

Analiza parametrów pracy sprężarek gazowych

Work parameters analysis of gas compressors

Andrzej J. Osiadacz^{*)}

Słowa kluczowe: kompresory, moc, termodynamika kompresorów, transport gazu

Streszczenie

W artykule analizowano wpływ wybranych parametrów pracy sprężarek oraz rodzaju przemiany termodynamicznej na moc niezbędną do przetłoczenia określonej ilości gazu.

Keywords: compressors, horsepower, thermodynamics of compressors, gas transportation

Abstract

The article analyzes the impact of selected compressor operation parameters and the type of thermodynamic changes (polytropic and adiabatic changes) on the horsepower necessary to compress a specific amount of gas.

1. Wstęp

Zadaniem sprężarek, pracujących w systemie przesyłowym gazu ziemnego, jest kompensacja strat ciśnienia, wynikających z pokonywania oporów przepływu. Wysokość wymaganego za stacją sprężarek ciśnienia zależy od:

- objętościowego przepływu gazu,
- długości drogi transportu,
- minimalnego ciśnienia dopuszczalnego na końcu gazociągu.

Zarówno, z punktu widzenia projektowania, jak również sterowania wysokociśnieniowymi sieciami gazowymi, istnieje potrzeba opracowania algorytmu pozwalającego obliczać parametry pracy sprężarek oraz wymaganą moc do ich napędu, w zależności od parametrów wejścia i wyjścia.

W procesie obliczeniowym dysponujemy następującymi danymi wejściowymi:

- skład gazu w procentach objętościowych lub masowych,
- wartości ciśnienia po stronie ssącej i tłocznej,
- temperatura gazu po stronie ssącej,
- przepływ objętościowy w warunkach normalnych.

Chcemy otrzymać wartości następujących wielkości wyjściowych:

- wymaganą moc na wale sprężarki potrzebną do sprężenia określonej ilości gazu, przy założeniu procesu adiabaticznego,
- wymaganą moc na wale sprężarki potrzebną do sprężenia określonej ilości gazu, przy założeniu procesu politropowego.

2. Wybór procesu porównawczego

Przy przepływie przez sprężarkę, gaz zmienia swój stan odpowiednio do strat energii wynikających z tarcia oraz zamiany energii statycznej w kinetyczną. Rzeczywiste zmiany są możliwe do opisanie tylko przy znacznym nakładzie obliczeniowym. Do opisu rzeczywistego procesu służy proces analogiczny, tzw. „proces porównawczy”. Za procesy porównawcze możemy przyjąć:

- sprężanie izotermiczne,
- sprężanie adiabaticzne,
- sprężanie politropowe.

Nie jest możliwe jednoznaczne określenie reguły, według której należy wybierać proces porównawczy.

W praktyce, w zależności od konfiguracji sprężarki, stosuje się:

- proces izotermiczny dla chłodzonych sprężarek jedno – i wielostopniowych,
- proces adiabaticzny dla nie chłodzonych turbosprężarek oraz jednostopniowych sprężarek tłokowych chłodzonych,
- proces politropowy dla nie chłodzonych turbosprężarek.

Przy turbosprężarkach, używanych do transportu gazu ziemnego, wchodzi w rachubę adiabaticzny lub politropowy proces sprężania.

3. Opis algorytmu

Ustalenie parametrów stanu

Podstawowe wiadomości

Stan gazu lub mieszaniny gazów opisujemy przy pomocy trzech niezależnych wielkości:

- ciśnienie bezwzględne gazu p ,
- temperatura bezwzględna gazu T ,
- objętość właściwa v względnie gęstość $\rho = 1/v$.

Wielkości te są ze sobą ściśle powiązane. Wskutek tego stan termodynamiczny można opisać za pomocą odpowiedniej kombinacji zmiennych stanu.

Prawo gazu doskonałego:

$$p \cdot v = R_s \cdot T \quad (1)$$

^{*)} Andrzej J. Osiadacz, Zakład Systemów Ciepłowniczych i Gazowniczych, Wydział Instalacji Budowlanych, Hydrotechniki i Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej

gdzie:

p – ciśnienie bezwzględne gazu [Pa],

v – objętość właściwa gazu [m^3/kg],

R_s – indywidualna stała gazowa gazu lub mieszaniny gazów rzeczywistych [$kJ/(kg K)$],

T – bezwzględna temperatura gazu [K].

jest słuszne dla gazów rzeczywistych tylko przy bardzo niskich ciśnieniach ($p \rightarrow 0$).

Różnice we właściwościach gazów rzeczywistych i idealnych uwzględnia się za pomocą współczynnika ściśliwości gazu rzeczywistego:

$$p \cdot v = Z \cdot R_s \cdot T \quad (2)$$

gdzie:

Z – współczynnik ściśliwości gazu rzeczywistego [–].

Współczynnik ściśliwości gazu rzeczywistego Z zależy od składu gazu, od ciśnienia gazu oraz od jego temperatury. Znalezienie współczynnika ściśliwości umożliwia nam określenie wszystkich parametrów termodynamicznych gazu rzeczywistego.

Metody obliczania współczynnika ściśliwości

Można wyróżnić trzy najczęściej stosowane metody obliczania współczynnika ściśliwości:

- na podstawie eksperymentalnie opracowanych wykresów,
- przy wykorzystaniu równań stanu,
- na podstawie przybliżonych wzorów.

Przy wykorzystaniu przybliżonych wzorów i wykresów, współczynnik ściśliwości jest określany w funkcji ciśnienia zredukowanego i temperatury zredukowanej. Wartości zredukowane są określane jako stosunek wartości aktualnej do wartości krytycznej. Dla gazów czystych temperatura i ciśnienie krytyczne są znane.

W przypadku mieszanin stosuje się tzw. wartości pseudokrytyczne, obliczone na podstawie reguły mieszania:

$$p_{pc} = \sum_i x_i \cdot p_{ci} \quad (3)$$

$$T_{pc} = \sum_i x_i \cdot T_{ci} \quad (4)$$

gdzie:

p_{pc} – ciśnienie pseudokrytyczne,

T_{pc} – temperatura pseudokrytyczna,

p_{ci} – ciśnienie krytyczne i -tego składnika mieszaniny,

T_{ci} – temperatura krytyczna i -tego składnika mieszaniny.

W omawianym algorytmie można użyć jakiegokolwiek metody obliczania współczynnika ściśliwości. W opracowanym programie obliczeniowym zastosowano metodę SGERG – 2004 [3].

