

Algorytm obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego o mocy 380 MW przez nadbudowę turbiną gazową

Prof. nzw. dr hab. inż. Ryszard Bartnik

Politechnika Opolska, Katedra Techniki Ciepłej i Aparatury Przemysłowej, Instytut Techniki Ciepłej w Łodzi

Maciej Skrzyszewski

Student Wydziału Mechaniczno-Energetycznego Pol. Wrocławskiej i Uniwersytetu Ekonomicznego we Wrocławiu

Mocno zaawansowana wiekiem, o niskiej sprawności wytwarzania energii elektrycznej, będąca prawie w całości własnością państwa krajowa energetyka zawodowa wymaga odnowienia i modernizacji (wymaga ponadto, co bardzo istotne, głębokiej restrukturyzacji).

Bardzo ważnym potencjałem modernizacyjnym krajowej energetyki (obok bezwzględnie koniecznych elektrowni atomowych), opartej w głównej mierze na spalaniu węgla kamiennego i brunatnego (których zasoby w kraju są duże, a więc będą one jeszcze, i słusznie, długo dominującym paliwem w krajowej energetyce) stanowią bazujące na turbinach gazowych tzw. czyste technologie węglowe, charakteryzujące się relatywnie wysoką efektywnością energetyczną oraz małą emisją zanieczyszczeń do środowiska naturalnego:

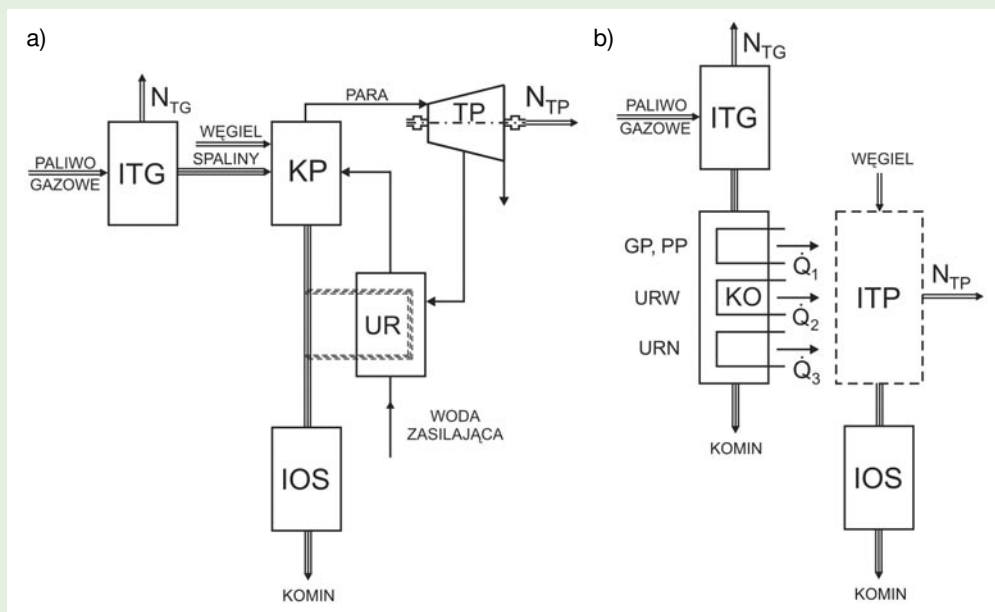
- układy gazowo-parowe jednopaliwowe oparte na węglu:
 - układy gazowo-parowe zintegrowane ze zgazowaniem węgla
 - w mniejszym stopniu (stosunkowo niska, ok. 830°C, temperatura spalin dopływających do turbiny gazowej, a więc relatywnie niska, rzędu 42–44%, sprawność wytwarzania energii elektrycznej w takich układach) układy gazowo-parowe z ciśnieniowym spalaniem węgla w kociołkach fluidalnych ze złożem stałym lub cyrkulacyjnym
- sprzężone technologie gazowo-parowe dwupaliwowe, węglowo-gazowe (rys. 1)
 - a) układy sprzężone szeregowo (Hot Windbox)
 - b) układy sprzężone równoległe.

Układy jednopaliwowe, stanowią duży potencjał technicznych możliwości budowy nowych źródeł energii. Czy również i ekonomicznych, to z uwagi na duże jednostkowe nakłady inwestycyjne na te układy można mieć spore wątpliwości.

Należy jednak pamiętać, że względy ekologiczne mogą wymusić, i to relatywnie szybko, zmiany ekonomicznie uzasadnionych relacji pomiędzy cenami nośników energii. Układy dwupaliwowe, węglowo-gazowe, stanowią również duży potencjał modernizacyjny już istniejących elektrociepłowni i elektrowni węglowych. Mogą one bowiem powstawać w wyniku nadbudowy już istniejących ciepłych struktur węglowych turbiną gazową.

Wszystkie z wymienionych układów pozwolą w sposób racjonalny technologicznie korzystać z węgla. Poprawią również konkurencyjność krajowej elektroenergetyki na europejskim rynku energii, co jest konieczne w sytuacji uczestnictwa Polski w Unii Europejskiej. Głównym jednak czynnikiem, który zdecydowanie poprawiłby tę konkurencyjność byłoby urealnienie w kraju relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii, a przede wszystkim obniżenie ceny drogiego krajowego węgla kamiennego. Droga wiodącą do tego jest urealnienie kosztów jego wydobycia. Tak jak długo wysoka cena rodzimego węgla kamiennego będzie podyktowana ciągle jeszcze warunkami społeczno-politycznymi (zapowiadane są już kolejne, wymuszone przez związki zawodowe górników, znaczące podwyżki ceny węgla, nawet o 15%), tak długo krajowa energetyka nie będzie w stanie sprostać konkurencji na europejskim rynku energii i żadne „manipulacje” przy likwidacji długoterminowych kontraktów na zakup mocy i energii elektrycznej zawartych przez *Polskie Sieci Elektroenergetyczne* z jej wytwórcami, żadne konsolidacje wytwórców nic tu nie pomogą.

Powyższe działania w sytuacji „politycznych” cen nośników energii i dotacji górnictwa są bowiem działaniami pozornymi, niepotrzebnie pochłaniającymi intelekt, czas i pieniądze, są wyłącznie oddalaniem w czasie chwili podjęcia koniecznych, ekonomicznie uzasadnionych decyzji, decyzji prywatyzacyjnych i urynkowania energetyki i górnictwa. Im dłużej się będzie z nimi zwlekać, tym koszty tych decyzji będą większe.



Rys. 1. Układ dwupaliwowy szeregowy (a), układ dwupaliwowy równoległy (b)

ITG – instalacja turbiny gazowej, KO – kocioł odzyskowy, KP – kocioł parowy, TP – turbina parowa, UR – układ regeneracji, IOS – instalacja oczyszczania spalin, ITP – instalacja turbiny parowej, GP – generacja pary, PP – przegrzew pary, URN, URW – regeneracja niski- i wysokociśnieniowa, N_{TG} , N_{TP} – moce instalacji turbiny gazowej i parowej

To gospodarka rynkowa i perspektywa zysku, to sukces ekonomiczny indywidualnego człowieka są najpotężniejszymi siłami postępu i rozwoju oraz skutecznej walki z biedą najuboższych. Pomoc państwa nie uchroni i nie uwolni ich od nędzy, może wspomóc ich finansowo jedynie doraźnie. Obecność państwa i polityków w gospodarce prowadzi wyłącznie do bankructw i nędzy społeczeństwa. Jediną drogą do jego rozwoju i dobrobytu jest państwo liberalne, tj. państwo uczciwej i rzetelnej pracy, w którym przestrzegane jest równe dla wszystkich prawo, a w gospodarce zasady „zdrowej” konkurencji. Należy mocno podkreślić, że aby tak było, państwo musi spełniać trzy warunki: musi gwarantować wolność osobistą, wolność gospodarczą oraz przestrzeganie prawa. I powinna to być jedyna rola państwa.

Zastosowanie turbin gazowych umożliwia tworzenie różnych konfiguracji ciepłych układów elektrociepłowni i elektrowni. Zwłaszcza w sytuacji nadbudowy turbiną gazową i kotłem odzyskowym układów parowych istniejących węglowych elektrociepłowni istnieje w zasadzie nieograniczenie wiele rozwiązań i możliwych konfiguracji powstałych wówczas układów gazowo-parowych dwupaliwowych, węglowo-gazowych. Wynika to z różnorodności i złożoności samych układów ciepłych elektrociepłowni węglowych, w których mogą występować równocześnie kotły wodne, kotły parowe, turbiny parowe przeciwprężne, turbiny upustowo-przeciwprężne, turbiny upustowo-kondensacyjne.

