

Charakterystyka hydrauliczna zaworów zwrotnych osiowych występujących na rynku polskim

Hydraulic characteristics of axial check valves available on the Polish market

ROBERT MAŃKO, RYSZARD EWERTOWSKI

DOI 10.36119/15.2021.4.1

W artykule przedstawiono wyniki pomiarów strat ciśnienia przy przepływie wody przez zawory zwrotne. Pomiar przeprowadzono dla zaworów o średnicach najczęściej stosowanych w domowych instalacjach wodociągowych. Do analiz zaproponowano zawory trzech producentów, ogólnie dostępne w sklepach instalacyjno-budowlanych. Dla każdego zaworu określono wartości współczynnika oporów miejscowych w funkcji prędkości przepływu, a następnie określono średnie wartości współczynników, które można stosować przy obliczaniu strat ciśnienia w instalacji z zaworami zwrotnymi. Ponadto, w artykule przedstawiono wyniki pomiarów ciśnienia przesiąkania przez zawory („otwarcia zaworów”).

Słowa kluczowe: zawór zwrotny, współczynnik oporów miejscowych, ciśnienie przesiąkania

The paper presents the results of measurements of head losses in check valves. The measurements were limited to the typical diameters used in domestic water supply systems. For analysis, valves of 3 producers were proposed, readily available in general installation and construction stores. For each valve, the parameters of local loss coefficient changes as a function of the flow velocity were determined and on their basis, the average values of the coefficients were calculated, which could be the basis to designing the installation with check valves. Moreover, the article presents the results of measurements of cracking pressure („opening”) through the valves.

Keywords: check valve, local loss coefficient, cracking pressure

Wstęp

Każda instalacja zawiera różne elementy, na których powstają dodatkowe straty ciśnienia, są to tzw. opory miejscowe, związane one są ze zmianą kierunku przepływu, podziału czy łączenia strumieni lub też ich regulacji czy odcinania. Przepływ przez różnego rodzaju kształtki jest bardziej skomplikowany niż przy przepływach przez odcinki proste [1], [2]. W przypadku osiowych zaworów zwrotnych przepływ jest utrudniony przez systemy zamykający te zawory. Norma [3] określa zakres stosowania zaworów zwrotnych do miejsc w instalacjach wodociągowych, które narażone są na zmiany kierunku przepływu wody, m.in. punkty zlokalizowane za zestawami wodomierzowymi oraz w urządzeniach do podnoszenia ciśnienia wody i jej podgrzewania. Przy urządzeniach służących podgrzewaniu wody zawory zwrotne są połączone z ciśnieniowym zaworem bezpieczeństwa. W literaturze anglojęzycznej

możemy spotkać się z określeniami *non-return valve*, *one-way valve*, *foot valve* czy również *reflux valve* [4]. Generalnie wyróżniamy m.in. zawory zwrotne kulowe – części ruchomą do blokowania przepływów są ruchome kule (zaworów tych nie wolno mylić z zaworami kulowymi); zawory zwrotne grzybkowe (osiowe) – podobne w konstrukcji do zaworów kulowych, elementem zamykającym jest grzybek lub inny element, często połączony ze sprężyną; zawory zwrotne membranowe – zamykanie odbywa się poprzez ruchomą gumową membranę; kłapy zwrotne – element ruchomy waha się względem osi. Zależnie od konstrukcji zaworu zwrotnego może być on obciążony lub nieobciążony. Zawory zwrotne z obciążeniem zamykają się wyłącznie pod wpływem dodatkowego ciężaru umieszczonego na elemencie ruchomym, lub element ruchomy wyposażony jest w sprężynę dociskającą. W automatyce przemysłowej spotyka się również zawory elektromagnetyczne, które pełnią także

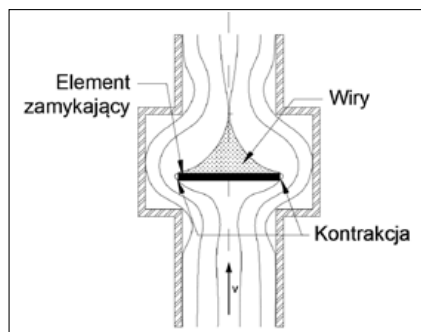
funkcje zaworów zwrotnych. Zawory zwrotne wykorzystuje się również m.in. w konstrukcjach taranów hydraulicznych, czyli urządzeń służących do pompowania wody czerpiących energię z przepływającej wody [6]. Z uwagi na zakres konstrukcji i zastosowania zaworów zwrotnych w pracy skupiono się na analizie zaworów zwrotnych osiowych obciążonych sprężyną. Ze swobodnie dostępnych na rynku zaworów zwrotnych wybrano wyroby trzech producentów, którzy produkują zawory w rozmiarach typowych dla domowych instalacji wodociągowych i trzy najczęściej stosowane wymiary: tj. DN15 (1/2”), DN20 (3/4”) i DN25 (1”). W dalszej części poszczególne zawory będą określane w stylu: „Producent 2_DN20”, co oznacza, że mamy do czynienia z zaworem o wymiarze DN20 (3/4”) od drugiego producenta.