Obliczenie wykładnika izentropy

Wykładnik izentropy potrzebny jest do określenia izentropowej różnicy entalpii w procesie sprężania. Według Scholza [7] do obliczania wykładnika izentropy służy zależność:

$$\kappa = \frac{v}{p} \cdot \left[\frac{T}{c_v} \cdot \left[\frac{\partial p}{\partial T} \right]_v^2 - \left[\frac{\partial p}{\partial v} \right]_T \right] \quad (5)$$

gdzie:

κ – wykładnik izentropy [–],

v – objętość molowa [$m^3/kmol$],

p – ciśnienie absolutne [Pa],

T – temperatura absolutna [K],

c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości [$kJ/(kmol K)$].

Wartości pochodnych ciśnienia względem temperatury przy stałej objętości i względem objętości przy stałej temperaturze obliczamy

z równania stanu dla gazu rzeczywistego, np. z równania Soave – Redlich – Kwonga.

Niewiadomą pozostaje wartość ciepła właściwego przy stałej objętości. Należy je obliczać dla mieszaniny gazu w warunkach (p, T) wykorzystując reguły mieszania.

Praca sprężarki

Adiabatyczna praca sprężarki

W przypadku adiabatycznego sprężania mieszaniny gazów rzeczywistych, oblicza się adiabatyczną (izentropową) różnicę entalpii (pracę sprężarki) wg. wzoru:

$$\Delta h_s = \left[\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right] \cdot Z_1 \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \left[\varepsilon^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (6)$$

gdzie:

Δh_s – adiabatyczna praca sprężarki [J/kg],

κ – wykładnik adiabaty [–],

Z_1 – współczynnik ściśliwości gazu po stronie ssącej [–],

ε – stopień sprężania, $\varepsilon = p_2 / p_1$ [–],

p_1 – ciśnienie po stronie ssącej [Pa],

p_2 – ciśnienie po stronie tłocznej [Pa],

T_1 – temperatura po stronie ssącej [K],

R_s – indywidualna stała gazowa gazu lub mieszaniny gazów rzeczywistych [$kJ/(kg K)$].

Aby otrzymać jedną wartość wykładnika adiabaty dla procesu sprężania obliczamy średnią arytmetyczną wykładnika izentropy dla stanów po stronie ssącej i tłocznej:

$$\kappa = \frac{\kappa(p_1, T_1) + \kappa(p_2, T_2)}{2} \quad (7)$$

Politropowa praca sprężarki

W przypadku politropowego sprężania mieszaniny gazów rzeczywistych, oblicza się politropową różnicę entalpii (pracę sprężarki) wg. wzoru:

$$\Delta h_n = \left[\frac{n}{n - 1} \right] \cdot Z_1 \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \left[\varepsilon^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right] \quad (8)$$

gdzie:

Δh_n – politropowa praca sprężarki [J/kg],

n – wykładnik politropy [–],

Wykładnik politropy n wyznaczamy stosując wzór:

$$n = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \left[\varepsilon \frac{Z_1 \cdot T_1}{Z_2 \cdot T_2} \right]} \quad (9)$$

gdzie:

Z_2 – współczynnik ściśliwości gazu po stronie tłocznej [–],

T_2 – temperatura gazu po stronie tłocznej [K].

Obliczenie mocy na wale

Potrzebną w procesie sprężania moc oblicza się z całkowitej różnicy entalpii (pracy sprężarki) Δh_s lub Δh_n równania (6) lub (8) oraz z przepływu masowego \dot{m} przetwarzanej mieszaniny gazu ziemnego zgodnie ze wzorem:

$$P_{gas} = \Delta h_i \cdot \dot{m} \quad (10)$$

gdzie:

\dot{m} – przepływ masowy [kg/s],

P_{gas} – moc oddawana gazowi [kW],

Δh_1 – całkowita różnica entalpii [kJ/kg].

Przepływ masowy mieszaniny gazu ziemnego oblicza się wg wzoru:

$$\dot{m} = \rho_B \cdot Q_B = \rho_n \cdot \frac{Q_n}{3600} \quad (11)$$

gdzie:

ρ_B – gęstość mieszaniny gazu w warunkach rzeczywistych [kg/m³],

ρ_n – gęstość mieszaniny gazu w warunkach normalnych [kg/Nm³],

Q_B – natężenie przepływu gazu w warunkach rzeczywistych [m³/h],

Q_n – natężenie przepływu gazu w warunkach normalnych [Nm³/h].

Moc sprężarki wyrażona wzorem (10) odpowiada mocy oddawanej do przepływającego gazu. Moc pobierana przez samą sprężarkę jest z powodu strat mechanicznych trochę wyższa. Opisuje się to przy pomocy współczynnika sprawności mechanicznej zgodnie ze wzorem:

$$\eta_m = \frac{P_{\text{gas}}}{P_k} \quad (12)$$

gdzie:

η_m – sprawność mechaniczna [-],

P_k – moc na wale [kW].

Uwzględniając równania (10) i (12) można w następujący sposób wyrazić moc na wale:

$$P_k = \frac{\Delta h_1 \cdot \dot{m}}{\eta_m} \quad (13)$$

Współczynnik sprawności występujący w równaniu (13) zależy od rodzaju agregatu napędzającego oraz od punktu pracy na charaktery-

stycie. Z doświadczeń wynika, że w przypadku turbosprężarek waha się on w zakresie:

$$0,95 \leq \eta_m \leq 0,99$$

W oparciu o przedstawiony wyżej algorytm opracowano pakiet obliczeniowy posiadający interfejs graficzny, który może być wykorzystany niezależnie, lub jako element pakietu do symulacji lub optymalizacji sieci gazowych.

Poniżej podano wykresy ilustrujące niektóre własności pakietu.

Przykładowo, obliczano wpływ zmian wybranych wielkości wejściowych na wartość mocy efektywnej sprężarki przy założeniu przemiany adiabatycznej i politropowej.

Za pomocą pakietu można obliczać również inne wielkości związane ze sprężarką (np. dla danego stopnia sprężania można obliczyć wydajność sprężarki; mając obliczoną moc na wale sprężarki oraz znając charakterystykę eksploatacyjną agregatu napędzającego możemy obliczyć jego zużycie paliwa).

