

Władysław KRYŁŁOWICZ, Waldemar Wit OLCZYK, Tomasz FIJAŁKOWSKI

POLITECHNIKA ŁÓDZKA, INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH,
ul. Wólczarska 219/223, 90 - 924 Łódź

Wybrane aspekty metrologiczne ruchów testowych sprężarek przepływowych

Dr hab. inż. Władysław KRYŁŁOWICZ

Po uzyskaniu tytułu magistra inżyniera na specjalności Systemy, Maszyny i Urządzenia Energetyczne na Politechnice Łódzkiej rozpoczął prace dla przemysłu. Od roku 1982 podjął pracę w Instytucie Maszyn Przepływowych PŁ w Zespole Sprężarek jako specjalista konstruktor. W ostatnich latach poświęcił się problematyce pracy niestatecznej sprężarek promieniowych. Zgodnie z wieloletnią tradycją IMP PŁ główną uwagę w swojej działalności naukowej poświęca współpracy z przemysłem.

e-mail: wkryl@p.lodz.pl



Mgr inż. Waldemar Wit OLCZYK

W 2001 roku ukończył studia na wydziale Mechanicznym uzyskując tytuł inżyniera w Instytucie Maszyn Przepływowych dwa lata później obronił pracę magisterską w katedrze Zarządzania i Inżynierii Produkcji. Od tego czasu pracował w firmach prywatnych zajmujących się opomiarowaniem energii cieplnej, systemami ERP oraz zabezpieczeń technicznych. Od 2006 roku pracuje w jednostce publicznej związanej z transportem. Obecnie jest słuchaczem studiów doktoranckich na 4 roku.

e-mail: waldemar.olczyk@wp.pl



Mgr inż. Tomasz FIJAŁKOWSKI

Tytuł magistra inżyniera uzyskał kończąc wydział Mechaniczny Politechniki Łódzkiej w 2009 roku. W tym samym roku rozpoczął studia trzeciego stopnia. Jako doktorant został zatrudniony w Instytucie Maszyn Przepływowych PŁ w Zespole Turbin i Sprężarek jako konstruktor. W swojej działalności angażuje się w prace konstrukcyjne turbin, sprężarek oraz wentylatorów.

e-mail: tomasz.fijalkowski@p.lodz.pl



Streszczenie

W artykule poruszono, opierając się na rzeczywistym przypadku, problematykę przeprowadzania w warunkach przemysłowych ruchów testowych sprężarek i dmuchaw przepływowych. Pokazano typowe trudności dokonywania pomiarów związane ze skalą obiektu i ograniczeniami przestrzennymi. Podano podstawowe wymagania, co do lokalizacji przyrządów pomiarowych, opierając się na obowiązujących normach. Opisano zastosowany układ pomiaru przepływu oraz sformułowano wytyczne metodyki ruchu testowego.

Słowa kluczowe: dmuchawa, test, charakterystyka, pomiar przepływu, pomiar ciśnienia, pomiar temperatury.

Selected metrological aspects of the compressor initial test operation

Abstract

The paper discusses problems of initial test operation of blowers under industrial conditions, basing on the existing case. There are shown typical difficulties in taking measurements connected with the object scale and its spatial limitations. The basic requirements for localization of the measurement equipment, complying with the standards in force, are given. A flow measurement system and rules for measuring the initial operating are presented. The paper is an attempt to summarize perennial experience of the Institute of Turbomachinery Tool of the Technical University of Lodz in measurement systems for compressors and blowers. A special attention is paid to the reliability of flow measurements since this problem has been extremely difficult for many years. These difficulties are connected with a very long measurement time and bad condition of measuring instrumentation caused by wear and tear.

Keywords: blowers, test, characteristics, flow measurement, pressure measurement, temperature measurement.