W niniejszym artykule przedstawiono badania losowo wybranych pojedynczych zaworów o podanych średnicach, każdego z wymienionych producentów.

dr inż. Robert Mańko, <https://orcid.org/0000-0001-5592-7709>, dr hab. Ryszard Ewertowski, <https://orcid.org/0000-0003-0896-7710>
– Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Szczecin.
Adres do korespondencji: Robert.Manko@zut.edu.pl,

Charakterystyka strat ciśnienia na zaworze

Szczegółowy opis zjawiska hydrodynamicznego przy przepływie przez zawór osiowy na przykładzie zaworu ciężarkowego bardzo dobrze opisał Troskoleński [5]. Na rysunku 1 przedstawiono w sposób uproszczony pole linii prądu przy opływie zaworu osiowego.



Rys. 1
Linie prądu opływającego zawór osiowego
Fig. 1 Streamlines in axial valve

Przepływy przez zawory osiowe mają charakter osiowo-symetryczny, dlatego wypadkowa naporu hydrodynamicznego leży na kierunku osi zaworu i jest opisana wzorem:

$$N = \zeta \gamma A \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

gdzie:

- ζ – współczynnik strat miejscowych [-],
- γ – ciężar objętościowy przepływającej cieczy [N/m³],
- A – powierzchnia natarcia (rzut powierzchni elementu zamykającego na płaszczyznę prostopadłą do osi zaworu) [m²],
- v – średnia prędkość za zaworem [m/s].

Straty ciśnienia Δh w zaworze zwrotnym są składową strat wywołanych na wlocie i wylocie z zaworu oraz strat w otoczeniu elementu zamykającego. Wielkość strat w otoczeniu elementu zamykającego wynika z charakterystyki przepływu wokół niego. Przepływająca struga płynu przez zawór zmienia zasadniczo swój kierunek kilkakrotnie. Opływ elementu może powodować powstawanie wirów w części środkowej za elementem. Przy opływaniu elementu również może dochodzić do kontrakcji tych strug. Współczynnik strat miejscowych nie zależy jedynie od kształtu elementu zamykającego oraz gniazda, w którym osadza się element, ale również od kształtu wnętrza obudowy zaworu, jak również, w mniejszym stopniu, od mate-

riału, z którego wykonany jest zawór. Straty ciśnienia można opisać za pomocą wzoru na podstawie normy [7]:

$$\Delta h = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Przyrównując wzory (1) i (2), otrzymujemy:

$$N = \gamma A \Delta h \text{ lub } \Delta h = \frac{N}{\gamma A} \quad (3)$$

Wynika z tego, że straty ciśnienia są wprost proporcjonalne do naporu hydrodynamicznego. W przypadku zaworów obciążonych sprężyną warunek równowagi sił działających na element zamykający w momencie otwierania zaworu przedstawia się następująco:

$$N = \pm G + S + K + F(z) + m a_0 = G + S + K + k z + m a_0 \quad (4)$$

gdzie:

- G – ciężar własny elementu zamykającego, którego znak zależy od ustawienia zaworu zwrotnego (dla ustawień poziomych $G = 0$) [N],
- S – nacisk wstępny sprężyny [N],
- K – siły spójności przeciwdziałające się oderwaniu elementu zamykającego od gniazda [N],
- $F(z)$ – siła sprężystości [N],
- $m a_0$ – siła bezwładności elementu zamykającego poruszającego się ze stałym przyspieszeniem,
- k – współczynnik sprężystości (stała sprężyny) [N/m],
- z – szerokość otwarcia zaworu [m].

Wielkość strat ciśnienia w zaworze opisujemy więc zależnością:

$$\Delta h = \frac{G + S + K + k z + m a_0}{\gamma A} \quad (5)$$

Z uwagi na wiele czynników wpływających na lokalne straty ciśnienia, jedyną możliwością określenia współczynnika strat miejscowych w zaworach zwrotnych jest uzyskanie ich wartości na drodze badań doświadczalnych. Normy [8], [9] przedstawiają jedynie wymagania dotyczące badań doświadczalnych z zakresu wytrzymałości, szczelności obudowy i zamknięcia, w tym próby wytrzymałościowe tych zamknięć. Przeprowadzone badania oparte zostały na podejściu stosowanym przy ciśnieniomierzach piezometrycznych, tj. określano różnicę ciśnienia przed i za zaworem.

