

# Sterowanie maszynami przepływowymi

Daniel Lewandowski \*

Artykuł przedstawia regulator zaprojektowany specjalnie dla sprężarek przepływowych osiowych i promieniowych. Jego struktura składa się z dwóch niezależnych od siebie bloków, które wykorzystują powierzchnię charakterystyki pracy sprężarki. Blok pierwszy odpowiada za spełnienie wyznaczonego celu sterowania, a drugi odpowiada za zapewnienie bezpiecznej pracy sprężarki.

**B**ezpieczeństwo ruchu pojazdów szynowych, jak i ekonomika ich eksploatacji wymaga ciągłego pomiaru i rejestrowania podstawowych parametrów ruchu – prędkości, drogi i czasu oraz rejestracji funkcji roboczych pojazdu i czynności maszynisty. Funkcje te spełnia tachograf stanowiący obowiązkowe wyposażenie pojazdów trakcyjnych poruszających się po torach, niezależnie od tego czy ruch odbywa się po torach PKP, czy też po torach będących własnością wielkich zakładów przemysłowych (np. kopalń, hut).

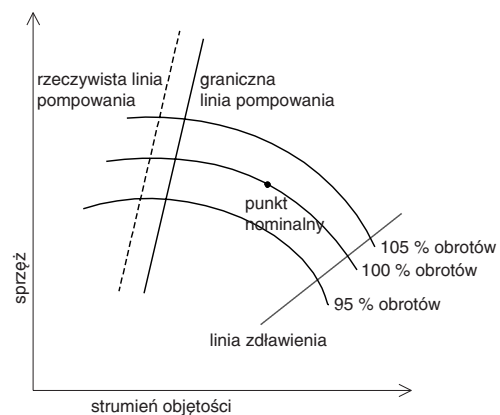
Wadą sprężarek przepływowych jest niewielki zakres zmian parametrów pracy. Dodatkowo do bezpiecznej pracy są wymagane układy chroniące maszynę przed wystąpieniem niebezpiecznego zjawiska tzw. pompażu. Zjawisko pompażu polega na gwałtownych oscylacjach strumienia objętości czynnika roboczego, mocy i prędkości obrotowej. Ponieważ najczęściej są stosowane sprężarki o mocach kilkunastu – kilkudziesięciu megawatów to oczywistym jest, że takie oscylacje mogą doprowadzić do zniszczenia maszyny lub przynajmniej do poważnego uszkodzenia. Częstotliwość pompażu jest oceniana na poziomie kilkudziesięciu herców i jest zależna od pojemności instalacji, w której pracuje sprężarka.

Artykuł prezentuje strukturę regulatora, którego zadaniem w normalnych warunkach eksploatacji jest spełnienie założonego celu sterowania. W badanym przypadku wytyczne procesu technologicznego narzuciły warunek zapewnienia stałego ciśnienia na ssaniu sprężarki. Priorytetowym zadaniem regulatora jest ochrona maszyny przed pompażem, gdy punkt pracy zbliży się do niebezpiecznego obszaru pracy.

## Charakterystyka pracy sprężarki przepływowej

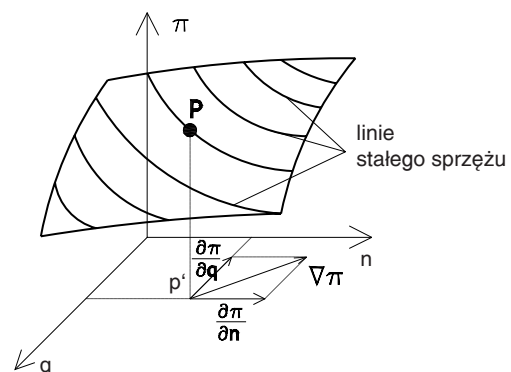
Pracę sprężarki przepływowej można opisać, wykorzystując trzy sygnały:  $n$ ,  $q$ ,  $\pi$ . Spręż (stopień sprężania)  $\pi$ , czyli stosunek ciśnienia na wlocie i wlocie sprężarki, jest zależny od pozostałych sygnałów: prędkości obro-

