ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Nr 83 Automatyka z.3 1963

JANUSZ WITKOWICKI

Zakłady Azotowe Tarnów

OBLICZANIE ZAWORÓW DLA CIECZY WRZĄCYCH

Streszczenie. Omówiono przybliżone metody obliczania wydajności zaworów dla "cieczy wrzących". Metodą "heat balance" obliczono krytyczny i skuteczny spadek ciśnienia dla przepływu wody, amoniaku, dwutlenku węgla i freonu 12. Wartości podano na uogólnionym wykresie. Uogólniono także dotąd opublikowane wyniki, uzyskane przy pomocy innych metod obliczeniowych i porównano z danymi doświadczalnymi.

W przemyśle spotyka się przypadki regulacji natężenia przepływu cieczy o małym przechłodzeniu. Przepływowi takiej cieczy towarzyszy częściowe odparowanie w zaworze. To odparowanie obniża wydajność zaworu.

Zjawisko wypływu takich cieczy jest bardzo skomplikowane. Proste ujęcie teoretyczne daje niestety dużą rozbieżność wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Dlatego powstało szereg metod obliczeń przybliżonych, bazujących na różnych założeniach.

Bodaj jedyna publikacja odnośnie badań eksperymentalnych [1] pozwala poznać rzeczywisty przebieg zjawiska. Badania te przeprowadzono z wodą, niestety w wąskim zakresie ciśnień P_1.

Istotne jest to, że podobnie jak przy przepływie gazów, wydajność zaworu rośnie ze wzrostem spadku ciśnienia i przy pewnej krytycznej wartości osiąga maksimum. Dalszy wzrost spadku ciśnienia nie powoduje zmiany natężenia przepływu. Wspomniany artykuł podaje w sposób przejrzysty metodykę obliczania zaworu dla wody o różnym stopniu przechłodzenia.

Metodą "heat balance"

Często dotąd zalecaną metodą analityczną jest metoda "heat balance". Opiera się ona na założeniu, że w zaworze płynie niezależnie strumień cieczy i pary. Ilość pary oblicza się dla ciśnienia P_2 przy stałej entalpii. Wydajność zaworu rośnie ze wzrostem spadku ciśnienia i przy pewnej (krytycznej) wartości osiąga maksimum, po czym maleje. Zgodnie z wynikami doświadczeń [1] należałoby przyjąć, że wydajność nie maleje przy spadkach ciśnienia powyżej spadku krytycznego. Jednakże tego zastrzeżenia nie podaje się w opisach metody "heat balance". Metodą tą obliczono parametry maksymalnej wydajności zaworów dla "cieczy wrzącej". Obliczenie wykonano dla wody, amoniaku, dwutlenku siarki i freonu 12. Przy obliczaniu ilości pary zakładano stałość entalpii, przy czym różnica w wydajności zaworu obliczona przy stałej entropii wynosiła zaledwie kilka %. Obliczenia wykonano przy użyciu tablic własności termodynamicznych [6] i [7], przy czym wartości interpolowano graficznie. Krytyczny spadek ciśnienia obliczono z dokładnością co najmniej 2%, a "skuteczny spadek ciśnienia" dla obliczenia maksymalnej wydajności zaworu ustalono z dokładnością 0,3%.

Metodą Allena

Do obliczeniowych metod należy także metoda Allena [2]. Niestety wyprowadzenia tej metody nie udało się dotąd uzyskać. Wiadomo, że zakłada ona izentropowy przepływ jednolitej mieszanki. Metoda ta przyjmuje, że po przekroczeniu krytycznego spadku ciśnienia przepływ jest równy przepływowi przy krytycznym spadku ciśnienia. Stwierdzono zbieżność wyników Allena z wartościami otrzymanymi w oparciu o równanie Saint Venanta [3] dla przemiany adiabatycznej izentropowej:

$$d\left(\frac{w^2}{2\mu}\right) = - v\, dP$$

Metoda Hanssena

W sprzeczności z równaniem Saint Venanta pozostaje metoda podana przez Hanssena [4]. Założeniem jej jest podstawienie do wzoru na wydajność zaworu:

$$G = k_v \cdot \sqrt{\Delta p / v} \qquad (1)$$

wartości

$$\frac{\Delta P}{v} = \int_{P_1}^{P_2} \frac{1}{v} \, d P$$

Według tej metody wydajność zaworu rośnie asymptotycznie i osiąga maksimum przy $P_2 = 0$ ata. Interesujące jest to, że wartość maksymalnej wydajności zgadza się dość dobrze z wynikami doświadczeń. Wyniki Hanssena odnośnie maksymalnej wydajności przedstawiono w formie uogólnionej na wykresie linią 5.