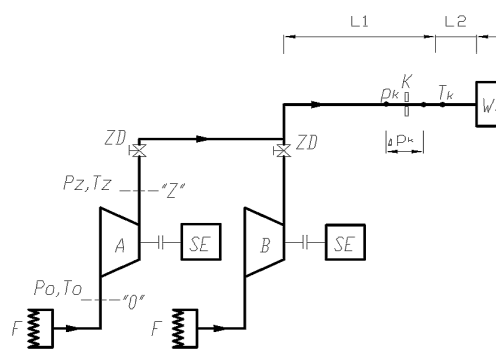
1. Wstęp

Sprężarki i dmuchawy przepływowe są maszynami bardzo energochłonnymi, a ponadto te, które pracują w przemyśle chemicznym (*ang. process compressors*) decydują niejednokrotnie

o efektywności pracy całej instalacji. Efektywny system monitoringu tych maszyn w trakcie ich eksploatacji odgrywa ogromną rolę. Oprzyrządowanie kontrolno – pomiarowe sprężarek/dmuchaw, umożliwiające ocenę ich parametrów pracy, obejmuje układy pomiaru: drgań, przemieszczeń wału, ciśnienia i temperatury czynnika (na ogół na ssaniu i tłoczeniu), przepływu i niekiedy poboru mocy.

Stopień komplikacji układu pomiarowego zależy od roli jaką spełnia maszyna w procesie technologicznym, ewentualnego stopnia zagrożenia, jest on dla sprężarek procesowych określany normami ISO czy też amerykańskimi API, por. [1] i [2].

Opisywany przykład ruchu testowego dotyczy zespołu dwu powietrznych, promieniowych dmuchaw przepływowych pracujących na wspólny kolektor tłoczny i zasilających wieżę suszarniczą. Schemat instalacji dmuchaw z zaznaczonymi dwoma płaszczycznymi kontrolnymi („0” i „Z”), w których dokonywano pomiarów, przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat oryginalnego układu pomiarowego dmuchaw
Fig. 1. Original layout of the measurement system blowers

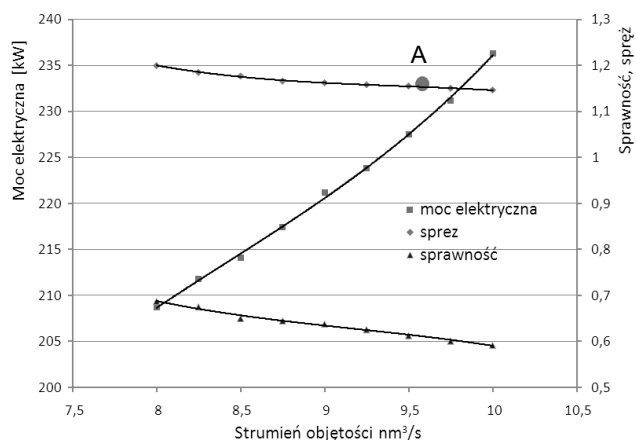
Powietrze zassane z otoczenia poprzez układ filtrów F sprężane jest przez dwie dmuchawy (A, B) napędzane silnikami asynchronicznymi klatkowymi o mocy 400kW przy 49,17 Hz. Na rurociągach tłocznych, przed połączeniem ich we wspólny kolektor, zamontowano zawory dławicze ZD. Na rurociągu doprowadzającym powietrze do wieży suszarniczej WS zainstalowano układ pomiaru przepływu z zabudowaną kryzą pomiarową K. Średnice wszystkich rurociągów wynoszą 1,2 m.

Po modernizacji wieży (WS) eksploatator przeprowadził samodzielnie ruch testowy jednej z dmuchaw (A), opierając się na istniejącym oprzyrządowaniu.

Mierzono następujące wielkości: parametry otoczenia, ciśnienie statyczne w powierzchniach kontrolnych „0” i „Z”, spadek ciśnienia Δp_k na kryzie K, ciśnienie statyczne p_k i temperaturę T_k za kryzą oraz moc silnika SE. Pobór mocy mierzono przy pomocy klasycznego układu trzech watomierzy – te pomiary nie będą

przedmiotem dalszych rozważań, ponieważ nie budzą one większych zastrzeżeń.

Wyniki tego testu w postaci tzw. charakterystyki dmuchawy, tj. zależności pomiędzy sprężem (stosunkiem ciśnień statycznych na tłoczeniu i ssaniu) i poborem mocy z sieci a strumieniem objętości¹ gazu pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Charakterystyka dmuchawy – wyniki testu przeprowadzonego przez eksploatującego w oparciu o posiadane oprzyrządowanie ruchowe. Sprawność ogólna obliczona

Fig. 1. Blower characteristics – test results based on the operation measurements. Calculated total efficiency

Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów ciśnienia i przepływu, uzyskanych od przeprowadzających test, autorzy przeprowadzili obliczenia przebiegu sprawności ogólnej [3] i nanieśli go na otrzymaną charakterystykę. Uzyskany przebieg jest sprzeczny z teorią maszyn przepływowych, co świadczy o niewiarygodności wyników pomiarów.