Dostępna literatura naukowo-techniczna niestety nie dostarcza szczegółowych informacji, przedstawiając jedynie ogólne wartości współczynników dla wszystkich zaworów zwrotnych danego typu. Norma [7] dla zaworów osiowych grzybkowych

proponuje przyjmować $\zeta = (2,2 \div 2,5)$. Troskoleński [5] przywołuje wzór Bacha będący funkcją parametrów geometrycznych zaworu wzniosowego:

$$\zeta = A + B \left(\frac{d}{z} \right)^2;$$

$$A = 0,55 + \frac{4(b-0,1d)}{d};$$

$$B = 0,15 \div 0,16 \quad (6)$$

Po wstawieniu wartości geometrycznych typowych dla takich zaworów otrzymuje się wielkości rzędu $\zeta = 5$. Podane powyżej przykładowe wielkości współczynników strat miejscowych odnoszą się jednak do zaworów bez sprężyny. Spodziewać się można, że dla zaworów z grzybkami dociążonych sprężyną wartości współczynników strat będą odpowiednio większe. W zdecydowanej większości przypadków producenci w kartach katalogowych nie podają informacji o oporach hydraulicznych danej armatury, co w kontekście sprawnego i ekonomicznego projektowania instalacji wodociągowych, wydawałoby się być na porządku dziennym.

Celem publikacji jest przedstawienie wyników badań wyznaczonych z pomiarów oraz analizy wielkości współczynnika strat miejscowych według [7]. Zakres artykułu obejmuje pomiary współczynników strat lokalnych oraz zaproponowano rozwiązania do celów projektowych.

Opis stanowiska pomiarowego

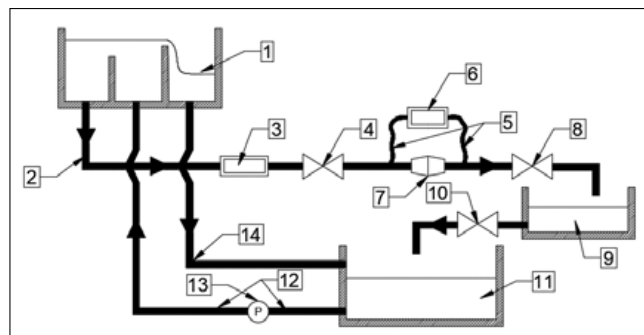
Badania prowadzone były w Laboratorium Wodnym Wydziału Budownictwa i Inżynierii Środowiska Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie. Na rysunku 2. przedstawiono schemat stanowiska badawczego do pomiarów oporów miejscowych w zaworach zwrotnych. Ze „zbiornika górnego” (1), który wymusza przepływ w instalacji pomiarowej wychodzi rurociąg (2). „Zbiornik górny” wyposażony jest w przewle boczny, dzięki któremu otrzymujemy ustalone w czasie ciśnienie wejściowe do instalacji, niezależnie od panującego stacjonarnego przepływu. Na rurociągu (2) zainstalowano ultradźwiękowy przepływomierz „Prosonic Flow 93T” (3) do pomiaru średniego przepływu. Maksymalny błąd pomiaru przepływomierza deklarowany jest na poziomie ok. 2 % aktualnego przepływu, zaś rozdzielczość pomiaru 0,005 dm³/s. Zakres pomiarowy manometru różnicowego wynosi 3500 daPa (mm H₂O). Zawór (4) zamykał dopływ wody przy wymianie zaworu zwrotnego (7).

Zawór (8) służył do zmiany ilości przepływu przez stanowisko pomiarowe. Bezpośrednio przed i za zaworem zwrotnym (7) podłączono węże impulsowe (5), które podłączono do dwukanałowego manometru różnicowego (6) model CEM DT-8890, którego dokładność wynosi $\pm 0,5\%$, przy rozdzielczości 1 daPa (mm H₂O). Po przejściu przez zawór regulacyjny (8) woda trafiała do kontrolnego zbiornika pomiarowego natężenia przepływu (9), które określano metodą objętościową. Następnie woda wpływała do „zbiornika dolnego” (11), z którego odchodzi rurociąg (12), przez który jest przepompowywana woda przy pomocy pompy (13) ze „zbiornika dolnego” do „zbiornika górnego”. W stanowisku pomiarowym zachowany był obieg wewnętrzny wody. Z uwagi, że pompa pracowała w sposób ciągły, w „zbiorniku górnym” (1) zainstalowano przelew boczny, by następnie przez rurociąg (14) odprowadzać nadmiar wody. Na rysunku 3. przedstawiono schemat stanowiska do pomiarów ciśnienia przesiąkania zaworów zwrotnych. Do badanego zaworu zwrotnego (1) po obu stronach podłączono rurociągi ze stali (2), które następnie powyżej połączono ze sobą rurociągiem z zaworem (3). Następnie ruro-

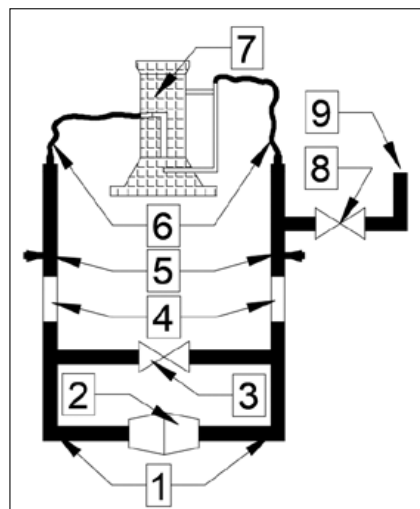
ciąg stalowy (2) zamieniono na przezroczystą rurę z plexiglasu (4), który ponownie zamieniono na rurę stalową, w której zainstalowano zawory do odpowietrzenia instalacji (5). Gumowymi węzami podłączono się do kompensacyjnego mikromanometru Askania typ MK-1 (7). Stanowisko wyposażono w dodatkowy zawór (8) i stalowy kró-



