

Wacław KOLLEK<sup>1</sup>  
Piotr HARNATKIEWICZ<sup>2</sup>  
Szczepan LUBECKI<sup>2</sup>  
Piotr OSIŃSKI<sup>1</sup>  
Urszula RADZIWANOWSKA<sup>1\*</sup>

## **METODY ANALIZY PULSACJI CIŚNIENIA ORAZ DRGAŃ W SIECI PRZEMYSŁOWEJ DO PRZESYŁU GAZU**

W pracy przedstawiono współczesne metody analizy pulsacji ciśnienia oraz drgań w sieci przemysłowej do przesyłu gazu. Zjawisko pulsacji ciśnienia gazu jest niekorzystne ze względu na zwiększenie kosztów procesu sprężania oraz generowanie hałasu. Ponadto pulsacja wywołuje drgania mechaniczne konstrukcji, co może skutkować uszkodzeniem lub zniszczeniem elementów instalacji. W celu zapobieżenia niekontrolowanej pulsacji ciśnienia gazu niezbędne jest projektowanie sieci przemysłowych zgodnie z określonymi wytycznymi. Niestety aktualne normy nie uwzględniają obligatoryjnych obliczeń pulsacji ciśnienia i drgań, w związku z czym podjęto prace rozwojowo-badawcze nad opracowaniem metodyki obliczeń, pozwalające na prawidłową ocenę wytrzymałości konstrukcji w warunkach rzeczywistych.

### **1. WSTĘP**

Polskie sieci przesyłowe w większości bazują na działaniu sprężarek tłokowych Ariel i Dresser charakteryzujących się dużą mocą i wydajnością. Praca tego typu układów jest krytycznym elementem polskiej sieci energetycznej, zapewniającej niezależność energetyczną kraju. Konsekwencje uszkodzenia sprężarki lub instalacji rurociąkowej wiążą się z narażeniem bezpieczeństwa ludzi, a także z utratą zabezpieczenia energetycznego kraju. Sieci przesyłowe projektowane są według wytycznych normy PN-EN 1594-2014. Norma ta w najnowszym swoim wydaniu (2014r) dotyczy problemu oceny instalacji z punktu widzenia dynamiki drgań oraz problemów pulsacji ciśnienia gazu. Niemniej jednak są to obliczenia opcjonalne, a wytyczne pełnią funkcję informacyjną. Zdaniem zespołu badawczego jest to duże przeoczenie w związku z czym rozpoczęto prace badawczo - rozwojowe związane z opracowaniem metodyki obliczeń, która pozwoli na lepszą ocenę

---

<sup>1</sup> Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Wrocław

<sup>2</sup> KOMES sp. z o.o., Wrocław, Polska

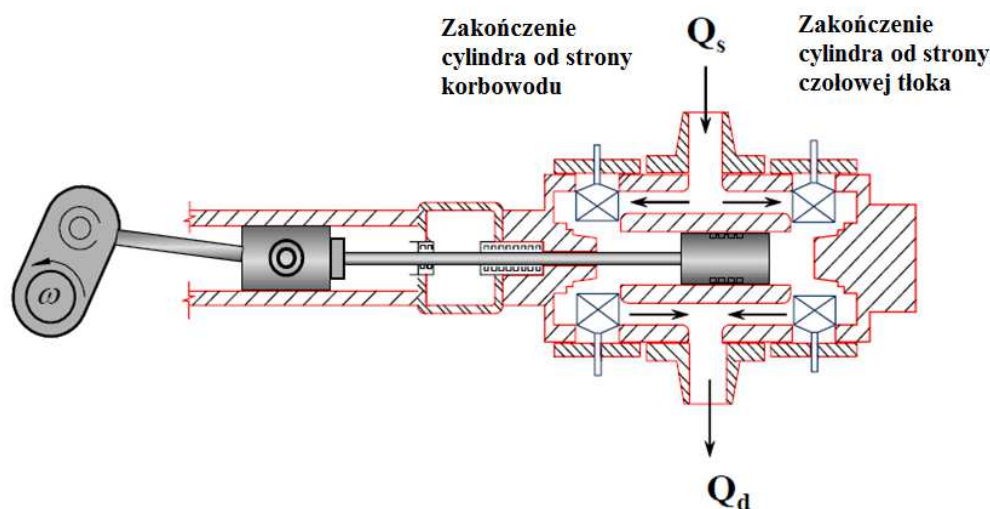
\* E-mail: urszula.radziwanowska@pwr.edu.pl

