowania (np. typu agentowego), w którym nadrzędny obserwator na podstawie informacji zwrotnej z układów regulacji przepływu i temperatury decyduje o zmianach wartości jednej bądź obu wielkości regulowanych. Problematyka ta wykracza jednak poza ramy niniejszej pracy i nie będzie rozpatrywana.

W literaturze problematyka sterowania pracą układu dystrybucji ciepła (składającego się z samego tylko wymiennika, lub wymiennika i źródła ciepła) za pomocą zaawansowanych algorytmów regulacji podejmowana jest często. (Abe i in., 1994) zaprezentowali sterowanie rurowym wymiennikiem ciepła przy użyciu algorytmu IMC o jednym stopniu swobody a następnie porównali jego działanie z regulatorem IMC o dwóch stopniach swobody (Abe i in., 1996). (Alvarez-Ramirez i in., 1997) przedstawili wyprowadzenie regulatora odpornego (ang. *robust controller*) w oparciu o model matematyczny wymiennika oraz regulator linearyzujący z obserwatorem stanu. (Łaszczyk i Richalet, 1999) zaprezentowali i zweryfikowali praktycznie sterowanie pracą układu źródła ciepła (elektryczny piec przepływowy) – wymiennik ciepła przy użyciu algorytmu PFC dla dwóch struktur układu regulacji – kaskadowej i dwupętlowej. (Arbaoui i in., 2007) zaprezentowali sterowanie pracą wymiennika ciepła przy użyciu predykcyjnego algorytmu PFC. Nie dokonali jednak porównania z jakimkolwiek innym algorytmem. Sterowanie pracą wymiennika ciepła w oparciu o jego model fizyczny (uzupełniony regulatorem całkującym w celu eliminacji uchybu sterowania spowodowanego niedokładnością modelowania) zostało

zaprezentowane i symulacyjnie zweryfikowane dla wymiennika pracującego w układzie przeciwaprądowym (Maidi i in., 2009) oraz współprądowym (Maidi i in., 2010). (Khare i Singh, 2010) dokonali symulacyjnego porównania sterowania pracą wymiennika ciepła przy użyciu klasycznego algorytmu PID, uzupełnionego o mechanizm *FeedForward*, nastrojonego przy użyciu metodologii IMC a także samego algorytmu sterowania IMC. W pracy (Vasičkaninová i in., 2011) zaprezentowano symulacyjne badanie poprawy efektywności energetycznej (zmniejszenia zużycia medium grzewczego) poprzez sterowanie pracą wymiennika ciepła przy użyciu regulacji predykcyjnej opartej o sieć neuronową w porównaniu z klasycznym regulatorem PID. (Al-Dawery i in., 2012) zaprezentowali symulacyjne porównanie sterowania pracą wymiennika ciepła przy użyciu konwencjonalnych regulatorów PI i PID oraz regulatora rozmytego, dokonując także eksperymentalnej weryfikacji przy użyciu rzeczywistej instalacji. (Nowak i Czczot, 2013) przedstawili kaskadowy układ regulacji układu dystrybucji ciepła (składający się ze źródła ciepła i wymiennika ciepła połączonych rurociągami umożliwiającym ucieczkę ciepła do otoczenia) z wykorzystaniem regulatorów P i PI uzupełnionych o obserwator zmiennej stanu. (Kesavan i in., 2016) zaprezentowali porównanie jakości sterowania instalacją dystrybucji ciepła z wymiennikiem spiralno – tubowym przy użyciu regulatora PID dla różnych kryteriów doboru nastaw: Cohena – Coona, nastaw bazujących na regulacji IMC oraz uzyskanych przy użyciu algorytmu optymalizacji rojem cząstek (ang. *Particle Swarm Optimization* – PSO). (Frątczak i in., 2018) zaprezentowali i zweryfikowali praktycznie sterowanie pracą układu dystrybucji ciepła z wykorzystaniem kaskadowego układu regulacji, opartego o regulatory bazujące na modelach fizykalnych: B-BAC oraz jego implementacji w oparciu o model rozłożony dpB-BAC (ang. *distributed parameter B-BAC*). (Vasičkaninová i in., 2018) przedstawili kilka sposobów uzyskania regulatora odpornego (między innymi przy zastosowaniu twierdzenia o małym wzmocnieniu lub norm minimalizacji H_2 i H_∞) oraz dokonali ich porównania przy użyciu laboratoryjnej instalacji z wymiennikiem ciepła.

Dokonuje się zatem porównania zaawansowanych algorytmów sterowania w zakresie sterowania pracą węzła cieplnego przy użyciu obu dostępnych wielkości sterujących, to jest natężenia przepływu czynnika grzewczego (F_1) oraz temperatury czynnika grzewczego na wlocie do wymiennika (T_{1in}). Ponieważ na temperaturę T_{1in} ma także wpływ zadana moc pieca elektrycznego $P\%$, przewiduje się także syntezę układu regulacji wykorzystującego tę wielkość jako sterującą.

4.3.1. Uproszczony model wymiennika ciepła do syntezy układów regulacji

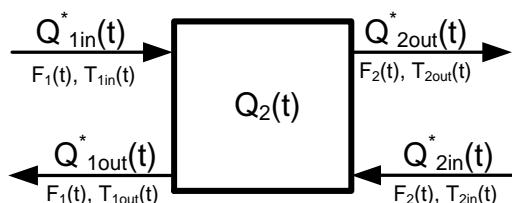
Analogicznie jak dla przypadku sterowania pracą pieca elektrycznego, przyjmuje się dwa rodzaje modelu uproszczonego wymiennika ciepła.

1. Model bazujący na zależnościach fizykalnych

Dla tego modelu określa się uproszczony bilans ciepła w wymienniku, rozpatrując go jako obiekt o parametrach skupionych. W celu możliwie największego jego uproszczenia, zakłada się:

- stałość ciepła właściwego i gęstości wody w czasie, także ich jednakowość dla obu obiegów wymiennika;
- brak zmian stanu skupienia wody wewnątrz wymiennika;
- idealne mieszanie wody wewnątrz wymiennika;
- brak pojemności cieplnej elementów wymiennika;
- idealną przenikalność cieplną przegród wymiennika;
- idealną izolację cieplną wymiennika.

Wobec tak postawionych założeń przyjąć można, że całkowita zmiana ilości ciepła zgromadzonego wewnątrz wymiennika zależy tylko od bilansu strumieni ciepła wprowadzanych i wyprowadzanych z wymiennika. Strumienie te są dostępne pomiarowo (znane są natężenia przepływów w każdym obiegu wymiennika a także temperatury na obu wlotach i wylotach z wymiennika). Ponieważ bilans ilości ciepła dla obiegu pierwotnego nie jest istotny z punktu widzenia układu regulacyjnego, wymiennik rozpatrzeć można jako jednokomorowy mieszalnik z ograniczonym wypływem. Schemat takiego bilansu cieplnego przedstawia rysunek 4.13.



Rysunek 4.13 – uproszczony bilans cieplny wymiennika ciepła

Prowadzi to do określenia następującego równania bilansowego (4.19).

$$\frac{dQ_2(t)}{dt} = Q_{1in}^*(t) + Q_{2in}^*(t) - Q_{1out}^*(t) - Q_{2out}^*(t) \quad (4.19)$$

Podstawiając do równania (4.19) ogólnie znane zależności opisujące strumienie ciepła i dokonując elementarnych przekształceń, uzyskuje się uproszczone równanie opisujące zmianę temperatury wody w wymienniku (4.20).

$$\frac{dT_{2out}(t)}{dt} = \frac{F_1(t)}{V_w} (T_{1in}(t) - T_{1out}(t)) + \frac{F_2(t)}{V_w} (T_{2in}(t) - T_{2out}(t)) \quad (4.20)$$

Jako V_w oznacza się zastępczą objętość roboczą wymiennika. Jej wartość dobiera się tak, aby charakter odpowiedzi modelu (4.20) na wymuszenie będące wybraną wielkością sterującą był zgodny z odpowiedzią obiektu rzeczywistego na takie samo wymuszenie.

Równanie (4.20) po przekształceniach opisanych w dalszej części pracy, służyć będzie do wyprowadzenia praw sterowania B-BAC i DCM, a także do wyprowadzenia transmitancji korektora *FeedForward* dla regulatorów PI(D).

2. Model oparty o element dynamiczny w postaci inercji pierwszego rzędu z opóźnieniem

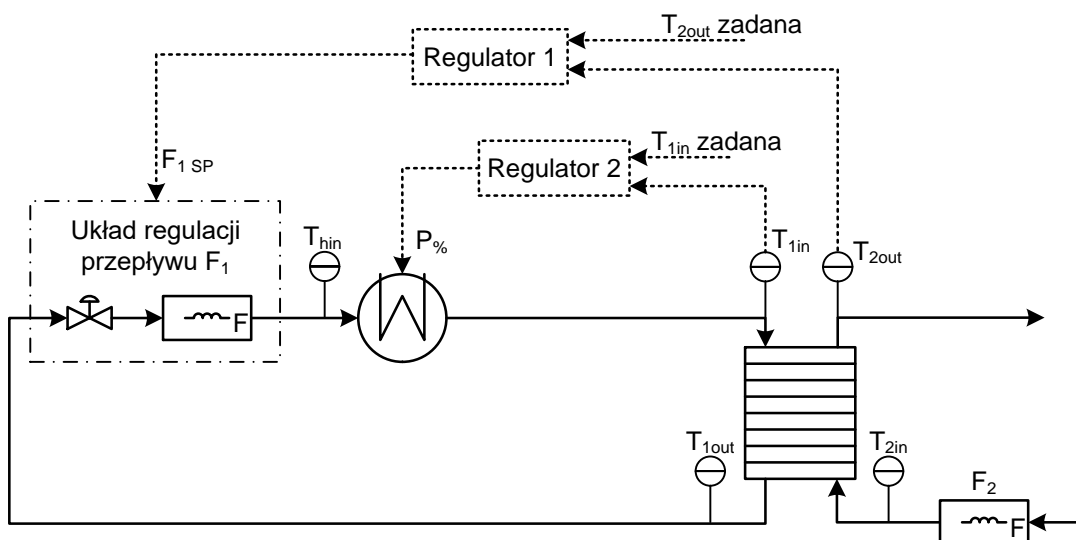
Model ten służy za model odniesienia dla algorytmu IMC, a także do wyznaczania nastaw poszczególnych regulatorów w metodzie *gain scheduling*. Za postać tego modelu przyjmuje się element inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem (FOPDT). Jego transmitancja reprezentuje zależność zmian temperatury wody wpływającej z wymiennika T_{2out} od wybranej wielkości sterującej, odpowiednio dla każdej struktury układu regulacji pracy wymiennika ciepła, opisanego w dalszej części pracy. Zakłada się niestacjonarność parametrów tego modelu, w zależności od zmian wielkości sterującej rozpatrywanej dla każdej ze struktur. Wszelkie pozostałe wielkości wejściowe, traktowane będą jako zakłócenia.

4.3.2. Dwupętlowa struktura układu regulacji

W tej strukturze układu regulacji, wydzielić można dwie, niezależne od siebie, pętle regulacji:

1. pętla regulacji temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej T_{2out} ;
2. pętla regulacji temperatury wody zasilającej wymiennik po stronie pierwotnej T_{1in} .

Schemat ideowy takiego układu regulacji prezentuje rysunek 4.14.



Rysunek 4.14 – dwupętlowa struktura układu regulacji

W tak zdefiniowanym układzie regulacji rozpatruje się następujące wielkości:

- Pętla numer 1:
 - wielkość regulowana: temperatura T_{2out} , °C;
 - wielkość sterująca: przepływ F_1 , L/min;
 - sygnał sterujący: wartość zadana przepływu F_1 wynikająca ze specyfiki pracy badanej instalacji cieplnej (jak opisano w rozdziale 3.3). Możliwe jest także zaprogramowanie regulatora tak, aby sygnałem sterującym był procent otwarcia zaworu lub sygnał wysyłany bezpośrednio do pozycjonera zaworu.
 - Mierzalne zakłócenia: temperatury T_{1in} i T_{2in} oraz przepływ F_2 .
- Pętla numer 2:
 - wielkość regulowana: temperatura T_{1in} , °C;
 - wielkość i sygnał sterujący: zadana moc pieca $P\%$, %;
 - mierzalne zakłócenia: temperatura T_{hin} oraz przepływ F_1 .

Dla poszczególnych pętli sterowania dobiera się następujące algorytmy regulacji:

1. Regulator 1 – regulator temperatury T_{2out}

Wyprowadzenie i implementację praw sterowania poszczególnych algorytmów regulacji i ich strojenie rozpoczyna się od doboru transmitancji uproszczonego modelu procesu (FOPDT). W rozpatrywanym przypadku, transmitancja ta opisuje zależność $\frac{\Delta T_{2out}}{\Delta F_1}$. Dla tak określonej funkcji przejścia, dokonuje się identyfikacji jej parametrów:

- wzmocnienia K_{FOPDT} – równanie (4.21);
- stałej czasowej T_{FOPDT} – równanie (4.22), s;
- czasu opóźnienia $T_{op FOPDT}$ – równanie (4.23), s.

Należy mieć na uwadze, że z punktu widzenia wartości wystawianej przez regulator 1, na charakter przebiegu opisanego tą transmitancją wpływ ma dynamika układu regulacji przepływu. Dlatego do wyznaczenia parametrów modelu FOPDT używa się nie tylko modelu wymiennika (z rozdziału 3.2), ale także modelu układu regulacji przepływu F_1 (z rozdziału 3.3). Dopasowanie modelu przeprowadzono w ograniczonym zakresie przepływu w obiegu pierwotnym, ze względu na konieczność zapewnienia odpowiedniej wydajności cieplnej pieca elektrycznego w rzeczywistej instalacji. Prowadzi to do uzyskania następujących zależności opisujących parametry modelu FOPDT wymiennika:

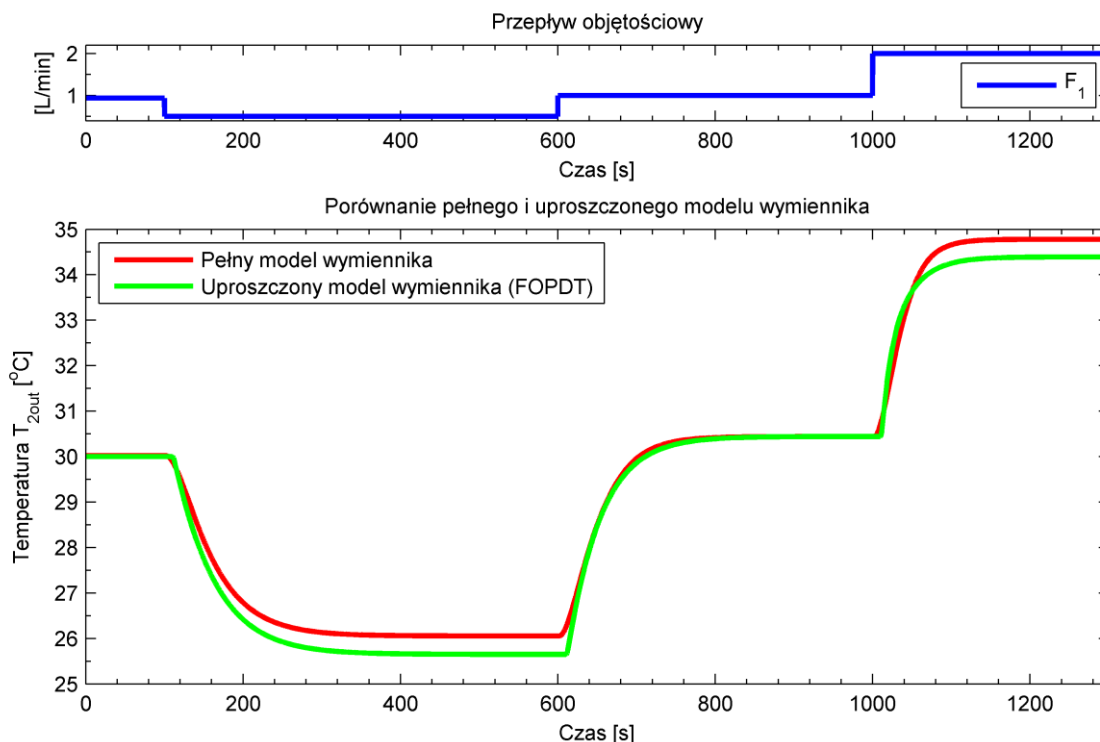
$$K_{FOPDT} = 13,21 \cdot e^{(-0,5796 \cdot F_1)} \quad (4.21)$$

$$T_{FOPDT} = 56,33 \cdot e^{(-0,3154 \cdot F_1)} \quad (4.22)$$

$$T_{op FOPDT} = 12,34 \cdot e^{(-0,09795 \cdot F_1)} \quad (4.23)$$

Porównanie pełnego modelu wymiennika wraz z modelem układu regulacji przepływu i modelu uproszczonego przedstawia wykres na rysunku 4.15.

Przedstawione dopasowanie jest zadowalające. Wnioskuje się zatem, że parametry modelu FOPDT mogą zostać wykorzystane do strojenia algorytmów regulacji, a także sam model FOPDT spełni zadanie modelu odniesienia dla algorytmu IMC.



Rysunek 4.15 – porównanie pełnego i uproszczonego modelu wymiennika

- B-BAC

Prawo sterowania B-BAC wyprowadza się w oparciu o równanie bilansowe (4.20). Przekształcając je tak, aby wielkością sterującą był przepływ F_1 , uzyskuje się następujące postaci funkcji f_i oraz g_i (4.24)

$$f_i = \frac{F_{2,i}}{V_w} \cdot (T_{2in,i} - T_{2out,i}), \quad g_i = \frac{T_{1in,i} - T_{1out,i}}{V_w} \quad (4.24)$$

Parametry λ i α wyznacza się w każdej i-tej iteracji przy użyciu tych samych zależności, jakie przedstawiono dla przypadku regulacji pieca (4.13). Natomiast odpowiednie parametry K_{PI} oraz T_{PI} wyznacza się dla tego przypadku na podstawie równań (4.21) ÷ (4.23) przy użyciu nastaw według Chiena, Hronesa i Reswicka, z kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, bez dopuszczalnego przeregulowania, co zapewni zastosowanie metody *gain scheduling* dla opisywanego użycia regulatora B-BAC.