Rys. 4
Mikromanometr Askania MK-1
Fig. 4 Micromanometer Askania MK-1



Rys. 2
Schemat stanowiska do badania oporów miejscowych w zaworach zwrotnych
Fig. 2 Schematic of head loss determination in check valves



Rys. 3
Schemat stanowiska do badania ciśnienia przesiąkania
Fig. 3 Schematic of the cracking pressure model

ciąg (9), przez który nalewano wodę w instalacji pomiarowej. Maksymalny zakres pomiarowy wynosi 150 daPa (mm H₂O), przy dokładności 0,01 daPa (mm H₂O). Mikromanometr Askania MK-1 przedstawiono na rysunku 4.

Metodyka badań

Proces badawczy zaworów zwrotnych podzielono na dwie części. Po pierwsze skupiono się na określeniu wielkości „ciśnienia przesiąkania” (ang. cracking pressure) zaworów zwrotnych. Poprzez pojęcie ciśnienia przesiąkania należy rozumieć takie ciśnienie, dzięki któremu dochodzi do przeciekania przez zawór przy przepływie o kierunku zgodnym z kierunkiem przepływu zasadniczego przez zawór. Pomiar ciśnienia przesiąkania wykonywano w nastę-

pujący sposób. Po zamontowaniu zaworu zwrotnego (2) przy otwartych zaworach (3) i (8), poprzez otwór (9) do stanowiska wlewa się wodę destylowaną, bez określania dokładnej ilości, lecz potrzebnej do wypełnienia układu w taki sposób, by lustra wód ustabilizowały się na poziomie ok. połowy wysokości przezroczystej rury (z plexiglasu) (4). Po upewnieniu, że układ jest w równowadze, podłączany jest mikromanometr Askania (7), i jeżeli zachodziła potrzeba, manometr był tarowany. Po osiągnięciu wymaganego poziomu zwierciadła wody i tarowaniu mikromanometru zawory (8) i (3) są zamykane i wykonywany jest pierwszy pomiar ciśnienia, przy którym dochodzi do przepływu (przesiákania) przez zawór. Zjawisko przesiákania obserwować można poprzez zmianę układu zwierciadła wody w manometrze, jak również poprzez zmianę poziomów wody w rurkach (4). Różnicę ciśnień po obu stronach zaworu uzyskuje się poprzez obrót śruby następowat przy średniej prędkości obrotowej 0,2 [obr./s]. Po zaobserwowaniu przesiákania wody przez zawór, manometr ustawiano w pozycji wyjściowej, odkręcano zawór (3) i zawory (5). Po ustabilizowaniu się zwierciadła, zamykano wszystkie zawory i wykonywano ponownie pomiar ciśnienia przesiákania. Po wykonaniu wszystkich pomiarów dla danego zaworu, woda ze stanowiska jest wylewana, zawór wymienia się na kolejny i przeprowadza się identyczną procedurę od początku. Dla każdego z badanych zaworów wykonano po 30 pomiarów ciśnienia przesiákania.

Drugi etap badawczy skupiał się na pomiarze różnicy ciśnień bezpośrednio przed i za zaworem zwrotnym, którego pomiar przebiegał następująco. Zbiornik dolny (1) całkowicie wypełniony wodą, z którego przy pomocy pompy (13) przez rurociąg (12) woda jest przepompowywana do zbiornika górnego (1). Po ustabilizowaniu się zwierciadła wody w zbiorniku górnym, woda rurociągiem (2) dopływa do stacji pomiarowej z założonym zaworem zwrotnym (10). Zaworem regulującym przepływ przez układ jest zawór za zaworem zwrotnym (8). Przed wykonaniem pomiarów manometr różnicowy poddaje się tarowaniu. Należy podkreślić, że zamykanie zaworu musi odbywać się bardzo powoli z uwagi na możliwość wystąpienia zjawiska uderzenia hydraulicznego, które mogłoby spowodować, że po stronie dolnej zaworu będzie panowało wyższe ciśnienie niż przed, co oczywiście wpłynęłoby na jakość otrzymywanych wyników. Pomiar rozpoczyna się od całkowicie zamkniętego zaworu regulacyjnego, stopniowo