Uogólnienie wyników

Zgodnie z [1] przyjęto, że zawory dla "cieczy wrzących" najwygodniej obliczać, podstawiając do wzoru (1) objętość właściwą cieczy przed zaworem v_1 oraz umowny "skuteczny spadek ciśnienia" ΔP_c (w literaturze nazywany allowable pressure drop). Dla uogólnienia wyników bardzo żmudnych obliczeń próbowano zastosować metodę analizy wymiarowej, najpierw w stosunku do wyników obliczeń metodą "heat balance". Tą samą metodą analizowano wyniki Hanssena [4]. Najwygodniejszym dla celów praktycznych okazało się ujęcie wyników w formie:

$$K = \frac{\Delta P_c}{P_1} = f_1 \left(\frac{P_1}{P_{krytyczne}} \right)$$

$$\frac{\Delta P_{krytyczne}}{P_1} = f_2 \left(\frac{P_1}{P_{krytyczne}} \right)$$

Zależności te podano na wykresie. Warto dodać, że linie 1 i 3 ustalone na podstawie wyników dla wody, amoniaku i SO_2 wykazują odchyłki od wartości obliczonych w granicach $\pm$ 1,5%. Większe odchylenia mają tylko wartości dla freonu 12 i dlatego naniesiono je oddzielnie liniami 2 i 4. Prosta 5 na wykresie podaje korelację wartości Δp_c, obliczonych na podstawie danych Hanssena [4]. Wartości dotyczą maksymalnej wydajności zaworu. Dla porównania wyników obliczeń z danymi doświadczalnymi, przytoczono dwa punkty, uzyskane na podstawie pomierzonej zależności wydajności "wody wrzącej" od spadku ciśnienia (Fig 3 i Fig 8 artykułu [1]).

Przykład

Obliczyć k_v zaworu dla G_{max} = 10 t/h amoniaku o ciśnieniu P_1 = 4,06 ata i temperaturze przed zaworem = 2°C. Ciśnienie za zaworem wynosi 1 ata. Ciśnienie krytyczne amoniaku P_{kryt} = 115,2 ata. Objętość właściwa amoniaku przy = 2°C wynosi v = 1,5594 cm³/g.

Ciśnienie zredukowane:

$$P_{zr} = P_1/P_{kryt} = 4{,}06/115{,}2 = 3{,}52 \cdot 10^{-2}$$

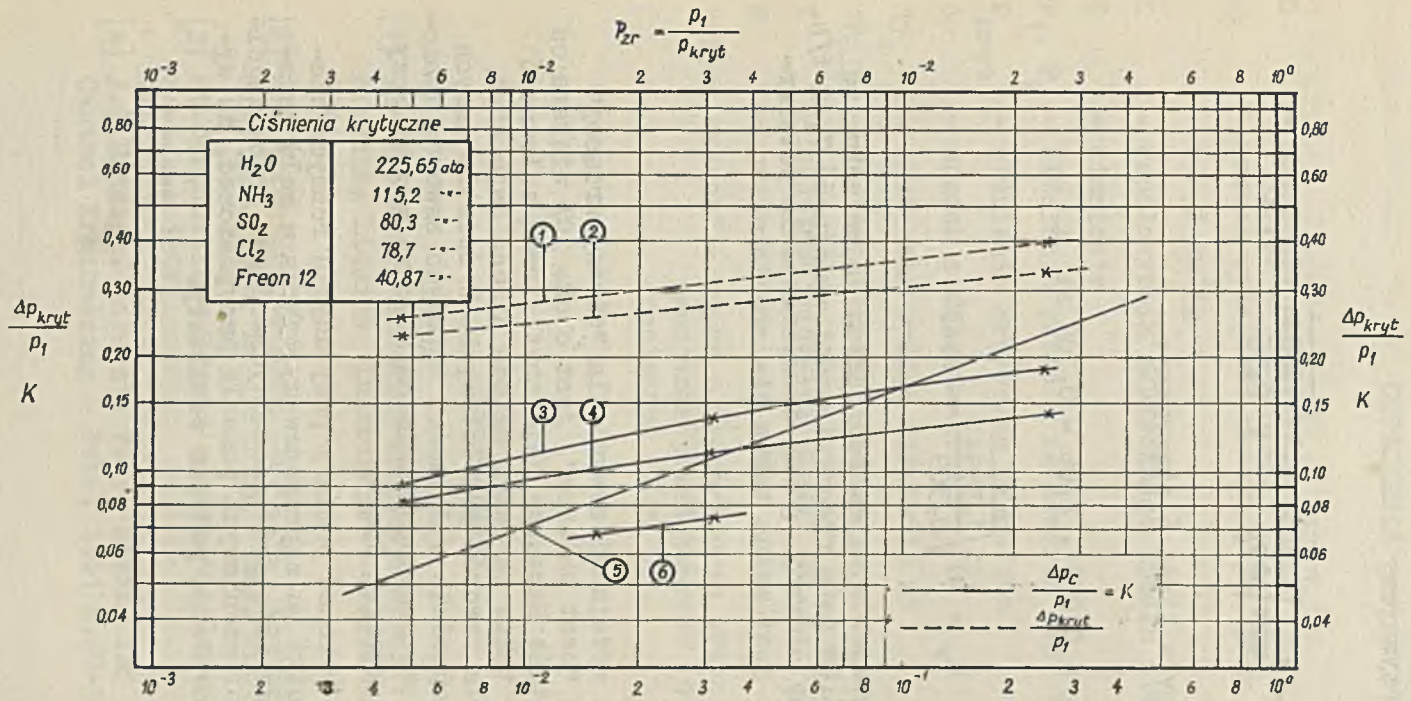
Z linii 1 wykresu odczytujemy dla obliczonego P_{zr}