- DCM

Dla algorytmu DCM zakłada się inercyjny model odniesienia dla przebiegu wartości wyjściowej (równanie (4.25)).

$$\tau \cdot T_{2_{out}}^{(1)} = -T_{2_{out}} + T_{2_{out} \text{ zad}} \quad (4.25)$$

Łącząc prawo sterowania (4.7) z modelem (4.20) i zależnością (4.25), uzyskuje się następujące prawo sterowania DCM, wyrażone równaniem (4.26):

$$F_1 = K_{DCM} \frac{\tau s + 1}{\mu s} \left(\frac{1}{\tau s + 1} T_{2_{out} \text{ zad}} - T_{2_{out}} \right) \quad (4.26)$$

W opisywanym zastosowaniu algorytmu DCM, zależności między parametrami występującymi w prawie sterowania są podobne jak dla przypadku sterowania piecem elektrycznym: utrzymano stosunek $10 \cdot \mu \approx \tau$, natomiast konieczne było zmniejszenie wzmocnienia regulatora do wartości $20 \cdot K_{DCM} \approx \tau$. Wartość parametru τ wyznacza się na bieżąco przy użyciu zależności (4.22) (*gain scheduling*).

- IMC

Za model odniesienia dla algorytmu IMC przyjmuje się opisany powyżej uproszczony model wymiennika w postaci FOPDT, którego parametry dane są równaniami (4.21) ÷ (4.23). Ponieważ model ten jest analogiczny do uproszczonego modelu pieca, prawo sterowania dla przypadku regulacji temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej będzie miało tę samą postać (równanie (4.16)). Jedynie wartości parametrów K_{FOPDT} oraz T_{FOPDT} wyznaczone będą dla tego przypadku wg równań (4.21) i (4.22). Obliczanie ich na bieżąco zapewni również w tym przypadku zastosowanie *gain schedulingu* dla regulatora IMC.

- PI z korekcją *FeedForward*

Do porównania z przedstawionymi zaawansowanymi algorytmami regulacji wybiera się algorytm PI. Wykorzystywanie części różniczkującej w algorytmie PID uznaje się za zbyt duże, ze względu na znaczące przenoszenie szumów pomiarowych, co wykazano w badaniach nad układem regulacji pieca. Potwierdzono to również dla opisywanego przypadku układu regulacji. Natomiast nagłe zmiany temperatury wody $T_{2_{out}}$ wynikać mogą przede wszystkim z nagłych zmian natężenia przepływu F_2 . W takim przypadku lepszy efekt od włączenia części różniczkującej da uzupełnienie algorytmu PI o korektor *FeedForward* od zmian przepływu F_2 . Jego transmitancję wyprowadza się dokonując linearyzacji równania (4.20) wokół wybranego punktu pracy i wyznaczając odpowiednie transmitancje (toru sterowania i toru zakłócenia) z równania (4.17). Na podstawie tych

obliczeń otrzymuje się końcową postać korektora *FeedForward* dla przypadku kompensacji zakłóceń wartości temperatury T_{2out} od zmian przepływu F_2 (równanie (4.27)).

$$K_{FeedForward} = - \frac{T_{2in,0} - T_{2out,0}}{T_{1in,0} - T_{1out,0}} \quad (4.27)$$

Indeks 0 oznacza wartość danej wielkości w stanie ustalonym w wybranym punkcie pracy. Wartość sterowania wyliczana przez korektor (4.27) będzie dodawana do wartości wystawianej przez regulator PI.

Nastawy algorytmu PI wyznaczone będą na bieżąco (*gain scheduling*) przy użyciu reguł Chiena, Hronesa i Reswicka, z kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, bez dopuszczalnego przeregulowania, przy wykorzystaniu zależności opisujących charakter uproszczonego modelu obiektu (równania (4.21) ÷ (4.23)).

2. Regulator 2 – regulator temperatury T_{1in}

Zgodnie z opisem układu regulacji temperatury wody wypływającej z pieca przepływowego, przedstawionym w rozdziale 4.2.3, stosuje się algorytm B-BAC. W niniejszym przypadku najlepiej wykorzystano jego zalety, to jest szybką kompensację zakłóceń: związanych ze zmianami natężenia przepływu F_1 , wynikających z działania regulatora węzła cieplnego, oraz wynikających z wahań temperatury T_{hin} ze względu na pracę instalacji laboratoryjnej w konfiguracji z zamkniętym obiegiem pierwotnym (rysunek 2.1).

Badania symulacyjne i analiza wyników

Przedstawione algorytmy sterowania porównano symulacyjnie dla układu regulacji węzła cieplnego. Aby możliwie najlepiej ocenić działanie algorytmów regulatora 1 bez wpływu regulatora 2, symulację przeprowadzono dla otwartego obiegu pierwotnego instalacji. Przebieg eksperymentu jest następujący:

1. Początek eksperymentu: wartość zadana $T_{2out\ zad} = 30^{\circ}C$, przepływy $F_1 = 0,94$ L/min oraz $F_2 = 1,5$ L/min, temperatury $T_{1in} = 40^{\circ}C$ oraz $T_{2in} = 20^{\circ}C$. Dla takich parametrów doprowadzano układ do stanu ustalonego.
2. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{2out\ zad}$ z $30^{\circ}C$ do $32^{\circ}C$.

3. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{2out\ zad}$ z 32°C do 30°C.
4. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_2 z 1,5 L/min do 1 L/min.
5. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_2 z 1 L/min do 1,5 L/min.
6. Skokowa zmiana wartości temperatury T_{1in} z 40°C do 35°C.
7. Skokowa zmiana wartości temperatury T_{2in} z 20°C do 15°C.

Zakłócenie opisane w punkcie 7 jest możliwe do uzyskania jedynie symulacyjnie i nie ma możliwości odtworzenia go w rzeczywistej instalacji laboratoryjnej. Wartości wskaźników jakości regulacji, wyznaczone dla każdego z rozpatrywanych algorytmów w trakcie opisanego eksperymentu symulacyjnego, przedstawia tabela 4.4.

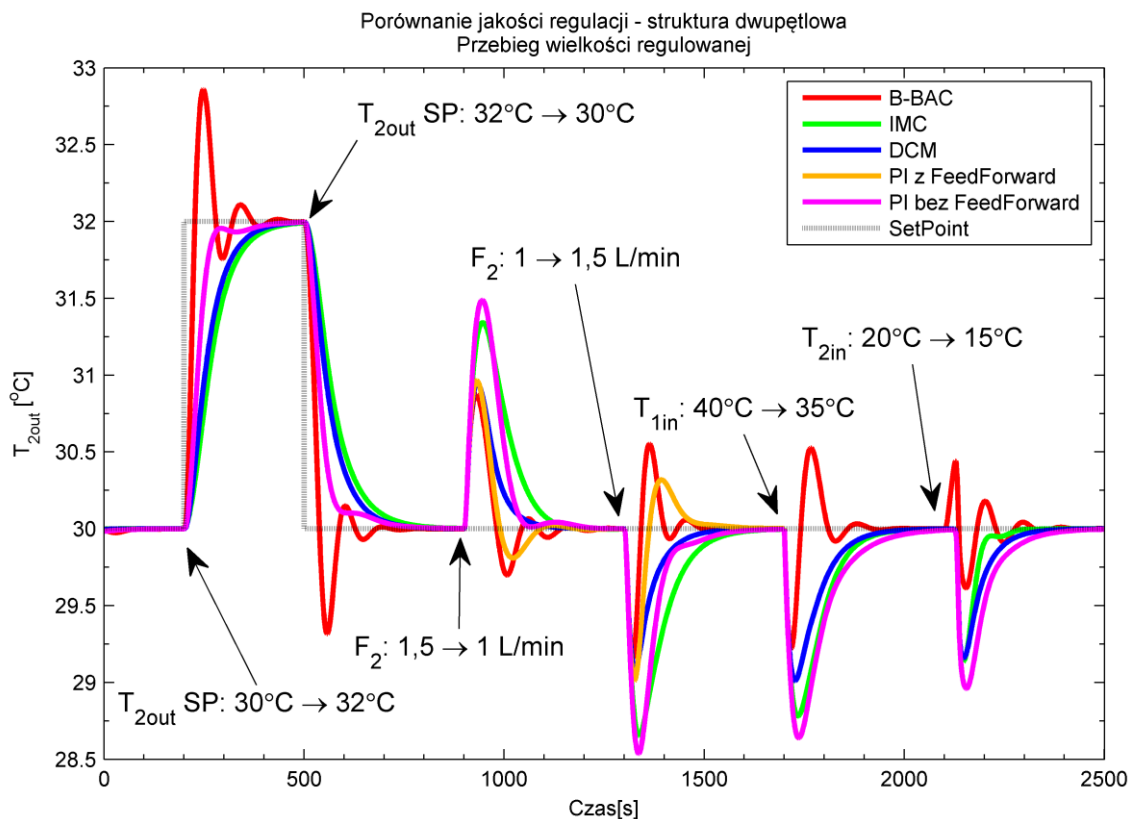
Tabela 4.4 – wartości wskaźników jakości regulacji dla regulatora 1 dwupętlowej struktury układu regulacji wężla cieplnego

Regulator	ISE	IAE	IADO
B-BAC	240,08	325,39	1,08
IMC	737,98	726,89	0,53
DCM	484,88	533,78	0,51
PI z <i>FeedForward</i>	456,88	513,95	0,64
PI bez <i>FeedForward</i>	610,46	616,03	0,58

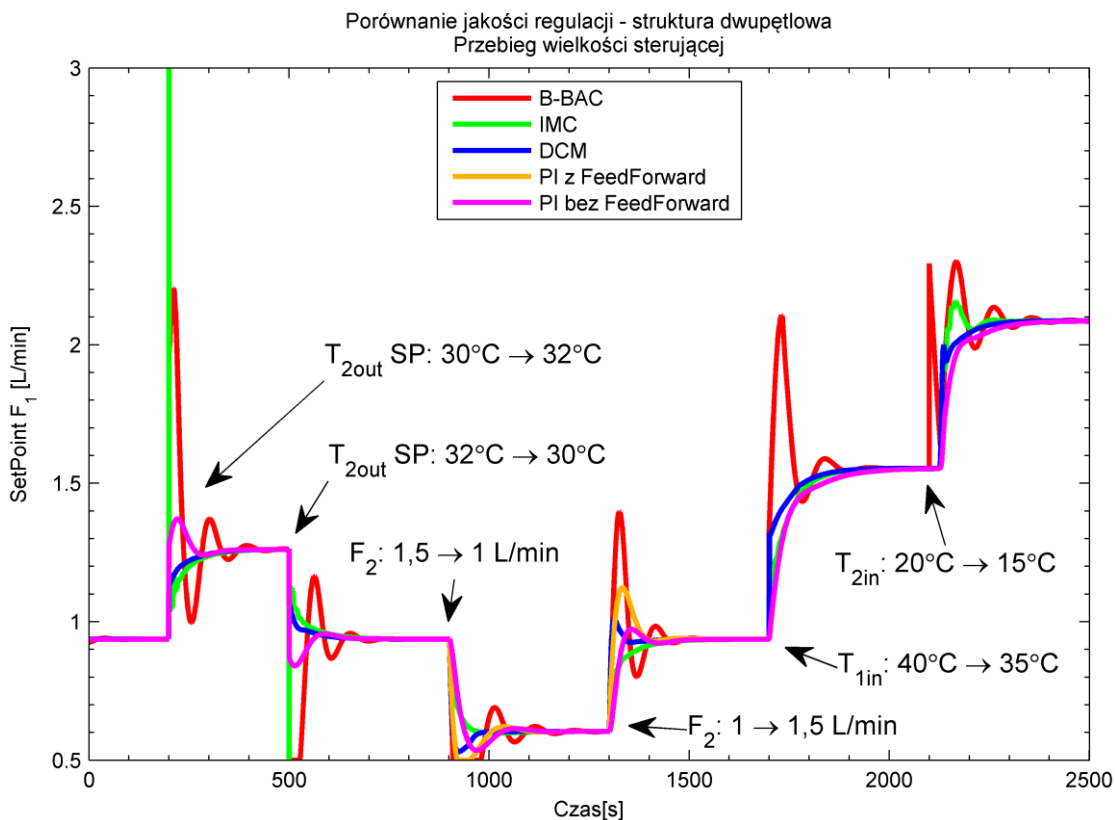
Porównanie przebiegów wielkości regulowanej dla poszczególnych algorytmów zostało zaprezentowane na rysunku 4.16, natomiast rysunek 4.17 przedstawia odpowiadające przebiegi wielkości sterującej.

Na podstawie zaprezentowanych przebiegów oraz wartości wskaźników z tabeli 4.4, przedstawia się następujące wnioski:

- Dla zmiany wartości zadanej, najlepszy przebieg wielkości regulowanej uzyskuje się dla regulatora PI (kompensator *FeedForward* nie ma wpływu na przebiegi regulacyjne dla zmian wartości zadanej). Algorytm B-BAC jest szybszy, ale wprowadza przeregulowania. Algorytm PI natomiast szybko doprowadza wielkość regulowaną do wartości bliskiej zadanej bez oscylacji. Czyni to także szybciej, niż pozostałe dwa algorytmy MBC (IMC i DCM).



Rysunek 4.16 – dwupętlowa struktura układu regulacji węzła ciepłego – przebieg wielkości regulowanej dla regulatora 1



Rysunek 4.17 – dwupętlowa struktura układu regulacji węzła ciepłego – przebieg wielkości sterującej dla regulatora 1

- Dla przypadku zakłócenia od zmiany natężenia przepływu F_2 , algorytmy B-BAC, DCM oraz PI uzupełniony o kompensator *FeedForward*, najlepiej i w równym stopniu ograniczają maksymalny uchyb. Algorytm DCM nie wprowadza jednak przeregulowań do przebiegu, co jest obserwowane dla algorytmu PI z kompensatorem *FeedForward* oraz w większym stopniu dla algorytmu B-BAC.
- Algorytmem typu MBC, który najszybciej reaguje na zmiany wartości temperatury T_{1in} oraz T_{2in} , jest B-BAC, z racji uwzględniania w prawie sterowania obu tych wartości. Jednakże wprowadza on niepożądane oscylacje, choć o niewielkich wartościach.
- W porównaniu do przypadku sterowania piecem przepływowym, najgorsze efekty uzyskuje się dla algorytmu IMC. Zdaniem autora, jest to wynikiem zastosowania uproszczonego modelu procesu (FOPDT), który dla pieca uwzględniał wpływ większej liczby wielkości wejściowych, niż ma to miejsce dla przypadku uproszczonego modelu wymiennika.
- We wszystkich przypadkach zakłóceń (od zmian wartości zadanej lub wielkości wejściowych), czas regulacji wszystkich algorytmów jest podobny i nie obserwuje się znaczącej przewagi któregośkolwiek algorytmu w szybkości osiągnięcia stanu ustalonego.

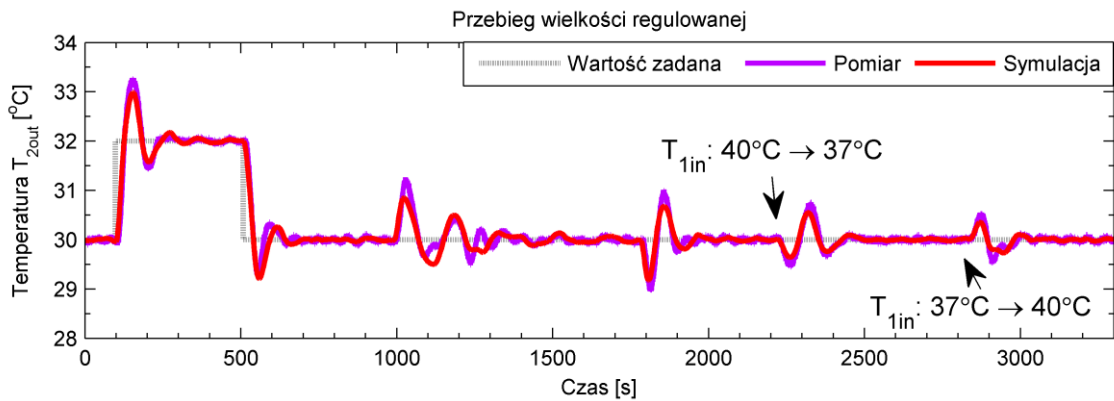
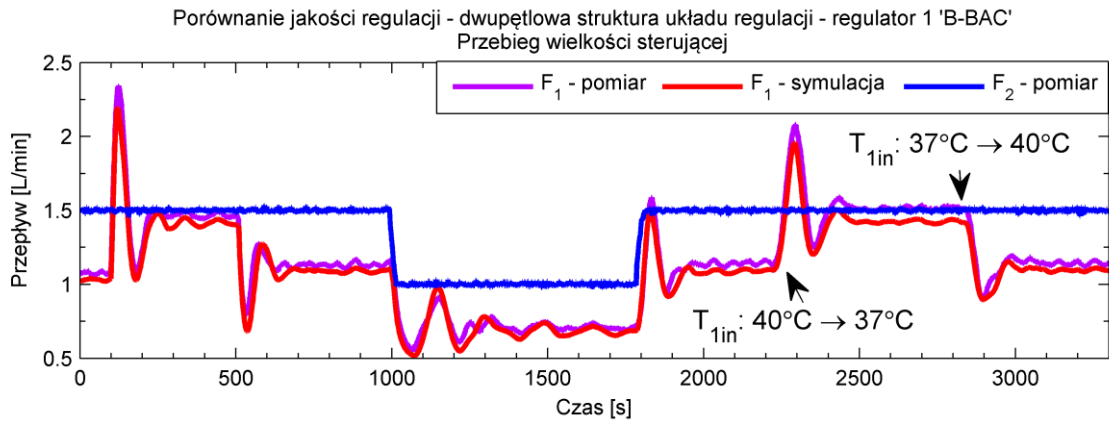
Podsumowując, dla omawianego przypadku układu regulacji, algorytm PI, nawet niewyposażony w układ kompensacji *FeedForward*, daje rezultaty wystarczające do zastosowania go w, opisanym we wstępie niniejszego rozdziału, układzie regulacji nadążnej dla przypadku sterowania pracą układu C.O. Dla przypadku układu regulacji stałowartościowej (regulacja C.W.U.) trudno jest wskazać jeden algorytm. Z punktu widzenia użytkownika, algorytmy B-BAC i PI z kompensacją *FeedForward* najszybciej kompensują zmianę temperatury T_{2out} w przypadku rozpoczęcia poboru wody (zakłócenie F_2), jednakże wprowadzają przeregulowania. Przypadek ten uznaje się za interesujący do dalszych badań, w czasie których można będzie ograniczyć liczbę porównywanych algorytmów do tych dwóch wskazanych, natomiast porównać wpływ ich strojenia. Równocześnie oba te algorytmy wymagają wyprowadzenia uproszczonego modelu wymiennika ciepła bazującego na zależnościach fizykalnych (dla B-BAC do syntezy prawa sterowania, dla PI do syntezy transmitancji korektora *FeedForward*), zatem żadnego z nich nie można wskazać jako prostszego do implementacji.