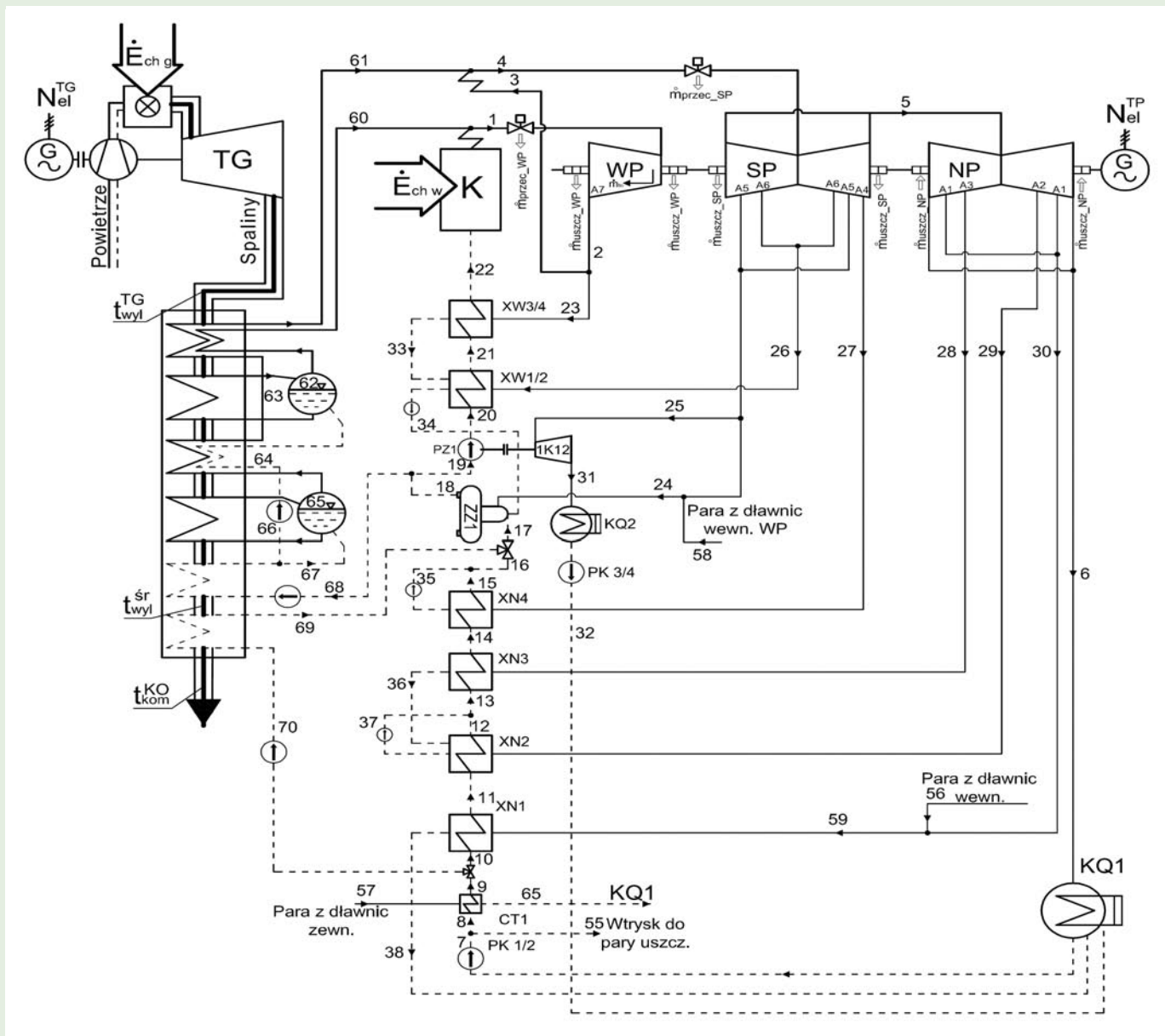
Analiza techniczna i ekonomiczna wszystkich możliwych rozwiązań jest zadaniem bardzo obszernym. Należy ją przeprowadzać dla konkretnych istniejących elektrociepłowni i elektrowni „indywidualnie” (szczególnie, jak już zaznaczono, dla elektrociepłowni; dla elektrowni struktura ich schematów ciepłych jest w zasadzie prawie taka sama, różnią się one między sobą najczęściej tylko parametrami termicznymi pary i wody zasilającej w poszczególnych punktach układu, mocą elektryczną oraz liczbą wymienników ciepła regeneracji wysoko- i niskoprężnej).

Możliwe jest natomiast uogólnienie analizy ekonomicznej tych układów, tzn. uogólnienie wzorów na opłacalność ekonomiczną

modernizacji elektrociepłowni i elektrowni węglowych. Struktura tych wzorów jest bowiem dla wszystkich rozwiązań taka sama. Różnica przy analizowaniu konkretnych układów polegać będzie wyłącznie na podstawieniu do tych wzorów innych wartości poszczególnych ich składników, takich jak: nakłady inwestycyjne, ilość spalanej paliwa, ilość produkowanej w układzie energii elektrycznej, ilość emisji szkodliwych produktów spalania do otoczenia itd.

Układ szeregowy czy równoległy?

Najstarszym ogniwem w elektrowni, z punktu widzenia wytwarzania w niej energii elektrycznej, jest pomimo jego wysokiej sprawności energetycznej – opalany węglem kocioł parowy. Kocioł stanowi bowiem „ściankę wymiennika” pomiędzy spalinami a wodą (będącą pośrednim nośnikiem energii w łańcuchu przemian wytwarzania w elektrowni energii elektrycznej) generującą na skutek nieodwracalności przepływu ciepła największe straty egzergii (energii elektrycznej) w elektrowni. Powodem tak dużych strat jest wynosząca grubo ponad tysiąc stopni różnica pomiędzy temperaturą spalania węgla w kotle a temperaturą produkowanej w nim pary. Efektywność energetyczna modernizacji elektrowni będzie zatem tym większa, w im większym stopniu zmniejszą straty egzergii w kotle, tj. w im większym stopniu zmniejszy ilość spalanej w nim węgla. Termodynamicznym kryterium poszukiwania optymalnego rozwiązania nadbudowy elektrowni turbiną gazową powinna być zatem minimalizacja sumy strat egzergii w istniejącym kotle węglowym oraz w dobudowanym kotle odzyskowym (w układzie szeregowym, jak już zaznaczono, kocioł odzyskowy nie występuje), z uwzględnieniem takich ograniczeń, jak technicznie dopuszczalne zmniejszenie obciążenia kotła węglowego oraz maksymalne możliwe przeciążenie turbozespołu parowego. W praktyce minimum techniczne kotła wynosi 40–50% obciążenia nominalnego, natomiast maksymalne przeciążenie turbiny może dochodzić do 20%.



Rys. 2. Ideowy schemat cieplny bloku energetycznego 380 MW nadbudowanego turbiną gazową i kotłem odzyskowym w układzie równoległym

Dobór mocy turbiny gazowej w układzie Hot Windbox do określonego kotła parowego w elektrowni węglowej polega na dopasowaniu strumienia tlenu niesionego w spalinach wylotowych z turbiny do zapotrzebowania kotła. Udział masy tlenu w tych spalinach wynosi od ok. $g_{O_2} = 13$ do 16% (w powietrzu $g_{O_2} = 23\%$; tak duży udział tlenu w spalinach jest wynikiem koniecznego dużego stosunku nadmiaru powietrza λ^{TG} w komorze spalania turbiny gazowej z uwagi na ograniczoną termiczną wytrzymałość materiału łopatek turbiny – $\lambda^{TG} = 2,5-4$). Chcąc tym samym całkowicie zastąpić powietrze do spalania w kotle spalinami z turbiny (moc turbiny jest wówczas maksymalną możliwą mocą uzasadnioną termodynamicznie), strumień tych spalin powinien być większy od strumienia powietrza od ok. 44 do 77% [1].

