

Charakterystyki promieniowych sprężarek procesowych

Performance curves of centrifugal process compressors

WŁADYSŁAW KRYŁŁOWICZ, KIRIŁ KABAŁYK

DOI 10.36119/15.2021.5.2

W artykule poruszono zagadnienie charakterystyk pracy promieniowych sprężarek procesowych (pracujących w instalacjach chemicznych oraz sprężarek gazu ziemnego). Opisano kształt charakterystyki sprężarki, proces tworzenia charakterystyki sprężarki wielostopniowej oraz pole pracy sprężarki według norm ISO oraz API. Poruszono zagadnienie pompowania oraz szczegółowo omówiono zjawisko dławienia w sprężarce promieniowej.
Słowa kluczowe: sprężarka promieniowa procesowa, charakterystyka, granica pompowania, granica dławienia

Performance curves of process centrifugal compressors (operating in chemical installations) and pipeline compressors were analyzed. The performance curve shape of the multistage compressor and its operational range were described according to ISO and API standards. The phenomenon of surge and choke in the radial compressor was considered.

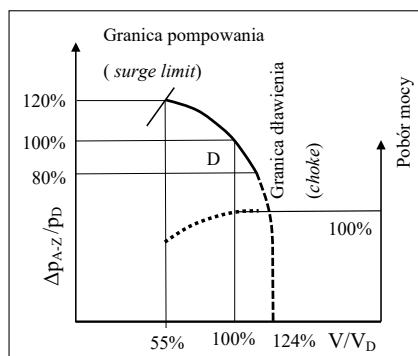
Keywords: centrifugal proces compressor, performance curve, surge limit, choke limit

Wstęp

Pod pojęciem sprężarek procesowych (ang. *proces compressors*, por. Lüdtke [8]), rozumiemy, niezależnie od sposobu działania, sprężarki przeznaczone do pracy w instalacjach przemysłu petrochemicznego, gazu ziemnego oraz chemicznego. W zdecydowanej większości przypadków sprężają one czynniki gazowe różne od powietrza.

Zależność pomiędzy parametrem opisującym przyrost ciśnienia w sprężarce (może nim być np. bezwymiarowy spręż $\Pi = p_Z/p_A$) a przepływem (wyrażanym strumieniem objętości V bądź strumieniem masy \dot{m}) nazywamy charakterystyką przepływową sprężarki. Pełna charakterystyka sprężarki obejmuje również przebieg poboru mocy, tak jak to pokazano na rys. 1. Niekiedy uzupełniamy ją o przebieg sprawności, np. sprawności politropowej η_m .

Powyższy przypadek dotyczy napędu o stałej prędkości obrotowej (silnikiem elektrycznym synchronicznym lub asynchronicznym). Użyteczny zakres pracy sprężarki jest obszarem pomiędzy dwoma granicami: po lewej stronie mamy tzw granicę pompowania (ang. *surge limit*), a po prawej granicę dławienia (ang. *choke* lub *capacity limit*). Natomiast aktualny punkt pracy sprężarki (ang. *operatio-*



Rys. 1. Typowa charakterystyka sprężarki promieniowej we współrzędnych zredukowanych $\Delta p_{A-Z}/p_D - V/V_D$ wg Dresser-Rand [12]. Symbol D oznacza punkt projektowy, ang. *design point* lub *rated point*.

Fig. 1. Typical performance curve of centrifugal compressor in coordinates $\Delta p_{A-Z}/p_D - V/V_D$ acc. to Dresser-Rand [12]. D-design point (or rated point)

nal point) jest określony poprzez przecięcie charakterystyki sprężarki z krzywą oporów instalacji.

W niniejszym artykule nie omawiane będą sprężarki zintegrowane z przekładnią (ang. *geared compressors*) a jedynie sprężarki procesowe jednowałowe. Należą one do dwu rodzajów: sprężarki zainstalowane w tłoczniach gazu ziemnego (ang. *pipeline compressors*) oraz sprężarki pracujące w instalacjach chemicznych.