wyważenia konstrukcji w rzeczywistych warunkach pracy. Aktualnie można zaobserwować coraz większą konsekwencję przemysłu energetycznego we wdrażaniu wytycznych, mających na uwadze problemy pulsacji gazu oraz drgań układów przesyłowych. Najbardziej znaną normą opisującą ten problem jest amerykańska norma API 618 wydanie 5 z 2011 roku. Na ww. normę, ale w starszym wydaniu powołuje się w normie PN-EN 1594-2014. Niemniej autorzy proponują obligatoryjny nakaz włączenia analizy problemów pulsacji oraz drgań do procedury obliczeniowej wskazanej przez PN-EN 1594. W tym celu należy stworzyć odpowiednie przepisy łączące schematy obciążeń i definiujące obciążenia normatywne oraz obciążenia specjalne, będące wynikiem symulacji komputerowych lub badań eksperymentalnych.

## 2. ŹRÓDŁA PULSACJI CIŚNIENIA I DRGAŃ W INSTALACJACH RUROCIĄGOWYCH

Pulsacja ciśnienia gazu w instalacjach rurociągowych jest zjawiskiem niepożądanym ze względu na wysoki poziom generowanych drgań dźwiękotwórczych, możliwość uszkodzenia zmęczeniowego konstrukcji oraz nadmierne straty ciśnienia. Zjawisko pulsacji ciśnienia i występowania drgań w instalacjach rurociągowych może mieć kilka przyczyn. Przede wszystkim pulsacja gazu wynika z cyklicznego charakteru pracy sprężarki, a więc z okresowo zmiennego chwilowego natężenia przepływu, może też być wynikiem wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych działających na elementy układu lub pojawiać się w wyniku nieciągłości przepływu (*flow-induced pulsations*) [5].

W trakcie swojej pracy, sprężarki tłokowe w instalacjach rurociągowych generują zmienny przepływ gazu. Zmiany ciśnienia wynikają z okresowego przepływu przez zawory strony ssawnej i tłocznej. Na rysunku 1. przedstawiono schemat cylindra sprężarki oraz zasadę poruszania tłoka cylindra (*double acting cylinder*) [2].



Rys. 1. Schemat działania sprężarki tłokowej [2]

Fig. 1. The schematic of reciprocating compressor operation [2]

Podczas kompresji gazu, zawory po stronie ssawnej i tłocznej są zamknięte. W momencie osiągnięcia ciśnienia tłoczenia, otwiera się zawór strony tłocznej umożliwiając przepływ gazu  $Q_d$ . Gdy tłok cylindra osiąga górny martwy punkt, zamyka się zawór wylotowy, a wartość przepływu spada do zera. Wykres prędkości tłoka, a także wydajności, w funkcji czasu pracy tłoka przyjmuje kształt prawie sinusoidalny a odchylenia wynikają ze skończonej długości korbowodu. Rozkład prędkości jest bardziej zbliżony do sinusoidalnego, przy większym stosunku długości korbowodu do promienia korby. Pulsacja ciśnienia generowana przez sprężarkę jest proporcjonalna do zmian przepływu tłoczonego gazu. Strona ssawna instalacji jest oddzielona od strony tłocznej, ponieważ zawory strony ssawnej i tłocznej na końcach cylindra od strony korbowodu i od strony czołowej tłoka nigdy nie są otwarte jednocześnie. Z tego względu wzbudzenie przepływu może być rozpatrywane oddzielnie po stronie ssawnej i tłocznej w celu zrozumienia mechanizmu pulsacji ciśnienia, co znacznie upraszcza analizę systemu. W związku z powtarzalnym działaniem cylindra sprężarki wzbudzenie jest generowane tylko przy określonych częstotliwościach - harmonicznym, które są całkowitymi wielokrotnościami prędkości obrotowej. Największa amplituda w pojedynczym wyjściu cylindra występuje dla równowartości prędkości obrotowej i zmniejsza się dla wyższych harmonicznym [1],[4]. Transport gazu odbywa się poprzez sieci przesyłowe, w skład których wchodzi układy gazociągów wysokiego ciśnienia (ciśnienie powyżej 0,5MPa) wraz z tłoczniami, stacjami redukcyjnymi I-go stopnia i podziemnymi magazynami gazu. Maksymalne dopuszczalne ciśnienie w rurociągach gazowych w Polsce wynosi 6,5MPa.