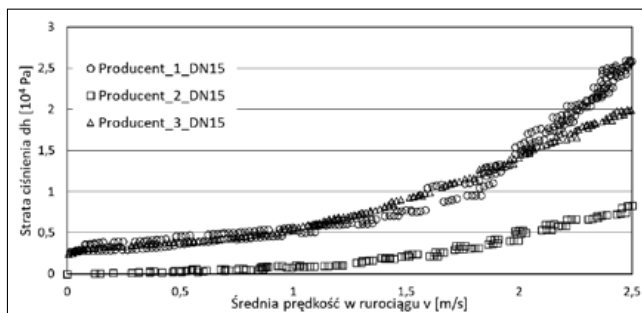
zwiększając jego stopień otwarcia. Po przekroczeniu pewnej różnicy ciśnień po obu stronach zaworu obserwuje się przepływ przez cały układ, a następnie przepływomierza (3) oraz z manometru różnicowego (6) odczytujemy odpowiednio wielkości przepływu, oraz różnicę ciśnień po obu stronach zaworu. Po odczytaniu tych wielkości, delikatnie zwiększa się przepustowość zaworu regulacyjnego i ponownie wykonuje się pomiar. Raz na 20 pomiarów przepływów z miernika ultradźwiękowego wykonuje się kontrolny pomiar przepływu metodą objętościową, którego potrzeba wynika z 2% błęd pomiarowego miernika, który deklarowany jest przez producenta. Zwiększamy otwarcie zaworu regulacyjnego do maksymalnego, a następnie powtarzamy cały proces tym razem stopniowo zmniejszając otwarcie zaworu regulacyjnego. Po całkowitym zamknięciu zaworu, czyli przy braku przepływu odczytuje się wskazanie manometru różnicowego, który zawsze powinien wskazywać na brak różnicy ciśnień, co jednak nie miało miejsca. Powodem wskazań różnicy ciśnień przy zerowym przepływie było zawilgotnienie wężyków impulsowych (5) odchodzących od manometru. Przed kolejną serią pomiarową dla tego samego zaworu zwrotnego, zawór (4) jest zamykany, wężyki impulsowe są odłączane i przedmuchiwane w celu pozbycia się z nich wody, a następnie ponownie instalowane w układzie i ponownie wykonywane są pomiary. Dla każdego zaworu zwrotnego wykonano po 10 serii pomiarowych otrzymując ok. 300 pomiarów przepływu z towarzyszącą mu stratą ciśnienia. Przy pomiarach strat ciśnienia, zakres przepływów był jedynie ograniczony możliwościami przepustowymi danego zaworu zwrotnego.

Analiza wyników

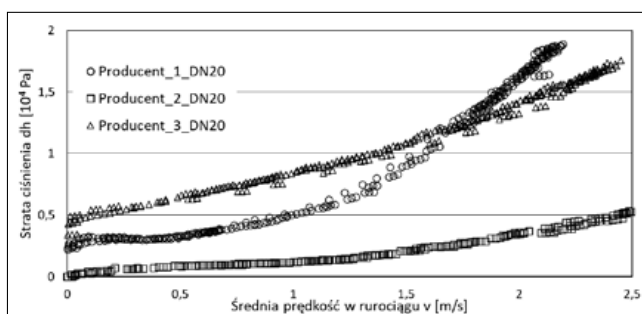
Od uzyskanych z pomiarów rzeczywistych strat ciśnienia przed dalszą ich analizą, należy odjąć straty na długości odcinka rury od zaworu zwrotnego (7) do złączy na wężyki impulsowe (5). Straty na długości policzono, wykorzystując wzór Darcy-Weisbacha z formułą Coolebrook'a-White'a zgodnie z [7], gdzie chropowatość przyjęto według literatury. Na rysunkach 5a, 5b i 5c przedstawiono określone w ten sposób straty ciśnienia na zaworach zwrotnych. Wykresy pogrupowano z uwagi na średnicę nominalną DN zaworu.

Pomiary wykazują, że strata ciśnienia rośnie wraz ze wzrostem średniej prędkości, co jest zgodne z literaturą [2, 10]. Pomimo, że wszystkie badane zawory zwrotne

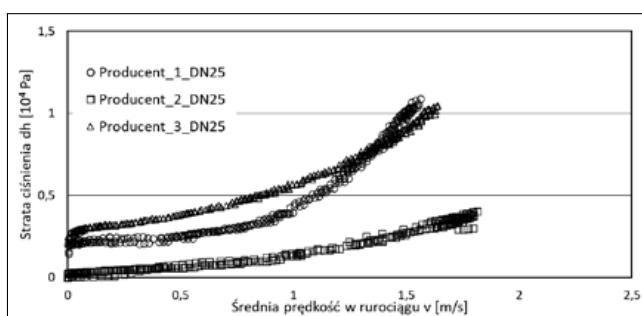
Rys. 5a
Wykresy zmian strat ciśnienia dla zaworów zwrotnych DN15
Fig. 5a Pressure loss changes for DN15 check valves



Rys. 5b
Wykresy zmian strat ciśnienia dla zaworów zwrotnych DN20
Fig. 5b Pressure loss changes for DN20 check valves