Aby zweryfikować powyższe wnioski, zgodnie z założeniami niniejszej pracy, dokonano porównania wyników symulacyjnych i uzyskanych przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla wybranych algorytmów, przy zachowaniu jednakowych nastaw regulatorów symulowanych i rzeczywistych.

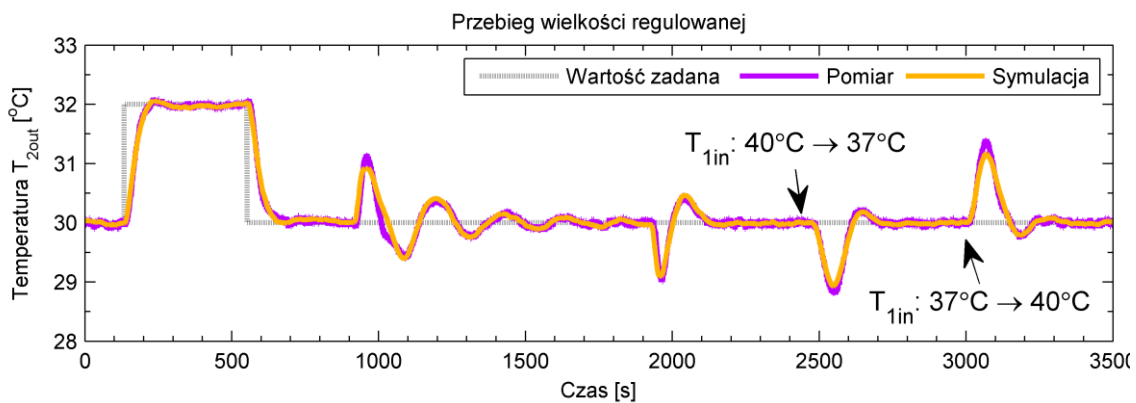
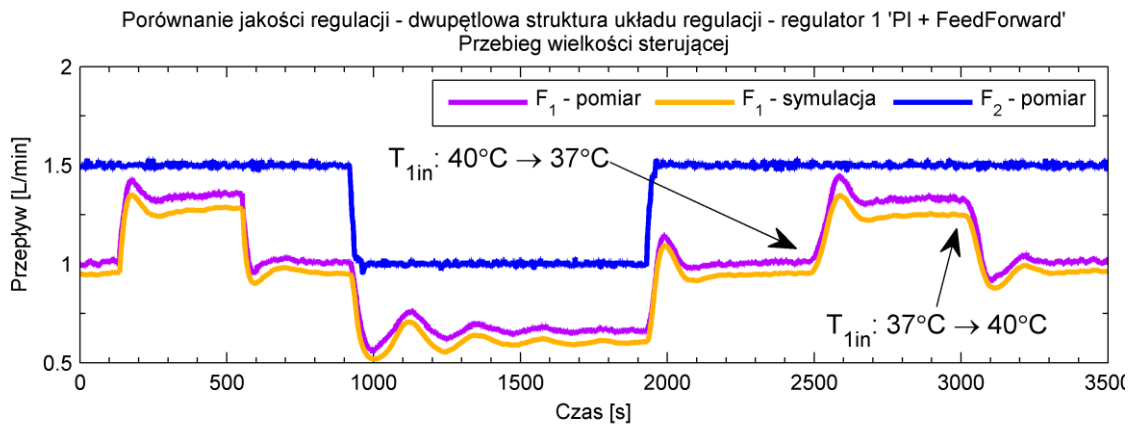
- Rysunek 4.18 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora 1 pracującego z algorytmem B-BAC.
- Rysunek 4.19 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora 1 pracującego z algorytmem PI, uzupełnionym o kompensator *FeedForward* od zakłóceń wynikających ze zmian przepływu F_2 .

Ponieważ głównym celem przedstawianych rozważań jest porównanie jakości regulacji regulatora 1, temperatura wody T_{1in} wpływającej do wymiennika wprowadzana jest do symulacji z danych pomiarowych zarejestrowanych przy użyciu instalacji. Z danych pomiarowych wprowadza się również wartość temperatury T_{2in} oraz natężenie przepływu F_2 . Pozostałe wielkości są symulowane – wielkość sterująca (przepływ F_1) przy użyciu opisanego w niniejszej pracy modelu układu regulacji przepływu (patrz: rozdział 3.3) natomiast wielkość regulowana (temperatura T_{2out}) przy użyciu modelu wymiennika opisanego w rozdziale 3.2.

Zaprezentowane przebiegi ukazują ponownie dość dokładne dopasowanie danych uzyskanych z pomiarów i symulacji, co dowodzi prawidłowego przygotowania modeli elementów instalacji cieplnej (w omawianym przypadku: wymiennika ciepła i układu regulacji przepływu F_1). Charakter przebiegów i tempo zmian prezentowanych wielkości jest podobny, także wartości symulowane i rzeczywiste poszczególnych wielkości są sobie bliskie. Dowiedziono zatem ponownie, że przygotowany symulator spełnia postawione mu zadanie, umożliwiając uzyskanie odtwarzalnego zachowania każdego z algorytmów sterowania.



Rysunek 4.18 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC



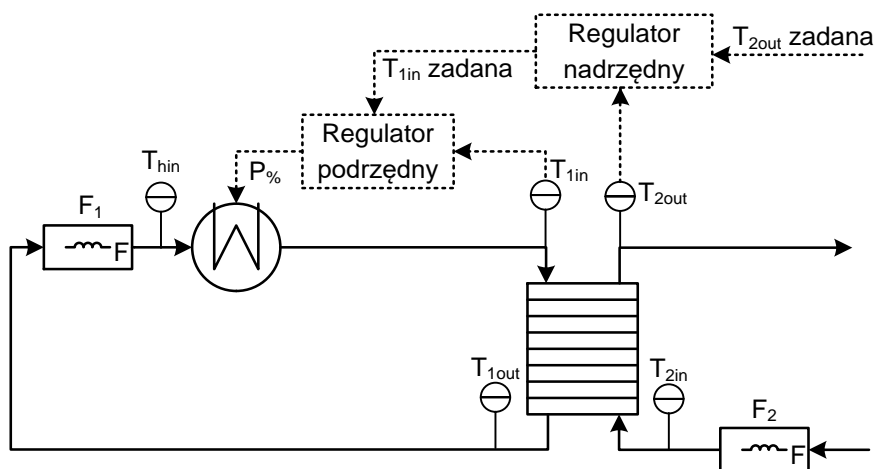
Rysunek 4.19 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora PI z kompensatorem *FeedForward*

4.3.3. Kaskadowa struktura układu regulacji

W tej strukturze układu regulacji, wydzielić można dwie, zależne od siebie, pętle regulacji:

1. pętla nadrzędna – regulacji temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej T_{2out} ;
2. pętla podrzędna – regulacji temperatury wody zasilającej wymiennik po stronie pierwotnej T_{1in} .

Schemat ideowy takiego układu regulacji prezentuje rysunek 4.20.



Rysunek 4.20 – kaskadowa struktura układu regulacji

W tym układzie regulacji rozpatruje się następujące wielkości:

- Pętla nadrzędna:
 - wielkość regulowana: temperatura T_{2out} , °C;
 - wielkość sterująca: temperatura T_{1in} , °C;
 - sygnał sterujący: wartość zadana temperatury T_{1in} , °C;
 - mierzalne zakłócenia: temperatura T_{2in} oraz przepływy F_1 i F_2 ;
- Pętla podrzędna:
 - wielkość regulowana: temperatura T_{1in} , °C;
 - wielkość i sygnał sterujący: zadana moc pieca $P\%$, %;
 - mierzalne zakłócenia: temperatura T_{hin} oraz przepływ F_1 .

Dla poszczególnych pętli sterowania dobiera się następujące algorytmy regulacji:

1. Regulator nadrzędny – regulator temperatury T_{2out}

Podobnie jak dla przypadku dwupętlowej struktury układu regulacji węzła cieplnego, wyprowadzenie i implementację praw sterowania poszczególnych algorytmów regulacji i ich strojenie rozpoczyna się od doboru transmitancji uproszczonego modelu procesu (FOPDT). W rozpatrywanym przypadku, transmitancja ta opisuje zależność $\frac{\Delta T_{2out}}{\Delta T_{1in\ zadana}}$. Ponieważ transmitancja ta obejmuje układ regulacji temperatury T_{1in} , a regulator podrzędny wyposażony jest w mechanizm *gain scheduling*, toteż parametry modelu będą stałe względem wielkości sterującej. Z tego też powodu, regulator nadrzędny nie będzie wyposażony w mechanizm *gain scheduling* dla żadnego z algorytmów. Wykorzystując opisany we wcześniejszej części pracy symulator wraz z układem regulacji temperatury T_{1in} uzyskano przebiegi, na podstawie których, stosując metodę dwóch punktów, wyznaczono następujące wartości parametrów FODPT:

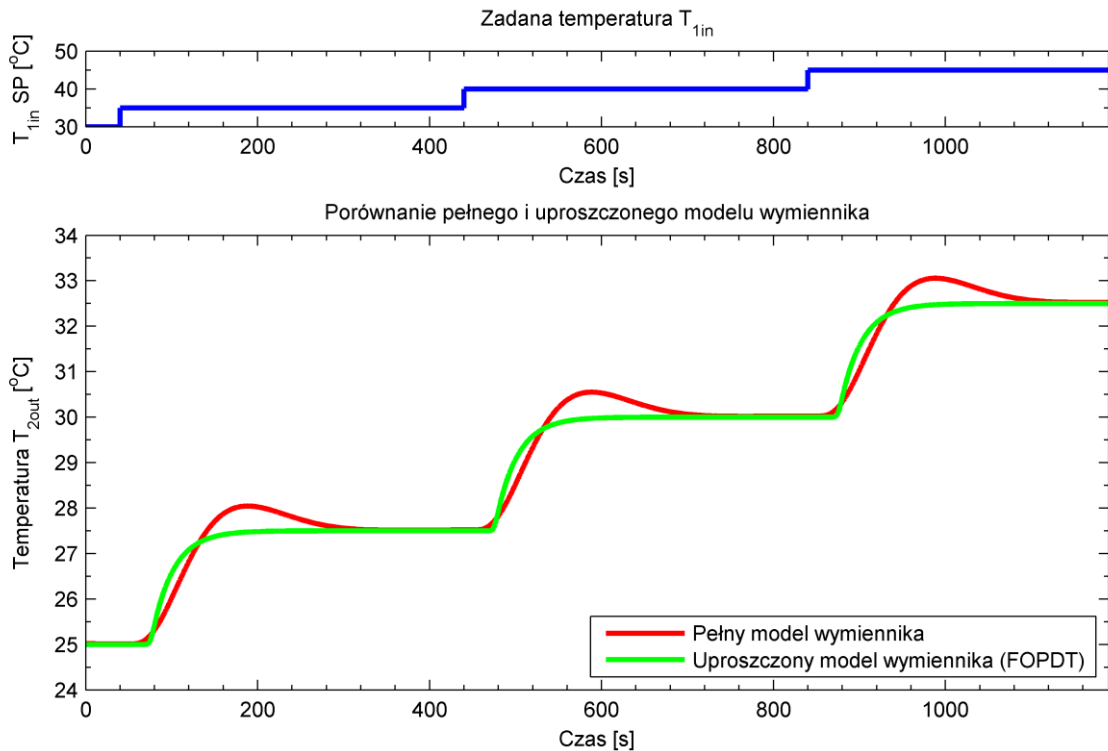
$$\text{Wzmocnienie: } K_{FOPDT} = 0,5 \quad (4.28)$$

$$\text{Stała czasowa: } T_{FOPDT} = 25 \text{ s} \quad (4.29)$$

$$\text{Czas opóźnienia: } T_{op\ FOPDT} = 35 \text{ s} \quad (4.30)$$

Porównanie pełnego modelu wymiennika (rozdział 3.2), wraz z pełnym modelem pieca (rozdział 3.1) i układem regulacji temperatury T_{1in} (rozdział 4.2), względem modelu uproszczonego przedstawia wykres na rysunku 4.21.

Zaprezentowany przebieg potwierdza stacjonarność modelu. Uzyskane dopasowanie uznaje się za wystarczające. Zauważalne są rozbieżności wynikające z charakteru układu regulacji temperatury T_{1in} . Są one jednak nieodtworzalne przy użyciu modelu w postaci FOPDT. Wnioskuje się zatem, że parametry modelu FOPDT mogą zostać wykorzystane do strojenia algorytmów regulacji, a także sam model FOPDT spełni zadanie modelu odniesienia dla algorytmu IMC.



Rysunek 4.21 – porównanie pełnego i uproszczonego modelu wymiennika

- B-BAC

Prawo sterowania B-BAC wyprowadza się w oparciu o równanie bilansowe (4.20). Przekształcając je tak, aby wielkością sterującą była wartość temperatury T_{1in} , uzyskuje się następujące postaci funkcji f_i oraz g_i (4.31):

$$f_i = \frac{F_{2,i}}{V_w} \cdot (T_{2in,i} - T_{2out,i}) - F_{1,i} \cdot T_{1out,i}, \quad g_i = \frac{F_{1,i}}{V_w} \quad (4.31)$$

Parametry λ i α wyznacza się w każdej i -tej iteracji przy użyciu tych samych zależności, jakie przedstawiono dla przypadku regulacji pieca (4.13). Natomiast odpowiednie parametry K_{PI} oraz T_{PI} wyznacza się dla tego przypadku przy użyciu nastaw według Chiena, Hronesa i Reswicka, z kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, bez dopuszczalnego przeregulowania, na podstawie wartości (4.28) ÷ (4.30).

- DCM

Prawo sterowania DCM dla omawianego przypadku regulacji temperatury T_{2out} , przy zastosowaniu zadanej temperatury T_{1in} jako wielkości sterującej, uzyskane poprzez uwzględnienie prawa sterowania (4.7), modelu (4.20) i inercyjnej trajektorii odniesienia wielkości regulowanej (4.25), wyrażone jest równaniem (4.32).

$$T_{1in\ zadana} = K_{DCM} \frac{\tau s + 1}{\mu s} \left(\frac{1}{\tau s + 1} T_{2out\ zad} - T_{2out} \right) \quad (4.32)$$

Wartość parametru τ równa jest wartości (4.29), utrzymano także stosunek $10 \cdot \mu \approx \tau$. Na etapie badań ustalono wzmocnienie K_{DCM} tak, aby uzyskiwać możliwie najkrótszy czas regulacji przy aperiodycznym charakterze przebiegu wielkości regulowanej.

- IMC

Ponieważ model odniesienia dla algorytmu IMC jest postaci FOPDT, prawo sterowania również dla tego przypadku przyjmuje postać transmitancji (4.16). Parametry K_{FOPDT} oraz T_{FOPDT} przyjmują wartości odpowiednio (4.28) i (4.29).

- PI z korekcją *FeedForward*

Do porównania z przedstawionymi zaawansowanymi algorytmami regulacji wybiera się algorytm PI, uzupełniony o korektor *FeedForward* od zmian przepływu F_2 . Jego transmitancję wyprowadzono w oparciu o zależności (4.17) i (4.20). Dla omawianej struktury układu regulacji węzła cieplnego, końcowa postać korektora *FeedForward* dla przypadku kompensacji zakłóceń wartości temperatury T_{2out} od zmian przepływu F_2 dana jest transmitancją (4.33).

$$K_{FeedForward} = - \frac{T_{2in,0} - T_{2out,0}}{F_{1,0}} \quad (4.33)$$

Indeks 0 oznacza wartość danej wielkości w stanie ustalonym w wybranym punkcie pracy. Wartość sterowania wyliczana przez korektor (4.33) będzie dodawana do wartości wystawianej przez regulator PI.

Nastawy algorytmu PI wyznacza się przy użyciu reguł Chiena, Hronesa i Reswicka, z kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, bez dopuszczalnego przeregulowania, przy wykorzystaniu zależności (4.28) ÷ (4.30) opisujących charakter uproszczonego modelu obiektu.

2. Regulator podrzędny – regulator temperatury T_{1in}

W regulatorze podrzędnym wykorzystano algorytm B-BAC, zaproponowany dla tego układu regulacji w rozdziale 4.2.3. Mimo, iż regulator ten gorzej sprawuje się w przypadkach zmian wartości zadanej, które w przedstawionym układzie regulacji węzła

pochodzą od regulatora nadrzędnego, to jednak uznaje się, że szybka kompensacja zakłóceń związanych ze zmianami natężenia przepływu F_1 i wynikających z wahania temperatury T_{hin} , stanowi odciążenie dla regulatora nadrzędnego w kompensowaniu zmian temperatury T_{2out} od tychże zakłóceń. Ma to szczególne znaczenie w przypadku badań porównawczych algorytmów, prowadzonych z wykorzystaniem instalacji rzeczywistej pracującej z zamkniętym obiegiem pierwotnym.

Badania symulacyjne i analiza wyników

Przedstawione algorytmy sterowania zostały porównane symulacyjnie dla układu regulacji węzła cieplnego. Przebieg eksperymentu symulacyjnego jest następujący:

1. Początek eksperymentu: wartość zadana $T_{2out\ zad} = 30^{\circ}\text{C}$, przepływy $F_1 = 0,94\text{ L/min}$ oraz $F_2 = 1,5\text{ L/min}$, temperatury $T_{1in} = 40^{\circ}\text{C}$ oraz $T_{2in} = 20^{\circ}\text{C}$. Dla takich parametrów doprowadzano układ do stanu ustalonego.
2. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{2out\ zad}$ z 30°C do 32°C .
3. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{2out\ zad}$ z 32°C do 30°C .
4. Skokowa zmiana wartości temperatury T_{2in} z 20°C do 15°C .
5. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_2 z $1,5\text{ L/min}$ do 1 L/min .
6. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_2 z 1 L/min do $1,5\text{ L/min}$.
7. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_1 z $0,94\text{ L/min}$ do $1,3\text{ L/min}$.

Wartości wskaźników jakości regulacji, wyznaczone dla każdego z rozpatrywanych algorytmów, przedstawia tabela 4.5.