4. Rezultaty obliczeń

Zmienne ciśnienie na ssaniu

Dane wejściowe:

Temperatura na ssaniu

$T_1 = 293.0$ [K]

Przepływ przez sprężarkę

$Q_n = 2000000.0$ [Nm³/h]

Sprawność mechaniczna sprężarki

$\eta_m = 0.95$ [-]

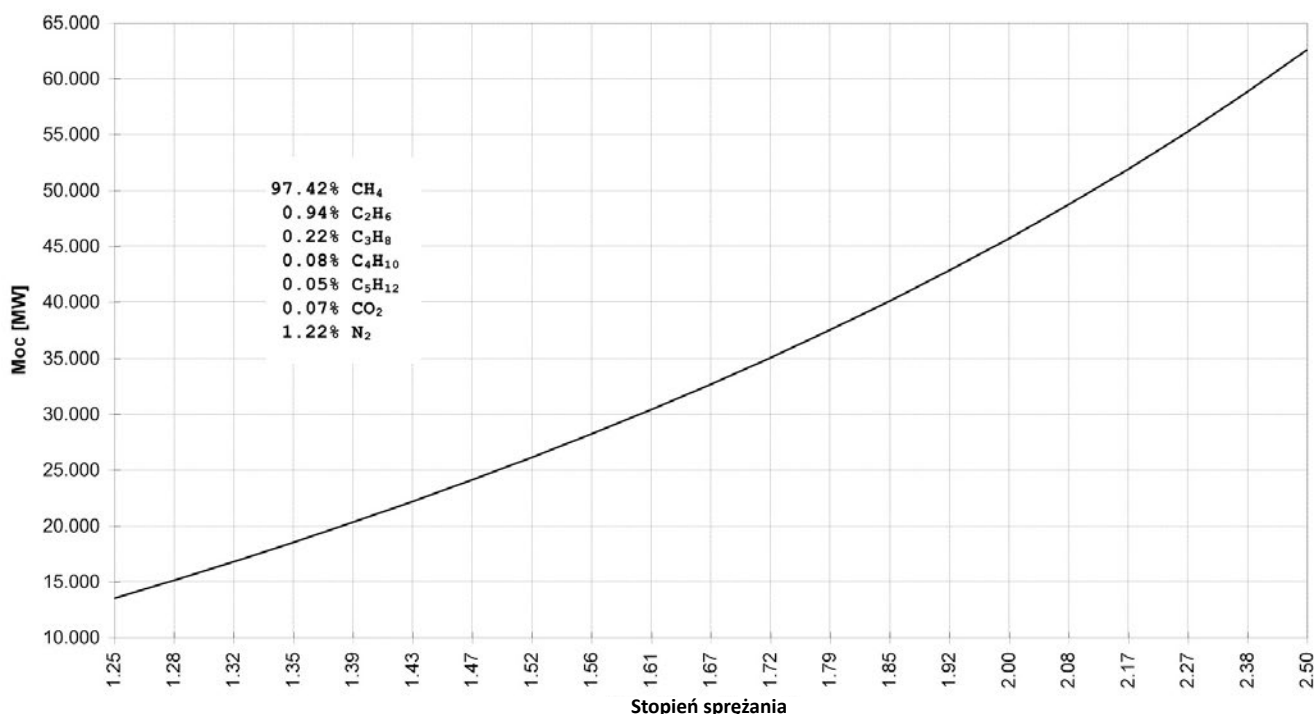
Ciśnienie tłoczenia

$p_2 = 5.0$ [MPa]

Ciśnienie ssania p_1 zmieniano w zakresie 4.0 – 2.0 [MPa] – stopień sprężania ϵ zmieniał się w zakresie 1.25 – 2.50. Obliczenia przeprowadzono przy założeniu procesu adiabatycznego (izentropowego) oraz politropowego. Przyjęto stałą wartość wydajności oraz zmienne ciśnienie ssania.

Otrzymano następujące wyniki:

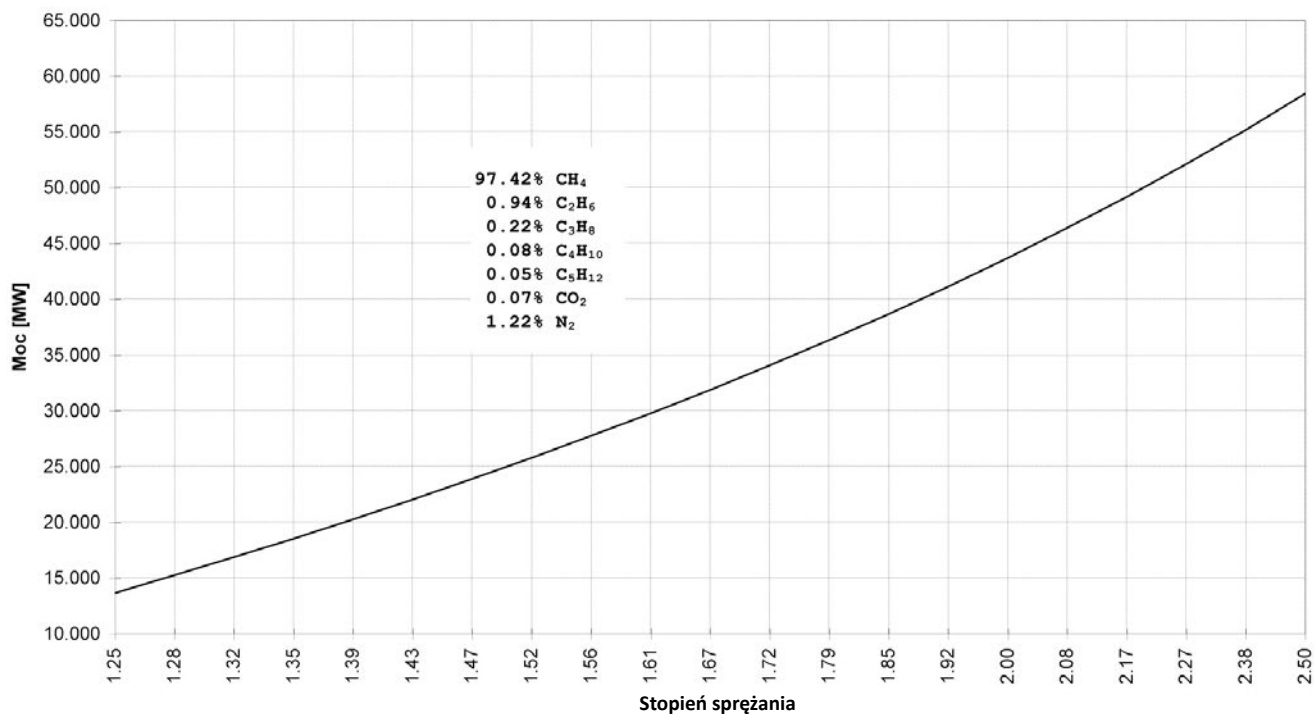
Moc adiabatyczna



Rys. 1 Moc sprężarki w zależności od stopnia sprężania

Fig.1 Horsepower of the compressor as an function of compressor ratio

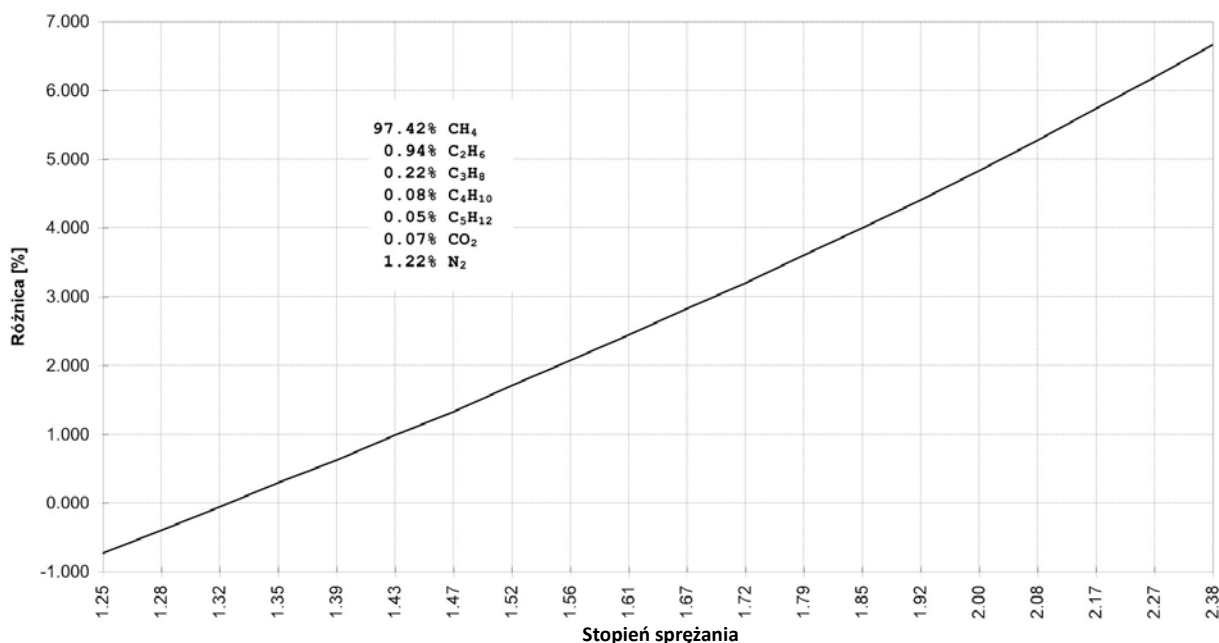
Moc politropowa



Rys. 2. Moc sprężarki w zależności od stopnia sprężania

Fig.2 Horsepower of the compressor as a function of compressor ratio.

Różnica pomiędzy wartością pracy adiabatycznej i pracy politropowej przy zmiennym ciśnieniu na ssaniu



Rys. 3 Różnica mocy sprężarki w funkcji stopnia sprężania pomiędzy procesem adiabatycznym, a politropowym.

Fig.3 Difference between the horsepower of the compressor as a function of the compression ratio for adiabatic and polytropic processes

Zmienne ciśnienie na tłoczeniu

Dane wejściowe:

Temperatura na ssaniu

Temperatura na tłoczeniu

Przepływ przez sprężarkę

$$T_1 = 293.0 \text{ [K]}$$

$$T_2 = 333.0 \text{ [K]}$$

$$Q_n = 2000000.0 \text{ [Nm}^3\text{/h]}$$

Sprawność mechaniczna sprężarki

$$\eta_m = 0.95 \text{ [-]}$$

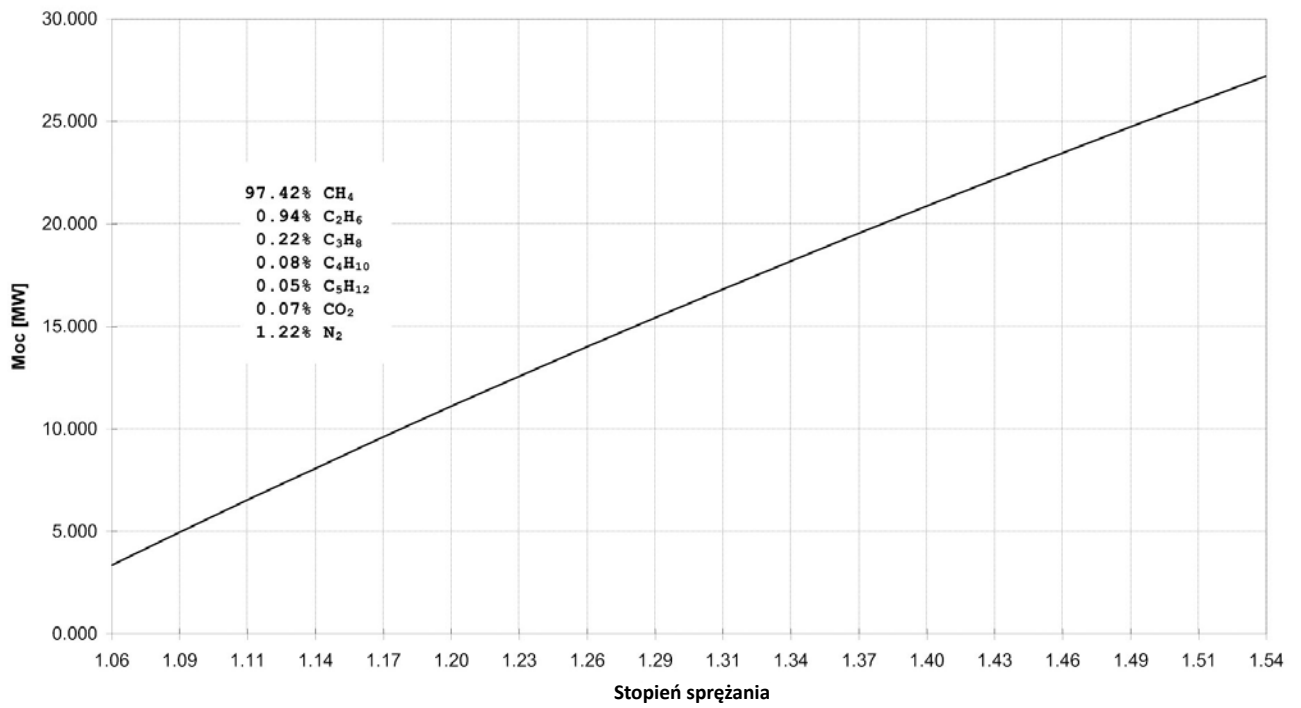
Ciśnienie ssania

$$p_1 = 3.5 \text{ [MPa]}$$

Ciśnienie tłoczenia p_2 zmieniano w zakresie 3.7 – 5.4 [MPa] – stopień sprężania ϵ zmieniał się w zakresie 1.06 – 1.54. Obliczenia przeprowadzono przy założeniu procesu adiabatycznego (izentropowego) i politropowego. Przyjęto stałą wartość wydajności oraz zmienne ciśnienie tłoczenia.

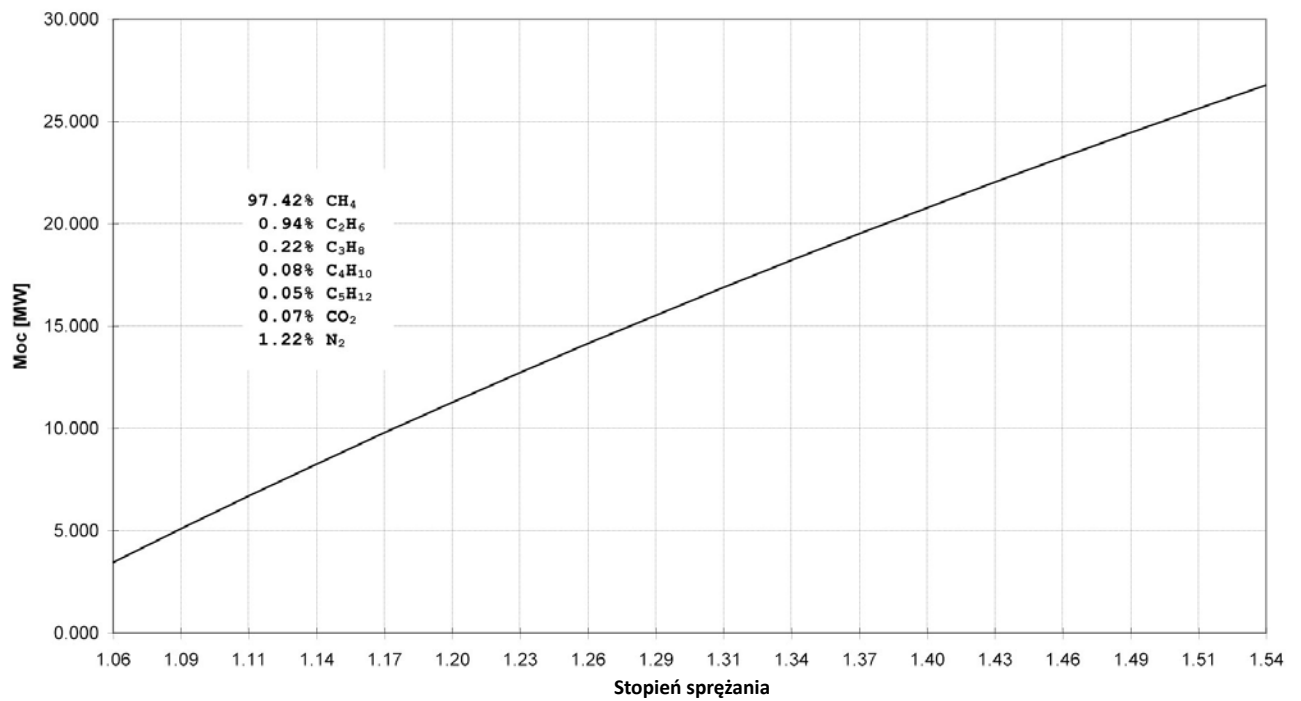
Otrzymano następujące wyniki:

Moc adiabatyczna



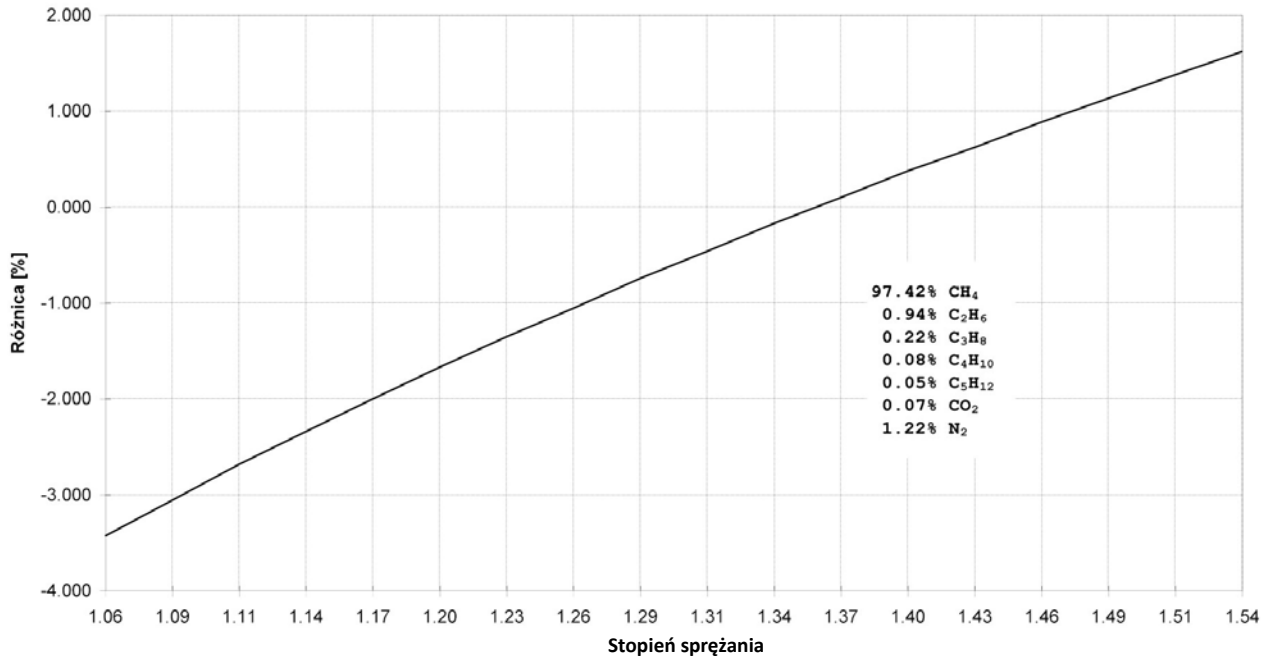
Rys. 4 Moc sprężarki w zależności od stopnia sprężania
Fig.4 Horsepower of the compressor as an function of compressor ratio.