Wszystkie sprężarki procesowe powinny spełniać co do konstrukcji i własności ruchowych wymogi normy API 617 [13] lub niemal identycznej normy PN-EN-ISO 10439 [14].

Kształt charakterystyki sprężarki wielostopniowej

Sprężarkę promieniową projektujemy jako wielostopniową tylko wtedy, gdy wysoki przyrost entalpii gazu wymaga nadmiernej prędkości obwodowej u_2 koła wirnikowego. W każdym innym przypadku korzystniejsze jest rozwiązanie jedno-stopniowe. Ograniczenia prędkości obwodowej koła wirnikowego u_2 wynikają z:

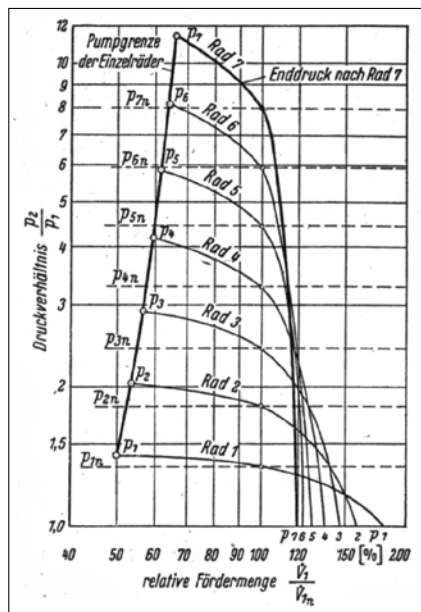
- problemów wytrzymałościowych,
- innych czynników, np. bezpieczeństwa lub potencjalne zużycie erozyjne,
- dopuszczalnych liczb Macha.

W przypadku sprężarek procesowych stosujemy, ze względów bezpieczeństwa, relatywnie niskie sprężenie stopni i związane z tym niskie prędkości obwodowe. Przykładowo, sprężarka gazu syntezowego, opisana w [6], sprężająca gaz od ciśnienia 25,5 do 210,9 barów (spręż $\Pi = 8,6$) ma aż 25 stopni w trzech kadłubach. Średni spręż stopnia do tylko $\Pi_{sr} = 1,09$, maksymalny 1,12. Prędkości obwodowe nie przekraczają wartości 240-244 m/s.

Podobnie dwustopniowa sprężarka pracująca w tłoczni gazu opisana w rozdziale trzecim ma w punkcie projektowym prędkość obwodową $u_2 = 214,4$ m/s (maksymalna prędkość obwodowa 250,14 m/s). Spręż pierwszego stopnia wynosi $\Pi = 1,205$.

W przypadku sprężarek gazu ziemnego nie ma zazwyczaj problemu z liczbami Macha, ponieważ stała gazowa jest duża (dla czystego metanu $R = 518,35$), a więc i prędkości dźwięku są wysokie - dla warunków otoczenia $a = \text{ok. } 445$ m/s. Przykładowo, obwodowa liczba Macha $Ma_{u,2} = u_2/a_2$ dla koła pierwszego stopnia wspomnianej powyżej sprężarki wynosi jedynie 0,481. Natomiast liczby Reynoldsa są na ogół duże, co sprzyja osiągnięciu wysokiej sprawności (patrz Strub, Bonciani i Borer [11]).

Jeżeli budujemy sprężarkę wielostopniową, to kształt jej charakterystyki finalnej jest na skutek zmian gęstości całkowiec odmienny od charakterystyk jej poszczególnych stopni. Na rys. 2 przedstawiono według Eckerta [2] klasyczny przykład charakterystyki siedmiostopniowej izotermicznej sprężarki promieniowej o sprężu projektowym $\Pi = 8$, przy czym spręż projektowy pojedynczego stopnia wynosi $\Pi_1 = 1,347$. Sprężarka pracuje przy stałej prędkości obrotowej.