towej  $n$  oraz strumienia objętości  $q$  czynnika mierzono np. na ssaniu sprężarki. Charakterystyka sprężu  $\pi$  w funkcji  $n$  i  $q$  jest przedstawiana zwykle w postaci krzywych zależności sprężu  $\pi$  w funkcji strumienia objętości  $q$  dla stałych wartości prędkości obrotowej  $n$ . Schematycznie zostało to przedstawione na rys. 1, a dokładne charakterystyki sprężarki BCL607 zawiera opracowanie [3].



Rys. 1. Charakterystyka sprężu  $\pi$  sprężarki w funkcji strumienia objętości  $q$  dla stałych wartości prędkości obrotowej  $n$

Obszar bezpiecznej pracy jest wyznaczony pomiędzy dwoma liniami widocznymi na rys. 2. Linia zdlawienia wyznacza maksymalny strumień objętości czynnika roboczego. Rzeczywista linia pompowania określa mi-



Rys. 2. Powierzchnia sprężu  $\pi$  w układzie kartezjańskim trójwymiarowym z zaznaczonym punktem pracy P oraz gradientem sprężu  $\nabla\pi$  przedstawionym na płaszczyźnie  $n-q$  w punkcie P będącym rzutem punktu P na płaszczyznę  $n-q$

\* mgr inż. Daniel Lewandowski  
– Instytut Automatyki, Politechnika Łódzka

nimalny możliwy strumień objętości, poniżej którego występuje wspomniane zjawisko pompażu. W praktyce nie doprowadza się do pracy sprężarki w pobliżu tej granicy i wyznacza się pewien margines bezpieczeństwa w postaci granicznej linii pompowania. Stosowane układy bezpieczeństwa opierają się najczęściej na tej linii pompażu. Jej zastosowanie wymaga jednak kłopotliwych obliczeń, a także w przypadku zbyt dużego marginesu bezpieczeństwa powoduje obniżenie sprawności procesu sprężania czynnika.

Jednostką napędową w rozważanym przypadku sprężarki BCL607 gazu syntezowego linii produkcyjnej amoniaku jest turbina parowa, która umożliwia rozwinięcie dużej prędkości obrotowej przy odpowiednio dużym momencie obrotowym. Turbozespół umożliwia zmianę prędkości obrotowej poprzez sterowanie zaworem wpustowym pary turbiny. Przy budowie regulatora założono, że turbina będzie miała wydzielone sterowanie, którego zadaniem będzie spełnienie zadanego momentu napędowego na wale turbiny. Natomiast sprężarka będzie sterowana regulatorem, którego wyjściem będzie żądany moment obrotowy. Takie rozwiązanie jest oczywiście niczym innym, jak regulacją kaskadową i pozwala oddzielić od siebie zadania sterowania turbiną i sprężarką. Upraszcza to zadanie budowy odpowiednich regulatorów.

## Model sprężarki

Podstawą budowy regulatora było opracowanie modelu sprężarki, który w ramach przyjętych założeń będzie wiernie oddawał dynamikę obiektu regulacji. Do przeprowadzania symulacji i wyliczeń wykorzystano model przedstawiony w pracy [1]. Z punktu widzenia automatyki sprężarka wraz z napędem stanowi masę wirującą, a więc można ją traktować jako element inercyjny. Sygnałem sterującym dla takiego układu jest moment obrotowy turbiny  $\tau$ . Sprężarka wytwarza natomiast moment oporowy  $\tau_{op}(n, q)$ , który jest niezbędny do nadania czynnikowi odpowiedniej wartości strumienia objętości w danych warunkach. Spręż  $\pi$  jest wyznaczany przez warunki zewnętrzne, czyli ciśnienie na ssaniu i tłoczeniu sprężarki. Znając zależność sprężu w funkcji strumienia objętości  $q$  i prędkości obrotowej  $n$ , można z funkcji odwrotnej  $f^{-1}$  wyznaczyć strumień objętości. Znając moment bezwładności  $J$  turbozespołu, uproszczony model dynamiki sprężarki można zatem zapisać jako:

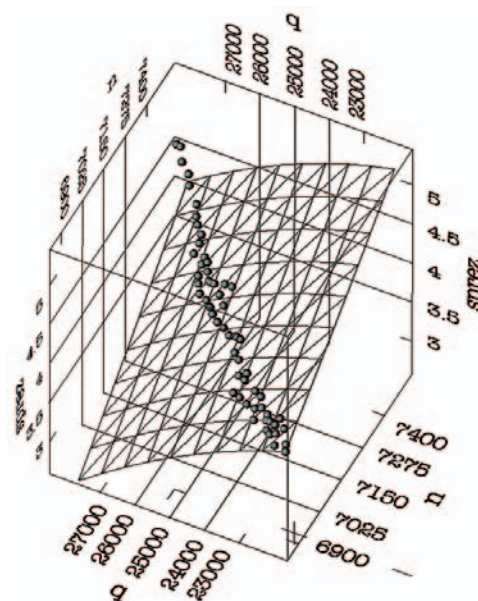
$$\left\{ \begin{array}{l} q = f^{-1}(n, \pi) \\ 2\pi J \dot{n} = \tau - \tau_{op}(n, q) \end{array} \right\}$$

Sprężarkę można zatem traktować jako masy wirujące z nieliniowym momentem oporowym. Pełny model wymaga uzupełnienia zależności pomiędzy sygnałami strumienia objętości oraz ciśnienia na ssaniu i tłoczeniu, które pozwalają w pełni oddać dynamikę układu.

## Obszar bezpiecznej pracy

Wspomniany wcześniej pompaż jest głównym problemem, który należy rozwiązać, projektując układ sterujący pracą sprężarki. Stosowane rozwiązania wymagają kłopotliwych obliczeń w celu wyznaczenia granicznej linii pompowania [5, 2]. Problem można jednak rozwiązać, wykorzystując zależność sprężu w funkcji strumienia objętości i prędkości obrotowej. Zależność ta wyznacza w układzie kartezjańskim trójwymiarowym powierzchnię, która jest jednocześnie przestrzenią stanów sprężarki. Schematycznie powierzchnia ta jest przedstawiona na rys. 2.

W praktyce powierzchnię sprężu można aproksymować z wykorzystaniem powierzchni kwadratowych na podstawie zarejestrowanych sygnałów w trakcie normalnej eksploatacji sprężarki. Przykładową aproksymację powierzchni sprężu sprężarki BCL607 przedstawia rys. 3.



Rys. 3. Aproksymacja rzeczywistej charakterystyki sprężarki BCL607 uzyskana na podstawie godzinnej serii pomiarów (punkty oznaczono kulami)

Oprócz zdefiniowania przestrzeni stanów sprężarki powierzchnia sprężu pozwala na wyliczenie gradientu sprężu:

$$\nabla \pi = \begin{bmatrix} D_n \pi \\ D_q \pi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \pi}{\partial n} \\ \frac{\partial \pi}{\partial q} \end{bmatrix}$$

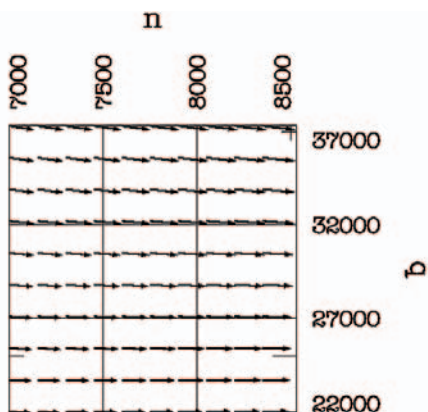
Gradient zawiera informację o zmianie sprężu w przypadku zmiany punktu pracy w wyniku przyrostu prędkości i przyrostu strumienia objętości. Powala to precyzyjnie przewidywać nowy punkt pracy. Dodatkowo gradient może posłużyć do wykrywania stanu poprzedzającego pompaż. Pole gradientu można wyznaczyć na podstawie aproksymacji powierzchni sprężu. Przykładowe pole wektorów  $\pi$  dla sprężarki BCL607 przedstawia rys. 4.