Układ szeregowy (Hot Windbox) – rysunek 1a – wymaga znacznej przebudowy kotła węglowego z uwagi na wysoką temperaturę spalin wylotowych z turbiny gazowej doprowadzanych do palników węglowych oraz, jak już zaznaczono, na znacznie większą wartość strumienia masyowego tych spalin w stosunku

do zastąpionego strumienia powietrza do spalania węgla w kotle. Związany z tym wzrost prędkości spalin, nawet przy obniżonym równocześnie zużyciu węgla, stwarza duże zagrożenie erozyjne dla powierzchni ogrzewanych. Dlatego w układzie Hot Windbox należałoby dobierać turbinę gazową o mniejszej mocy i niedobór tlenu uzupełniać wówczas powietrzem atmosferycznym za pomocą istniejących wentylatorów podmuchowych (innym rozwiązaniem mogłoby być zmniejszenie obciążenia kotła – zmniejszenie produkowanego w nim strumienia pary). Skutkowałoby to jednak mniejszym przyrostem sprawności energetycznej tak zmodernizowanej elektrowni. Ze zmianą prędkości spalin zmianie ulegają również bilanse energii dla poszczególnych powierzchni ogrzewanych, niepotrzebny jest także w kotle podgrzewacz powietrza do spalania, co powoduje, że istniejący kocioł węglowy musi ulec głębokiej rekonstrukcji. W jego konstrukcji nośnej muszą być zabudowane nowe powierzchnie ogrzewane. Nakłady inwestycyjne na przebudowę kotła z reguły byłyby znacznie większe od przeznaczonych na kocioł odzyskowy.

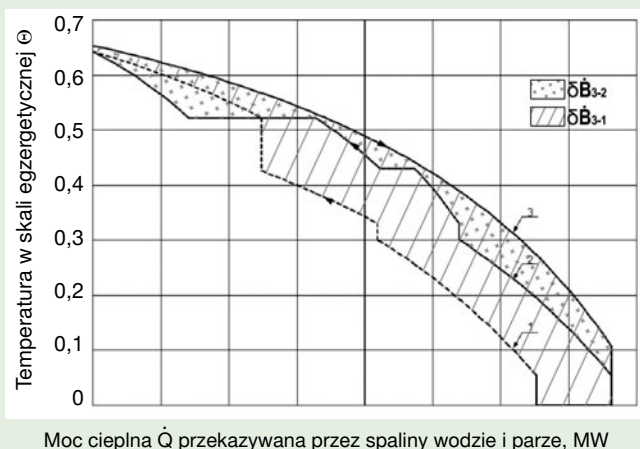
W praktyce ponadto najczęściej brakuje wolnej przestrzeni na usytuowanie turbosespołu gazowego z układem wlotowym (do niego) powietrza i wylotowym (z niego) spalin w pobliżu kotła. Układ Hot Windbox wymaga długotrwałego, wielomiesięcznego przestoju bloku na czas jego nadbudowy.

Takich problemów nie stwarza **sprzężenie równoległe**, które w porównaniu z układem Hot Windbox daje możliwość swobodnego doboru mocy turbiny gazowej i większą możliwość wykorzystania entalpii wylotowych z niej spalin [1]. Przy sprzężeniu równoległym (rys. 1b, 2) większe są możliwości zmniejszenia (o ok. 3–5%) zużycia węgla w kotle parowym niż w układzie szeregowym, a zatem wystąpią, mniejsze straty egzergii w układzie [1]. Potrzeby przebudowy układu parowo-wodnego istniejącej części węglowej, a tym samym środki finansowe na ten cel są mniejsze.

Nakłady inwestycyjne na modernizację ponoszone będą tylko na nowo powstający układ gazowy i połączenie go z układem istniejącym. Budowa układu gazowego odbywać się będzie w czasie, gdy układ węglowy „pracuje”. Nie wystąpią zatem straty ekonomiczne związane z jego postojem. Ponadto połączenie części gazowej z częścią węglową może trwać zaledwie kilka, kilkanaście dni. Układ równoległy jest efektywniejszym energetycznie i ekonomicznie sposobem modernizacji elektrowni i właśnie dlatego dla takiego układu opracowano model matematyczny bloku. Zaproponowane rozmieszczenie powierzchni ogrzewanych w kotle odzyskowym (rys. 2, 5) minimalizuje w nim straty egzergii [1]. Straty te w odniesieniu do jednostki czasu (rys. 3):

$$\begin{aligned} \delta \dot{B} &= T_{ot} \sum \int d\dot{S}_{czyn} = T_{ot} \int (d\dot{S}_{H_2O} + d\dot{S}_{sp}) = \\ &= T_{ot} \int \left(\frac{d\dot{Q}}{T_{H_2O}} - \frac{d\dot{Q}}{T_{sp}} \right) = \int (\Theta_{sp} - \Theta_{H_2O}) d\dot{Q} \end{aligned} \quad (1)$$

reprezentowane są przez pole $\delta \dot{B}_{3-2}$ zawarte pomiędzy krzywą kompozycyjną spalin a krzywą kompozycyjną czynnika obiegowego, przedstawionymi za pomocą temperatury egzergicznej, tj. gdy temperaturę bezwzględną T z rysunku 5 zastąpi się temperaturą egzergiczną Θ ($\Theta = 1 - T_{ot}/T$) na rysunku 3. Jak widać straty te w porównaniu ze stratami $\delta \dot{B}_{3-1}$ w kotle odzyskowym [4] są wielokrotnie mniejsze.



Rys. 3. Straty egzergii w kotle odzyskowym spowodowane przez nieodwracalny przepływ ciepła
1 – krzywa kompozycyjna wody i pary dla kotła odzyskowego z [4],
2 – krzywa kompozycyjna wody i pary dla kotła z rys. 2,
3 – krzywa kompozycyjna spalin; identyczna dla obu kotłów

Należy zwrócić uwagę na fakt, że moc elektrowni dla takiego sposobu modernizacji może ulec prawie podwojeniu [3], co istotnie zwiększy moc krajowej energetyki zawodowej bez konieczności budowy nowych źródeł energii elektrycznej.

Model matematyczny bloku energetycznego – bilanse masy i energii

Model matematyczny bloku o mocy 380 MW, którego strukturę przedstawiono na rysunku 2, bazuje na bilansach energii i masy, nieliniowych zależnościach charakteryzujących pracę urządzeń oraz nieliniowych równaniach stanu czynnika roboczego. Poniżej zaprezentowano bilanse dla poszczególnych elementów bloku. Bilanse te stanowią układ algebraicznych równań liniowych, jako że wszystkie w nim wartości entalpii właściwych pary wodnej i wody h_1-h_{70} oraz wartości sprawności energetycznych urządzeń $\eta_k, \eta_{em}, \eta_{m1K12}, \eta_{mPZ1}, \eta_{TG}$ są danymi wielkościami wejściowymi. Danymi są również: spadek ciśnienia Δp_{2-4} , strumień pary świeżej \dot{m}_1 , strumień pary wysokociśnieniowej produkowanej w kotle odzyskowym \dot{m}_{60} (zmniejszający o taką samą wartość strumień pary produkowanej w kotle węglowym), strumień \dot{m}_{70} (zmniejszający o taką samą wartość strumień kondensatu doprowadzanego do układu regeneracji niskociśnieniowej), strumienie pary „przeciekowej” z dławnic i zaworów turbiny parowej $\dot{m}_{39} - \dot{m}_{56}$, strumienie wody chłodzącej w skraplaczach $\dot{m}_{KQ1}, \dot{m}_{KQ2}$ i ich temperatury $T_{w2KQ1}, T_{w1KQ1}, T_{w2KQ2}, T_{w1KQ2}$ (temperatury T_{w2KQ1}, T_{w2KQ2} wyliczane są za pomocą iteracji z bilansów energii skraplaczy z równoczesnym obliczaniem w nich ciśnień i temperatur nasycenia), temperatury nasycenia t_s^w, t_s^{sr} w walczakach wysoko- i średniociśnieniowym i wartości przewężeń temperaturowych $\Delta T_{min}^w, \Delta T_{min}^{sr}$ w kotle odzyskowym, temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej t_{wy1}^{TG} oraz temperatura otoczenia T_{ot} . Niewiadomymi są pozostałe strumienie masy oraz strumienie energii chemicznej spalnego w kotle parowym węgla \dot{E}_{chw} i gazu $\dot{E}_{ch g}$ w turbinie gazowej oraz moce elektryczne turbiny parowej i gazowej N_{el}^{TP}, N_{el}^{TG} . Niezmiennymi wielkościami wejściowymi dla każdego zbioru obliczeniowych danych wejściowych są: temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej T_1 i T_4 oraz strumień \dot{m}_1 . Układ dogodnie jest rozwiązać np. zaliczając do grupy metod dokładnych metodą eliminacji Gaussa.