W punkcie obliczeniowym na podstawie opracowania [4] spręż dmuchawy wynosi 1,16 a strumień objętości sprężanego gazu 9,58 nm³/s (34500 nm³/h) – punkt A na rysunku 2.

2. Analiza pomiarów przeprowadzonych przez użytkownika

Wymagania co do zabudowy przyrządów pomiarowych podczas testów sprężarek zawarte są w normie ISO 5389 [5]. Analogiczne zasady podają normy VDI czy też ASME. Rozmieszczenie punktów pomiarowych dla przypadku rozważanej dmuchawy podano według ISO 5389 na rysunku 3.

Analiza geometrii układu rurociągów wykazuje, że spełnienie wszystkich wymogów normy ISO jest praktycznie niemożliwe. Przede wszystkim zawór dławiący ZD umieszczony jest w odległości 1,5 metra od kołnierza wylotowego, a zdwojony otworek pomiarowy ciśnienia statycznego umieszczono w połowie tej odległości. Dane te tłumaczą zaobserwowane pulsacje ciśnienia, sięgające dla króćca tłocznego około 3% poziomu ciśnienia absolutnego (w pobliżu punktu nominalnego). Pulsacje te narastają w miarę zmniejszania przepływu przez dmuchawę. Pomiar ciśnienia statycznego na ssaniu dokonano zgodnie z normą na odcinku rurociągu kołowego \varnothing 1,2 m przechodzącego dalej w prostokątny króciec.

Krzywa pomiaru przepływu (wspólna dla obu dmuchaw) umieszczona jest na rurociągu tłocznym. Jest to krzywa z przytarczowym pomiarem ciśnienia różnicowego, wykonana według nieobowiązującej już normy PN-65/ M-53950, [6].

Dla takiej krzywej strumień objętości w warunkach rzeczywistych wyraża się wzorem:

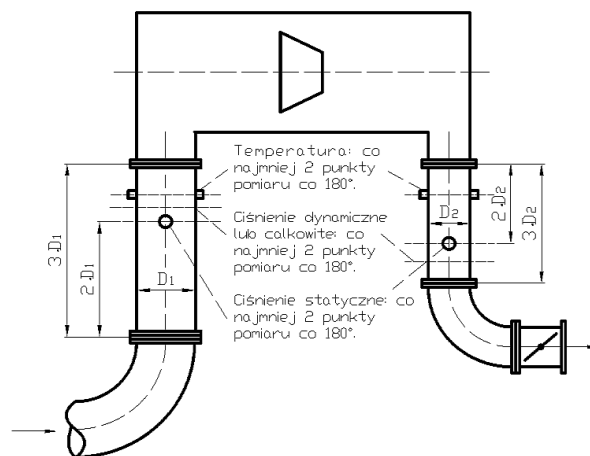
$$\dot{V} = 0.0039986 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot m \cdot D^2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot v_1} \quad (1)$$

gdzie: m – moduł krzywej, zdefiniowany jako stosunek kwadratu średnicy otworu krzywej d i rurociągu D ; α , ε – są odpowiednio liczbą przepływu i liczbą ekspansji, obie są zaś między innymi funkcją modułu krzywej, Δp i v_1 – są spadkiem pomiarowym ciśnienia na krzywej i objętością właściwą płynu przed krzywą.

Liczba przepływu α wyrażona jest wzorem:

$$\alpha = \alpha_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (2)$$

gdzie: k_1 , k_2 – są mnożnikami poprawkowymi wpływu liczby Reynoldsa i chropowatości, k_3 – jest mnożnikiem poprawkowym nieostryści krawędzi wlotowej krzywej.



Rys. 3. Rozmieszczenie punktów pomiarowych dla rozpatrywanej dmuchawy w świetle normy ISO 5389

Fig. 3. Distribution of measurement points for the described blower according to the standard ISO 5389

Moduł rozważanej krzywej wynosi $m = 0,5625$. Konsekwencją przyjętego modułu jest mała trwała strata ciśnienia na krzywej, co jest korzystne ze względów technologicznych, a ponadto krzywa o dużym otworze jest mniej wrażliwa na zanieczyszczenia. Ale równocześnie duży moduł to mniejszy spadek pomiarowy a przede wszystkim problemy z zabudową krzywej.