Moc politropowa



Rys. 5 Moc sprężarki w zależności od stopnia sprężania
Fig.5 Horsepower of the compressor as an function of compressor ratio.

Różnica pomiędzy wartością pracy adiabaticznej i pracy politropowej przy zmiennym ciśnieniu na tłoczeniu



Rys. 6 Różnica mocy sprężarki w zależności od stopnia sprężania pomiędzy procesem adiabaticznym, a procesem politropowym.
 Fig.6 Difference between the horsepower of the compressor as a function of the compression ratio for adiabatic and polytropic processes

Zmienna temperatura na ssaniu

Dane wejściowe:

Przepływ przez sprężarkę

$$Q_n = 2000000.0 \text{ [Nm}^3\text{/h]}$$

Sprawność mechaniczna sprężarki

$$\eta_m = 0.95 \text{ [-]}$$

Ciśnienie ssania

$$p_1 = 3.5 \text{ [MPa]}$$

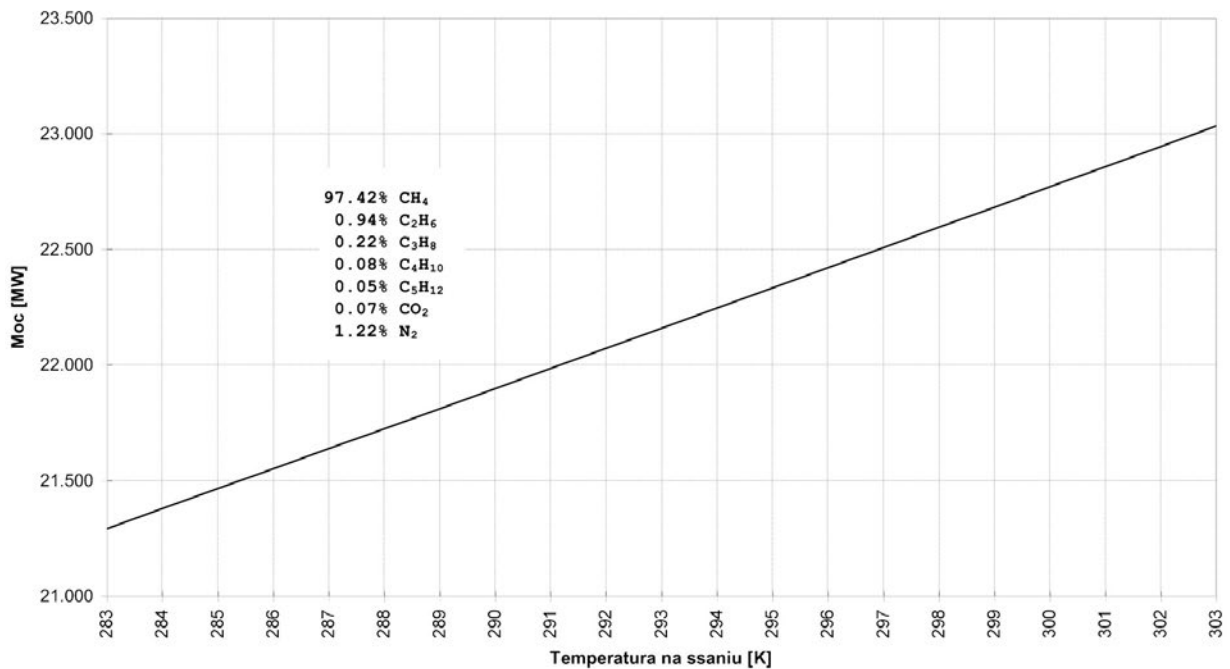
Ciśnienie tłoczenia

$$p_2 = 5.0 \text{ [MPa]}$$

Temperaturę na ssaniu T_1 zmieniano w zakresie 283.0 – 303.0 [K]. Obliczenia przeprowadzono przy założeniu procesu adiabaticznego i procesu politropowego. Przyjęto stałą wartość wydajności oraz zmienną temperaturę na ssaniu.