Kocioł

- $$\eta_k \dot{E}_{chw} + \dot{m}_3(h_3 - h_4) + \dot{m}_{22}(h_{22} - h_1) = 0$$

$$\dot{m}_{22} + \dot{m}_{60} - \dot{m}_1 = 0$$

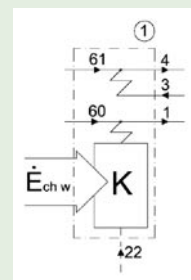
$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{61} - \dot{m}_4 = 0$$

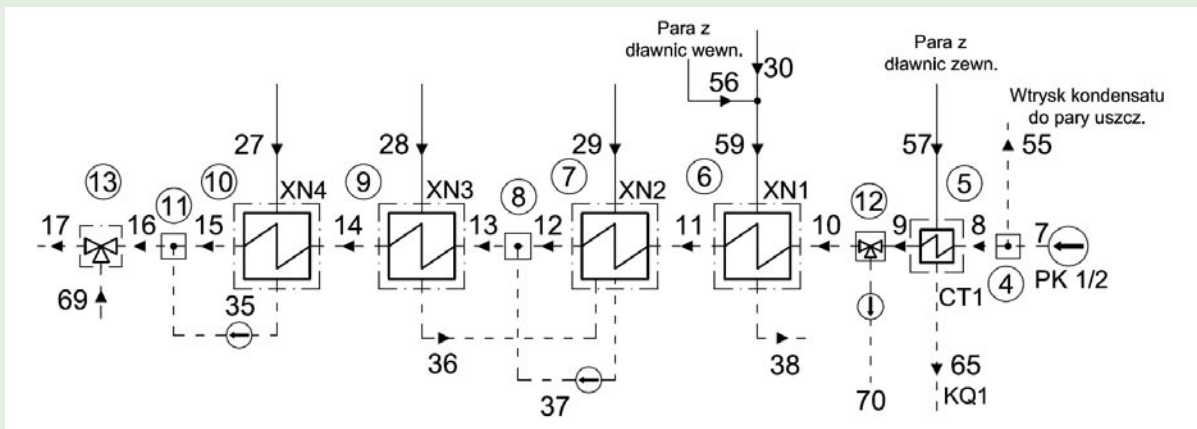
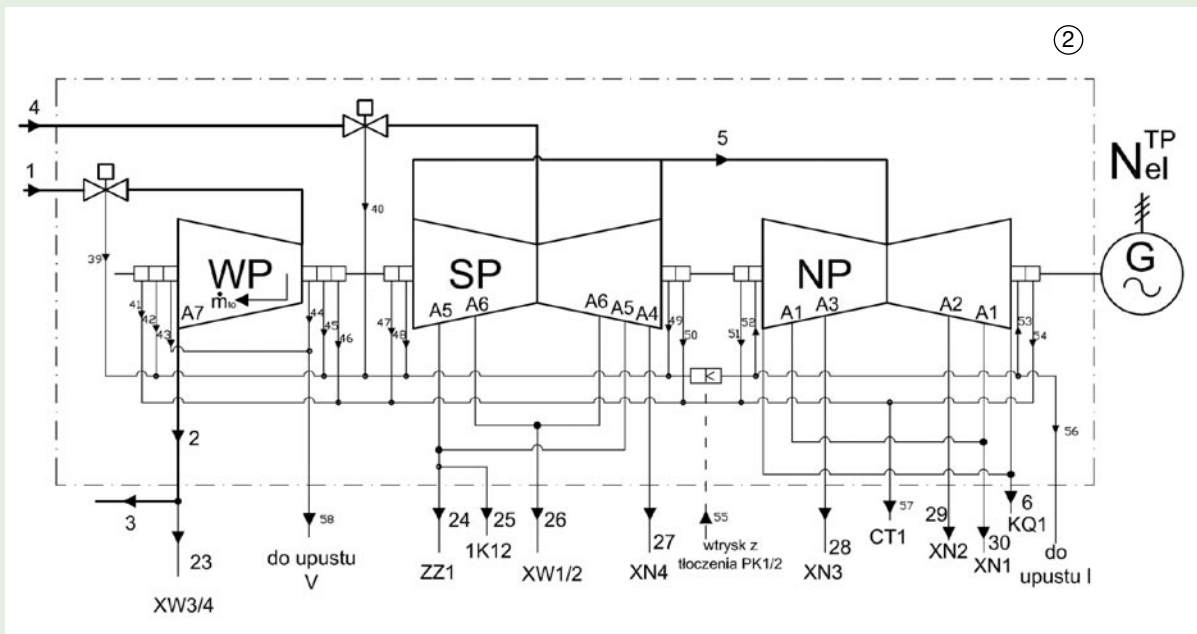
$$h_{60} = h_1$$

$$h_{61} = h_4$$

2.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{26} h_{26} - \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_{27} h_{27} - \\ \dot{m}_{28} h_{28} - \dot{m}_{29} h_{29} - \dot{m}_{30} h_{30} - \dot{m}_{58} h_{58} - \dot{m}_{56} h_{56} + \dot{m}_{55} h_{55} - \dot{m}_{57} h_{57} - \\ N_{el}^{TP} / \eta_{em} = 0 \\ \dot{m}_1 - \dot{m}_{39} - \dot{m}_2 - \dot{m}_{43} - \dot{m}_{44} - \dot{m}_{42} - \dot{m}_{45} - \dot{m}_{41} - \dot{m}_{46} = 0 \\ \dot{m}_4 - \dot{m}_{40} - \dot{m}_{26} - \dot{m}_{24} - \dot{m}_{25} - \dot{m}_{27} - \dot{m}_{48} - \dot{m}_{49} - \dot{m}_{47} - \dot{m}_{50} - \dot{m}_{28} - \\ - \dot{m}_{29} - \dot{m}_{30} - \dot{m}_{51} - \dot{m}_{54} + \dot{m}_{52} + \dot{m}_{53} - \dot{m}_6 = 0 \\ \dot{m}_{43} + \dot{m}_{44} - \dot{m}_{58} = 0 \\ \dot{m}_{39} + \dot{m}_{42} + \dot{m}_{45} + \dot{m}_{40} + \dot{m}_{48} + \dot{m}_{49} + \dot{m}_{55} - \dot{m}_{52} - \dot{m}_{53} - \dot{m}_{56} = 0 \\ \dot{m}_{41} + \dot{m}_{46} + \dot{m}_{47} + \dot{m}_{50} + \dot{m}_{51} + \dot{m}_{54} - \dot{m}_{57} = 0 \end{aligned}$$





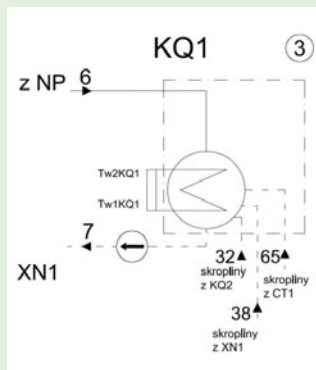
3.
 $\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{32} h_{32} + \dot{m}_{38} h_{38} + \dot{m}_{65} h_{65} - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_{KQ1} c_w (T_{w2KQ1} - T_{w1KQ1}) = 0$
 $\dot{m}_6 + \dot{m}_{32} + \dot{m}_{38} + \dot{m}_{65} - \dot{m}_7 = 0$

4.
 $h_7 = h_8 = h_{55}$
 $\dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_{55} = 0$

5.
 $\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{57} h_{57} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{65} h_{65} = 0$
 $\dot{m}_8 - \dot{m}_9 = 0$
 $\dot{m}_{57} - \dot{m}_{65} = 0$

6.
 $\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{30} h_{30} + \dot{m}_{56} h_{56} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{38} h_{38} = 0$
 $\dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} = 0$
 $\dot{m}_{30} + \dot{m}_{56} - \dot{m}_{38} = 0$

7.
 $\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{29} h_{29} + \dot{m}_{36} h_{36} - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{37} h_{37} = 0$
 $\dot{m}_{12} - \dot{m}_{11} = 0$
 $\dot{m}_{29} + \dot{m}_{36} - \dot{m}_{37} = 0$



8.
 $h_{13} = (\dot{m}_{12}/\dot{m}_{13})h_{12} + (\dot{m}_{37}/\dot{m}_{13})h_{37}$
 $\dot{m}_{12} + \dot{m}_{37} - \dot{m}_{13} = 0$

9.
 $\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{28} h_{28} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{36} h_{36} = 0$
 $\dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} = 0$
 $\dot{m}_{28} - \dot{m}_{36} = 0$