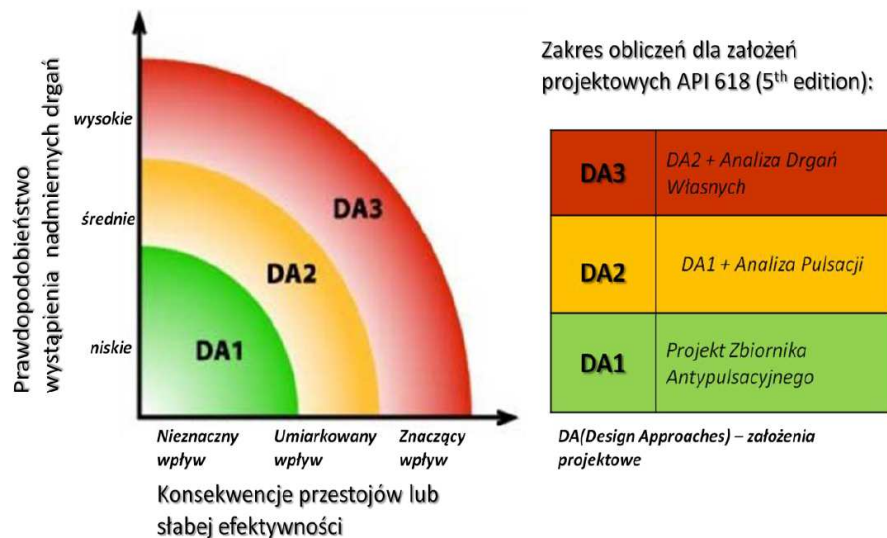
### 3. METODOLOGIA OBLICZEŃ

Metody numeryczne są obecnie powszechnie stosowane w analizach pulsacji gazu oraz drgań instalacji rurociągowych. Dzięki ich zastosowaniu możliwe jest zaprojektowanie odpowiednich konstrukcji instalacji, a także sprawdzenie już istniejących systemów, zapobiegając ryzyku uszkodzeń i zniszczeń w wyniku działania niekorzystnych wibracji.

Analizy numeryczne na potrzeby opracowania studium pulsacji gazu są najczęściej przeprowadzane w oparciu o wytyczne zdefiniowane przez normę API 618 (*5th Edition*). Norma ta zawiera zdefiniowane założenia, jakie muszą być spełnione przy projektowaniu instalacji o zróżnicowanym ryzyku wystąpienia problemów z wibracją elementów instalacji gazowej. Wyszczególnione są trzy podejścia analizy, które stosuje się do określonych przypadków obliczeniowych [3]. Składają się na nie odpowiednio podejścia DA1, DA2 oraz DA3.

Podejście DA1 zakłada tylko i wyłącznie analizę empiryczną zbiornika antypulsacyjnego, bez konieczności weryfikacji całego układu pod kątem pulsacji ciśnienia. Podejście DA2 zakłada analizę akustyczną całego zestawu sprężającego wraz ze wszystkimi elementami towarzyszącymi oraz analizę mechaniczną orurowania i podpór. Założenia projektowe DA3, oprócz analiz zawartych w podejściu DA1 i DA2, zawierają analizę drgań własnych i analizę odpowiedzi na wymuszenia wywołane oddziaływaniem impulsowych sił generowanych przez wstrząsy akustyczne [6]. Na rysunku 2 przedstawiono schematycznie

zakres konkretnych działań podejmowanych przy projektowaniu w zależności od ryzyka wystąpienia pulsacji.