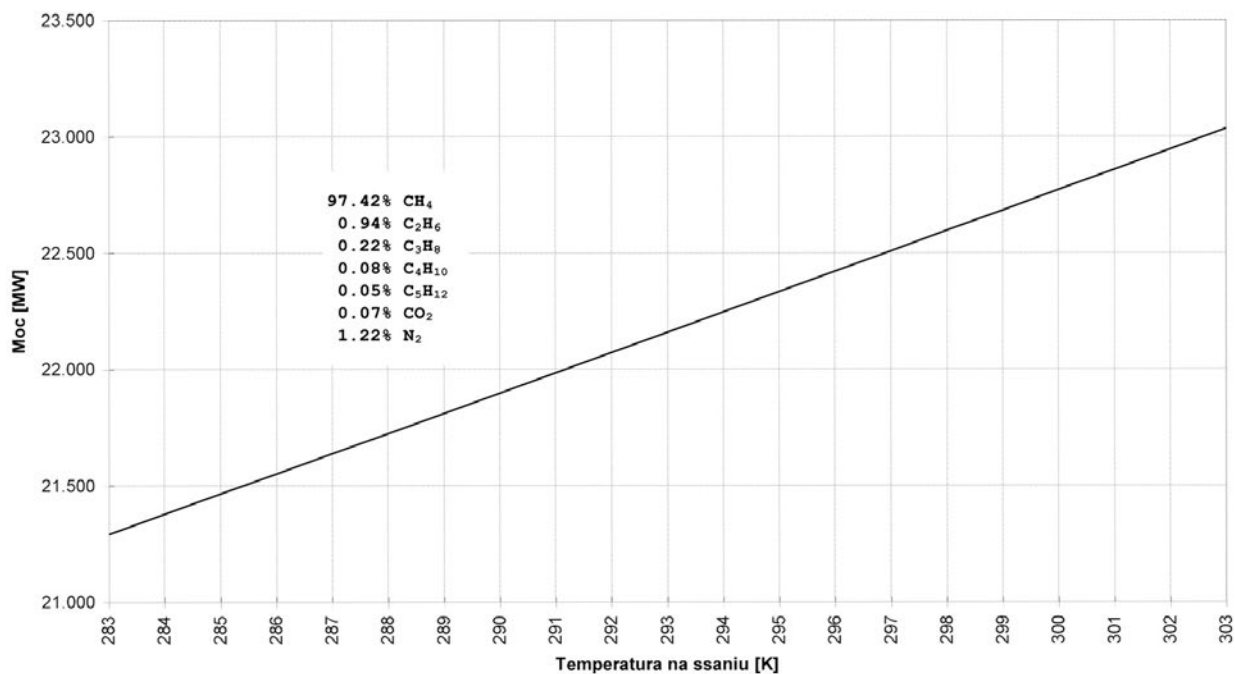
Otrzymano następujące wyniki:

Moc adiabaticzna



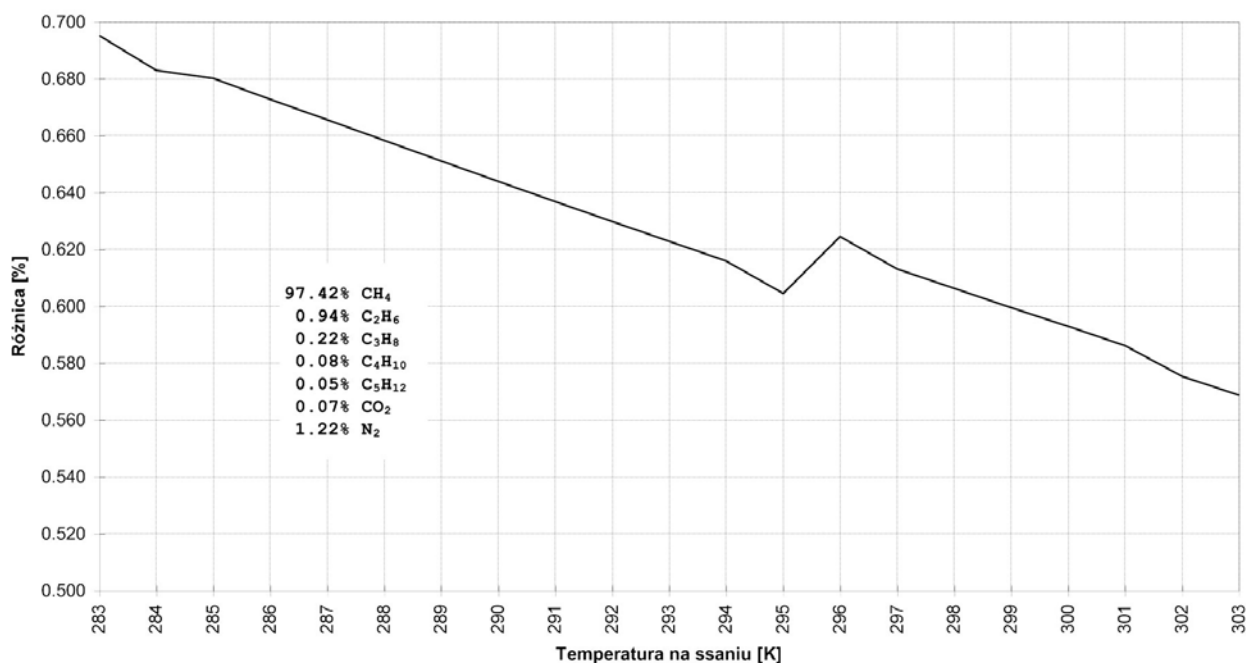
Rys. 7 Moc sprężarki w zależności od stopnia sprężania
 Fig.7 Horsepower of the compressor as an function of compressor ratio.

Moc adiabatyczna



Rys. 8 Moc sprężarki w zależności od stopnia sprężania
 Fig.8 Horsepower of the compressor as an function of compressor ratio.

Różnica pomiędzy wartością pracy adiabatycznej i pracy politropowej przy zmiennej temperaturze na ssaniu



Rys. 9 Różnica mocy sprężarki w zależności od stopnia sprężania pomiędzy procesem adiabatycznym, a procesem politropowym.
 Fig.9 Difference between the horsepower of the compressor as a function of the compression ratio for adiabatic and polytropic processes.

Zmienne ciśnienie i temperatura na ssaniu

Dane wejściowe:

Przepływ przez sprężarkę

$$Q_n = 2000000.0 \text{ [Nm}^3\text{/h]}$$

Sprawność mechaniczna sprężarki

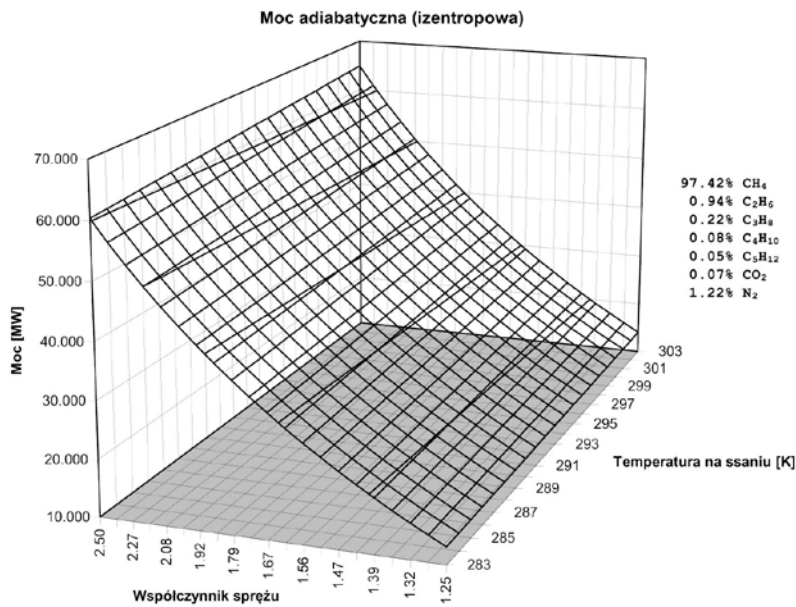
$$\eta_m = 0.95 \text{ [-]}$$

Ciśnienie tłoczenia

$$p_2 = 5.0 \text{ [MPa]}$$

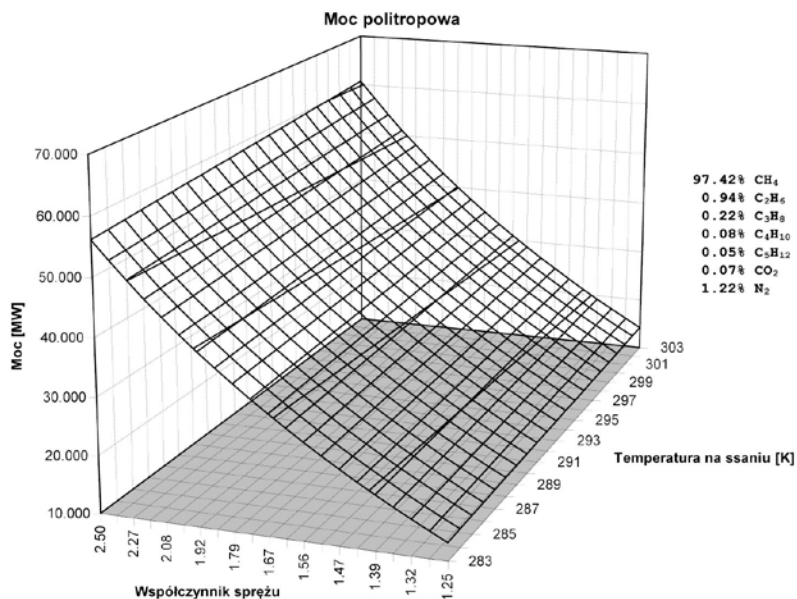
Ciśnienie ssania p_1 zmieniano w zakresie 4.0 – 2.0 [MPa] (stopień sprężania ϵ zmieniał się w zakresie 1.25 – 2.50), natomiast temperaturę na ssaniu T_1 zmieniano w zakresie 283.0 – 303.0 [K]. Obliczenia przeprowadzono przy założeniu procesu adiabatycznego i politropowego. Przyjęto stałą wartość wydajności.

Otrzymano następujące wyniki:



Rys. 10 Moc sprężarki w zależności od ciśnienia i temperatury na ssaniu dla procesu adiabatycznego.

Fig.10 Horsepower of the compressor as an function of suction pressure and temperature for adiabatic process.



Rys. 11 Moc sprężarki w zależności od ciśnienia i temperatury na ssaniu dla procesu politropowego.

Fig.11 Horsepower of the compressor as an function of suction pressure and temperature for polytropic process.

5. Wnioski

Analiza porównawcza wykresów pokazuje, że maksymalna odchyłka pomiędzy mocą liczoną dla przemiany adiabatycznej, a mocą liczoną dla przemiany politropowej wynosi ok. 4.5% (dla zmiennego ciśnienia na ssaniu przy stopniu sprężania $\epsilon = 2.0$), co w liczbach bezwzględnych wynosi ok. 2 MW. Musimy więc być

świadomi błędów, jakie popełniamy w momencie obliczania mocy na tłoczni przy założeniu niewłaściwej przemiany.

Dokładność algorytmu pozwala na zastosowanie go do obliczeń symulacyjnych sieci gazowych wysokociśnieniowych zarówno w stanach ustalonych, jak i nieustalonych. Dotyczy to np. przypadku, gdy chcemy znać moc potrzebną do przetłoczenia przez konkretną tłocznię określonej ilości gazu przy zadanym stopniu sprężania.

W przypadku optymalizacji sieci gazowych wysokiego ciśnienia, której celem jest minimalizacja energii zużywanej przez agregaty sprężające gaz algorytm tego typu umożliwi efektywne rozwiązanie zadania. Dotyczy to zarówno optymalizacji statycznej, jak i dynamicznej.

Czasami występują takie sytuacje, gdy nie są dotrzymywane warunki kontraktu przez dostawcę gazu. Wykorzystując omówiony algorytm możemy obliczyć ile „kosztuje” operatora sieci niespełnienie parametrów wejściowych przez dostawcę gazu.

Algorytm umożliwia określenie mocy dla zadanego składu gazu transportowanego. Pozwala to na określenie o ile zmieni się moc konieczna do przetłoczenia określonej ilości gazu przy zmianie jego składu.

LITERATURA

- [1] Baehr, H. D. „Der Isentropenexponent der Gase H_2 , N_2 , O_2 , CH_4 , CO_2 , NH_3 und Luft für Drücke bis 300 bar”, Brennst.-Wärme-Kraft, 19 (1967) Nr 2, Februar
- [2] Fasold, H. G., Wahle, H. N., Korb, W. „Die Berechnung ungekühlter Turboverdichter für den Erdgastransport unter Verwendung Personal – Computers”, Gas Erdgas 132 (1991) Nr 3
- [3] The GERG-2004, Wide-Range Equation of STATE for Natural Gases and Other Mixtures, GERG TM15 2007
- [4] Peng, Ding-Yu, Robinson, D.B. „A New Two-Constant Equation of State”, Ind. Eng. Chem., Fundam., Vol. 15, No. 1, 1976
- [5] Poradnik fizykochemiczny, Praca zbiorowa, WNT, Warszawa 1974
- [6] Reid, r.C., Prausnitz, J.M., Sherwood, T.K. „The Properties of Gases and Liquids”,
- [7] Scholz, r. „Verschiedene Definitionen und Verwendung des Isentropenexponenten bei realen Gase”, Gas Wärme International, Bd. 23, Nr 12 Dez. 1974
- [8] Schultz, J. M. „The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors”, Journal of Engineering for Power, January 1962
- [9] Soave, G. „Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state”, Chemical Engineering Science, 1972, Vol. 27, pp. 1197-1203
- [10] Wiederuh, E. „An Attempt to Standardize the Use of Isentropic Exponents for Compressor Calculations”, Transactions of ASME, Vol.110, April 1988, pp. 210-213