10.
 $\dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{35} h_{35} = 0$
 $\dot{m}_{14} - \dot{m}_{15} = 0$
 $\dot{m}_{27} - \dot{m}_{35} = 0$

11.
 $h_{16} = (\dot{m}_{15}/\dot{m}_{16})h_{15} + (\dot{m}_{35}/\dot{m}_{16})h_{35}$
 $\dot{m}_{15} + \dot{m}_{35} - \dot{m}_{16} = 0$

12.
 $h_9 = h_{70} = h_{10}$
 $\dot{m}_9 - \dot{m}_{70} - \dot{m}_{10} = 0$

13.

$$h_{17} = (\dot{m}_{16}/\dot{m}_{17})h_{16} + (\dot{m}_{69}/\dot{m}_{17})h_{69}$$

$$\dot{m}_{16} + \dot{m}_{69} - \dot{m}_{17} = 0$$

14.

$$\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{58}h_{58} - \dot{m}_{18}h_{18} = 0$$

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{24} + \dot{m}_{34} + \dot{m}_{58} - \dot{m}_{18} = 0$$

15.

$$(\dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{31}h_{31})\eta_{m1K12} - (\dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{19}h_{19})\eta_{mPZ1} = 0$$

$$\dot{m}_{68} + \dot{m}_{19} - \dot{m}_{18} = 0$$

$$\dot{m}_{19} - \dot{m}_{20} = 0$$

$$\dot{m}_{25} - \dot{m}_{31} = 0$$

$$h_{19} = h_{18} = h_{68}$$

16.

$$\dot{m}_{31}h_{31} - \dot{m}_{32}h_{32} - \dot{m}_{KQ2}c_w(T_{w2KQ2} - T_{w1KQ2}) = 0$$

$$\dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} = 0$$

17.

$$\dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{33}h_{33} - \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{34}h_{34} = 0$$

$$\dot{m}_{20} - \dot{m}_{21} = 0$$

$$\dot{m}_{26} + \dot{m}_{33} - \dot{m}_{34} = 0$$

18.

$$\dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{33}h_{33} = 0$$

$$\dot{m}_{21} - \dot{m}_{22} = 0$$

$$\dot{m}_{23} - \dot{m}_{33} = 0$$

19.

$$h_2 = h_3 = h_{23}$$

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_{23} = 0$$

Turbina gazowa i kocioł odzyskowy

$$\dot{C}[t_{wyl}^{TG} - (t_s^w + \Delta T_{min}^w)] = \dot{m}_{60}(h_{60} - h_{62}) + \dot{m}_{61}(h_{61} - h_{63})$$

$$\dot{C}[t_s^w + \Delta T_{min}^w - (t_s^{sr} + \Delta T_{min}^{sr})] = \dot{m}_{60}(h_{62} - h_{65}) + \dot{m}_{61}(h_{63} - h_{65})$$

$$\dot{C}(t_{wyl}^{TG} - t_{ot}) = \dot{E}_{ch g} - N_{el}^{TG}$$

$$\dot{E}_{ch g} = \frac{N_{el}^{TG}}{\eta_{TG}}$$

$$h_{60} = h_1$$

$$h_{61} = h_4$$

$$h_{63} = h_{63}(t_{63} = t_s^w, p_{63} = p_{65} - \Delta p_{65-63})$$

$$h_{66} = h_{67} = h'_{65}$$

$$h_{69} = h_{15}$$

$$h_{70} = h_{10} = h_9$$

$$\dot{m}_{60} = \dot{m}_{66}$$

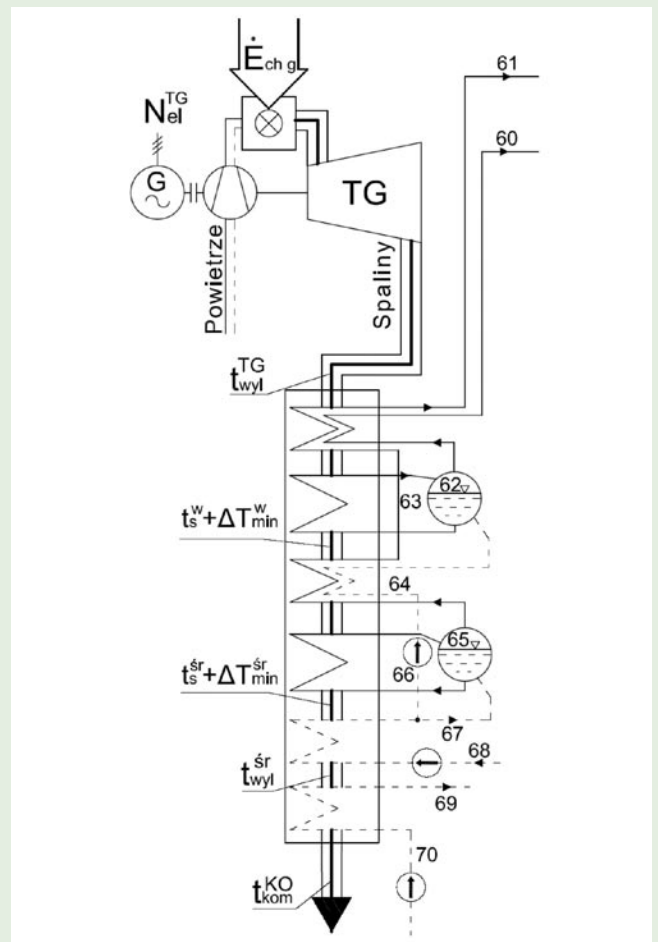
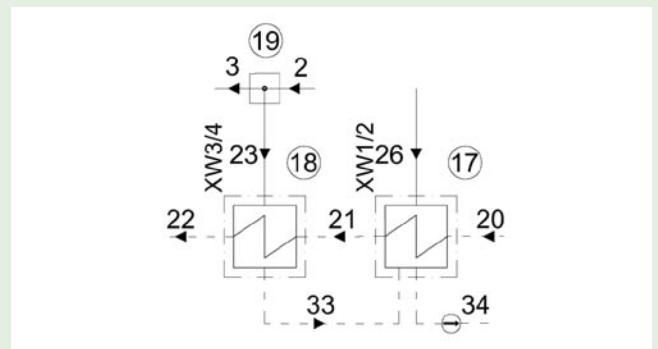
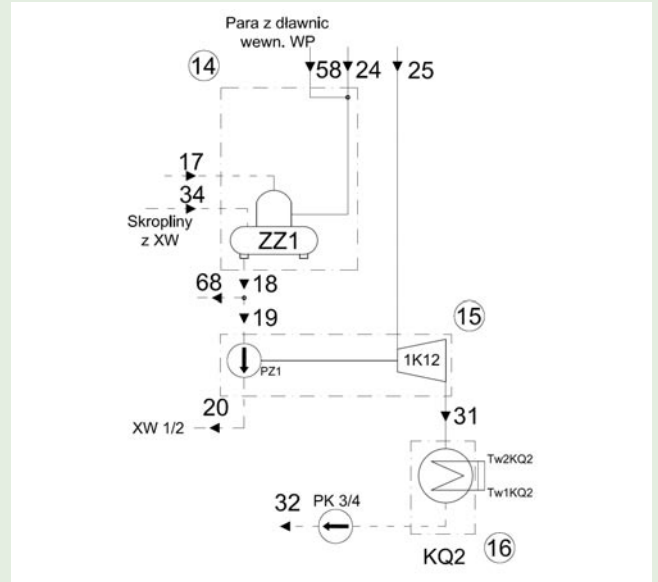
$$\dot{m}_{61} = \dot{m}_{67}$$

$$\dot{m}_{66} + \dot{m}_{67} - \dot{m}_{68} = 0$$

$$\dot{m}_{70} + \dot{m}_{10} - \dot{m}_9 = 0$$

$$t_{wyl}^{sr} = t_{wyl}^{TG} - \frac{\dot{m}_{60}(h_{60} - h_{68}) + \dot{m}_{61}(h_{61} - h_{68})}{\dot{C}}$$

$$t_{kom}^{KO} = t_{wyl}^{TG} - \frac{\dot{m}_{60}(h_{60} - h_{68}) + \dot{m}_{61}(h_{61} - h_{68}) + \dot{m}_{70}(h_{69} - h_{70})}{\dot{C}}$$