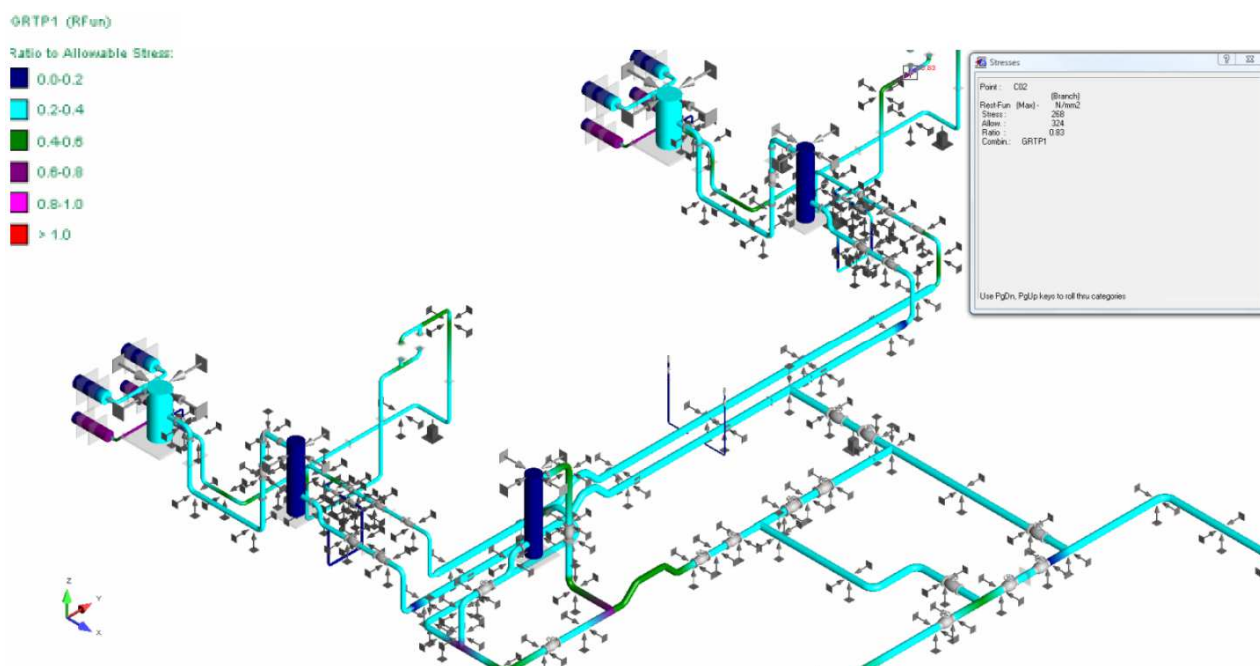
Rys. 2. Założenia projektowe wg API 618 [6]  
Fig. 2. design approaches according to API 618

Procedura postępowania podczas analizy pulsacji systemu obejmuje kilka etapów. Na podstawie dokumentacji technicznej instalacji oraz materiałów katalogowych sprężarki zostaje przygotowany model geometryczny i dyskretny w zakresie umożliwiającym przeprowadzenie analiz numerycznych. Następnie zostaje przeprowadzona wstępna analiza konstrukcyjna układu w celu weryfikacji naprężeń występujących w rurociągu oraz określenia obciążeń, zamocowań i króćców urządzeń w instalacji. W kolejnym kroku zostaje wykonane studium pulsacji ciśnienia mające na celu wyłonienie korzystniejszego rozwiązania budowy butli antypulsacyjnych lub ulokowania dodatkowych zbiorników antypulsacyjnych, jak również podpór pod kątem podatności dynamicznej układu. Podejście takie pozwala na jednoznaczną weryfikację całego systemu zamocowań rurociągów wraz z armaturą. Ostatnim krokiem jest wykonanie teoretycznej analizy modalnej w celu oceny podatności układu na pracę mechaniczną korbowodu sprężarki.