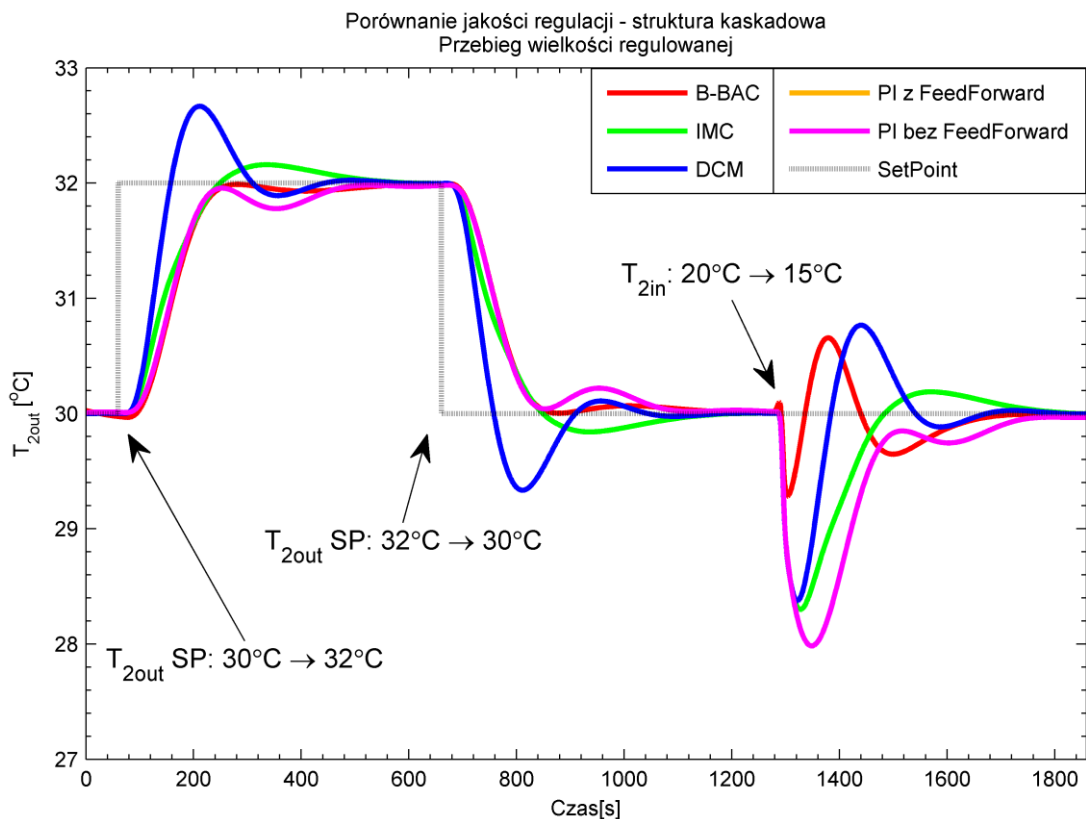
Tabela 4.5 – wartości wskaźników jakości regulacji dla regulatora nadrzędnego kaskadowej struktury układu regulacji węzła cieplnego

Regulator	ISE	IAE	IADO
B-BAC	1637,97	1302,36	12,05
IMC	1948,01	1450,67	26,16
DCM	1515,38	1269,08	10,26
PI z <i>FeedForward</i>	2332,66	1744,85	8,52
PI bez <i>FeedForward</i>	3314,41	1959,74	6,69

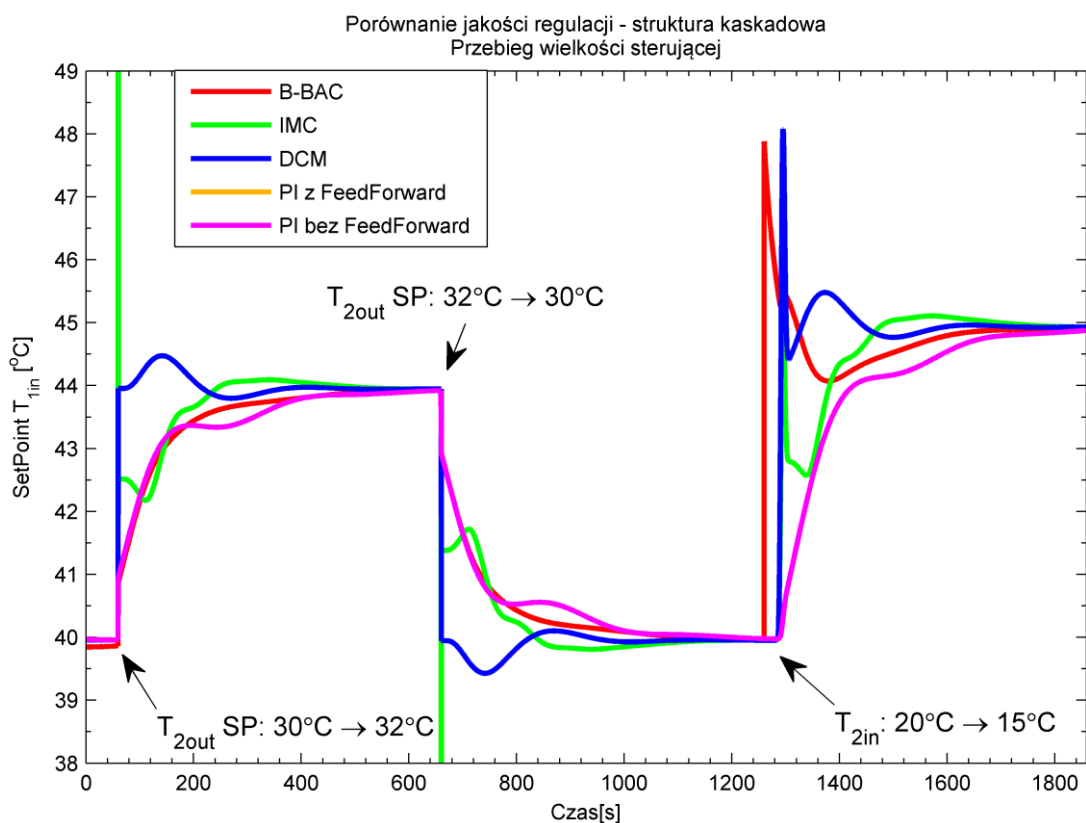
Ze względu na czytelność wykresów, porównanie przebiegów wielkości regulowanej i sterującej poszczególnych algorytmów zostało podzielone na dwie części. Rysunki 4.22 i 4.23 przedstawiają przebiegi wielkości sterującej i regulowanej dla zmian temperatur w układzie, natomiast rysunki 4.24 i 4.25 przedstawiają przebiegi tych wielkości dla zmian przepływów.

Na podstawie zaprezentowanych przebiegów oraz wartości wskaźników z tabeli 4.5 wnioskuje się:

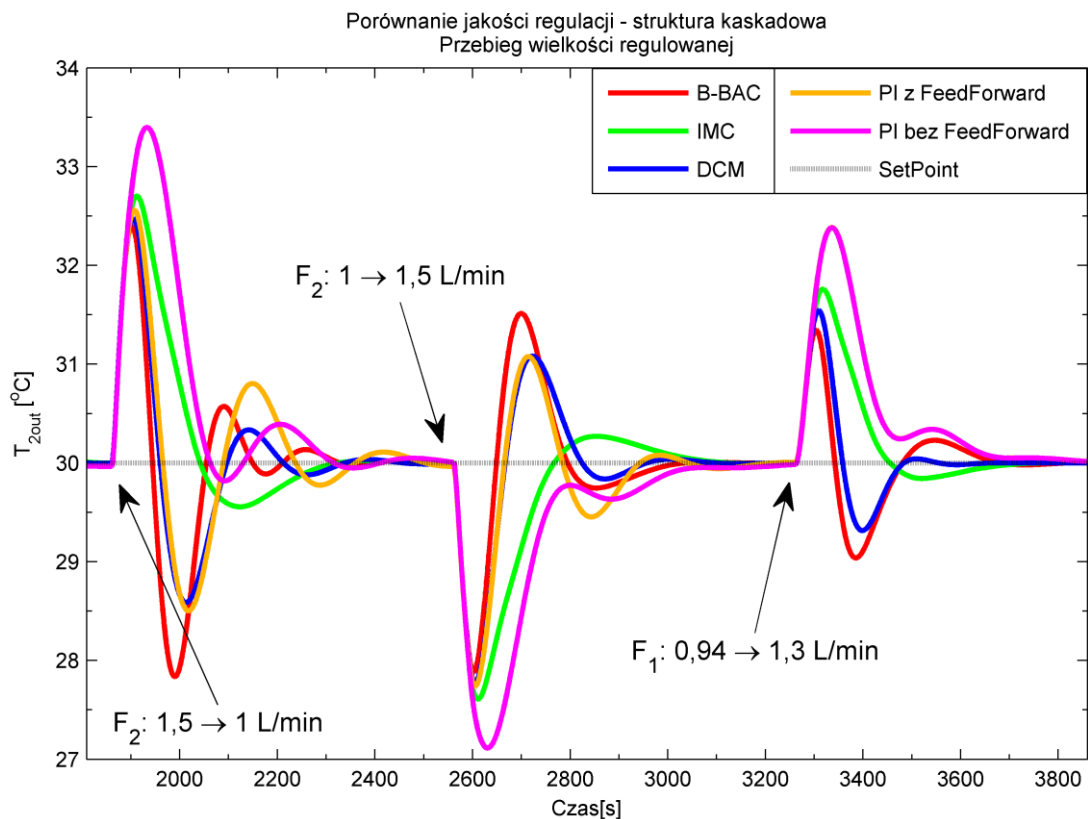
- Dla zmiany wartości zadanej, najlepszy przebieg wielkości regulowanej uzyskuje się dla regulatora B-BAC. Nieznacznie gorszy jest regulator PI. Oba te algorytmy nie wprowadzają przeregulowania, obserwowana jest natomiast nieznaczna oscylacja. Równie szybki jest algorytm IMC, jednakże wprowadza on nieznaczne przeregulowanie. Najszybciej dochodzącym do wartości zadanej, ale i z największym przeregulowaniem, jest przebieg uzyskany przez regulator DCM. Uzyskane rezultaty są ciekawe, gdyż w obu poprzednich opisywanych układach regulacji (pieca i dwupętlowej struktury układu regulacji węzła cieplnego) wyniki były przeciwne – IMC i DCM wprowadzały sterowanie bez przeregulowań, w przeciwieństwie do regulatora B-BAC.
- Dla przypadku zakłóceń: od zmiany temperatury T_{2in} oraz zmiany przepływu F_1 , analogicznie jak dla struktury dwupętlowej, najmniejsze odchylenie od wartości zadanej zapewnia algorytm B-BAC.
- Można zaobserwować, że największy problem dla wszystkich algorytmów regulacji stanowią zmiany przepływu F_2 . Najmniejsze maksymalne odchylenia od wartości zadanej zapewniają algorytmy: DCM oraz PI uzupełniony o korektor *FeedForward* od zmian przepływu F_2 . W przypadku regulatora DCM oscylacje wielkości regulowanej zanikają najszybciej. W przypadku pozostałych algorytmów początkowe odchylenie od wartości zadanej jest większe. Różna jest także liczba i amplituda oscylacji.
- Podobnie jak dla przypadku struktury dwupętlowej, czas regulacji wszystkich algorytmów jest podobny i nie obserwuje się znaczącej przewagi któregośkolwiek algorytmu w szybkości osiągnięcia stanu ustalonego, po wprowadzeniu do układu zakłócenia, pod postacią zmiany wartości zadanej lub jednej z wielkości wejściowych.



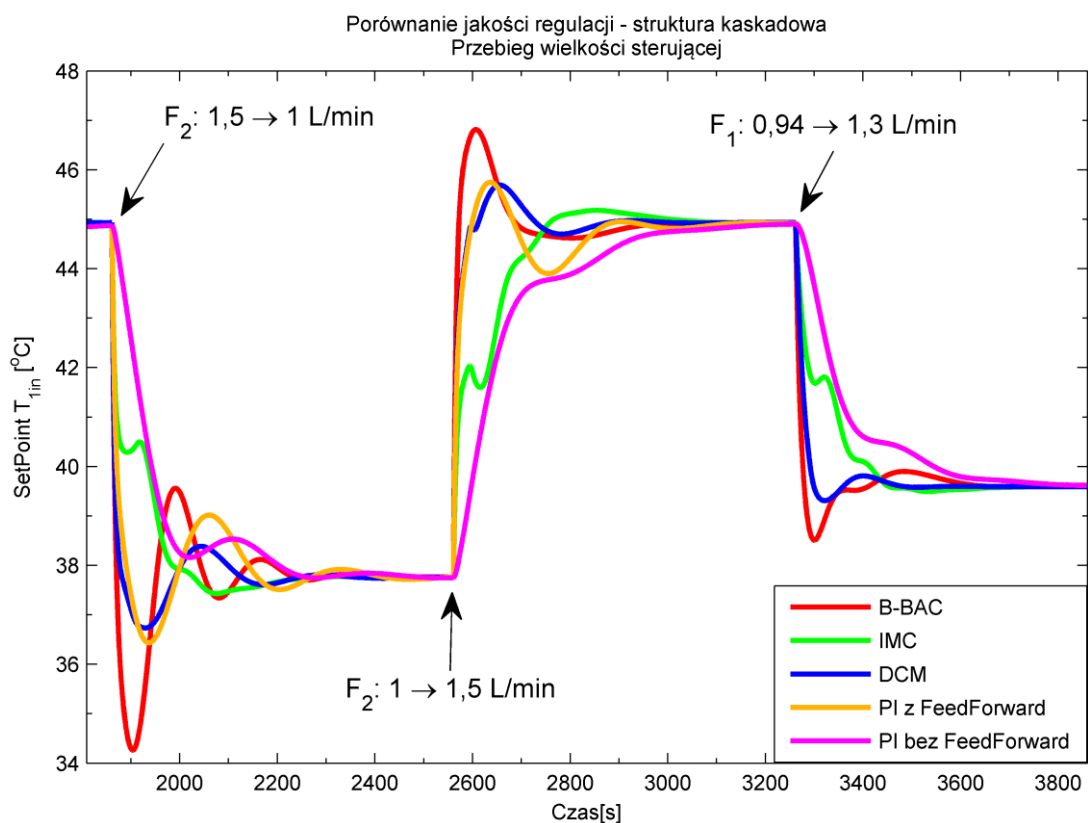
Rysunek 4.22 – kaskadowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości regulowanej dla regulatora nadrzędnego. Zakłócenia od zmian temperatur.



Rysunek 4.23 – kaskadowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości sterującej dla regulatora nadrzędnego. Zakłócenia od zmian temperatur.



Rysunek 4.24 – kaskadowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości regulowanej dla regulatora nadrzędnego. Zakłócenia od zmian przepływów.



Rysunek 4.25 – kaskadowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości sterującej dla regulatora nadrzędnego. Zakłócenia od zmian przepływów.

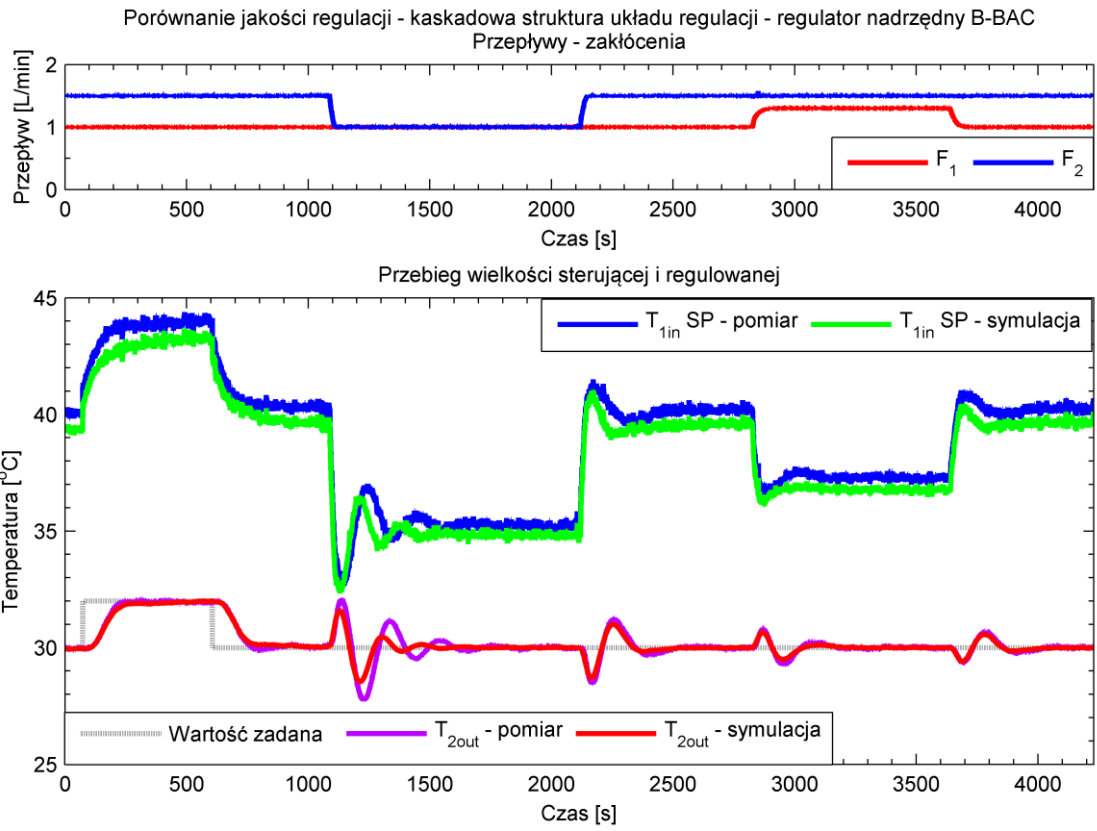
Interesującym przypadkiem do poddania dalszym badaniom, jest porównanie innej kombinacji pary algorytmów dla regulatorów nadrzędnego i podrzędnego. W szczególności zastosowanie algorytmów IMC i DCM dla regulatora podrzędnego, gdyż charakteryzowały się one najmniejszymi przeregulowaniami przy zmianach wartości zadanej. Pod rozwagę można poddać także inne reguły strojenia algorytmów.

Podsumowując, w przypadku kaskadowej struktury układu regulacji węzłem cieplnym, dla układu regulacji nadążnej, gdy spodziewane wahania przepływu F_2 są niewielkie (przykładowo: włączona na stałe pompa obiegowa o niezmiennej wydajności), jako algorytm w regulatorze nadrzędnym zastosowany zostać może najprostszy algorytm PI. W takim przypadku nie wymaga on zastosowania kompensatora *FeedForward*, a jego nastawy są stałe (brak *gain schedulingu*). Wymaga to jednak odpowiedniego regulatora w pętli podrzędnej, którego wyprowadzenie może być już trudniejsze. Warto jednak zauważyć, że regulator podrzędny i regulator 2 (z dwupętlowej struktury układu regulacji węzła cieplnego) są tożsame. Natomiast regulator nadrzędny może zostać uproszczony względem regulatora 1. W przypadku stałowartościowego sterowania pracą węzła, za najbardziej przydatny uznaje się algorytm IMC, gdyż wprowadza on najmniejszą liczbę oscylacji do przebiegów wielkości regulowanej. Przyjmując, że tak sterowanym układem jest układ przygotowania C.W.U., przewiduje się, że zastosowanie w punktach czerpalnych zaworów termostatycznych, może dodatkowo wytłumić niepożądane z punktu widzenia użytkownika zmiany temperatury T_{2out} .