Początkiem pompażu jest osiągnięcie przez maszynę maksymalnego sprężu w wyniku spadku strumienia objętości czynnika. Dalsze zmniejszenie strumienia objętości pociąga za sobą przepływ gazu w stronę przeciwną do zamierzonej, czyli od wylotu do wlotu. Przyspiesza to dalsze zahamowanie przepływu i zwiększa wsteczny przepływ. Taki proces następuje do chwili znalezienia nowego punktu pracy poza rzeczywistą granicą pompowania. Zaczyna się wtedy proces wzrostu strumienia objętości czynnika, ale tylko do pewnego momentu, po czym ponownie wzrasta przepływ wsteczny.

Rozpatrując powierzchnię sprężu z rys. 3 należy zwrócić uwagę, że w miarę spadku strumienia objętości czynnika składowa gradientu sprężu związana z przepływem zbliża się do zera. Punkt zerowania się tej składowej leży dokładnie na rzeczywistej linii pompowania. Można zatem za bezpieczny obszar pracy B sprężarki przyjąć zbiór punktów  $(n, q)$ , dla których iloczyn skalarny między gradientem sprężu o wektorem  $j$  osi przepływu jest dodatni:

$$B = \{(n, q) : \langle \nabla \pi(n, q), j \rangle > 0\}$$

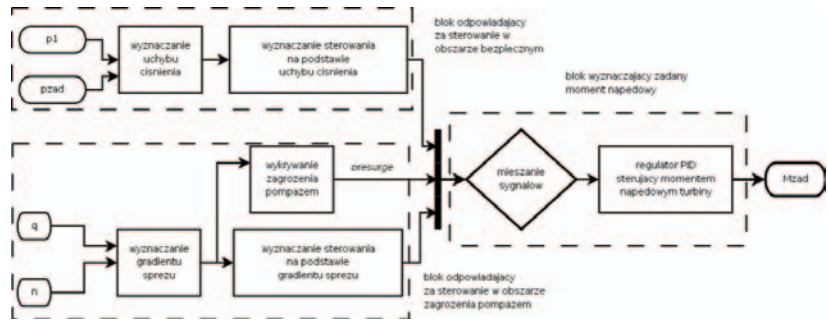
Rozpatrując pole gradientu sprężu z rys. 4, można zwrócić uwagę, że zmiana prędkości obrotowej  $n$  ma znacznie większy wpływ na zmianę sprężu niż zmiana strumienia objętości  $q$  czynnika. Przy założeniu, że spręż nie ulegnie zmianie w krótkim horyzoncie czasowym, to zwiększając prędkość obrotową zostanie wymuszony wzrost strumienia objętości, tak aby zrównoważyć przyrost sprężu zmianą prędkości. Oznacza to, że zmianę przepływu w funkcji zmian prędkości można wyznaczyć z ilorazu składowych gradientu (2):



Rys. 4. Pole wektorowe gradientu sprężu wyznaczone na podstawie powierzchni z rys. 3.