Rys. 2. Charakterystyka siedmiostopniowej sprężarki promieniowej we współrzędnych $\Pi - (V_1/V_{1n})$ wg Eckerta [2]. Zachowano oryginalny system oznaczeń; p_{in} - ciśnienia absolutne w punktach projektowych (niem. *nominal*), V_1/V_{1n} - względny strumień objętości na ssaniu. *Pumpgrenze* - granica pompowania.

Fig. 2. Performane curves of a seven-stage centrifugal compressor in coordinates $\Pi - V_1/V_{1n}$ acc. to Eckert [2]. Original german nomenclature is used: *p_{in}*-absolute pressure at design point, V_1/V_{1n} - relative volume flow at inlet. *Pumpgrenze* - surge limit

Widzimy, że im więcej stopni, tym charakterystyka staje się bardziej stroma. Przy przepływach $V_1 > V_{1n}$ największe sprężenie otrzymujemy na pierwszym stopniu, później maleją one stopniowo, a nawet mogą osiągnąć wartości mniejsze od 1 - czynnik ulega w nich rozprężeniu! Natomiast dla przepływów mniejszych od projektowego sytuacja jest odwrotna - największy spręż osiągamy w ostatnim stopniu. Widzimy, że użyteczny zakres pracy całej sprężarki mieści się w granicach 0,66 do 1,2 przepływu projektowego i jest znacznie węższy od zakresu pracy pojedynczego stopnia (0,5 do 1,75).

Na rys. 3 przedstawiono według normy ISO 10439 [15] oraz API 617 [13] pole pracy sprężarki napędzanej turbiną parową bądź gazową - czyli sprężarki pracującej przy zmiennej prędkości obrotowej. Ze względu na to, że jak dotąd (2021 r.) nie ma oficjalnego polskiego tłumaczenia obu tych norm, zdecydowano się na zastosowanie polskiej terminologii w wersji stosowanej w jednostce autorów pracy na podawanie odpowiedniego terminu angielskiego. Współrzednymi są: praca właściwa sprężania (*specific compression work*, lub inaczej *head*), w kJ/kg oraz strumień objętości na ssaniu (*inlet volume flow*). Na rysunku naniesiono odpowiednie charakterystyczne prędkości obrotowe oraz obie linie ograniczeń: granicę pompowania oraz granicę dławienia dla zmiennych obrotów.

Punkt projektowy sprężarki (ang. *rated point* lub *design point*) odpowiada prędkości obrotowej oznaczonej jako projektowa (100%). Natomiast normalny punkt pracy (*normal operating point*) jest związany

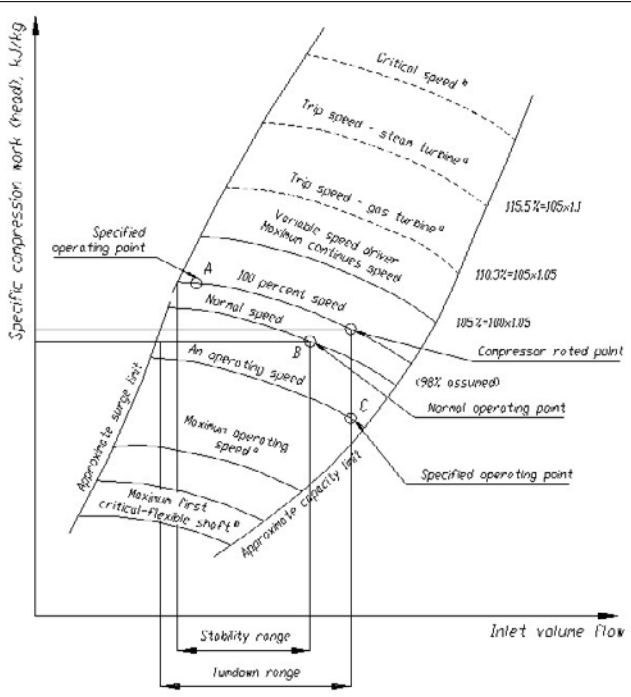
z wymogami instalacji, w której pracuje sprężarka. Aby zachować pewną rezerwę sprężu oraz wydatku, normalny punkt pracy leży na prędkości obrotowej określonej jako normalna (*normal operating speed*) równej ok. 98% prędkości projektowej. Powszechnie przyjmuje się, że maksymalna ciągła prędkość napędu (ang. *variable speed driver maximum continuous speed*) jest jedynie 5% większa od prędkości projektowej, ale stwarza to rezerwę mocy równą trzeciej potędze stosunku prędkości, to jest $1,05^3 = 1,157$, czyli ponad 15%. Warto zauważyć, że prędkość wyzwolenia (*trip speed*), przy której zaczyna działać samoczynny regulator bezpieczeństwa jest różna dla turbiny parowej i gazowej (odpowiednio *trip speed steam turbine drive* oraz *trip speed gas turbine drive*).