Rys. 5c
Wykresy zmian strat ciśnienia dla zaworów zwrotnych DN25
Fig. 5c Pressure loss changes for DN25 check valves



mają tę samą zasadę działania, różnice w stratach są dość istotne. Na każdym wykresie obserwuje się, że straty ciśnienia na zaworach zwrotnych producenta nr 2 są znacznie mniejsze niż w przypadku pozostałych, które producent reklamuje jako energooszczędne (sprężyny dociskające grzybki tych zaworów stawiają mniejszy opór przy przesunięciu grzybka przy ich otwieraniu). Największe różnice pomiędzy wielkościami strat obserwuje się w przypadku półcałowych zaworów, gdzie różnica między zaworem od producenta 3 a 2 wynosi aż ok. 1800 Pa przy prędkości w przewodzie 2,5 m/s. Na każdym z wykresów obserwuje się relacje między powstałymi krzywymi producenta 1 i producenta 3. W zakresie niższych przepływów straty ciśnienia w przypadku zawo-

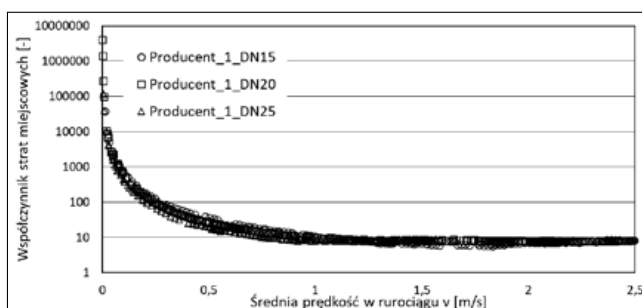
row producenta 1 są równe, lub niższe od strat ciśnienia w zaworach od producenta 2, następnie dochodzi do gwałtowniejszego wzrostu strat wraz ze wzrostem prędkości wody, wskutek czego po przekroczeniu pewnej prędkości, straty na zaworach od producenta 1 są największe spośród badanych. W przypadku wykresu producenta 3 DN15 w zakresie prędkości do 100 cm/s można zaobserwować praktycznie brak wzrostu strat ciśnienia, co jest cechą zaworów wzniosowych bez obciążenia [5].

Po przekształceniu wzoru (2) do postaci:

$$\zeta = \frac{\pi^2 \Delta h g D^4}{8 Q^2} \quad (7)$$

gdzie D to średnica wewnętrzna rurociągu, określono zależności $\zeta = \zeta(v)$,

Rys. 6
Wykresy zmian współczynnika strat miejscowych zaworów Producenta_1
Fig. 6 Changes of head loss coefficient of Producer_1 check valves



które na przykładzie zaworów producenta 1 przedstawiono na rysunku 6.

W pierwszej fazie prędkości wartości współczynnika strat miejscowych osiągają bardzo duże wielkości, rzędu ponad 100000. Celem przejrzystości kolejnych rysunków ograniczono się do prezentacji wyników w zakresie prędkości, które zilustrowano na rysunkach 7a, 7b, 7c.

czego dochodzi do takiego zjawiska. Z uwagi na przebieg funkcji oraz ograniczenie potrzebnych parametrów funkcji, zaproponowano regresję przy użyciu funkcji potęgowej w postaci:

$$\zeta(v) = av^b \quad (8)$$

W tabeli 1 przedstawiono wyniki regresji wraz z wartościami współczynni-

Tabela 1. Parametry funkcji aproksymującej wartości współczynnika ζ w funkcji prędkości (równanie (8)) dla badanych zaworów

Table 1. Parameters of the function approximating values of coefficient ζ as a function of velocity (equation (8)) for the tested valves

Zawór	a	b	r
Producent_1_DN15	332,4	-0,72	0,956
Producent_1_DN20	7458,4	-1,32	0,994
Producent_1_DN25	1831,4	-1,09	0,986
Producent_2_DN15	1,5	0,09	0,304
Producent_2_DN20	36,9	-0,57	0,890
Producent_2_DN25	19,5	-0,42	0,893
Producent_3_DN15	295,6	-0,69	0,814
Producent_3_DN20	274,1	-0,68	0,932
Producent_3_DN25	128,6	-0,56	0,831

związane z pracą sprężyny danej sztuki zaworu, co w połączeniu z niskimi współczynnikami strat daje taki obraz sytuacji.