#### 4. ANALIZA MECHANICZNA INSTALACJI

Analiza konstrukcyjna instalacji sprężającej pozwala prawidłowo ocenić możliwość wystąpienia drgań konstrukcji w warunkach roboczych, możliwość wzbudzenia układu pracą kompresorów oraz określić naprężenia statyczne występujące w ścianach rurociągów. Na obecną chwilę w normie PN-EN 1594 nie ma zdefiniowanych przypadków obciążeń, które pozwalałyby zakwalifikować obciążenia dynamiczne. Dlatego też najczęściej wykorzystywaną normą jest norma amerykańska ASME B31.3 i B31.8. W analizach uwzględnia się podstawowe obciążenia statyczne: grawitację, ciśnienie wewnętrzne

i skompensowaną zamocowaniami i utwierdzeniami dylatację termiczną. Zgodnie z wytycznymi normy, analizę wykonuje się dla obciążeń podstawowych GR, T1 i P1, a w dalszej kolejności łączy się wyniki tych symulacji z przypadkami specjalnymi (dynamika drgań wymuszonych np. harmonicznymi). Model obciążenia GR uwzględnia obciążenia pochodzące od ciężaru własnego rurociągu oraz elementów w nim zamontowanych z uwzględnieniem ciężaru czynnika roboczego. Model T1 stanowi wariant roboczy układu temperatury w instalacji uwzględniający obciążenie od skompensowanej zamocowaniami i utwierdzeniami dylatacji termicznej. Model P1 jest wariantem roboczym rozkładu ciśnienia w instalacji [7]. W wyniku analizy obliczane są przemieszczenia, siły, momenty i naprężenia dla złożonych stanów obciążeń. Przykładowe wyniki analizy mechanicznej instalacji zostały przedstawione na rysunku 3.



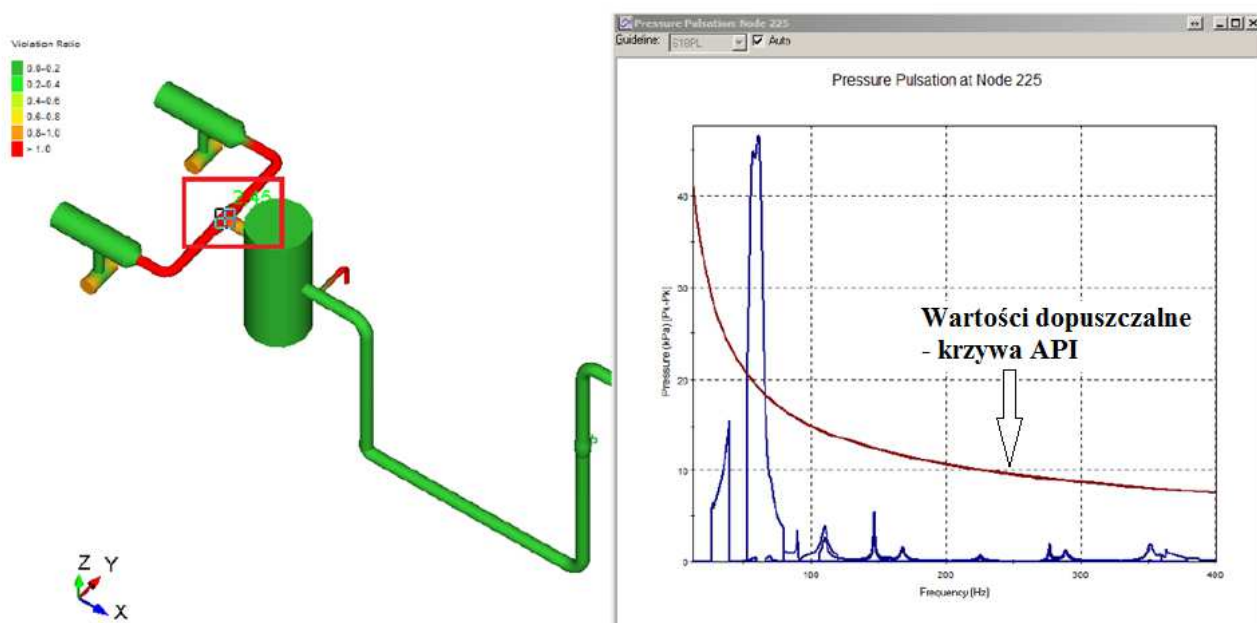
Rys. 3. Mapa rozkładu naprężeń w porównaniu do wartości dopuszczalnych wg ASME B 31.8 w rurociągu dla kombinacji obciążeniem grawitacją, ciśnieniem i temperaturą