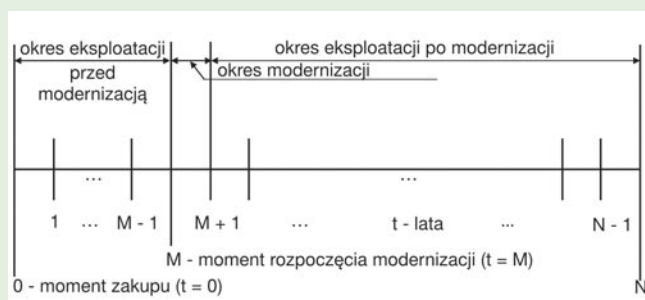


Algorytm obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego 380 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie sprzężonym równoległe

Ekonomiczne kryterium doboru optymalnej mocy turbiny gazowej do elektrowni węglowej w układzie równoległym przedstawia się zależnością [2]:

$$NPV = \left[\frac{S_R^M - K_e^M}{\rho_M} + \frac{S_R^{M+1} - K_e^{M+1}}{(1+r)^{M+1}} + \left(S_R^{\text{mod}} - K_e^{\text{mod}} \right) \left(\frac{1}{\rho_N} - \frac{1}{\rho_{M+1}} \right) - J_O - \frac{J_M}{(1+r)^M} \right] (1-p)(1-v_m) \rightarrow \max \quad (2)$$

Na rysunku 4 przedstawiono wykorzystywany we wzorze (2) czasowy schemat eksploatacji elektrowni z zaznaczonymi okresami jej eksploatacji przed i po modernizacji.



Rys. 4. Cykl eksploatacji elektrowni

Argumentami kryterium zysku (2) są poniżej wymienione funkcje (zmiennne decyzyjne):

- J_M – nakłady inwestycyjne poniesione w roku M na modernizację elektrowni,
- J_O – nakłady inwestycyjne poniesione na budowę elektrowni lub cena jej zakupu, np. od Skarbu Państwa, przez niezależnego inwestora IPP,
- K_e – roczne koszty eksploatacji elektrowni; koszty eksploatacji K_e^{mod} są funkcją m.in. rocznego zużycia energii chemicznej węgla $E_{ch w, R}$ i gazu $E_{ch g, R}$, ich cen oraz opłat za zanieczyszczenie środowiska naturalnego,
- v_m – względna wartość rynku ciepła i energii elektrycznej; procentowa wartość udziału Skarbu Państwa w całkowitym zysku osiąganym w trakcie eksploatacji elektrowni po jej sprzedaży inwestorowi IPP,
- p – stopa podatku od zysku brutto Z_R : $Z_R = S_R - K_e - \sum \rho_{X_i} J_{Y_i}$,
- r – stopa dyskonta kapitału inwestycyjnego zależąca od sposobu finansowania inwestycji,
- S_R – roczne przychody z eksploatacji elektrowni; roczne przychody S_R^{mod} są funkcją cen nośników energii oraz rocznej produkcji w elektrowni energii elektrycznej $E_{el, R}^{\text{mod}}$; ilość produkowanej energii elektrycznej zależy od mocy turbiny parowej i gazowej,
- $\rho_M, \rho_{M+1}, \rho_N, \rho_{N-M}$ – roczne stopy amortyzacji wyrażone za pomocą stopy dyskonta r gwarantujące kolejno zwrot nakładów J_O i J_M łącznie z odsetkami po N i $N - M$ latach eksploatacji elektrowni.

Efektywność termodynamiczną modernizacji można wyrazić za pomocą wzoru na sprawność energetyczną elektrowni [1]:

$$\eta_{Eel}^{\text{rów}} = \frac{N_{el}^{TP} + \Delta N_{el}^{TP} + N_{el}^{TG}}{\dot{E}_{ch w} + \dot{E}_{ch g}} \quad (3)$$

Wielkość ΔN_{el}^{TP} we wzorze (3) oznacza przyrost mocy turbozespołu parowego po nadbudowie elektrowni turbiną gazową.

Wyznacza się również sprawność przyrostową wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni (sprawność ta jest odpowiednikiem sprawności wytwarzania energii elektrycznej w obecnie najdoskonalszym termodynamicznie szeregowym układzie gazowo-parowym):

$$\eta_{\Delta} = \frac{N_{el}^{TG} + \Delta N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch g}} \quad (4)$$

Analogicznie definiuje się pozorną sprawność wytwarzania energii elektrycznej w turbozespołe parowym:

$$\chi = \frac{N_{el}^{TP} + \Delta N_{el}^{TP}}{\dot{E}_{ch w}} \quad (5)$$

Na rysunku 6 przedstawiono w ogólnym zarysie algorytm obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku przez nadbudowę turbiną gazową w układzie sprzężonym równoległe.

W pierwszej kolejności wykonywane są obliczenia termodynamiczne, których wyniki są wielkościami wejściowymi do obliczeń ekonomicznych.

Po wprowadzeniu do modelu bloku wartości termodynamicznych danych wejściowych obliczane są moce elektryczne turbiny parowej N_{el}^{TP} i gazowej N_{el}^{TG} oraz strumienie energii chemicznej spalanego w kotle węgla $\dot{E}_{ch w}$ i gazu $\dot{E}_{ch g}$ w turbinie gazowej.

Wielkościami wejściowymi są:

- charakterystyki energetyczne urządzeń, strumień pary świeżej \dot{m}_1 , strumienie wody chłodzącej w skraplaczach \dot{m}_{K01} i \dot{m}_{K02} , wartości termicznych parametrów pary świeżej i wtórnie przegrzanej, wartości ciśnień i temperatur pary w upustach i skraplaczach, termiczne parametry skroplin, temperatury nasycenia $t_s^W (t_s^W \equiv t_{62})$, $t_s^{\text{sr}} (t_s^{\text{sr}} \equiv t_{65})$ w walczakach wysoko- i średnicieściennymi i wartości przewężeń temperaturowych ΔT_{min}^W , $\Delta T_{\text{min}}^{\text{sr}}$ w kotle odzyskowym (rys. 5), temperatura spalin wylotowych z turbiny gazowej $t_{\text{wyl}}^{\text{TG}}$, temperatura otoczenia T_{ot} , komplet strumieni „przeciekowych” z dławnic i zaworów \dot{m}_{39} – \dot{m}_{56} , strumień pary wysokociścieniowej produkowanej w kotle odzyskowym \dot{m}_{60} (o jego wartość pomniejszany jest strumień pary produkowanej w kotle węglowym), strumień \dot{m}_{70} (o jego wartość pomniejszany jest strumień kondensatu doprowadzanego do układu regeneracji niskociścieniowej bloku).

Wartości strumieni \dot{m}_{60} , \dot{m}_{70} muszą spełniać następujące warunki:

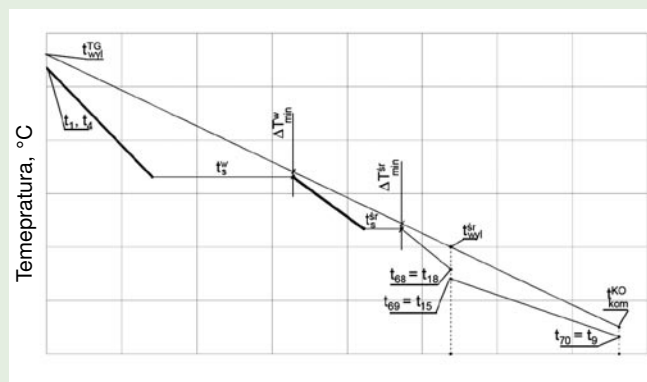
- strumień \dot{m}_{60} może przyjąć co najwyżej taką wartość, aby strumień \dot{m}_{22} nie był mniejszy od minimum technicznego kotła,

– strumień \dot{m}_{70} co najwyżej taką, aby zmniejszenie poborów pary z upustów turbiny do wymienników regeneracji niskociśnieniowej i zmniejszenie poborów do wymienników regeneracji wysokociśnieniowej (na skutek zmniejszenie obciążenia kotła o strumień \dot{m}_{60}) wraz z dodatkowym strumieniem \dot{m}_{61} doprowadzonym do części SP turbiny nie spowodowały jej przeciążenia o ponad 20% (ze względu na dodatkowy strumień \dot{m}_{61} i zmniejszenie pary z upustów do regeneracji wysokoprężnej zwiększeniu ulega strumień pary z upustu A5 do odgazowawca).

Temperatury spalin wylotowych z turbiny gazowej t_{wyl}^{TG} i z kotła odzyskowego do komina t_{kom}^{KO} muszą być kolejno wyższe od temperatury pary świeżej i wtórnie przegrzanej t_1, t_4 ($t_1 = t_4$) oraz od temperatury kondensatu t_{70} ($t_{70} = t_9$) – rysunek 2, 5.