Chcąc jednoznacznie określić stałą wartość współczynnika strat miejscowych, jako wytyczną do projektowania, obliczono wartość średnią z zakresu prędkości od 1,0 m/s do 2,0 m/s, jako zalecane wartości prędkości przepływu wody w przewodach wodociągowych zgodnie z normą [3] i normą [11]. Norma w tabeli 2 przedstawia uśrednione wyniki pomiarów, wraz z wartością odchylenia standardowego ζ :

Tabela 2. Uśrednione wartości współczynnika strat miejscowych ζ dla badanych zaworów zwrotnych

Table 2. Averaged values of local head loss for the tested check valves

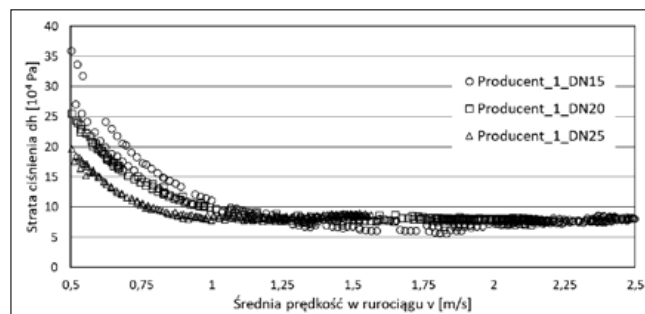
Rozmiar zaworu	Producent_1		Producent_2		Producent_3	
	ζ	σ	ζ	σ	ζ	σ
Zawór DN15	8,1	1,029	1,7	0,208	9,0	0,811
Zawór DN20	9,8	0,663	1,9	0,164	12,2	2,051
Zawór DN25	8,3	0,308	2,5	0,141	8,7	0,851

Podane wartości w przypadku producentów 1 i 3 istotnie różnią się od wartości współczynnika strat miejscowych dla zaworów zwrotnych grzybkowych osiowych, dla których norma [7] zaleca przyjmować wartości od 2,2 do 2,5. Zbliżone wartości osiągane są dla zaworów producenta 2.

W tabeli 3. przedstawiono uśrednione wartości ciśnienia przesiąkania przy przepływie zgodnym z kierunkiem zaworu zwrotnego.

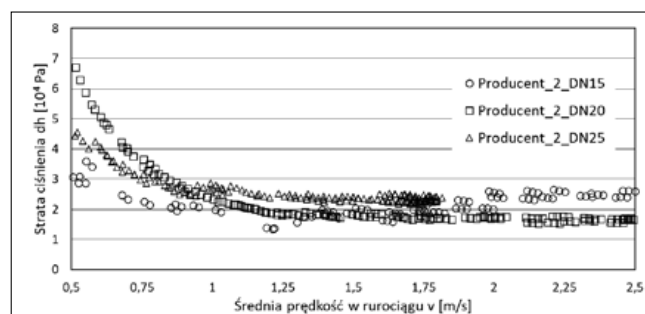
Tabela 3. Uśrednione wartości ciśnień przesiąkania Δp_p dla badanych zaworów zwrotnych

Rozmiar zaworu	Producent_1		Producent_2		Producent_3	
	Δp_p [daPa]	σ	Δp_p [daPa]	σ	Δp_p [daPa]	σ
Zawór DN15	7,3	0,095	3,6	0,066	10,2	0,121
Zawór DN20	6,2	0,102	3,1	0,160	10,0	0,138
Zawór DN25	5,0	0,159	3,1	0,085	7,6	0,135



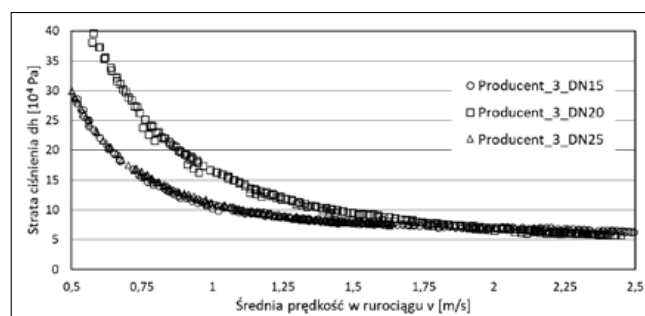
Rys. 7a
Wykresy zmian współczynnika strat miejscowych ζ zaworów Producenta 1

Fig. 7a Changes of head loss coefficient of Producer_1 check valves



Rys. 7b
Wykresy zmian współczynnika strat miejscowych ζ zaworów Producenta 2

Fig. 7b Changes of head loss coefficient of Producer_2 check valves



Rys. 7c
Wykresy zmian współczynnika strat miejscowych ζ zaworów Producenta 3

Fig. 7c Changes of head loss coefficient of Producer_3 check valves

W przypadku zaworów producenta 1 (rys. 7a) w początkowej fazie prędkości obserwuje się regularną kolejność między kolejnymi zaworami, tj. dla zaworów DN15 otrzymuje się największe współczynniki strat, następnie maleją dla zaworu DN20, by osiągnąć wartości najmniejsze dla zaworów DN25. Takiej kolejności nie obserwuje się natomiast dla zaworów pozostałych producentów. Wg producentów 2 i 3 największe wartości obserwuje się dla zaworów DN20. W przypadku producenta 3 (rys. 7c) wartości współczynników dla zaworów DN15 i DN25 są praktycznie takie same. W przypadku producenta 1 i 2 można zaobserwować, w przypadku zaworów DN15 minimalne ekstrema lokalne, które obserwuje się przy prędkości ok. 1,7 i 1,2 m/s, jednak nie udało się określić, dla-

ków korelacji traktowanymi tutaj za wielkość jakości dopasowania parametrów funkcji.