Jest to równoznaczne z warunkiem dodatniej wartości kosinusa kąta pomiędzy tymi wektorami

$$\frac{\partial q}{\partial n} = \frac{D_n \pi}{D_q \pi} \Big|_{\pi = \text{const}}$$



Rys. 5. Schemat regulatora, którego zadaniem jest stabilizacja ciśnienia na ssaniu sprężarki. W przypadku pojawienia się warunków sprzyjających pompazowi, regulator przełącza strukturę w celu ochrony maszyny (wysoki stan sygnału *presurge*). Ponowne przełączenie struktury następuje spadku sygnału *presurge* do zera

Zatem równanie (4) wyznacza kierunek i wielkość zmian strumienia objętości w funkcji zmian prędkości obrotowej. Z rys. 4 wynika, że wzrostowi prędkości odpowiada wzrost przepływu czynnika przez sprężarkę. Jest to jednoznaczne z oddalaniem się punktu pracy sprężarki od brzegu obszaru bezpiecznego. Oznacza to, że w przypadku gdy regulator wykryje fakt zagrożenia pompazem (sygnał *presurge* na rys. 5) żądany moment obrotowy powinien wymuszać wzrost prędkości obrotowej w celu oddalenia się od brzegu obszaru B.

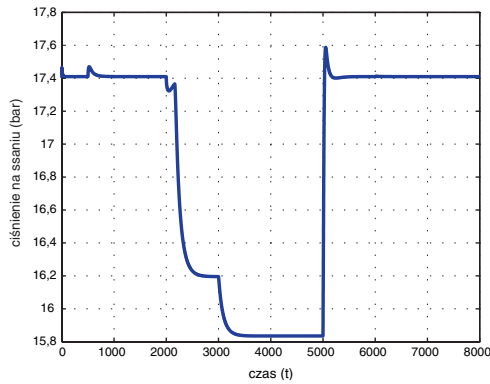
Po powrocie do bezpiecznej pracy regulator może podjąć normalną pracę polegającą na stabilizacji ciśnienia na ssaniu. Wielkość ta jest zależna od objętości instalacji na wlocie oraz od ilości czynnika w niej zawartej. W przypadku wzrostu ciśnienia należy przetoczyć większą, a w przypadku spadku ciśnienia mniejszą ilość czynnika roboczego od aktualnej wartości. Sygnał uchybu ciśnienia na ssaniu:

$$\nabla P = P_{\text{zad}} - P$$

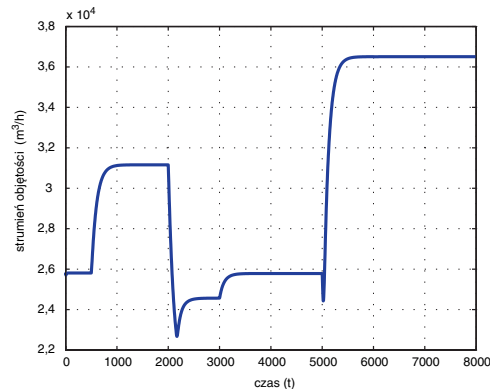
jest wystarczający do poprawnego sterowania. Dodatni uchyb informuje o zbyt dużej ilości czynnika w instalacji poprzedzającej ssanie sprężarki. Biorąc pod uwagę wcześniejsze rozważania należy zatem zwiększyć przepływ czynnika w celu skompensowania uchybu. W przypadku ujemnego uchybu ciśnienia należy zmniejszyć przepływ czynnika przez sprężarkę. Tym samym uchyb ciśnienia można przełożyć na zmianę momentu obrotowego napędu w celu odpowiedniej zmiany prędkości obrotowej.

## Synteza regulatora

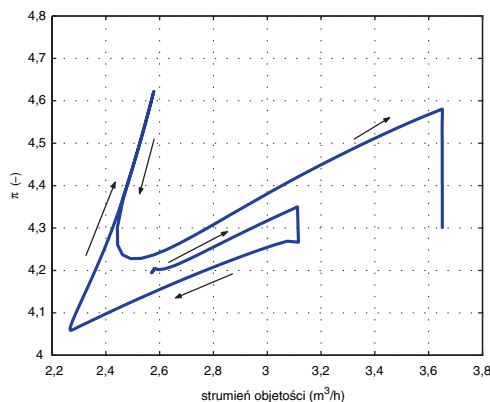
W poprzednim rozdziale pokazano jak należy sterować sprężarką, gdy jest ona w obszarze bezpiecznym B zdefiniowanym równaniem (3) oraz gdy znajduje się w obszarze zagrożenia pompazem. W związku z takim podwójnym sterowaniem regulator rozbito na dwie niezależne części przełączane w zależności od aktualnego stanu sprężarki. Strukturę pełnego regulatora przedstawia rys. 5.