Fig. 3. The map of stress distribution in comparison to limit values according to ASME B 31.8 in the piping loaded with combined gravity, pressure and temperature load

## 5. STUDIUM PULSACJI CIŚNIENIA GAZU

Wykonując obliczenia pulsacji ciśnienia określa się poziom pulsacji i sił powstających w wyniku występowania impulsów ciśnienia od wstrząsów akustycznych, występujących w instalacji rurociągowej przy założonych wariantach projektowych dla odpowiedniej geometrii butli antypulsacyjnych oraz rozmieszczenia w układzie dodatkowych zbiorników antypulsacyjnych. Wyniki symulacji pulsacji ciśnienia oraz generowanych w układzie sił od wstrząsów akustycznych porównuje się z wartościami granicznymi opisanymi w wytycznych API 618. Jednym z najbardziej znanych programów pozwalających na

wykonanie takich symulacji jest program Bentley Puls. Wielkością raportowaną przez program Bentley Puls jest wskaźnik maksymalnej wartości pulsacji, czyli stosunek wartości międzyszczytowej pulsacji ciśnienia do wartości dopuszczalnej wg API 618. Rysunek 4. przedstawia przykładowe wyniki w postaci kolorowej mapy rozkładu pulsacji ciśnienia oraz wykres charakterystyk widmowych w odpowiedzi na wymuszenie w postaci pulsacji wywołanych pracą kompresora w porównaniu z wartościami dopuszczalnymi - krzywą API (rys. 4).



Rys. 4. Mapa rozkładu pulsacji ciśnienia oraz wykres charakterystyk widmowych w odpowiedzi na wymuszenie w postaci pulsacji wywołanych pracą kompresora

Fig. 4. Pressure pulsation map and plot of the frequency spectrum in response to pulsation forcing caused by the compressor operation

W wyniku przeprowadzonych analiz pulsacji wyznacza się wytyczne do budowy butli antypulsacyjnych, wskazuje się długości rurociągów oraz wydaje się wytyczne do budowy dodatkowych zbiorników antypulsacyjnych. Na podstawie uzyskanych wyników wskazuje się jakie należy podjąć kroki by zredukować wartości pulsacji ciśnienia w wyniku pracy sprężarek tłokowych, a w konsekwencji obniżyć wartości sił wstrząsów akustycznych. Prace optymalizacyjne kształtu zbiorników wykonuje się z reguły iteracyjnie. W czasie kolejnych podejść zmieniane są charakterystyczne wymiary wielkości akustycznych butli, zbiorników i rurociągów. Należy zwrócić uwagę, że najważniejszym elementem mówiącym o sprawności urządzenia antypulsacyjnego są długości akustyczne, czyli średnica, odległość wejścia i wyjścia fali akustycznej do danej przestrzeni. W przypadku analizy butli i dodatkowych zbiorników antypulsacyjnych, na potrzeby symulacji numerycznych pulsacji pomija się analizę doboru krzywizn dennic. Wykonanie analizy konstrukcji butli lub zbiornika jako urządzenia ciśnieniowego, pozostaje w gestii projektanta opracowującego dokumentację wykonawczą wraz raportem obliczeniowym na potrzeby jednostki notyfikującej.

## 6. ANALIZA DRGAŃ SWOBODNYCH NIETŁUMIONYCH UKŁADU

Teoretyczna analiza modalna jest realizowana w celu zweryfikowania podatności konstrukcji instalacji sprężającej na występowanie drgań swobodnych, nietłumionych. W trakcie realizacji analizy modalnej w programie AutoPipe zerowane są wszystkie luzy w zamocowaniach w celu prawidłowego określenia macierzy sztywności układu. Celem analizy modalnej jest weryfikacja, czy konstrukcja charakteryzuje się postaciami, których częstość drgań własnych jest mniejsza od podwójnej wartości częstotliwości wynikającej z wartości prędkości obrotowej wału korbowego sprężarki [3].