Wyspecyfikowane punkty kontrolne A i C określają zakres stabilnej pracy (*stability range*) oraz zakres do wyłączenia (*shutdown range*). Spośród nich jedynie zakres „turndown range” ma praktyczne znaczenie, ponieważ jest podawany w standardyzowanych arkuszach danych sprężarki wg. API.

Dolna i górna krzywe ograniczające pole pracy są krzywymi pierwszej i drugiej prędkości krytycznej (odpowiednio *maximum first critical speed* oraz *critical speed (second)*) dla wałów elastycznych (*flexible shaft*).

Charakterystyki sprężarek procesowych są ustalane w wyniku testów przeprowadzanych w oparciu o standardowe procedury na stanowiskach badawczych (np. według normy ISO 5389 [15]). Obecnie istnieją już możliwości numerycznego

Rys. 3. Pole pracy sprężarki o zmiennej prędkości obrotowej według ISO 10439 [15] (brak jest oficjalnego polskiego tłumaczenia normy). **Fig. 3.** Typical operating map for a centrifugal compressor with variable speed acc. to API Standard 617. Official polish translation does not exist.



wyznaczania charakterystyk wielostopniowych sprężarek promieniowych, patrz m.in. Danilishyn [1]. Z powodu ograniczonej dokładności wyniki takich obliczeń służą obecnie głównie do sporządzania charakterystyk ofertowych (ang. *predicted performance curves*).

Krytyczne zjawiska przepływowe – pompowanie i dławienie

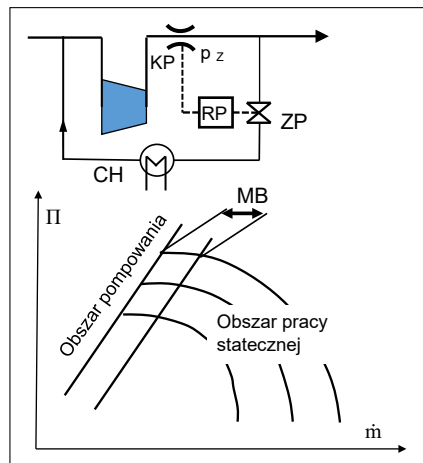
Zjawisko pompowania jest dobrze znane eksploatacjom sprężarek. Polega ono na pulsacyjnej pracy maszyny, czemu towarzyszy podwyższony poziom drgań. Długotrwałe pompowanie nieodmiennie powoduje poważną awarię sprężarki. Dlatego też każda sprężarka wyposażona jest w układ przeciwpompażowy, którego ideę przedstawiono na rys. 4.

Jeżeli dla danej prędkości obrotowej zdławimy sprężarkę tak dalece, że przekraczamy granicę pompowania i znajdziemy się w obszarze pracy niestatecznej, to regulator RP otwiera zawór przeciwpompażowy ZA. W wyniku tego spada ciśnienie tłoczenia i maszyna wychodzi z pompowania. Jednak w praktyce otwieramy zawór ZA o wiele wcześniej, zostawiając pewien margines bezpieczeństwa MB. Jego szerokość jest zależna od:

- szybkości otwierania zaworu ZA,
- przepustowości zaworu i jego instalacji.