Na rysunkach 3 i 5 przedstawiono przykładowy rozkład krzywych kompozycyjnych w kotle (liniami pogrubionymi na rysunku 5 zaznaczono równoległe rozmieszczenie powierzchni ogrzewanych).

W sytuacji małej mocy turbiny gazowej (w wyniku przyjęcia małej wartości strumienia \dot{m}_{60}) oraz dużej wartości strumienia \dot{m}_{70} (maksymalnie strumień \dot{m}_{70} może być równy strumieniowi \dot{m}_9 ; całkowicie wyłączony byłby wówczas z pracy istniejący układ regeneracji niskoprężnej bloku) może dochodzić do przecięcia krzywej kompozycyjnej spalin $t_{wyl}^{TG} - t_{kom}^{KO}$ z krzywą kondensatu $t_{69} - t_{70}$. Tym samym nie byłaby spełniona druga zasada termodynamiki, przepływ ciepła na prawo od punktu przecięcia musiałby następować od temperatury niższej do wyższej.



Moc cieplna przekazywana przez spaliny wodzie i parze, MW

Rys. 5. Krzywe kompozycyjne – rozkład temperatury spalin oraz wody i pary w kotle odzyskowym

Obliczenia mocy elektrycznych N_{el}^{TP}, N_{el}^{TG} dla każdego zbioru danych wejściowych wymagają iteracji. Wynika to z odstępstwa turbiny parowej od jej nominalnych warunków pracy (oznaczonych indeksem „n” w równaniu (6)); wielkości aktualnego przepływu przez poszczególne stopnie turbiny w tym równaniu nie mają żadnych indeksów; ciśnienia aktualne w upustach przed i za poszczególnymi stopniami oznaczone są kolejno jako p_p i p_k) w wyniku nadbudowy układu turbiną gazową.

W pierwszym kroku iteracji dla przyjętych danych wejściowych wyznacza się za pomocą modelu matematycznego m.in. strumienie pary przepływające przez poszczególne stopnie turbiny.

Następnie wykorzystując wyliczone strumienie oblicza się za pomocą równania przelotowości turbiny Stodoli-Flügla (obrazującego zmiany ciśnienia w upustach powstające pod wpływem zmian natężenia przepływającego strumienia pary wodnej) [5]:

$$p_p = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n}\right)^2 (p_{n,p}^2 - p_{n,k}^2) + p_k^2} \quad (6)$$

nowy rozkład ciśnień w turbinie, rozpoczynając od ostatniej grupy stopni części NP turbiny (jako pierwsze w tym celu wyliczane jest za pomocą iteracji ciśnienie nasycenia p_6 w skraplaczu z wykorzystaniem jego bilansu energii i zależności $\dot{Q}_{skr} = (kF\Delta T_{log})_{skr}$), poprzez część SP dochodząc do części WP, gdzie jako ostatnie zostaje wyliczone ciśnienie przy doływie do części WP turbiny.

Przepływem nominalnym \dot{m}_n w równaniach Stodoli-Flügla dla poszczególnych stopni są wartości strumieni pary dla pracy bloku bez nadbudowy turbiną gazową. Dla nowych wartości ciśnień i nowych wartości sprawności wewnętrznych turbiny $\eta_{IWP}, \eta_{ISP}, \eta_{INP}$ (wyliczonych za pomocą charakterystyk sprawności i doływających do części WP, SP i NP strumieni pary z danego kroku iteracji) wyznacza się nowe wartości entalpii właściwych pary i skroplin, które wykorzystuje się w kroku następnym (jak już zaznaczono, przy każdorazowym wyliczaniu entalpii zawsze niezmiennie są temperatury T_1 i T_4). W kroku tym wyznacza się kolejne nowe strumienie pary i skroplin. Następnie wykorzystując je oblicza się kolejny nowy rozkład ciśnień w turbinie itd., aż do osiągnięcia założonej dokładności obliczeń.

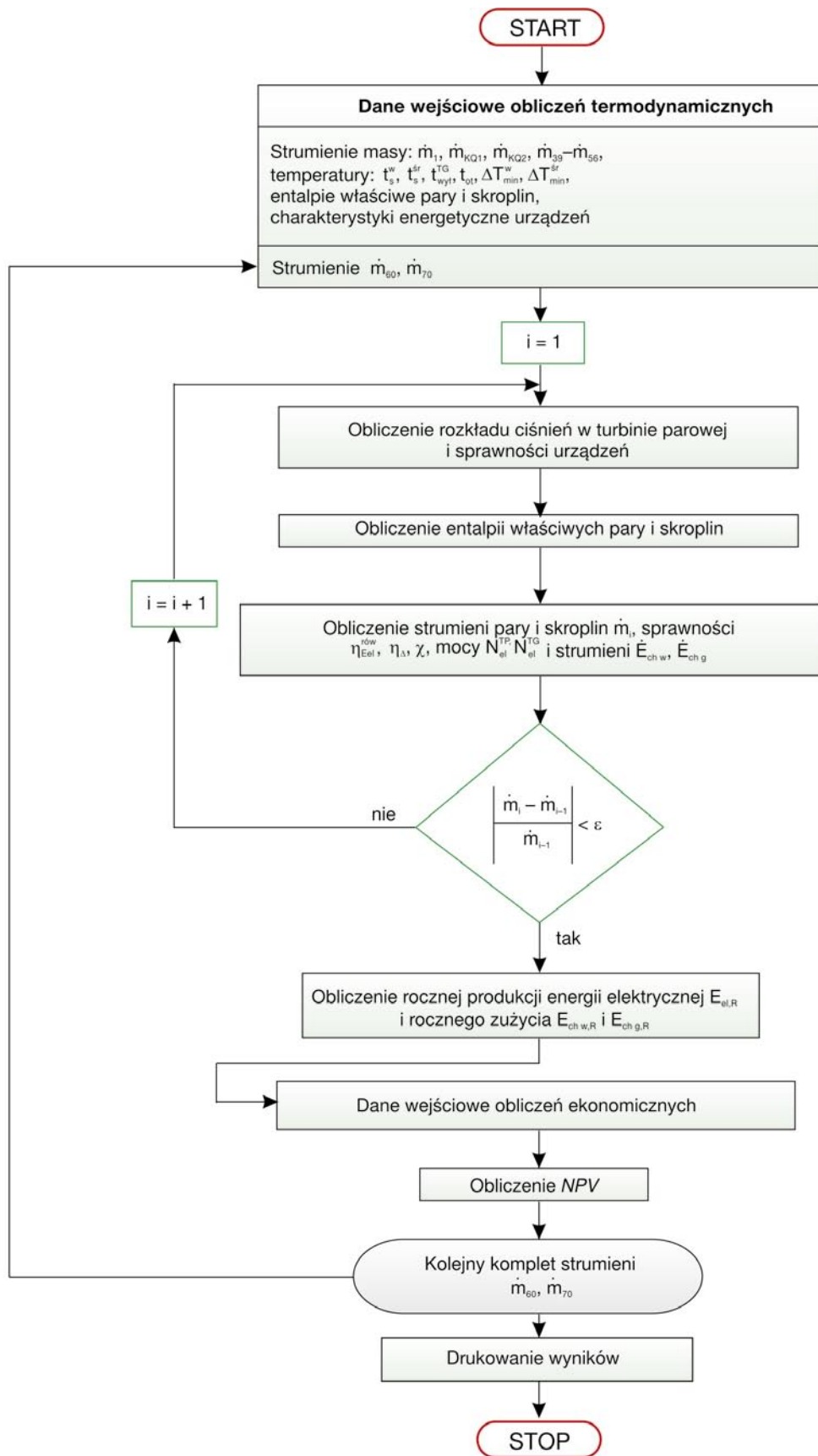
W drugim i kolejnych krokach iteracji temperatury skroplin za wymiennikami ciepła regeneracji nisko- i wysokociśnieniowej oraz, jak już zaznaczono, temperatury nasycenia w skraplaczach wyznacza się z wykorzystaniem równania na strumień ciepła wymienionego w wymienniku: $\dot{Q} = kF\Delta T_{log}$, gdzie ΔT_{log} oznacza średnią logarytmiczną różnicę temperatur doływających do niego czynników.

Wartość iloczynu współczynnika przenikania ciepła i powierzchni grzejnej kF w tym równaniu dla poszczególnych wymienników należy wyznaczyć z bilansu energii przy wykorzystaniu znanych z gwarancyjnych pomiarów wartości strumieni masowych oraz parametrów termodynamicznych doływających do nich pary i wody w warunkach pracy bloku z obciążeniem nominalnym w układzie bez nadbudowy turbiną gazową [6].