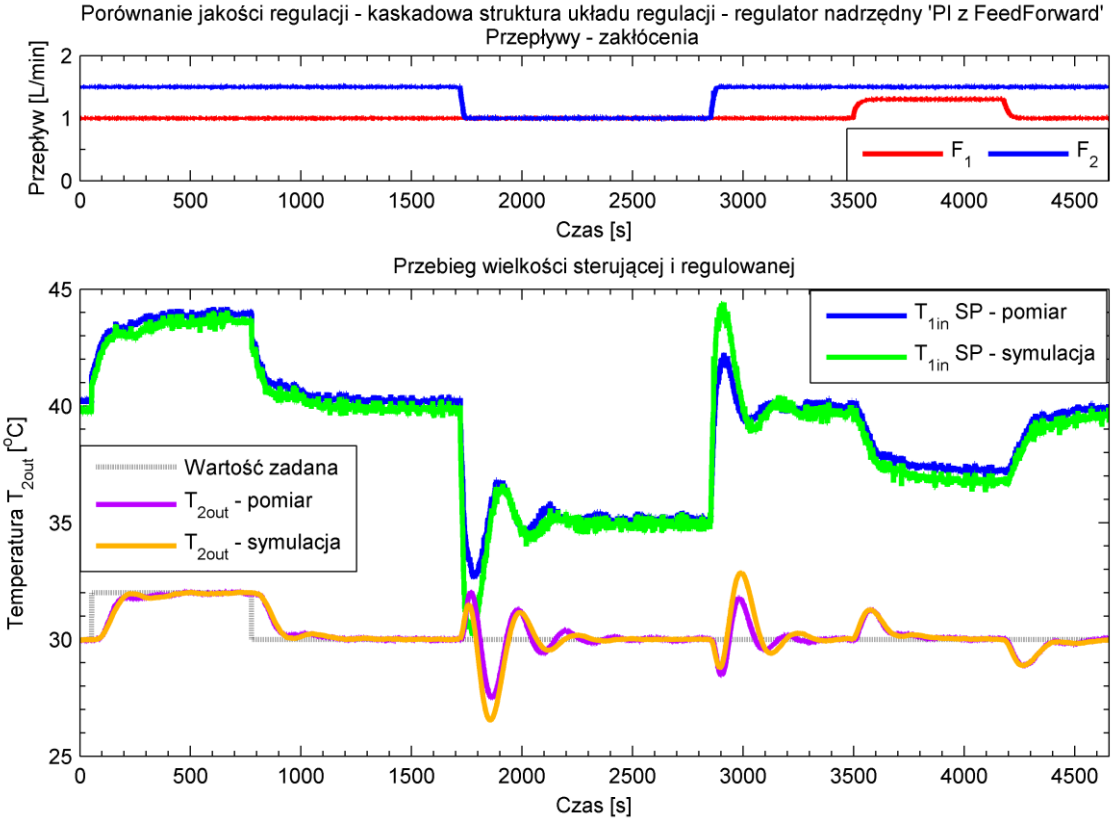
Wyniki symulacji porównano z wynikami uzyskanymi przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla wybranych algorytmów.

- Rysunek 4.26 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora nadrzędnego pracującego z algorytmem B-BAC.
- Rysunek 4.27 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora nadrzędnego pracującego z algorytmem PI, uzupełnionym o kompensator *FeedForward* od zakłóceń wynikających ze zmian przepływu F_2 .

Z danych pomiarowych do symulacji wprowadzane są: temperatury T_{hin} i T_{2in} , oraz natężenia przepływów F_1 i F_2 , które stanowią jedyne (poza zmianą wartości zadanej) źródło zakłóceń. Symulowane są: uzyskiwana temperatura T_{1in} przy użyciu pełnego modelu pieca (patrz: rozdział 3.1) natomiast wielkość regulowana (temperatura T_{2out}) przy użyciu modelu wymiennika opisanego w rozdziale 3.2.



Rysunek 4.26– porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC

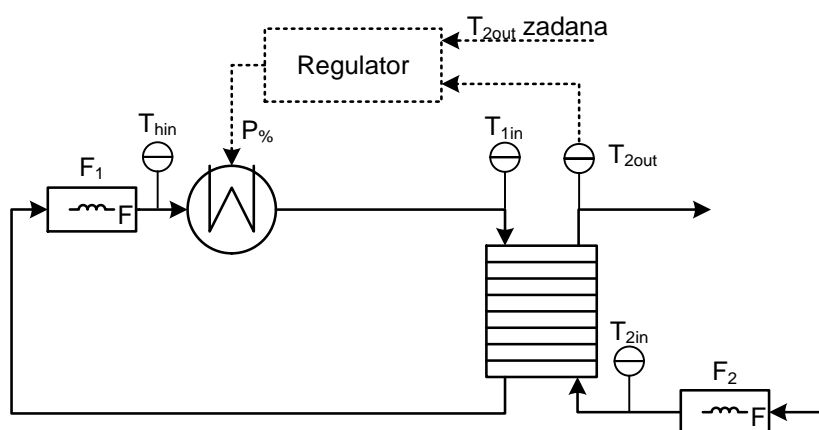


Rysunek 4.27 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora PI z kompensatorem *FeedForward*

Charakter zaprezentowanych symulowanych i rzeczywistych przebiegów, tempo zmian wielkości i ich wartości, są sobie bliskie. Największe rozbieżności występują dla zakłóceń od zmian przepływu F_2 , dla których reakcje algorytmów mają charakter skokowy, co najmocniej uwidacznia wszelkie niedoskonałości modeli. W pozostałych przypadkach, gdy zmiany mają charakter inercyjny, tak duże rozbieżności są niewidoczne. Można zatem przyjąć, że odtworzenie przebiegów dla algorytmów IMC i DCM z podobną dokładnością jest również możliwe.

4.3.4. Jednopętlowa struktura układu regulacji

Jest to najprostsza, z możliwych do zrealizowania przy wykorzystaniu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej, struktur układu regulacji węzła cieplnego. Schemat ideowy takiego układu regulacji prezentuje rysunek 4.28.



Rysunek 4.28 – jednopętlowa struktura układu regulacji

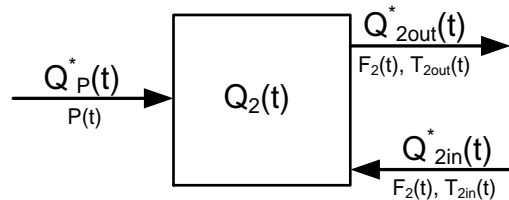
W tym układzie regulacji rozpatruje się następujące wielkości:

- wielkość regulowana: temperatura T_{2out} , °C;
- wielkość sterująca: temperatura T_{1in} , °C;
- sygnał sterujący: procent mocy pieca $P\%$, %;
- mierzalne zakłócenia: temperatury T_{hin} i T_{2in} , oraz przepływy F_1 i F_2 .

Podobnie jak dla opisanych wcześniej struktur układu regulacji węzła cieplnego, syntezę praw sterowania rozpoczyna się od przygotowania uproszczonego modelu procesu.

1. Model bazujący na zależnościach fizykalnych - modyfikacja

Model ten wyprowadza się na podstawie uproszczonego modelu zaprezentowanego w części pierwszej rozdziału 4.3.1. Zastępuje się w nim strumień ciepła, wprowadzane i wyprowadzane z obiegu pierwotnego, przez strumień ciepła dostarczany przez grzałkę umieszczoną w piecu. Schemat tego bilansu przedstawiono na rysunku 4.29.



Rysunek 4.29 – schemat uproszczonego bilansu cieplnego wymiennika ciepła z uwzględnieniem w układzie pieca elektrycznego

Prowadzi to do określenia następującego równania bilansowego (4.34):

$$\frac{dQ_2(t)}{dt} = Q_{2in}^*(t) - Q_{2out}^*(t) + Q_P^*(t) \quad (4.34)$$

Podstawiając do równania (4.34) ogólnie znane zależności opisujące strumień ciepła i dokonując elementarnych przekształceń, uzyskuje się uproszczone równanie opisujące zmianę temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej (T_{2out}) (4.35).

$$\frac{dT_{2out}(t)}{dt} = \frac{F_2(t)}{V_w} (T_{2in}(t) - T_{2out}(t)) + \frac{P(t)}{c_w \cdot \rho \cdot V_w} \quad (4.35)$$

gdzie:

- c_w – ciepło właściwe cieczy, $J/(kg \cdot K)$ – dla wody $4189,9 J/(kg \cdot K)$;
- ρ – gęstość cieczy kg/L – dla wody $1 kg/L$;
- $P(t)$ – moc grzałki liczona według wzoru (2.1), W .

Zastępczą objętość roboczą wymiennika V_w dobiera się tak, aby zachować szybkość odpowiedzi modelu (4.35) na zmianę wielkości sterującej, zgodną z szybkością obiektu rzeczywistego, z pominięciem opóźnienia obserwowanego w dynamice pieca elektrycznego, które nie jest uwzględnione w modelu (4.35).

2. Model oparty o element dynamiczny w postaci inercji pierwszego rzędu z opóźnieniem

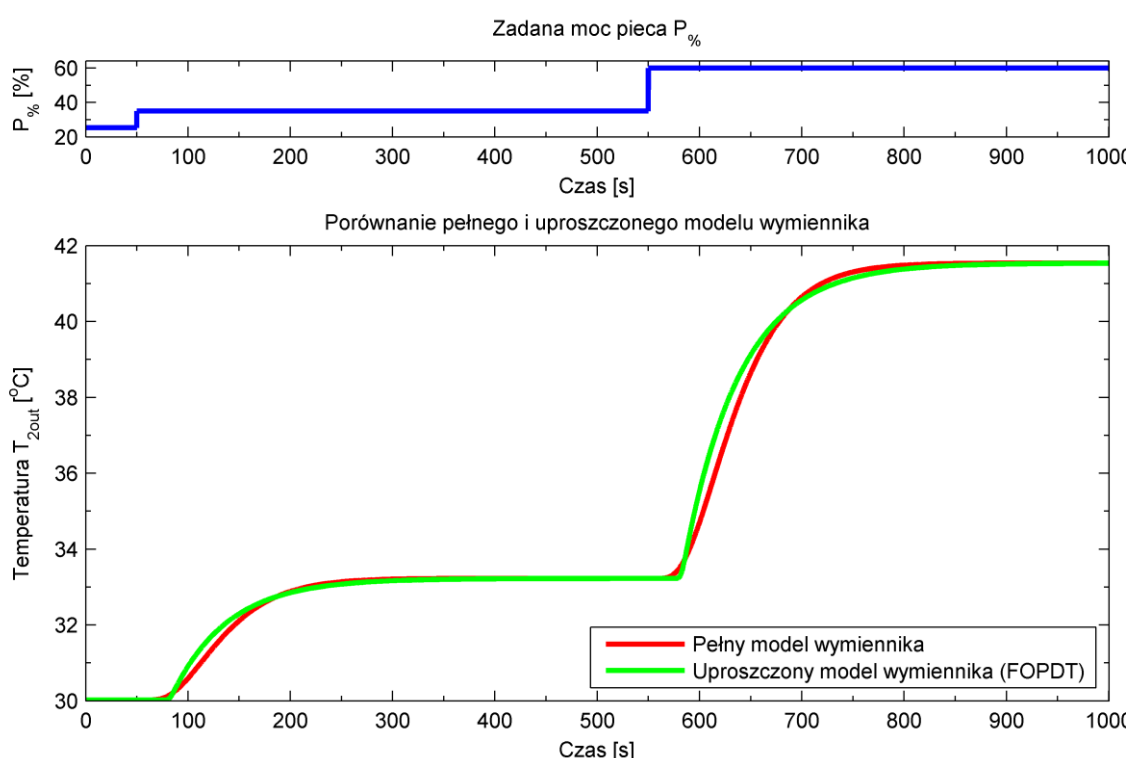
W rozpatrywanym przypadku, transmitancja modelu FOPDT opisuje zależność $\frac{\Delta T_{2out}}{\Delta P}$. Wartości parametrów tego modelu wyznaczono stosując metodę dwóch punktów, wykorzystując opisywany w pracy symulator, który w omawianym przypadku składał się z pełnych modeli: wymiennika (rozdział 3.2) i pieca (rozdział 3.1) połączonych modelem krótkiego odcinka rurociągu łączącego te dwa obiekty (rozdział 3.4). Uzyskano następujące wartości parametrów modelu FOPDT:

$$\text{Wzmocnienie: } K_{FOPDT} = 0,33 \quad (4.36)$$

$$\text{Stała czasowa: } T_{FOPDT} = 55 \text{ s} \quad (4.37)$$

$$\text{Czas opóźnienia: } T_{op \text{ FOPDT}} = 32 \text{ s} \quad (4.38)$$

Porównanie uproszczonego modelu wymiennika względem opisanych powyżej modeli pełnych prezentuje rysunek 4.30.



Rysunek 4.30 – porównanie pełnego i uproszczonego modelu wymiennika

Przedstawione dopasowanie jest zadowalające. Ponieważ parametry (4.36) ÷ (4.38) nie zależą od zmian wielkości sterującej, nie wprowadza się *gain schedulingu* dla żadnego z algorytmów.

- B-BAC

Prawo sterowania B-BAC wyprowadza się w oparciu o równanie bilansowe (4.35). Przekształcając je tak, aby wielkością sterującą była moc pieca P , uzyskuje się następujące postaci funkcji f_i oraz g_i (4.39).

$$f_i = \frac{F_{2,i}}{V_w} \cdot (T_{2,in,i} - T_{2,out,i}), \quad g_i = \frac{1}{c_w \cdot \rho \cdot V_w} \quad (4.39)$$

Obliczenie wartości zadanej pod postacią procentowej mocy pieca $P_{\%}$ dokonuje się zgodnie z zależnością (3.5). Parametry λ i α wyznacza się na podstawie zależności (4.13), dla których parametry K_{PI} oraz T_{PI} oblicza się przy użyciu nastaw według Chiena, Hronesa i Reswicka, z kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, bez dopuszczalnego przeregulowania, przy wykorzystaniu parametrów (4.36) ÷ (4.38).

- DCM

Prawo sterowania DCM uzyskuje się łącząc prawo (4.7) z modelem (4.35) i inercyjnym modelem odniesienia dla przebiegu wartości wyjściowej. Przyjmuje ono postać równania (4.40).

$$P = K_{DCM} \frac{\tau_S + 1}{\mu_S} \left(\frac{1}{\tau_S + 1} T_{2,out,zad} - T_{2,out} \right) \quad (4.40)$$

Za wartość parametru τ przyjęto wartość T_{FOPDT} (4.37). Utrzymano zależność $10 \cdot \mu \approx \tau$. Wzmocnienie K_{DCM} dobrano eksperymentalnie tak, aby uzyskiwać możliwie najkrótszy czas regulacji, bez wprowadzania oscylacji.

- IMC

Za model odniesienia dla algorytmu IMC przyjmuje się uproszczony model postaci FOPDT, o parametrach danych zależnościami (4.36) ÷ (4.38). W związku z utrzymaniem rodzaju modelu odniesienia, transmitancja regulatora R_{IMC} utrzymuje postać daną równaniem (4.16). Parametry K_{FOPDT} i T_{FOPDT} występujące w prawie sterowania (4.16), dane są zależnościami odpowiednio (4.36) i (4.37).

- PI z korekcją *FeedForward*

Do porównania z przedstawionymi zaawansowanymi algorytmami regulacji wybiera się algorytm PI, który uzupełnia się o korektor *FeedForward* wyznaczony wg zależności (4.17)

i (4.35). Końcowa postać korektora *FeedForward*, w celu kompensacji zakłóceń wartości temperatury T_{2out} od zmian przepływu F_2 , dla przypadku jedнопętlowej struktury układu regulacji, dana jest równaniem (4.41).

$$K_{FeedForward} = - (T_{2in,0} - T_{2out,0}) \cdot \rho \cdot c_w \quad (4.41)$$

Indeks 0 oznacza wartość danej wielkości w stanie ustalonym w wybranym punkcie pracy. Wartość sterowania wyliczana przez korektor (4.41) będzie dodawana do wartości wystawianej przez regulator PI.

Nastawy algorytmu PI wyznacza się przy użyciu reguł Chiena, Hronesa i Reswicka, w kryterium zakłócenia wynikającego ze zmiany wartości zadanej, bez dopuszczalnego przeregulowania, na podstawie wartości parametrów (4.36) ÷ (4.38) modelu uproszczonego.

Badania symulacyjne i analiza wyników

Przedstawione algorytmy sterowania porównano symulacyjnie dla układu regulacji węzła cieplnego. Symulację przeprowadzono dla otwartego obiegu pierwotnego instalacji. Przebieg eksperymentu jest następujący:

1. Początek eksperymentu: wartość zadana $T_{2out\ zad} = 30^{\circ}\text{C}$, przepływy $F_1 = 0,94\ \text{L/min}$ oraz $F_2 = 1,5\ \text{L/min}$, temperatury $T_{1in} = 40^{\circ}\text{C}$ oraz $T_{2in} = 20^{\circ}\text{C}$. Dla takich parametrów doprowadzano układ do stanu ustalonego.
2. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{2out\ zad}$ z 30°C do 32°C .
3. Skokowa zmiana wartości zadanej: $T_{2out\ zad}$ z 32°C do 30°C .
4. Skokowa zmiana wartości temperatury T_{hin} z 23°C do 19°C .
5. Skokowa zmiana wartości temperatury T_{2in} z 20°C do 15°C .
6. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_2 z $1,5\ \text{L/min}$ do $1\ \text{L/min}$.
7. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_2 z $1\ \text{L/min}$ do $1,5\ \text{L/min}$.
8. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_1 z $0,94\ \text{L/min}$ do $1,3\ \text{L/min}$.
9. Skokowa zmiana natężenia przepływu F_1 z $1,3\ \text{L/min}$ do $0,94\ \text{L/min}$.

Wartości wskaźników jakości regulacji, wyznaczone dla każdego z rozpatrywanych algorytmów w trakcie opisanego eksperymentu symulacyjnego, przedstawia tabela 4.6.