Ponieważ margines bezpieczeństwa zawęża nam użyteczny zakres pracy sprężarki, to zawór ZA powinien mieć możliwie małą statą czasową.

W przypadku sprężarek procesowych (w tym oczywiście i gazowych) zawór ZA połączony jest ze ssaniem sprężarki – tak,



Rys. 4. Idea układu przeciwpompażowego: ZA – zawór antypompażowy (ang. *antisurge valve*), KP – kryza pomiarowa, RP – regulator przeciwpompażowy, CH – chłodnica, MB – margines bezpieczeństwa (ang. *security margin*).

Fig. 4. The idea of an antisurge system. ZA – anti-surge valve, KP – flow measuring device, RP – anti-surge regulator, CH – gas cooler, MP – security margin.

aby nie upuszczać gazu do otoczenia. Elementem koniecznym staje się zabudowa chłodnicy CH, celem utrzymania temperatury gazu na ssaniu na odpowiednio niskim poziomie. Niejednokrotnie linia przeciwpompażu służy również do rozruchu oraz włączania sprężarki do instalacji.

Zagadnienie pompowania sprężarki promieniowej jest szeroko opisywane w literaturze przedmiotu (m. in. Pampreen [9], Gundlach [3], Eckert [2]).

Zupełnie odmiennie wygląda wiedza użytkowników sprężarek na temat drugiej linii ograniczenia - linii dławienia, czyli krzywej maksymalnego przepływu. Jak widzimy na rys. 1, krzywa ciśnienia zafaluje się przy odpowiednio dużym przepływie – sprężarka osiąga maksimum wydajności przy ciśnieniu spadającym do zera. Przyczyną tego jest osiągnięcie lokalnej prędkości dźwięku na wlocie do pierwszego koła wirnikowego lub czasami na wlocie do dyfuzora ułotkowanego pierwszego stopnia (patrz Lüdtkę [8]). Skutkami pracy sprężarki w obszarze dławienia są:

- silne drgania wzbudzone falami uderzeniowymi,
- przeciążenie struktury mechanicznej wirnika.

Zagadnienie pracy sprężarki w obszarze dławienia było poruszane w pracach Sorokesa [10] oraz Kurza [7]. Badania te służyły głównie wyjaśnieniu stopnia ryzyka związanego z dynamiką ułotkowania sprężarki. Stwierdzono jednak, że przy odpowiedniej konstrukcji koła ryzyko awarii może być w istotny sposób zmniejszone.

Poniżej zostanie omówiony problem nadmiernego przeciążenia dwustopniowej sprężarki pracującej w tłoczni gazu. Jest to bardzo nowoczesna dwustopniowa sprężarka napędzana turbiną gazową o maksymalnej mocy ok. 25 MW. Maksymalna prędkość obrotowa to 8085 obr/min, minimalna 4300. Zakresy ciśnienia to:

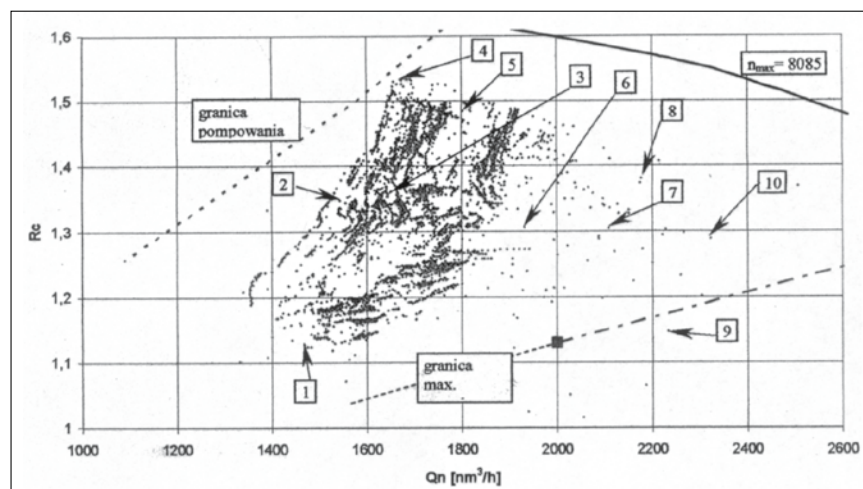
minimalne 3,5 MPa (odstawienie), maksymalne ok. 9,2 MPa (odstawienie).