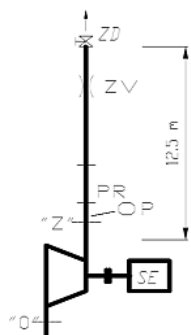
Dla krzywej o module 0,5625 wymagana długość prostego odcinka przed krzywą wynosi aż 16 średnic D rurociągu i to dla pomiarów technicznych (35 średnic dla pomiarów dokładnych!). A więc zgodna z normą długość L_1 rurociągu powinna wynosić 19,2 m. Odpowiednia długość rurociągu za zwężką powinna wynosić $3,5 D$, to jest 4,2 m. Ponadto analizując rysunek 1 widać, że przed odcinkiem prostym mamy jeszcze oprócz kolana rozgałęzienia i zawór dławiący ZD maszyny B. Spełnienie wymogów normy [5] jest więc niemożliwe.

Promień krawędzi wlotowej krzywej, zgodnie z normą, powinien wynosić $r = 0,36$ mm, w rzeczywistości wynosił on od 0,9 mm do 1,3 mm z powodu nierównomiernego zużycia erozyjnego krzywej, co uniemożliwia zastosowanie zamieszczonych w normie zależności obliczeniowych.

3. Wyniki ruchu testowego dmuchawy w oparciu o nowy układ pomiarowy

Wynikiem przeprowadzonej analizy poprawności wykonanych pomiarów była decyzja budowy zupełnie nowego układu pomiarowego, spełniającego wymogi zarówno normy ISO 5389 jak i obowiązującej normy PN-EN ISO 5167-1 [7], którego schemat pokazano na rysunku 4.

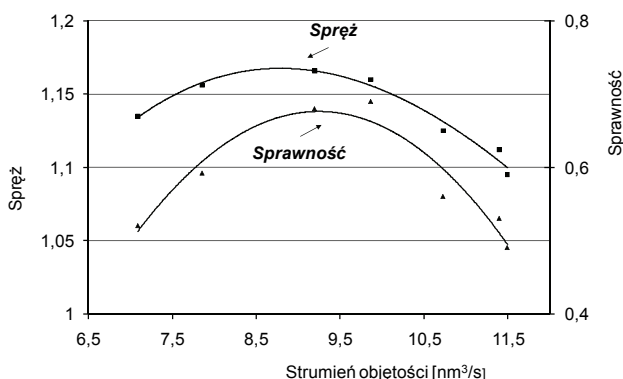
¹ zmierzoną wartość strumienia objętości przeliczono na wartość odniesioną do warunków normalnych $p_n = 101325$ Pa; $T_n = 273,15$ K



Rys. 4. Schemat nowego układu pomiarowego dmuchawy
Fig. 4. New layout of the measurement system for the blower

Przed wszystkim położono nowy rurociąg tłoczny o średnicy 0,8 m, co zwiększyło liczbę Reynoldsa do wartości $Re = 7,4 \cdot 10^5$. Rurociąg zakończony jest nowym stożkowym zaworem dławicowym ZD. Wykonano dyfuzorowe przejście z prostokątnego króćca wylotowego dmuchawy w kołowy odcinek pomiarowy OP o długości 2,5 m zgodny z ISO 5389. Za odcinkiem pomiarowym zabudowano prostownicę strumienia PR typu C (wiązkowego) o długości 0,5 m. Zastosowano klasyczną złączkę Venturiego ZV o przewężeniu $\beta = 0,55$ (β – stosunek średnicy minimalnej złączki d do średnicy rurociągu D). Dla tego przewężenia minimalna długość odcinka prostego wynosi 3,5 D – przyjęto długość 3,2 m. Po stronie odpływowej długość rurociągu równa jest 2 m (minimalna wymagana 1,76 m). Całkowita długość rurociągu tłoczego – pomiarowego wynosi około 12,5 m (w tym złączka 3,93 m).