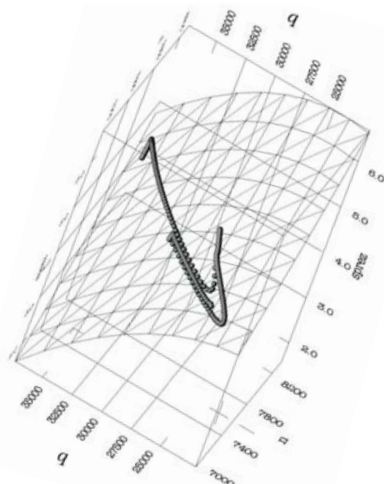
Rys. 6. Przebieg ciśnienia na ssaniu sprężarki



Rys. 7. Przepływ czynnika mierzony na ssaniu sprężarki



Rys. 8. Przebieg pary sygnałów ( $q, \pi$ ) w trakcie trwania symulacji



Rys. 9. Przebieg stanu sprężarki ( $n, q, \pi$ ) w trakcie trwania symulacji

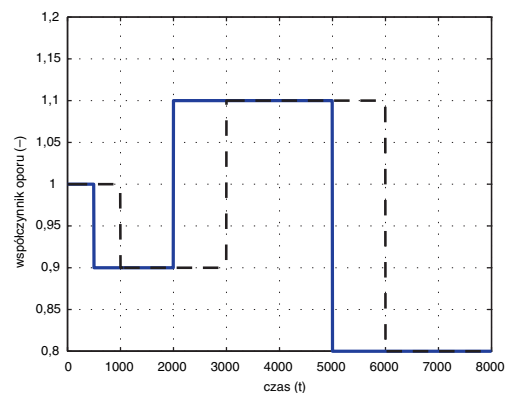
Część pierwsza wyznacza uchyb ciśnienia zgodnie ze wzorem (5). Wyliczony sygnał jest kierowany do regulatora PID sterującego momentem obrotowym wału sprężarki. Część druga odpowiada za wyznaczanie sygnału zmian strumienia objętości czynnika w funkcji zmian prędkości obrotowej zgodnie ze wzorem (4). Wyliczony sygnał jest również kierowany do tego samego regulatora PID.

Ponieważ oba sygnały niosą ze sobą znoszące się informacje (przeciwnie znaki) nie mogą być zatem sumowane w zwykłym sumatorze. Zamiast tego zastosowano element wybierający sygnał kierowany do regulatora PID na podstawie aktualnego stanu sygnału presurge. Element mieszający zapewnia płynne przełączenie pomiędzy sygnałami w krótkim czasie, co zapobiega gwałtownym skokom momentu napędowego.

### Symulacja

Zbudowany regulator został sprawdzony w oparciu o wspomniany model sprężarki przedstawiony w pracy [1]. Na sprężarkę pracującą w warunkach zbliżonych do nominalnych oddziaływano zmianą współczynników oporu na ssaniu i tłoczeniu zgodnie z rys. 10 w celu sprawdzenia działania całego układu. Zmiany współczynników oporu przeprowadzono w taki sposób, aby wyprowadzić sprężarkę z obszaru bezpiecznego. Wyniki symulacji są przedstawione na rys. 6, 7 i 8. W obszarze bezpiecznym pracowała tylko część regulatora odpowiedzialna za stabilizację ciśnienia. Można zaobserwować na rys. 6, że regulator spełnił w tym obszarze pracy zadany cel sterowania.