W obliczeniach optymalizacyjnych można przyjąć, że tak wyliczone wartości iloczynów kF są niezmiennie w całym zakresie zmienności wartości strumieni wody i pary oraz ich charakterystycznych parametrów dla pracy bloku w zmodernizowanym układzie.

Turbozespół gazowy charakteryzuje się zmiennością mocy, sprawności, temperatury i strumienia spalin wylotowych z turbiny w wyniku zmian gęstości powietrza w zależności od temperatury otoczenia. Zmiany te uwzględniane są w algorytmie przez wykorzystanie zredukowanych charakterystyk jego pracy.

Wyliczenie w ostatnim kroku iteracji moce elektryczne turbiny parowej N_{el}^{TP} i gazowej N_{el}^{TG} , strumienie energii chemicznej spalnego w kotle węgla \dot{E}_{chw} i w turbinie gazu \dot{E}_{chg} oraz sprawności energetyczne zmodernizowanego bloku $\eta_{El}^{r\acute{o}w}, \eta_{\lambda}, \chi$ są wielkościami poszukiwanymi.



Rys. 6. Schemat blokowy algorytmu obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego 380 MW przez nadbudowę turbiną gazową w układzie sprzężonym równoległe

Wykorzystując wyznaczone moce i strumienie energii chemicznej dla każdego z wariantów danych wejściowych należy wyliczyć roczne produkcje energii elektrycznej w bloku oraz roczne zużycia w nim węgla i gazu, aby można było porównać ich efektywność ekonomiczną i wybrać wariant o największej wartości NPV – wzór (2).

Na tym proces obliczeń termodynamicznych zostaje zakończony i należy przystąpić do obliczeń ekonomicznych, dla których danymi wielkościami wejściowymi, oprócz nakładów inwestycyjnych, rocznych produkcji energii elektrycznej, rocznego zużycia energii chemicznej węgla i gazu są: ceny nośników energii, taryfy opłat ekologicznych, stopa dyskonta itd. – wzór (2).

Optymalną mocą turbiny gazowej i optymalnym wariantem modernizacji elektrowni jest ten, dla którego całkowity zdyskontowany zysk z jej eksploatacji NPV przyjmie wartość największą.

Podsumowanie

Obecnie głównymi ograniczeniami koniecznej modernizacji krajowej energetyki są:

- brak środków finansowych
- niewłaściwa relacja cenowa pomiędzy nośnikami energii (krajowy węgiel kamienny dla energetyki zawodowej jest bardzo drogi, a cena energii elektrycznej niska; cena sprzedaży energii elektrycznej przez elektrownie w zasadzie pokrywa tylko koszt zakupu węgla, gdy tymczasem obok kosztów amortyzacji powinna zawierać dodatkowo konieczny zysk, który umożliwiłby modernizację i rozwój krajowej energetyki)
- zbyt wolno postępująca prywatyzacja krajowych elektrowni i elektrociepłowni.

Pierwsze i drugie ograniczenie są właściwie wynikiem braku prywatyzacji. Droga wiodąca do ich usunięcia powinna być zatem jak najszybsza prywatyzacja i urynkowienie krajowej energetyki za pośrednictwem giełdy papierów wartościowych – mechanizmy rynkowe znacznie lepiej i szybciej przyczyniają się bowiem do rozwiązywania wielu trudnych problemów. Są jedyną racjonalną drogą do pozyskania ogromnych środków finansowych, szacowanych na 20 miliardów dolarów, na modernizację, odnowienie i restrukturyzację polskiej energetyki.

Podstawowym warunkiem ekonomicznej opłacalności stosowania turbin gazowych w układach gazowo-parowych jedno- i dwupaliwowych i spalania w nich ekologicznego gazu ziemnego jest poprawna ekonomicznie relacja jego ceny do ceny węgla i ceny energii elektrycznej. Graniczne relacje cenowe pomiędzy nośnikami energii powinny być wyznaczone dla założonej granicznej wartości efektywności ekonomicznej pracy – wg kryterium zysku NPV , wzór (2) – dla opanowanych technicznie i technologicznie, i jednocześnie powszechnie stosowanych urządzeń i instalacji energetycznych o najwyższych sprawnościach gwarantujących racjonalne korzystanie z paliw pierwotnych.

Należałoby ponadto wprowadzić odpowiednio wysokie opłaty odzwierciedlające rzeczywiste, chociaż bardzo trudne do oszacowania, wyrządzone szkody w środowisku naturalnym za emisję do otoczenia dwutlenku węgla CO_2 , dwutlenku siarki SO_2 , tlenków azotu NO_x oraz emisję pyłów. Wprowadzenie realnych opłat za gospodarcze korzystanie ze środowiska naturalnego powinno przyczyniać się do wykorzystywania gazu ziemnego w energetyce.

Nadbudowa istniejących węglowych elektrowni turbiną gazową w układzie równoległym pozwoliłaby niemalże na podwojenie ich mocy, co powodowałoby, że niepotrzebna byłaby budowa w kraju nowych źródeł energii elektrycznej w przypadku zbliżającego się szybko jej deficytu.

Wart podkreślenia jest fakt, że temu podwojeniu towarzyszyłoby zaledwie ok. 12% sumaryczne zwiększenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery i to w wyniku wyłącznie zwiększonej o ok. 15% emisji dwutlenku węgla CO_2 , i, co bardzo istotne, zmniejszonych równocześnie emisjach o ponad 25% dwutlenku siarki SO_2 i o ok. 15% tlenków azotu NO_x [1]. W dobie efektu cieplarnianego ma to szczególnie bardzo istotne znaczenie.

Przedstawiony w artykule algorytm obliczeń efektywności termodynamicznej i ekonomicznej modernizacji bloku energetycznego przez nadbudowę turbiną gazową umożliwia przeprowadzenie koniecznych analiz techniczno-ekonomicznych, których wyniki pozwolą na podjęcie racjonalnych decyzji inwestycyjnych, prywatyzacyjnych itd. w krajowych elektrowniach.

Zaprezentowana metodyka i algorytm, co ważne, mają charakter ogólny, mogą być stosowane do bloków o dowolnych mocach elektrycznych. Ze zmianą bloku zmiany wymagać będą wówczas tylko niektóre z bilansów energii i masy.

Możliwość znalezienia ekonomicznie uzasadnionych progowych wartości relacji cenowych pomiędzy nośnikami energii – przy których opłacalną byłaby ich modernizacja z wykorzystaniem nowoczesnych technologii gazowych aniżeli wyłączne odnowienie istniejących instalacji oraz urządzeń podnoszące zaledwie o kilka, 2, 3 punkty procentowe ich sprawność – jest równie ważną możliwością, jaką daje zaprezentowany algorytm. Co więcej, równie istotną cechą, jaka tkwi w przedstawionej metodyce, jest możliwość ustalenia wysokości opłat środowiskowych, które będą gwarantowały opłacalność ekonomiczną modernizacji.

Podsumowując, znalezienie odpowiedzi na przedstawione powyżej fundamentalne problemy, co umożliwia przedstawiony algorytm, jest koniecznością przed przystąpieniem do odnawiania i modernizacji krajowych węglowych elektrowni i elektrociepłowni.

LITERATURA

- [1] Bartnik R.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna modernizacji energetyki cieplnej z wykorzystaniem technologii gazowych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej*, nr 943, Łódź 2004
- [2] Bartnik R.: Metodyka analizy i wyceny wartości prywatyzowanych elektrowni i elektrociepłowni oraz rynku ciepła i energii elektrycznej przez nie zasilanego. *Energetyka* 2005, nr 9
- [3] Bartnik R., Skrzyszewski M.: Czy warto inwestować w odnowienie i modernizację prywatyzowanych elektrowni i elektrociepłowni przed ich sprzedażą? *Energetyka* 2007, nr 1
- [4] Bartnik R., Buryń Z.: Metodyka doboru optymalnych struktur cieplnych przystosowujących zawodowe elektrownie węglowe do pracy skojarzonej. *Energetyka* 2007, nr 10
- [5] Chmielniak T.: Turbiny cieplne. Podstawy teoretyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998
- [6] Sprawozdanie z pomiarów eksploatacyjnych głównych parametrów pracy bloku energetycznego nr 4 w *BOT Elektrownia Opole SA*, 2005. *ZPBE Energopomiar Gliwice* – praca niepublikowana