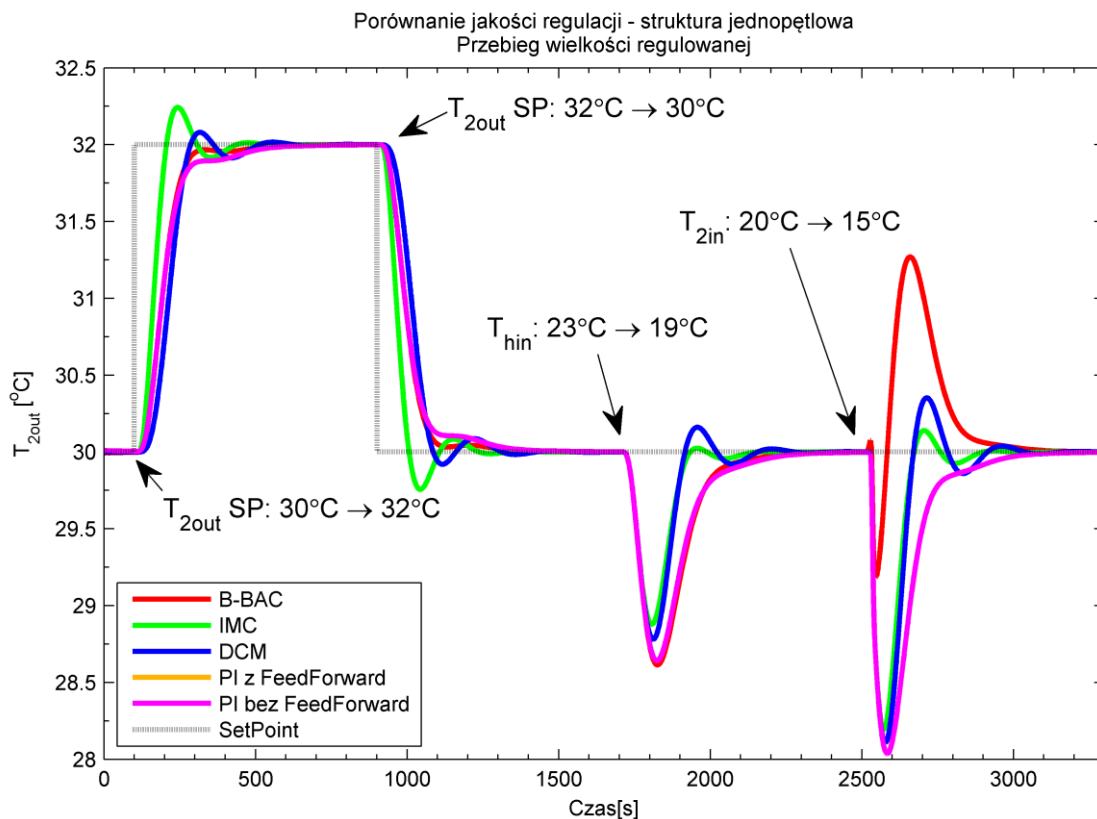
**Tabela 4.6 – wartości wskaźników jakości regulacji
jednopętlowej struktury układu regulacji węzła cieplnego**

Regulator	ISE	IAE	IADO
B-BAC	2384,46	2057,12	23,91
IMC	2026,07	1492,91	28,62
DCM	2768,63	1961,61	27,29
PI z <i>FeedForward</i>	2519,17	2123,63	20,58
PI bez <i>FeedForward</i>	3257,33	2249,54	14,75

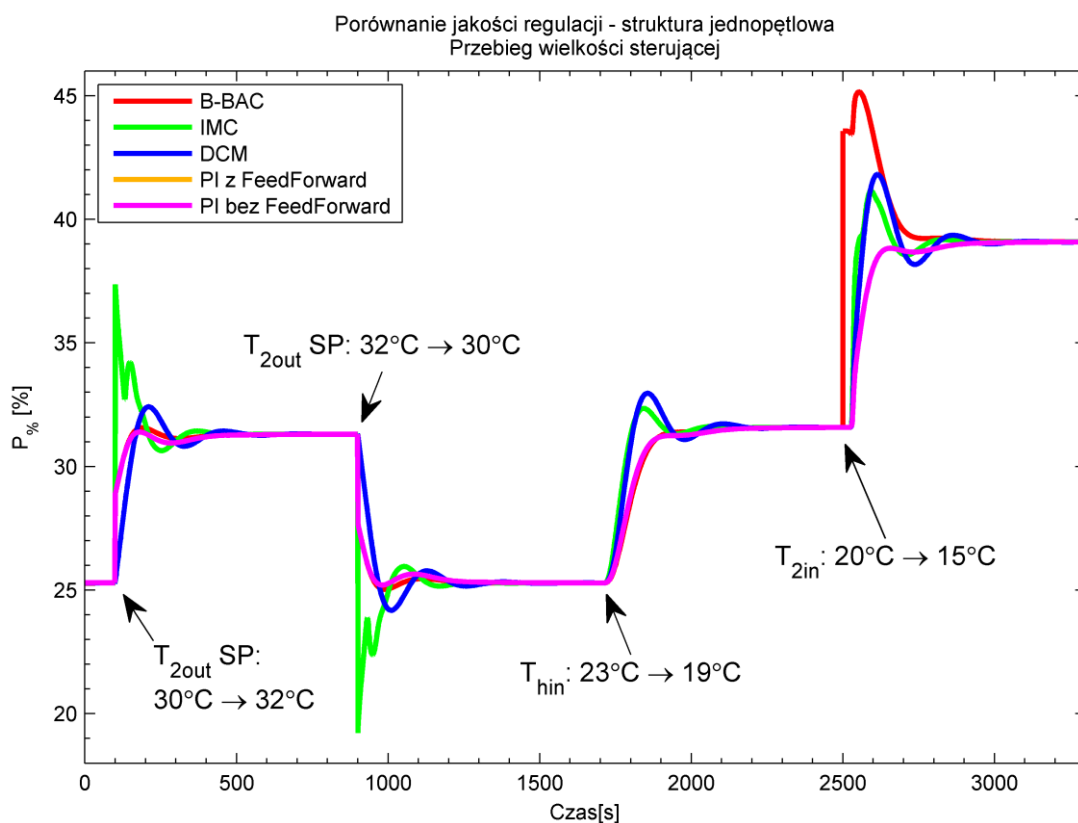
Porównanie przebiegów wielkości regulowanej i sterującej poszczególnych algorytmów prezentuje się w dwóch etapach. Rysunki 4.31 i 4.32 przedstawiają przebiegi wielkości sterującej i regulowanej dla zmian temperatur w układzie, natomiast rysunki 4.33 i 4.34 przedstawiają przebiegi tych wielkości dla zmian przepływów.

Na podstawie zaprezentowanych przebiegów oraz wartości wskaźników z tabeli 4.6, przedstawia się następujące wnioski:

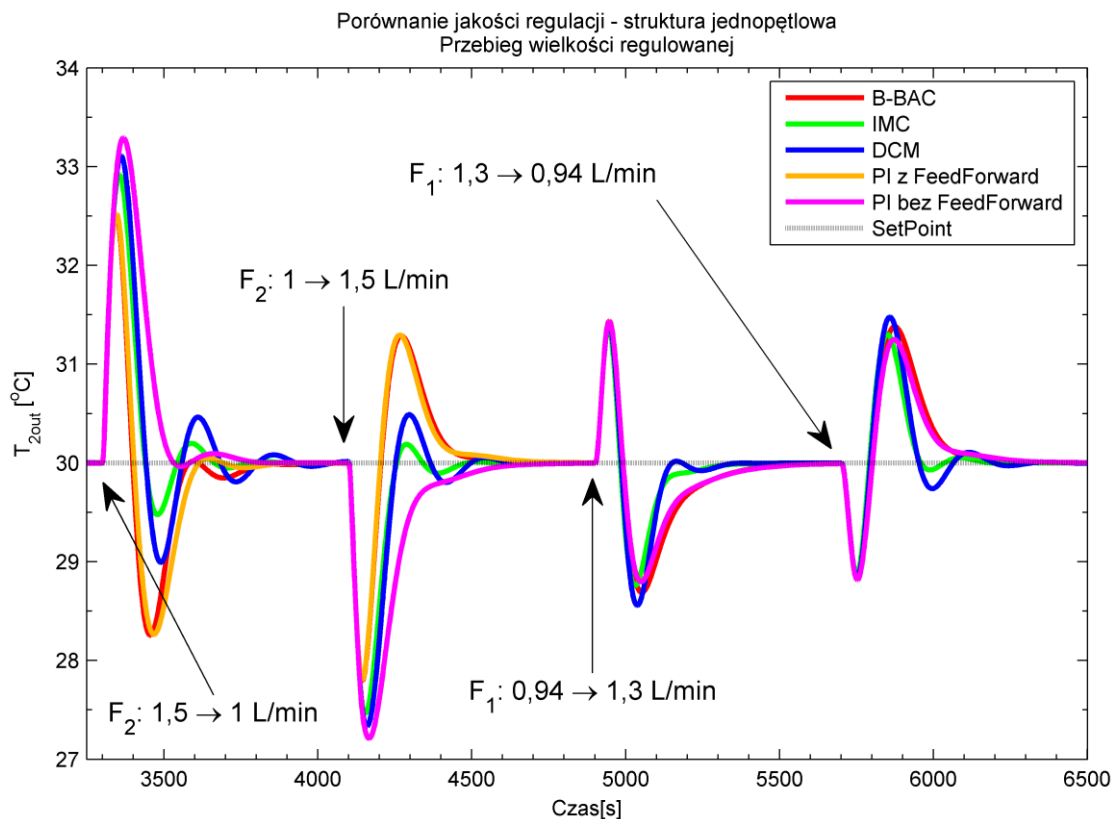
- Pomimo dużego uproszczenia obiektu, wszystkie algorytmy regulacji spełniają postawione im cele: śledzenia wartości zadanej i przeciwdziałania zakłóceniom.
- Porównując czasy regulacji w zaprezentowanym układzie z czasami dla układów dwupętlowego i kaskadowego, widać znaczące zwiększenie czasu regulacji w przypadku każdego z algorytmów.
- Dla zmiany wartości zadanej, najlepszy przebieg wielkości regulowanej uzyskuje się przy zastosowaniu regulatorów B-BAC oraz PI. Pozostałe algorytmy MBC (IMC i DCM) wprowadzają do przebiegu wielkości regulowanej niewielkie przeregulowania. Algorytm IMC cechuje się w tym przypadku również najbardziej agresywnym sterowaniem.
- Zmiana temperatury T_{2in} , ponieważ występuje w prawie sterowania B-BAC, jest przezeń najszybciej kompensowana. Maksymalne odchylenie od wartości zadanej w czasie regulacji nie przekracza około $1,2^{\circ}\text{C}$, podczas gdy maksymalny uchyb dla pozostałych algorytmów to około 2°C .



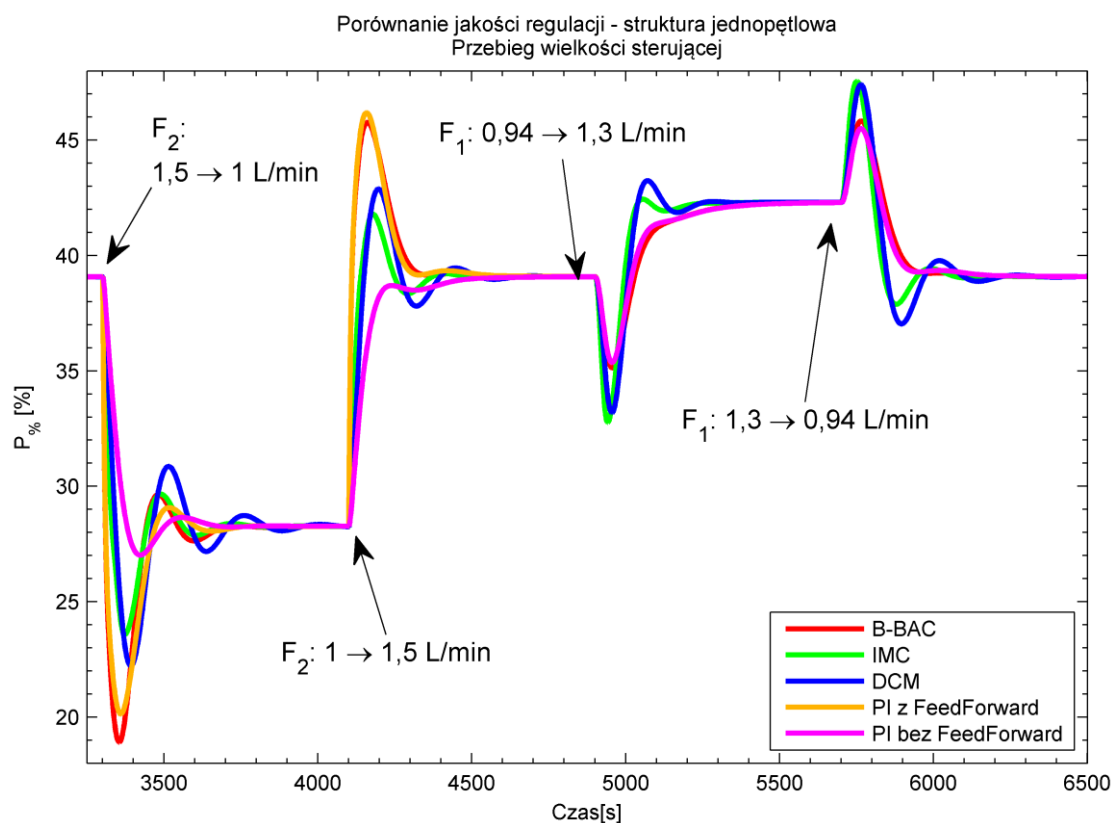
Rysunek 4.31 – jednopętlowa struktura układu regulacji węzła cieplnego. Przebieg wielkości regulowanej. Zakłócenia od zmian temperatur.



Rysunek 4.32 – jednopętlowa struktura układu regulacji węzła cieplnego. Przebieg wielkości sterującej. Zakłócenia od zmian temperatur.



Rysunek 4.33 – jednopętlowa struktura układu regulacji węzła cieplnego. Przebieg wielkości regulowanej. Zakłócenia od zmian przepływów.



Rysunek 4.34 – jednopętlowa struktura układu regulacji węzła cieplnego. Przebieg wielkości sterującej. Zakłócenia od zmian przepływów.

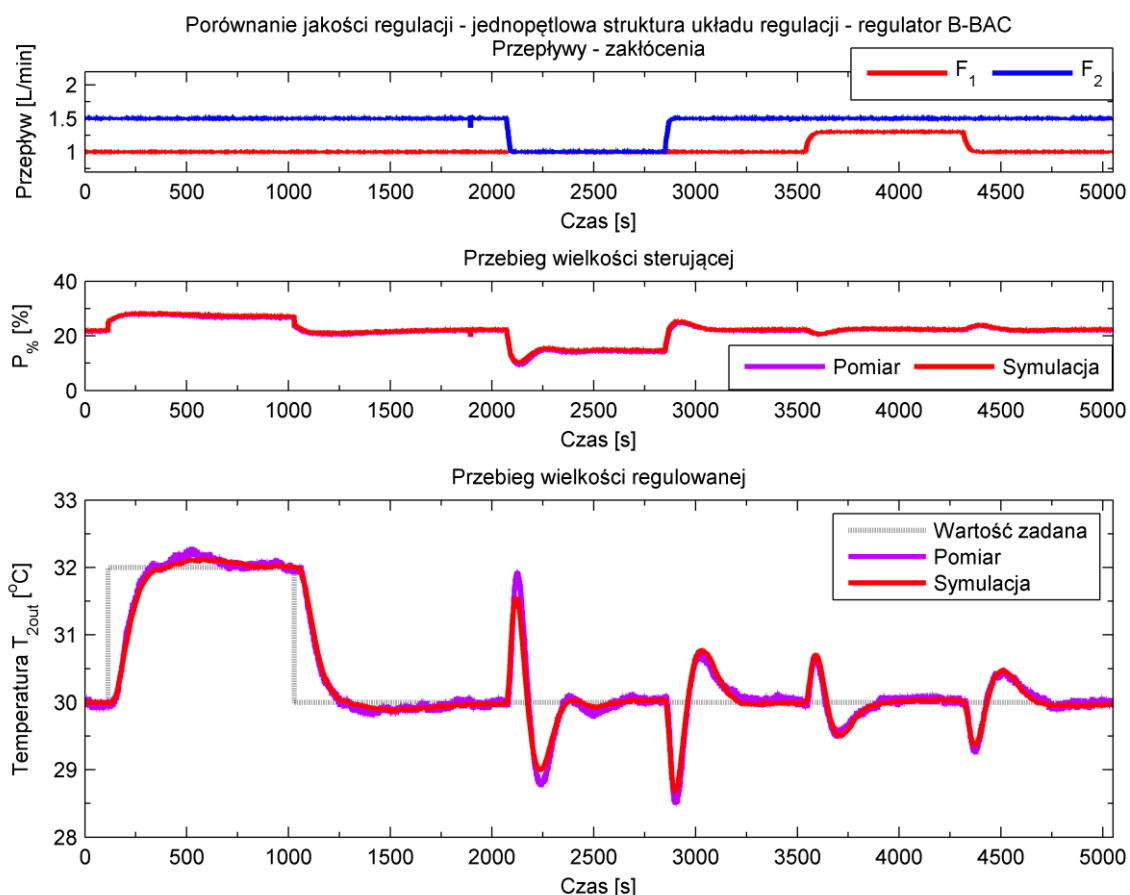
- Najszybszą kompensację zakłócenia od zmian temperatury wody wpływającej do pieca w obiegu pierwotnym wprowadza algorytm IMC. Czyni to także z mniejszym przeregulowaniem niż algorytm DCM. Regulatory B-BAC i PI reagują dla tego przypadku łagodniej (obserwowane jest większe obniżenie regulowanej temperatury T_{2out} jak również nieco dłuższe osiągnięcie stanu ustalonego), choć bez wprowadzania oscylacji do przebiegu wielkości regulowanej. Ponieważ temperatura T_{hin} nie występuje bezpośrednio w żadnym z rozpatrywanych praw sterowania, algorytmy nie reagują na tę zmianę z wyprzedzeniem.
- Dla przypadku zakłócenia od zmiany natężenia przepływu F_2 , warto zauważyć bardzo podobny przebieg wielkości sterującej i regulowanej uzyskiwany dla algorytmów B-BAC i PI z korektorem *FeedForward* od zmian przepływu F_2 . Dla tych dwóch algorytmów początkowe odchylenia wielkości regulowanej od wartości zadanej mają bardziej symetryczny charakter. Oscylacje te również gasną szybciej niż w przypadku pozostałych algorytmów. Najłagodniejszy przebieg wielkości regulowanej, o prawie aperiodycznym charakterze, uzyskuje się dla regulatora PI bez korektora *FeedForward*.
- Zmiany przepływu F_1 są początkowo kompensowane niemal identycznie przez wszystkie algorytmy. Stan ustalony osiąga się nieco szybciej, przy zastosowaniu algorytmu IMC. Ponownie, algorytmy B-BAC i PI wprowadzają mniejszą liczbę oscylacji wielkości regulowanej wokół wartości zadanej. Dla tych dwóch algorytmów, przebieg wielkości sterującej ma również nieco łagodniejszy charakter.
- W przypadku weryfikacji algorytmów przy użyciu instalacji laboratoryjnej, ze względu na konieczność skonfigurowania jej z zamkniętym obiegiem pierwotnym, należy spodziewać się zjawisk nakładania się zakłóceń od zmian przepływów oraz temperatury T_{hin} .