Pomiar charakterystyk dmuchawy przeprowadzono w dwu seriach, każda licząca po siedem punktów pracy. Czasokres pomiędzy dwoma kolejnymi punktami pracy ustalono na 20 minut, ze względu na konieczność uzyskania stabilności termicznej systemu. Dla każdego punktu pracy dokonano serii dziesięciu pomiarów. Temperaturę czynnika mierzono za pomocą standardowego czujnika Pt 100, ciśnienie otoczenia za pomocą precyzyjnego czujnika firmy Druck (błąd odczytu 50 Pa) a wilgotność powietrza za pomocą psychrometru Assmana. Pomiar spadku ciśnienia na kryzie przeprowadzono przy pomocy przetwornika różnicowego klasy 0,1 (produkcja Honeywell). Pomiarów ciśnień na ssaniu i ciśnienia przed kryzą dokonano przy pomocy przetworników klasy 0,2, spiętrzenie na dmuchawie (różnica ciśnień statycznych w płaszczyznach „0” i „Z”) przetwornikiem różnicowym klasy 0,1.



Rys. 5. Przebieg charakterystyki dmuchawy otrzymany w wyniku ruchu testowego. Krzywa sprawności – obliczona
Fig. 5. Blower characteristics – test results based on the initial operating. Calculated total efficiency

Na rysunku 5 pokazano zmierzony przebieg charakterystyki dmuchawy i dodatkowo obliczoną krzywą sprawności.

Oceniając użyte oprzyrządowanie pomiarowe należy wyraźnie stwierdzić, że jest ono znacznie lepsze od standardowego oprzyrządowania kontrolno-pomiarowego używanego w warunkach przemysłowych.

Niepewność pomiaru sprężu dmuchawy wyznaczono w oparciu o metodykę zamieszczoną w [7]. Dla pomiarów w punkcie nominalnym niepewność ta wynosi 2,1%, rosnąc nieznacznie dla obu punktów krańcowych charakterystyki.

Niepewność pomiaru przepływu obliczono wykorzystując zależności podane w normie [6]. Podstawowym składnikiem niepewności jest podana w tej normie niepewność określania liczby przepływu złączki C wynosząca dla zastosowanej złączki spawanej z blach 2,5%. Dla punktu nominalnego niepewność pomiaru przepływu określono na około 4,5%.

4. Podsumowanie

Prezentowany artykuł stanowi próbę podsumowania wieloletnich doświadczeń Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej w dziedzinie pomiarów sprężarek i dmuchaw przepływowych. W ramach artykułu uwagę zwrócono głównie na problem wiarygodnego pomiaru przepływu, które to zagadnienie od lat sprawia te same trudności. Jak wynika z analizy przedstawionej w rozdziale drugim, trudności te są związane zarówno z wymaganymi bardzo długimi odcinkami pomiarowymi, jak i złym stanem przyrządów pomiarowych spowodowanym zjawiskami eksploatacyjnymi.

Opisywany przypadek ruchu testowego został wybrany specjalnie tak, aby uwypuklić problemy pomiaru przepływu (normy nie ujmują złączek dla średnic przewodów ponad 1200 mm), ale równocześnie dotyczy on maszyny bardzo prostej konstrukcyjnie, sprężającej powietrze. Dla sprężarek procesowych dochodzi jeszcze problem określania składu gazu roboczego, dokonywany drogą poboru próbek. Praktyka dowodzi, że skład gazu ma bardzo istotny wpływ na ostateczną niepewność wyników testu ruchowego.

5. Literatura

- [1] PN-EN ISO 10439, Przemysł naftowy, chemiczny i gazowniczy – Sprężarki wirowe, 2003, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [2] API Standard 617, Axial and Centrifugal Compressors and Expander-Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, 2002, American Petroleum Institute.
- [3] Tuliszcza E.: Sprężarki, dmuchawy, wentylatory, 1976, WNT Warszawa.
- [4] Kryłowicz W.: Projekt koncepcyjny modernizacji dmuchawy promieniowej”, 2002, praca niepublikowana IMP PŁ Nr. 1476.
- [5] ISO Standard 5389, Turbocompressors. Performance test Codes, 1992.
- [6] PN –EN ISO 5167-1, Pomiary strumienia płynu za pomocą złączek pomiarowych, 2000, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [7] Cieplucha J.: Podstawy Metrologii, 2008, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej.

otrzymano / received: 19.06.2010

przyjęto do druku / accepted: 01.11.2010

artykuł recenzowany