Na rys. 5 przedstawiono pole pracy tej sprężarki z naniesionym zbiorem 5600 punktów pracy. Widzimy jednak, że tylko nieliczne wychodzą poza granicę dławienia. Przykładem jest punkt 9, odpowiadający ciśnieniu ssania 6,53 MPa i ciśnieniu tłoczenia 7,48 MPa (spręż 1,14), prędkość obrotowa $n = 5667$ obr/min. Dla tego punktu moment obrotowy drugiego stopnia wynosi 12630 Nm. Dla punktu 10, leżącego wewnątrz dopuszczalnego pola pracy, moment ten wynosi 9427 Nm, pomimo tego, że spręż jest równy 1,28. Widzimy zatem co oznacza praca w przeciążeniu. Jako kryterium obciążenia wybrano moment obrotowy drugiego stopnia, ponieważ jego dyfuzor okazał się krytycznym pod względem wytrzymałościowym elementem struktury mechanicznej maszyny.

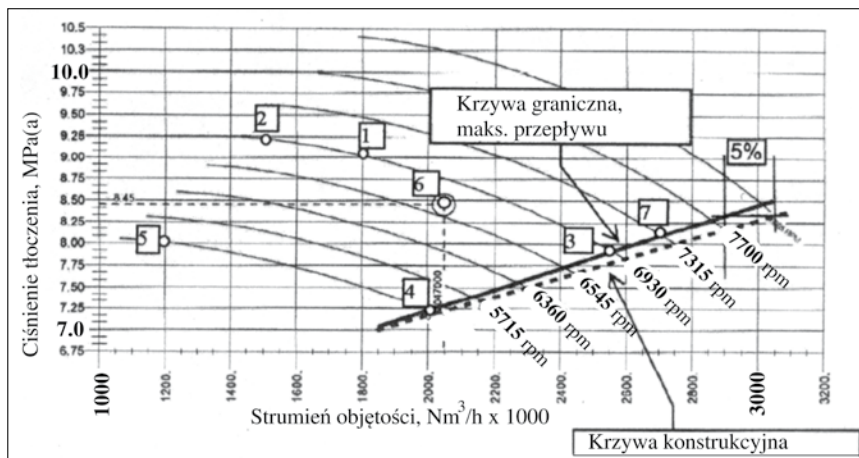
Charakterystyka firmowa tej sprężarki we współrzędnych ciśnienie tłoczenia [MPa] - strumień objętości na wlocie [$\text{Nm}^3/\text{h} \cdot 1000$] jest zamieszczona na rys. 6. Naniesiono szereg punktów charakterystycznych oraz położenie konstrukcyjnej granicy dławienia i granicy dławienia ustawionej po badaniach odbiorczych. Punkty pracy 1,2,3 leżą na tej samej krzywej prędkości obrotowej równej $n=6930$ obr/min. Momenty dyfuzora dla tych punktów wynoszą odpowiednio: 1835, 3974 oraz 13405 Nm, co jest oczywiście zgodne z przebiegiem poboru mocy przedstawionym na rys. 1.

Natomiast dla punktu nr 7, odpowiadającemu prędkości obrotowej 7315 obr/min moment osiąga maksimum i wynosi aż 15775 Nm. W punkcie 7 spręż maszyny wynosi 1,28.

Analizując rys. 6 zauważamy, że wzdłuż linii maksymalnego dopuszczalnego przepływu (punkty 4,3,7) moment obrotowy na dyfuzorze systematycznie rośnie,



Rys. 5. Pole pracy sprężarki gazu ziemnego z zaznaczonymi, wybranymi punktami pracy (wg [5]).
Fig. 5. Operating map of a pipeline compressor with specified operating points [5].