W większości przypadków można stwierdzić, że funkcje potęgowe przy takich parametrach dość dobrze określają przebieg zmian współczynnika strat lokalnych. W przypadku zaworu DN15 od producenta 2 współczynnik korelacji jest mniejszy od 0,5 co oznacza słabą jakość modelu. Można się domyślać, że jest to

Przedstawione w tabeli 3. wyniki jednoznacznie pokazują, że już przy minimalnych ciśnieniach może dochodzić do otwarcia zaworów zwrotnych. Najmniejsze ciśnienie otwierające zawór potrzebne jest w przypadku zaworów producenta 2, następnie zaworów od producenta 1, zaś zawory producenta 3 stawiają największy opór przed otwarciem zaworu. Przyrównując tabelę 3. z tabelą 2. można zaobserwować korelację między wynikami w grupie producentów, tj. najmniejszym ciśnieniu otwarcia towarzyszą najmniejsze współczynniki strat lokalnych. Wraz ze wzrostem współczynnika ζ rośnie potrzebne ciśnienie otwarcia.

Podsumowanie

Wartości współczynników strat lokalnych dla zaworów zwrotnych są wartościami zależnymi od prędkości przepływającej wody. Wraz ze wzrostem średniej prędkości wody w rurociągu rosną straty ciśnienia przy równoczesnym spadku wartości ζ . Podawane w normie [7] różnią się od obliczonych w przypadku dwóch producentów, co wskazuje, że przyjmowanie z normy wartości współczynnika ζ dla zaworów ze sprężyną jest błędne!

Wartości współczynników strat miejscowych dla zaworów zwrotnych osiowych ze sprężyną są różne dla różnych

producentów armatury i czasami różnią się kilkukrotnie. Niezależnie od producenta wartości współczynników strat miejscowych są zbliżone niezależnie od średnicy danego zaworu. W zawiązku z powyższym, przy tak dużym wyborze producentów powinni dotaczać informacje w kartach katalogowych o stratach energii w zaworach. Na potrzeby publikacji zwrócono się do producentów o takie informacje, jednak nie otrzymano odpowiedzi.

Pomiary przeprowadzono tylko dla jednego zaworu każdego rodzaju tylko w trzech rozmiarach. Ponadto pomiary wykonywano jedynie dla jednej temperatury wody. W związku z tym niezbędne są dalsze badania w całym zakresie rozmiarów zaworów oraz również przy różnych temperaturach wody. Przyszłe badania powinny zawierać przypadki zaworów już eksploatowanych, dzięki czemu można by było określić wpływ eksploatacji i jej czasu na zmiany strat energii w zaworach.

Analiza ciśnienia przesiąkania Δp_p przez zawory zwrotne wykazała, że wystarczy niewielkie ciśnienie wejściowe by doszło do przesiąku przez zawór przy kierunku zgodnym z kierunkiem przepływu wody.

LITERATURA

- [1] Ono A., Kimura N., Kamide H., Tobita A., Influence of elbow curvature on flow structure at elbow outlet under high Reynolds number condition, Nucl. Eng. Des." Vol 41., 2011
- [2] Skiba J. "Straty energii generowane przez urządzenia zapobiegające przepływowi zrotnym wody w instalacjach budynków wielorodzinnych", Instal nr 12/2011, s.31 - 34
- [3] PN-92/B-01706, Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu. Wydawnictwa Normalizacyjne Alfa. 1992
- [4] Christopher., Dickenson, T. Valves, piping, and pipelines handbook (3rd ed.). Oxford, UK: Elsevier Advanced Technology. 1999
- [5] Troskoleński A.T., "Hydromechanika techniczna. Tom II Hydraulika" Państwowe Wydawnictwa Techniczne", Warszawa, 1954.
- [6] Grygo D., Sobieski W. „Propozycje stosowania taranów wodnych” Woda-Środowiska- Obszary Wiejskie, 2015
- [7] PN-76/M-34034. Rurociągi. Zasady obliczeń strat ciśnienia. Wydawnictwa Normalizacyjne Alfa, 1987
- [8] PN-EN 12266-1:2012 Armatura przemysłowa – Badania armatury metalowej – Część 1: Próby ciśnieniowe, procedury badawcze i kryteria odbioru – Wymagania, 2012
- [9] PN-EN 12266-2:2012 Armatura przemysłowa – Badania armatury metalowej – Część 2: Badania, procedury badawcze i kryteria odbioru – Wymagania dodatkowe, 2012
- [10] Lansford W. M „Loss of head in flow of fluids through various types of one-and-one-half-inch-valves”, University of Illinois Bulletin, vol. 40, Urbana 1943
- [11] PN-EN 806-3:2006. Wymagania dotyczące wewnętrznych instalacji wodociągowych do przesyłu wody przeznaczonej do spożycia przez ludzi. Część 3. Wymiarowanie przewodów. Metody uproszczone, 2006