W przypadku wystąpienia zagrożenia pompą następuje przełączenie struktury regulatora, który podejmuje działania zamierzające do ochrony maszyny. Rys. 8 pokazuje rzut trajektorii stanu sprężarki na płaszczyznę  $q-\pi$ . Z lewej strony rysunku można zauważyć, że trajektoria nie przekracza pewnej linii, którą można utożsamiać z graniczną linią pompowania. Przebieg



Rys. 10. Przebiegi współczynnika oporu tłoczenia czynnika na ssaniu (linia ciągła) i tłoczeniu (linia przerywana) sprężarki. Zmiana współczynników posłużyła jako zakłócenie dla modelu sprężarki. Zmiana współczynników posłużyła jako zakłócenie dla modelu sprężarki

stanu sprężarki w przestrzeni trójwymiarowej w odniesieniu do powierzchni sprężu jest pokazany na rys. 9. W tym wypadku można zaobserwować brzeg obszaru bezpiecznego z równania (3) pokazanego na powierzchni sprężu.

Przebieg na rys. 6 pokazuje również, że gdy regulator stwierdzi powrót stanu sprężarki do obszaru bezpiecznego, wówczas ponownie zostanie przełączona struktura regulatora w celu stabilizacji ciśnienia na ssaniu.

## Wnioski

W artykule przedstawiono nowe rozwiązanie problemu zabezpieczenia sprężarki przepływowej przed wystąpieniem zjawiska pompażu. Dotychczasowe układy zabezpieczające wykorzystują wyznaczoną przez projektanta graniczną linię pompowania jako margines bezpiecznego obszaru pracy maszyny. Proponowane rozwiązanie wykorzystuje wyznaczoną w trakcie normalnej pracy sprężarki powierzchnię sprężu w funkcji prędkości obrotowej i strumienia objętości. Wykorzystując gradient sprężu dany równaniem (2), stworzono konstrukcję o przełączalnej strukturze. W bezpiecznym obszarze pracy sprężarki, zdefiniowanym równaniem (3), regulator stabilizuje ciśnienie na ssaniu sprężarki. Natomiast, gdy zostanie naruszony brzeg obszaru B regulator przełącza strukturę, uruchamiając algorytm mający na celu zabezpieczenie sprężarki przed wystąpieniem pompażu.

Przeprowadzone symulacje wskazują na dużą skuteczność regulatora, który spełnienia narzucony cel sterowania i jednocześnie zapewnia bezpieczną pracę sprężarki przepływowej. Zaletą korzystania z powierzchni sprężu jest możliwość ciągłej adaptacji na podstawie rejestrowanych w systemie sygnałów. Również wykorzystanie regulatora PID, będącego standardem w przemyśle, pozwala na łatwą implementację proponowanej struktury w istniejących już układach automatyki.

## Bibliografia

1. A. Dębowski, W. Błasiński, A. Potapczyk, *Zintegrowany układ sterowania turbosprężarką napędzaną przez turbinę parową*, Materiały XV Krajowej Konferencji Automatyki, Warszawa, 2005.
2. E. Tuliszeko, *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*, WNT, Warszawa, 1976.
3. Firma Universal Turbomachinery Equipment: *Oczot po rezultatom inspekcji i ispytaniach parowej turbiny EHNK 50/45, a toż kompresora BCL607*. Opracowanie nr 9/2002.
4. Sung Joon Ahn, *Least Squares Orthogonal Distance Fitting of Curves and Surfaces in Space*, SpringerVerlag, Berlin, 2004.
5. A. Witkowski, *Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja*, Wydawnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2004. ■

# Konkurs fotograficzny wortalu Automatyka OnLine



www.AutomatykaOnLine.pl  
ul. Puławska 303, 02-785 Warszawa  
tel./fax (22) 734-03-67 kom. 508-399-455  
redakcja@AutomatykaOnLine.pl