Podsumowując, dla omawianego przypadku układu regulacji, gdy uproszczenie modelu obiektu powoduje, iż żadne z praw sterowania nie uwzględnia większej liczby wielkości wejściowych od pozostałych, uzyskiwane wyniki są podobne. Zdaniem autora, w omawianym przypadku największą poprawę działania algorytmów można uzyskać dla zmian przepływów, w szczególności przepływu F_2 , poprzez wdrożenie programowej zmiany nastaw dla regulatorów, przy czym nastawy te byłyby funkcją jednego (F_2) bądź obu (F_1 i F_2) przepływów. Zastosowanie kompensatora *FeedForward* od zmian przepływu F_2 w przypadku regulatora PI, jak również uwzględnianie tego przepływu w prawie sterowania B-BAC, nie powoduje znaczącej poprawy jakości sterowania wprowadzanej

przez te algorytmy względem algorytmów IMC i DCM. Opisywana struktura regulacji nadaje się zatem najbardziej dla układów, gdzie natężenia przepływów są możliwie stałe, a zakłócenia pochodzą jedynie od wartości temperatur w układzie i są wolnozmiennie. Służyć zatem może przede wszystkim do regulacji w układach C.O., poprzez przykładowo dołączanie dodatkowego źródła ciepła w układzie. Dla takiego celu, wystarczy zastosowanie najprostszego regulatora PI bez korekcji *FeedForward*. Zastosowanie omawianej struktury układu regulacji do sterownia pracą układu C.W.U. jest niepraktyczne, ze względu na występujące znaczne opóźnienia w układzie.

W celu potwierdzenia charakteru pracy algorytmów, dokonuje się porównania symulacji z wynikami uzyskanymi przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla wybranych algorytmów.

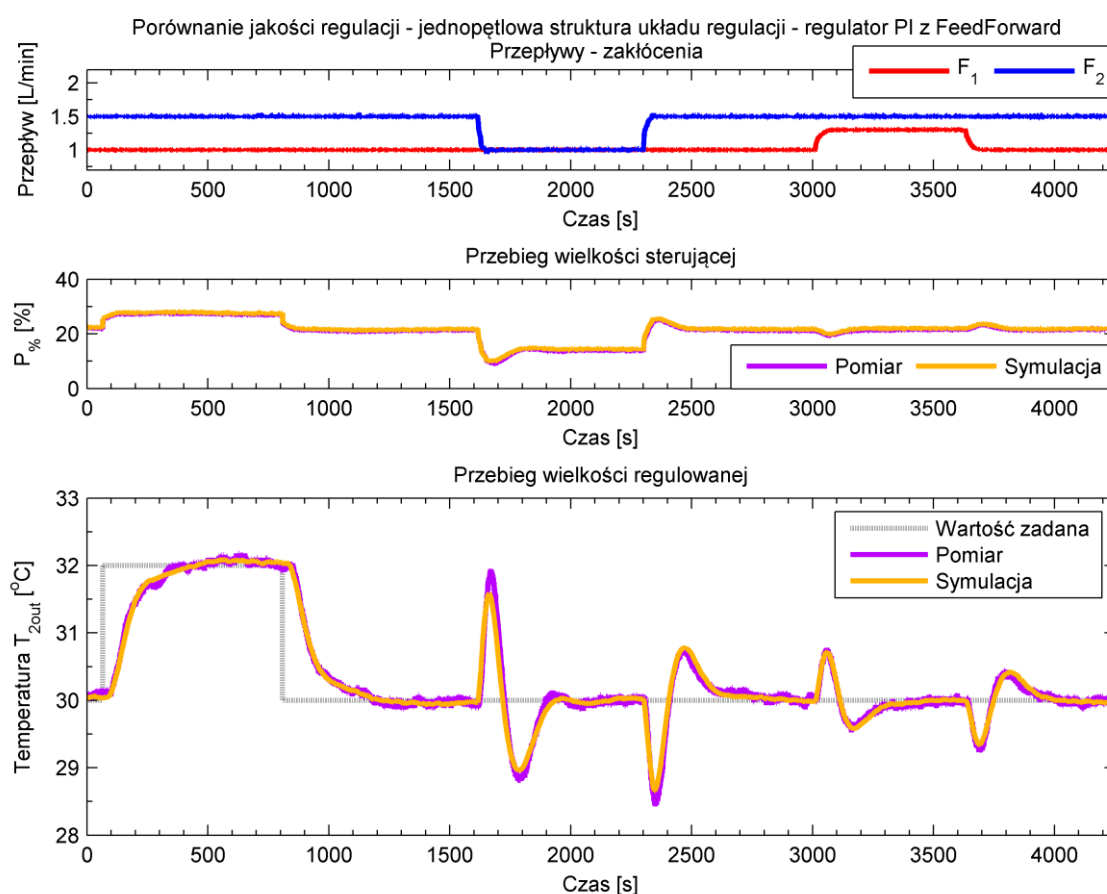
- Rysunek 4.35 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora B-BAC.
- Rysunek 4.36 – prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora PI, uzupełnionego o kompensator *FeedForward* od zakłóceń wynikających ze zmian przepływu F_2 .



Rysunek 4.35 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC

Z danych pomiarowych do symulacji wprowadza się: wartości temperatur T_{hin} i T_{2in} oraz wielkość przepływów F_1 i F_2 . Pozostałe wielkości – temperatury T_{1in} i T_{2out} – są symulowane przy użyciu wymiennika (rozdział 3.2) i pieca (rozdział 3.1) połączonych modelem krótkiego odcinka rurociągu łączącego te dwa obiekty (rozdział 3.4).

Zaprezentowane porównania ukazują ponownie dobre dopasowanie przebiegów symulacyjnych i rzeczywistych. Zatem praca symulatora, na który w omawianym przypadku składają się modele kilku wzajemnie połączonych elementów, jest w pełni odtwarzalna przy użyciu instalacji rzeczywistej.



Rysunek 4.36 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora PI z kompensatorem *FeedForward*

5. Podsumowanie

Przedstawiona rozprawa doktorska poświęcona jest modelowaniu i zastosowaniu zaawansowanych algorytmów sterowania w procesach dystrybucji i wymiany ciepła. Podjęta problematyka ma na celu porównanie rozwiązań, które umożliwią polepszenie efektywności procesów dystrybucji i wymiany ciepła, poprzez poprawę jakości procesu ich regulacji. Jako odbiorcy końcowi mamy bowiem bardzo często styczność z efektami pracy układów regulacji, sterujących pracą węzłów cieplnych. Odczuwanie wahań temperatury ciepłej wody podczas codziennego z niej korzystania, czy dyskomfort termiczny, ze względu na niewłaściwą temperaturę w pomieszczeniu w którym się przebywa, wynika często z oscylacji i nadmiernie wydłużonego czasu regulacji procesu wymiany ciepła. Jest to zatem tematyka badań i rozwoju, którą warto podjąć.

Ponieważ badania prowadzone wyłącznie symulacyjnie mogą nie mieć swojego odzwierciedlenia w rzeczywistości, z powodów ograniczonej jakości modeli, istotnym elementem pracy są weryfikacje wszelkich wyników uzyskiwanych symulacyjnie przy użyciu instalacji rzeczywistej. Jako obiekt badawczy wybrana została laboratoryjna instalacja dystrybucji i wymiany ciepła, opisana szczegółowo w rozdziale 2. W rozdziale tym przedstawiono także główne cechy składających się na nią elementów, w szczególności elektrycznego pieca przepływowego oraz płytowego wymiennika ciepła. Wobec braku szczegółowych informacji dotyczących budowy tych urządzeń, wszystkie badania opierają się wyłącznie na danych empirycznych, które nie mogą być skonfrontowane z danymi technicznymi.

Ze względu na dynamikę procesu, przeprowadzenie zaplanowanych badań tylko przy użyciu instalacji laboratoryjnej byłoby długotrwałe. Warto zauważyć, że przykładowe dane pomiarowe prezentowane w pracy obejmują czas pracy instalacji wynoszący około godziny, w przypadku pojedynczego eksperymentu. W czasie tym nie zawiera się przygotowanie instalacji do badań oraz jej wyłączanie, konieczność niekiedy wielokrotnego powtarzania pomiarów ze względu na usterki techniczne bądź inne czynniki zewnętrzne, konieczność sprowadzania instalacji do stanu początkowego przed rozpoczęciem kolejnych pomiarów i tym podobne. Z tego powodu oraz ze względu na ograniczenie zużycia mediów

podjęto decyzję o stworzeniu możliwie najwierniejszego symulatora instalacji. Proces przygotowania modeli poszczególnych elementów instalacji przedstawiono w rozdziale 3. Podstawowym założeniem podczas ich przygotowywania było wykorzystanie uproszczonych równań fizykalnych procesów zachodzących w poszczególnych obiektach. W przypadku modelu elektrycznego pieca przepływowego (rozdział 3.1) konieczne było wyprowadzenie odwrotnego modelu, dzięki któremu możliwa była identyfikacja nieznanej części dynamicznej procesu. Jako rezultat, otrzymano model pieca składający się z części fizykalnej uzupełnionej członem dynamicznym postaci inercji drugiego rzędu z opóźnieniem. Dopasowanie charakterystyki statycznej oraz dobór odpowiednich parametrów części dynamicznej, pozwoliły na osiągnięcie wysokiego stopnia dopasowania modelu do danych pomiarowych uzyskiwanych w czasie pracy rzeczywistego obiektu. Dzięki temu, możliwe było szybkie, tanie i powtarzalne przeanalizowanie działania różnych zaawansowanych algorytmów sterowania piecem, co opisane zostało szerzej w rozdziale 4.2. Przygotowanie modelu wymiennika płytowego (rozdział 3.2) również obarczone było szeregiem trudności, takich jak określenie zastępczej objętości strony wymiennika oraz wyznaczenie wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła dla każdego z obiegów. W przypadku zastępczych współczynników wymiany ciepła, zdecydowano się na innowacyjne zastosowanie metody doboru ich wartości przy użyciu regulatorów PI. Metoda ta nie była jeszcze stosowana dla modeli o parametrach rozłożonych. Uzyskano dzięki temu zadowalające dopasowanie zachowania modelu wymiennika do danych pomiarowych w szerokim zakresie zmian wielkości wejściowych. Modele zaworów regulujących przepływy, ze względu na niedostateczną liczbę dostępnych pomiarowo danych a także istnienie w instalacji pętli regulacji przepływów, uproszczono do postaci FOPDT (rozdział 3.3) i nastrojono eksperymentalnie. Jak wykazały późniejsze badania algorytmów regulacji, było to podejście wystarczające. Ze względów praktycznych natomiast, uproszczono do modeli empirycznych występujące w instalacji odcinki rurociągów, co opisano w rozdziale 3.4. Zgodnie z założeniem ich przydatności głównie do celów symulacji, wykorzystano je przede wszystkim na etapie przygotowań do badań algorytmów regulacji.

Zaprezentowano zatem, iż mimo stosowania założeń upraszczających modele, a także pomimo ograniczonej liczby danych pomiarowych, można uzyskać wystarczająco dokładne odzwierciedlenie cech statycznych i dynamicznych w modelach obiektów. Dowiodła tego walidacja poszczególnych modeli oraz pełnego symulatora, przedstawiona w rozdziale 3.5.

Rozdział 4 poświęcono analizie sterowania procesem dystrybucji i wymiany ciepła. W części 4.1 przedstawiono ogólny opis wybranych do analizy zaawansowanych algorytmów regulacji, którymi są algorytmy B-BAC, DCM, IMC, a dla których punktem odniesienia jest algorytm PID. Następnie przedstawiono porównanie uzyskiwanego dzięki nim sterowania: dla przypadku układu regulacji przepływowego pieca elektrycznego (rozdział 4.2) oraz układu regulacji temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej (rozdział 4.3). Dla przypadku sterowania pracą węzła cieplnego, rozważono na wstępie cele sterowania pracą węzła, a następnie przedstawiono trzy struktury, które te cele pozwalają zrealizować:

1. Strukturę dwupętlową (opisaną w rozdziale 4.3.2), w ramach której wielkością sterującą do celów regulacji temperatury T_{2out} był przepływ F_1 .
2. Strukturę kaskadową (opisaną w rozdziale 4.3.3) w ramach której wielkością sterującą do celów regulacji temperatury T_{2out} była temperatura T_{1in} .
3. Strukturę jednopętlową (opisaną w rozdziale 4.3.4), w ramach której wielkością sterującą do celów regulacji temperatury T_{2out} była moc pieca $P\%$.

Podsumowując wszystkie zaprezentowane w rozdziale 4 wyniki i przedstawione dla nich wnioski, stwierdza się, iż:

- Żaden z poddawanych analizie zaawansowanych algorytmów sterowania nie jest uniwersalny. W różnych układach i strukturach układów regulacji, każdy z algorytmów sprawował się nieco inaczej. W szczególności różne były ich reakcje na poszczególne zakłócenia.
- Dzięki badaniom symulacyjnym możliwe stało się szybkie przeanalizowanie wpływu kryterium doboru nastaw regulatora PI(D) na osiągnięte wyniki. Ponieważ, ze względu na swoje powszechne zastosowanie, algorytm PID stanowi najczęstszy punkt odniesienia w porównaniach z innymi algorytmami regulacji, unaocznia to możliwość wpływania na efekt takich porównań, co może podważać ich rzetelność.
- Dokonanie porównania algorytmów regulacji, wobec których stosowane były takie same założenia początkowe (przykładowo: istnienie bądź nie *gain schedulingu*, lub też parametry modelu uproszczonego, na podstawie którego dobierano nastawy), pozwala wstępnie wybrać algorytm najlepszy do danego celu (jak na przykład śledzenie wartości zadanej czy kompensacja zakłóceń) oraz o określonych cechach (krótki czas regulacji, brak oscylacji, wprowadzanie przeregulowania). Jednakże tak wybrany algorytm należy poddać szczegółowemu strojeniu, gdyż nie istnieją

uniwersalne dla nich kryteria doboru nastaw. Przykładem jest tu porównanie regulatorów PI i B-BAC dla przypadku sterowania piecem. Istnieje bowiem zależność (4.13) między ich nastawami. Mimo to regulator PI najlepsze wyniki osiągał dla innego kryterium doboru nastaw niż regulator B-BAC.

- Najpopularniejsze sterowanie przy użyciu podstawowego algorytmu PI jest wystarczające. Jednakże do odpowiedniego doboru jego nastaw konieczna jest identyfikacja uproszczonego modelu procesu. Jego posiadanie umożliwia już natomiast wykorzystanie jednego z zaawansowanych algorytmów regulacji, który dawać może lepszą jakość sterowania.
- Wyprowadzenie dokładnych modeli dla zaawansowanych algorytmów regulacji stanowi większy nakład pracy w porównaniu z zastosowaniem algorytmu PID. Jednakże często elementy takie jak węzeł cieplny są prefabrykowane. Możliwe zatem jest ich zbadanie przed dokonaniem montażu u odbiorcy. A wobec powtarzalności w ich produkcji i określeniu w typoszeregu, badania takie wystarczy przeprowadzić jednorazowo, co ogranicza nakład pracy rozpatrywany w dłuższym czasie.

Posługując się istniejącym symulatorem, dokonać można analizy innych algorytmów regulacji, a także dokonać szerszej analizy jednego z już przedstawionych, skupiając się na wpływie doboru jego nastaw lub zmiany modelu odniesienia. Jest to tematyka, którą uważa się za ciekawą do podjęcia w dalszych badaniach.

Biorąc pod uwagę przedstawione powyżej wnioski, a także szczegółową analizę algorytmów prezentowaną na każdym etapie ich porównania, uznaje się, że pierwsza teza pracy: **„Zaawansowane algorytmy sterowania są w stanie zapewnić lepszą jakość regulacji pracy obiektów cieplnych w porównaniu do klasycznych rozwiązań”** została potwierdzona.

Natomiast podsumowując porównania wyników symulacyjnych i pochodzących z pomiarów, które przedstawiono w rozdziale 4, uznaje się, że druga teza pracy: **„Badania symulacyjne prowadzone w oparciu o dokładny model procesu umożliwiają przeniesienie opracowanych układów regulacji wraz z nastawami, bezpośrednio do układu sterowania obiektem rzeczywistym bez konieczności wykonywania dodatkowego strojenia”** została również potwierdzona.

Do najważniejszych osiągnięć pracy Autor zalicza:

- Wykorzystanie metody modelowania odwrotnego do wyznaczenia parametrów dodatkowej dynamiki uzupełniającej fizyczny model pieca. Nie ma możliwości innego wyznaczenia wartości tych parametrów, gdyż wpływają na nie zjawiska fizyczne o nierozpoznanych cechach.
- Wykorzystanie dwóch pętli regulacji z regulatorami PI do wyznaczania wartości nieznanymi parametrów modelu wymiennika ciepła o parametrach rozłożonych. Jest to nietypowe wykorzystanie regulatora PI, którego celem jest zerowanie błędu modelowania (traktowanego tutaj jako uchyb regulacji) poprzez zmianę wartości parametru (traktowanego tutaj jako wielkość sterująca). Uzyskane wyniki potwierdziły przydatność takiego rozwiązania, pomimo faktu, iż w rozpatrywanym przypadku obie pętle regulacji były ze sobą sprzężone poprzez zależność wyjść modelu od wartości obu estymowanych parametrów.
- Wykazanie możliwości wykorzystania dokładnego modelu węzła cieplnego do wstępnych badań weryfikujących jakość sterowania oferowaną przez poszczególne algorytmy i struktury regulacji.
- Kompleksowe przebadanie działania wybranych algorytmów sterowania typu *model - based* dla węzła cieplnego, pracujących w różnych strukturach sterowania. Wnioski z tych badań pozwalają na wybór najkorzystniejszego algorytmu sterowania w zależności od zdefiniowania celu sterowania.