Rys. 6. Charakterystyka firmowa sprężarki gazu ziemnego z naniesionymi charakterystycznymi punktami pracy (wg [5]).

Fig. 6. Original performance curves of a compressor from fig. 5 with specified operating points [5].

osiągając przy prędkości obrotowej 7315 obr./min bardzo dużą wartość. Przy dalszym wzroście obrotów, dla parametrów na ssaniu równych $p=6,4$ MPa i $T=288$ K (5°C) szybko przekroczymy maksymalną dopuszczalną moc turbiny (25 MW).

A zatem długotrwała praca w pobliżu granicy dławienia stwarza ryzyko awarii mechanicznej sprężarki.

Podsumowanie

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia eksploatacji sprężarek promieniowych procesowych. Problematyka granicy dławienia oparta o własne analizy jest prawdopodobnie po raz pierwszy opisana w literaturze polskojęzycznej.

Autorzy mają nadzieję, że przyjęta konwencja tłumaczenia określi angielskich będzie pomocna przy posługiwaniu się obcymi normami. Uważamy jednak, że normy te powinny być przetłumaczone na język polski i że powinno być przyjęte jednolite nazewnictwo techniczne. Z zamieszczonej analizy wynika, że w dziedzinie własności eksploatacyjnych sprężarek promieniowych pozostało w kraju jeszcze dużo do zrobienia.

PIŚMIENICTWO

[1] Danilishyn A., Kozhukov Y., Malev K.G., 2017, *The Task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station*, AIP Conference Proceedings 1876(1): 120046 and Oil and Gas Engineering Conference (OGE- 2017).

- [2] Eckert B., Schnell E., 1961, *Axial und Radial-Kompressoren*, wyd. drugie, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- [3] Gundlach W., 1955, *Poglądowa analiza współpracy sprężarki i odbiornika*, *Archiwum Budowy Maszyn*, tom II, z.4 str. 395-407.
- [4] Kryłłowicz W., 1993, *Udoskonalenie metody wyznaczania charakterystyk sprężarek promieniowych i jej weryfikacja eksperymentalna na przykładzie sprężarek jedno- i wielostopniowych*, praca niepublikowana IMP PŁ Nr. 1241, Łódź.
- [5] Kryłłowicz W., 2008, *Krytyczna analiza zaleceń eksploatacyjnych kompresorów w tłocznich gazu ...*, praca niepublikowana IMP PŁ (zbiór zastrzeżony) Nr.1590, Łódź.
- [6] Kryłłowicz W., Kozanecki Z., Kabałyk K., Świder P., 2017, *Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization*, Proc. of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics ETC 12, Paper ID : ETC 2017-171, Stockholm, Sweden.
- [7] Kurz R., Marechale R.K., Fowler E., 2016, *Operation of centrifugal Compressors at choke conditions*, 2016 Asia Turbomachinery & Pump Symposium, Singapore.
- [8] Lüdtke K.H., 2004, *Process Centrifugal Compressors. Basics, Function, Operation, Design, Application*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- [9] Pampreen R.C., 1993, *Compressor Surge and Stall*, Concepts ETI, Inc., Wilder, Vermont USA.
- [10] Sorokes J., Miller H., Koch J., 2006, *The Consequences of Compressor Operation in Overload*, 35th Turbomachinery Symposium, Houston, Texas A&M University.
- [11] Strub R.A., Bonciani C.J., Borer M.V., Casey S.L., 1987, *Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors*, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery 109, str.541-544.
- [12] *Turbocompressors.Applications. Selections. Limitations*, 1992, Dresser-Rand. Turbo Products Division, Olean, New York, wydawnictwo własne firmy Dresser-Rand.
- [13] API Standard 617, 2002: *Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, seventh edition., July 2002.
- [14] PN-EN ISO 10439, 2003, *Przemysł naftowy, chemiczny i gazowy – sprężarki wirowe*, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [15] ISO 5389,2005, *Turbocompressors. Performance Test Code*.