Wytyczne API 618 5th wskazują by modyfikując system zamocowań wziąć pod uwagę przede wszystkim pierwszą i drugą harmoniczną drgań. Podczas opracowywania systemu zamocowań należy wyeliminować drgania w tych częstotliwościach wprowadzając dodatkowe punkty mocowań. W obliczeniach przyjmuje się dodatkowy margines błędu (20%) w związku z możliwymi różnicami pomiędzy przyjętym modelem numerycznym, a obiektem rzeczywistym. Na podstawie wykonanych symulacji wydaje się wytyczne do budowy układu zamocowań systemu rurociągów, a często także samej sprężarki.

## 7. PODSUMOWANIE

Nadmierna pulsacja ciśnienia gazu może bezpośrednio wpływać na wydajność sprężarki oraz niekorzystnie wpływać na działanie układu. Niekontrolowana pulsacja wiąże się z możliwymi uszkodzeniami i awariami elementów instalacji, co może prowadzić do czasowego wyłączenia działania instalacji lub jej nieefektywnego działania. Rozwój współczesnych metod inżynierskich, w tym metod numerycznych do symulacji akustycznych umożliwia szybszą i efektywną kontrolę pulsacji i drgań. Dodatkowo, wykorzystanie uzyskanych wyników z symulacji akustycznych w obliczeniach strukturalnych pozwala uzyskać odpowiedzi układu na wyznaczone obciążenia dynamiczne. Przeprowadzenie analiz numerycznych wiąże się z koniecznością gruntownego poznania możliwości i ograniczeń dostępnego oprogramowania związanych z dokładnością uzyskanych wyników oraz rzetelnego sprawdzenia wyników analiz poprzez porównanie ich z wartościami narzuconymi przez normy. Niewątpliwą zaletą stosowania współczesnych narzędzi inżynierskich jest możliwość stosunkowo szybkiego i dokładnego analizowania konstrukcji instalacji w aspekcie powstawania niekorzystnych pulsacji gazu i drgań oraz wprowadzenia wymaganych modyfikacji systemu przed rozpoczęciem jego budowy.

## LITERATURA

- [1] ALMASI, A., 2009, *Reciprocating compressor optimum design and manufacturing with respect to performance, reliability and cost*, World Academy of Science, Engineering Technology, April, 3.
- [2] ATKINS K.E., PYLE A.S., TISON J.D., 2004, *Understanding the pulsation & vibration control concepts in the new API 618 fifth edition*, Gas Machinery Conference in Albuquerque, New Mexico, 4–7 November.

- [3] GREENFIELD S., EBERLE K., 2008, *New API standard 618 (5th ed.) and its impact on reciprocating compressor package design, part 1-3*. Compressor Tech Two.
- [4] MOHITPOUR M., BOTROS K.K., VAN HARDEVELD T., 2008, *Pipeline pumping and compression systems: a practical approach*, New York, ASME Press (American Society of Mechanical Engineers).
- [5] TONON D., WILLEMS J.F.H., HIRSCHBERG A., 2010, *Flow-induced pulsations in pipe systems with closed side branches: Study of the effectiveness of detuning as remedial measure*, Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA, 23 - 27 August, Sydney, Australia.
- [6] API 618, 2011, *Reciprocating Compressors*, Fifth Edition, American Petroleum Institute, Washington, D.C.
- [7] ASME B31.8, 2003, *Gas transmission and distribution piping system*, American Society of Mechanical Engineering.

#### METHODS OF PRESSURE PULSATION AND VIBRATION ANALYSIS IN INDUSTRIAL NETWORK FOR GAS TRANSMISSION

The paper presents the modern methods of pressure pulsation and vibration analysis in industrial networks for natural gas transportation. Gas pressure pulsation phenomena is disadvantageous due to the cost increase of the compression process and the generation of noise. Furthermore, pulsation causes mechanical vibration of the construction, which can result in damage or destruction of installation components. In order to prevent uncontrolled gas pressure pulsation, it is necessary to design industrial networks in accordance with specified guidelines. Unfortunately, current standards do not take into account the mandatory calculations of pressure pulsation and vibration, therefore the scientific research was undertaken to develop the calculation methodology allowing for a proper assessment of the construction effort in the real operation conditions.

Keywords: *gas pressure pulsation, vibration, gas transmission networks*