Bibliografia

1. Abdelghani-Idrissi M.A., Bagui F., Estel L., (2002). *Countercurrent double-pipe heat exchanger subjected to flow – rate step change, Part I: New Steady-State Formulation*. Heat Transfer Engineering, 23
2. Abe N., Seki K., Kanoh H., (1994). *Internal Model Control For Single Tubular Heat Exchanger System*. IECON '94, 1165 - 1170.
3. Abe N., Seki K., Kanoh H., (1996). *Two Degree of Freedom Internal Model Control for Single Tubular Heat Exchanger System*. ISIE '96, 260 - 265
4. Abiodun, F.T., Habeeb, B.S., Mikail, O.O., Wahab, N.A., (2013). *Control of a Two Layered Coupled Tank: Application of IMC, IMC-PI and Pole-Placement PI Controllers*. International Journal of Multidisciplinary Sciences And Engineering, 4, 11
5. Al-Dawery, S.K., Alrahawi, A.M., Al-Zobai, K.M., (2012). *Dynamic modeling and control of plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 6873 - 6880
6. Alvarez-Ramirez, J., Cervantes, I., Femat, R., (1997). *Robust Controllers for a Heat Exchanger*. Industrial & Engineering Chemistry Research, 36, 382 - 388
7. Arbaoui M. A., Vernieres-Hassimi L., Seguin D., Abdelghani-Idrissi M.A., (2007). *Counter-current tubular heat exchanger: modeling and adaptive predictive functional control*. Applied Thermal Engineering, 27, 2332 - 2338
8. Biyanto T.R., Ramasamy M., Zabiri H., (2007). *Modeling heat exchanger using neural networks*. Proceedings of the International Conference on Intelligent and Advanced Systems (ICIAS'07), 120 - 124
9. Bialkowski, W.L., (1993). *Dreams versus reality: a view from both sides of the gap*. Pulp and Paper Canada, 94, 19 - 27
10. Błachuta M., Czyba R., (2008). *Zastosowanie metodologii sterowania DCM w inżynierii procesowej. Sterowanie i automatyzacja. Aktualne problemy i ich rozwiązania*. Pod red. K. Malinowskiego, L. Rutkowskiego. Warszawa: Akademicka Oficyna Wydaw. EXIT, 365 - 374
11. Boschert S., Rosen R. (2016). *Digital Twin—The Simulation Aspect*. Mechatronic Futures, Springer
12. Brzózka, J., (2007). *Hybrydowy układ regulacji typu MFC/IMC*. Pomiary Automatyka Robotyka, 11/9, 12 - 15
13. Carver M.B., Hinds H.W., (1978). *The method of lines and adjoint equation*. Simulation, 31, 59 - 69

14. Chmielnicki, W.J., (1995). *Ciepłownictwo. Poradnik. Regulacja automatyczna urządzeń ciepłowniczych*. Fundacja Rozwoju Ciepłownictwa „UNIA CIEPŁOWNICTWA”, Warszawa
15. Chmielnicki W.J., (2009). *Węzły ciepłownicze. Analiza układów regulacji*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 7 - 8/2009
16. Czczot, J. (2006). *Balance-based adaptive control methodology and its application to the non-isothermal CSTR*. Chemical Engineering and Processing, 45, 359 - 371
17. Czczot, J. (2007). *Podstawy teoretyczne i zastosowanie metodologii sterowania B-BAC*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
18. Czczot, J., (2008). *Modelling for the effective control of the electric flow heaters – Simulation validation*. Simulation Modelling Practice and Theory, 16, 429 - 444
19. Czczot, J., Łaszczyk, P., Metzger, M., (2010). *Local balance-based adaptive control in the heat distribution system – Practical validation*. Applied Thermal Engineering, 30, 879 - 891
20. Czubasiewicz R., Czczot J., (2009). *Tuning of the Estimation Procedure for the B-BAC Methodology*. The 14th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje
21. Czyba, R., (2010). *Własności Metody Kontrakcji Dynamicznej DCM*. Informacja ustna
22. Czyba, R., Szafranski, G., (2011). *Zastosowanie Metody Kontrakcji Dynamicznej w sterowaniu Bezzałogowym Obiektem Latającym typu Quadrotor*. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika z. 83 (3/11)
23. Czyba, R., Stajer, Ł., (2019). *Dynamic Contraction Method approach to digital longitudinal aircraft flight controller design*. Committee of Automatic Control and Robotics PAS, Archives of Control Sciences, 29, 1, 97 - 109
24. Danfoss, <http://heating.danfoss.pl>
25. Dardour H., Mazouz S., Bellagi A., (2009). *Numerical Analysis of Plate Heat Exchanger Performance in Co-Current Fluid Flow Configuration*. International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Engineering 3: 3
26. Desborough L., Miller R., (2002). *Increasing customer value of industrial control performance monitoring - Honeywell's experience*. AIChE Symposium Series. 98
27. Devois, J. F., Durastanti, J. F., Martin, B., (1995). *Numerical modelling of the spiral plate heat exchanger*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 44, 305 - 312

28. Diao, R., Lu, S., Elizondo, M., Mayhorn, E., Zhang, Y., Samaan, N., (2012). *Electric water heater modeling and control strategies for demand response*. Power and Energy Society General Meeting, 2012 IEEE, 1 - 8.
29. Dias, F.M., Mota, A.M., (2001). *A Comparison between a PID and Internal Model Control using Neural Networks*. 5th World Multi-Conference on Systemics, Cybernetics and Informatics, Orlando, 5
30. Eirola, T., Tuomela J., Heiliö M., Haario H., (2002). *Mathematical model for single – pass crossflow heat exchanger*. Workshop on Industrial Mathematics, Institute of Mathematics at Tampere University of Technology
31. ETX, <http://etx.pl>
32. Fanger P. O. (1974). *Komfort cieplny*. Arkady, Warszawa
33. Foit H., (2012). *Indywidualne węzły cieplne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
34. Foley, M.W., Ramharack, N.R., Copeland, B.R., (2005). *Comparison of PI Controller Tuning Methods*. Industrial & Engineering Chemistry Research, 44, 6741 - 6750
35. Frątczak, M., Nowak, P., Kłopot, T., Czeczot, J., Bysko, S., Opilski, B., (2015). *Virtual commissioning for the control of the continuous industrial processes – Case study*. Proceedings of the 20th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje, 1032 - 1037
36. Frątczak, M., Nowak, P., Czeczot, J., Metzger, M., (2016). *Simplified dynamical input-output modeling of plate heat exchangers - case study*. Applied Thermal Engineering, 98, 880 - 893
37. Frątczak, M., Czeczot, J., Nowak, P., Metzger, M., (2018). *Practical validation of the effective control of liquid–liquid heat exchangers by distributed parameter balance-based adaptive controller*. Applied Thermal Engineering, 129, 549 - 556
38. Galeazzo F.C.C., Miura R.Y., Gut J.A.W., Tadini C.C., (2006). *Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger*. Chemical Engineering Science, 61, 7133 - 7138.
39. Gauthier, G., Boulet, B., (2009). *Terminal Iterative Learning Control with Internal Model Control applied to the thermoforming reheat phase*. AFRICON, Nairobi
40. Georgiadis M.C., Macchietto S., (2000). *Dynamic modelling and simulation of plate heat exchangers under milk fouling*. Chemical Engineering Science, 55, 1605 – 1619
41. Gustafsson, J., Delsing, J., van Deventer, J., (2010). *Improved district heating substation efficiency with a new control strategy*. Applied Energy 87, 1996 - 2004

42. Gustafsson, J., Delsing, J., van Deventer, J., (2011). *Experimental evaluation of radiator control based on primary supply temperature for district heating substations*. Applied Energy 88, 4945 - 4951
43. Gut J.A.W., Fernandes R., Pinto J.M., Tadini C.C., (2004). *Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations*. Chemical Engineering Science, 59, 4591– 4600
44. Gut J.A.W., Pinto J.M., (2003). *Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 46, 2571 - 2585
45. Henson, M.A., Seborg, D.E., (1991). *An internal model control strategy for nonlinear systems*. AIChE Journal, 37, 1065 - 1081
46. Hobler T., (1953). *Ruch ciepła i wymienniki*. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa
47. Holejko, D., Kościelny, W.J., (2012). *Automatyka procesów ciągłych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa
48. Isermann, R., Ballé, P., (1997). *Trends in the application of model – based fault detection and diagnosis of technical processes*. Control Engineering Practice, 5, 709 - 719
49. Kamler, W., (1976). *Ciepłownictwo*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa
50. Kapustenko, P., Dobromyslova, O., Dobromyslov, O., Perevertaylenko, O., Arsenyeva, O., Ilyunin, O., Shabanov, E. (2009). *Control of Plate Heat Exchanger Outlet Temperature Using Butterfly Valve and Parametric Model Predictive Control Technique*. Chemical Engineering Transactions. 18, 827 - 832
51. Kaynak, O., (1990). *Internal model control with a predictive action for ship steering*. Proceedings of IECON '90: 16th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society, Pacific Grove, 165 - 169.
52. Kesavan, E., Gowthaman, N., Tharani, S., Manoharan, S., Arunkumar, E., (2016). *Design and Implementation of Internal Model Control and Particle Swarm Optimization Based PID for Heat Exchanger System*. International Journal of Heat and Technology 34, 386 - 390
53. Khare, Y.B., Singh, Y., (2010). *PID Control of Heat Exchanger System*. International Journal of Computer Applications 8, 22 - 27.
54. Kho, T., Müller-Steenhagen, H., (1999). *An Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Fouling and Fluid Flow in Flat Plate Heat Exchangers*. Chemical Engineering Research and Design 77, 124 - 130

55. Klamka J., Ogonowski Z., (2013). *Metody numeryczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
56. Krzyżak, W., Lichota, J., (2000). *Sztuczne sieci neuronowe w sterowaniu systemami ciepłowniczymi*. *Pomiary Automatyka Robotyka*, 4/6, 7 - 9
57. Kumar, R., Singla, S.K., Chopra, V., (2015). *Comparison among some well known control schemes with different tuning methods*. *Journal of Applied Research and Technology*, 13, 409 - 415
58. Kuźnik, J., (2006). *Regulatory i układy regulacji*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
59. Lee C.G., Park S.C., (2014). *Survey of the virtual commissioning of manufacturing systems*. *Journal of Computational Design and Engineering*, 1(3), 213 - 222
60. Lin, F., Ye, L., Duffy, V., Su, C.J., (2002). *Developing virtual environments for industrial training*. *Information Sciences*, 140, 153 - 170
61. van Lith P. F., Witteveen H., Betlem B. H. L., Roffel B., (2001). *Multiple nonlinear parameter estimation using PI feedback control*. *Control Engineering Practice*, 9(5), 517 - 531
62. Łaszczyk, P., Richalet, J., (1999). *Application of Predictive Control to a Heat Exchanger*. *Dynamic Control and Management Systems in Manufacturing Processes – Techniques for Supervisory Management Systems*, Bled, Slovenia
63. Łaszczyk, P. (2000a). *PDE/ODE model of electric kettle in experimental installation*. 17th IMACS World Congress, IMACS 2000, CD-edition
64. Łaszczyk P., (2000b). *Analiza własności dynamicznych sieci rzeczywistych wymienników ciepła, wspomagana weryfikacją ich modeli*. Rozprawa doktorska, Gliwice
65. Łaszczyk, P., Czubasiewicz, R., Czczot, J., (2012). *LabVIEW – based implementation of Balance – Based Adaptive Control technique*. The 17th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje
66. Maciejowski J.M., (2002). *Predictive control with constraints*. Prentice Hall
67. Maida, A., Diaf, M., Corriou, J.P., (2009). *Boundary geometric control of a counter-current heat exchanger*. *Journal of Process Control* 19, 297 - 313
68. Maida, A., Diaf, M., Corriou, J.P., (2010). *Boundary control of a parallel-flow heat exchanger by input–output linearization*. *Journal of Process Control*, 20, 1161 - 1174
69. McKillop A.A., Dunkley W.L., (1960). *Plate heat exchangers: heat transfer*. *Industrial & Engineering Chemistry*, 52 (9), 740 - 744

70. Metzger M., (2000). *Modelling, simulation and Control of Continuous Processes*. Jacek Skalmierski Computer Studio, Gliwice
71. Mielewczyk A., (2008). *A discrete model of the plate heat exchanger*. Polish Maritime Research, 2 (57), 42 - 52
72. Murray-Smith R., Johansen T.A., (2010). *Multiple model approaches to modelling and control*. Taylor & Francis
73. Nantka M., (2006). *Ogrzewnictwo i ciepłownictwo*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
74. Nowak, P., Czeczot, J., (2013). *Observer-based cascade control of the heat distribution system*. The 18th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje
75. Psichogios, D.C., Ungar, L.H., (1990). *Nonlinear internal model control and model predictive control using neural networks*. IEEE Control Systems Magazine, 20, 1082 - 1087
76. Pułaczewski, J., (1966). *Dobór nastaw regulatorów przemysłowych*. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa
77. Reppich, M., (1999). *Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries*. International Journal of Thermal Sciences 38, 999 - 1008
78. Rhinehart R.R., Riggs J.B., (1991). *Two simple methods for on-line incremental model parameterization*. Computers & Chemical Engineering, 15 (3), 181 - 189
79. Rhinehart, R.R., Darby, M.L., Wade, H.L., (2011). *Editorial — Choosing advanced control*. ISA Transactions, 50, 2 - 10
80. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Dz.U. 2015 poz. 1422 z późniejszymi zmianami.
81. Sharifi, F., Narandji, M.R.G., Mehravaran, K., (1995). *Dynamic simulation of plate heat exchangers*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 22, 213 - 223
82. Solnik, W., Zajda, Z., (2013). *Sieć Profibus DP w praktyce przemysłowej*. Wydawnictwo BTC, Legionowo
83. Srihari, N., Prabhakara Rao, B., Sunden, B., Das, S. K., (2005). *Transient response of plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution*. International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 3231 - 3243

84. Stebel, K., Cieczot, J., Łaszczyk, P., (2014). *General Tuning Procedure for the Nonlinear Balance-Based Adaptive Controller*. International Journal of Control, 87
85. Szczechowiak E., Świątek B., Wilczak T., (1994). *Ciepłownictwo. Poradnik. Węzły ciepłownicze*. Fundacja Rozwoju Ciepłownictwa „UNIA CIEPŁOWNICTWA”, Warszawa
86. Szkarowski A., Łatowski L., (2006). *Ciepłownictwo*. Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, Warszawa
87. Tamayo, E., (1999). *Industrial implementation of a predictive IMC controller*. Proceedings of the 1999 IEEE Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, Edmonton, Alberta, Canada
88. Tan, W., Liu, J., Chen, T., Marquez, H.J., (2006). *Comparison of some well-known PID tuning formulas*. Computers and Chemical Engineering 30, 1416 - 1423
89. Tatjewski, P., (2016). *Sterowanie zaawansowane obiektów przemysłowych. Struktury i algorytmy*. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, Warszawa
90. Tau Energy Products, Sweden – materiały promocyjne
91. Tham, M.T., (2002). *Internal model control. Lecture notes on Introduction to Robust Control*. Chemical and Process Engineering, University of Newcastle upon Tyne
92. URE, (2018). *Energetyka cieplna w liczbach – 2017*. Urząd Regulacji Energetyki, Warszawa
93. VanDoren V., (2013). *Fundamentals of lambda tuning*. Control Engineering <https://www.controleng.com/articles/fundamentals-of-lambda-tuning/>
Dostęp: 03.03.2019
94. Vasičkaninová, A., Bakošová, M., Čírka, Ľ., Kalúz, M., Oravec, J., (2018). *Robust controller design for a laboratory heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 128, 1297 - 1309
95. Vasičkaninová, A., Bakošová, M., Mészáros, A., Klemeš, J.J., (2011). *Neural network predictive control of a heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 31, 2094 - 2100
96. Vilanova, R., (2008). *IMC based Robust PID design: Tuning guidelines and automatic tuning*. Journal of Process Control, 18, 61 - 70
97. Weber, A. P., (1975). *Centralne ogrzewania wodne. Obliczanie i konstrukcja*. Arkady, Warszawa
98. Wang, W., Huang, W., Huang, X., (2011). *Design and Simulation of Heat Substation Controller Based on Neural Network-Fuzzy PID Control*. The 3rd International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics, Zhejiang

99. Yurkevich, V.D. (1995). *A new approach to design of control systems under uncertainty: dynamic contraction method*. Preprints of the 3 - rd IFAC Symposium on Nonlinear Control Systems Design. Tahoe City, 2, 443 - 448
100. Yurkevich, V.D., (1997). *Recent Results of Dynamic Contraction Method (Survey)*. Proceedings of IFAC Workshop on Singular Solutions and Perturbations in Control Systems, Pereslavl - Zalessky, 133 - 138
101. Yurkevich, V.D. (2004). *Design of Nonlinear Control Systems with the Highest Derivative in Feedback*. World Scientific Publishing
102. Zaleski T., Klepacka K., (1992). *Plate heat exchangers – method of calculation, charts and guidelines for selecting plate heat exchanger configurations*. Chemical Engineering and Processing, 31, 49 - 56
103. Zander L, Zander Z., (2003). *Projektowanie płytowych wymienników ciepła*. Instalacje Sanitarne, 2(7), 27 - 30
104. Zhang, W., He, X., Xu, X., (2003). *Comparison of several well-known controllers used in process control*. ISA Transactions, 42, 317 - 325
105. Ziembicki P., (2012). *Opomiarowanie węzłów ciepłowniczych współpracujących z instalacjami kolektorów słonecznych*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 43/4, 135 - 139
106. Ziembicki, P., Bernasiński, J., (2013). *Uwarunkowania produkcji chłodu z ciepła sieciowego*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 44/11, 461 - 465
107. Zimny, J., Michalak, P., (2007). *Propozycja systemu sterowania i nadzoru dla hybrydowego systemu grzewczego z pompą ciepła i kolektorami słonecznymi*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 38/3, 15 - 17
108. Zwierzchowski, R., Malicki, M., (2018). *Wpływ produkcji chłodu z ciepła sieciowego na sektory energetyki i ciepłownictwa systemowego w Polsce*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 49/2, 43 - 48
109. Żarski K., (2014). *Węzły ciepłownicze – Poradnik Projektowania*. Danfoss HVAC PROJECT