$$\frac{\Delta P_{kryt.}}{P_1} = 0{,}314$$

$$P_{kryt} = 0{,}314 \cdot P_1 = 0{,}314 \cdot 4{,}06 = 1{,}276 \text{ at.}$$

Ponieważ rzeczywista różnica ciśnień 4,06-1 = 3,06 at > 1,276 at jest większa od krytycznego spadku ciśnienia, zawór obliczamy za pomocą ΔP_c, określonego z wykresu. Za pomocą linii 3 odczytujemy

$$K = 0{,}138 \text{ skąd } \Delta p_c = K \cdot P_1 = 0{,}138 \cdot 4{,}06 = 0{,}56 \text{ at}$$



Zależność K i $\frac{\Delta P_{kr}}{P_1}$ od ciśnienia zredukowanego.

Linie 1 i 3 dla H_2O, NH_3 i SO_2. Linie 2 i 4 dla freonu 12.

Linia 5 wg danych Hanssena dla H_2O, NH_3, SO_2 i Cl_2.

Linia 6 wg danych doświadczalnych Bracketta i Kinga dla H_2O

Ze wzoru (1) otrzymujemy

$$k_v = G_{max}\sqrt{\frac{v}{\Delta p_c}} = 10\sqrt{\frac{1,5594}{0,56}} = 16,68$$

Jeśli skorzystamy z linii 6 otrzymamy:

$$\Delta p_c = 0,076 \cdot 4,06 = 0,309 \text{ at} \quad \text{i}$$

$$k_v = 10\sqrt{\frac{1,5594}{0,309}} = 22,45$$

Z porównania obydwóch wyników dochodzimy do wniosku, że zawór o $k_v = 16,68$ ma w rzeczywistości wydajność 7,42 t/h. Wniosek ten byłby słuszny, gdyby doświadczalnie potwierdzono że linia 6 jest ważna także dla amoniaku.

Wnioski

1. Maksymalna wydajność zaworu dla "cieczy wrzącej" obliczona metodą "heat balance", jest o ok. 30% większa od rzeczywistej. Metoda Hanssena daje zbyt stromą zależność Δp_c i przepływy także za duże. Metoda Allena daje zbyt małe przepływy dla zaworów przelotowych. W świetle danych doświadczalnych odnośnie wydajności kątowych zaworów dyszowych [1], metoda ta prawdopodobnie daje dobre wyniki przy przepływie przez kryzy i dysze.

2. Należałoby wykonać pomiary przy użyciu różnych cieczy i nanieść wyniki na zaproponowany wykres w celu ustalenia korelacji wyników doświadczalnych. Udana próba uogólnienia wyników obliczeniowych pozwala przypuszczać, że wyniki doświadczalne dadzą podobne rezultaty.

OZNACZENIA

G - natężenie przepływu w t/h

k_v - umowna wydajność zaworu (t)h przy $\Delta p = 1$ at $v = 1\ cm^3/g$

K - współczynnik skutecznego spadku ciśnienia

P - ciśnienie

P_1, P_2 - ciśnienie przed i za zaworem ata

P_{kryt} - ciśnienie krytyczne płynu ata

Δp - spadek ciśnienia at

Δp_c - skuteczny spadek ciśnienia at

ΔP_{kryt} - krytyczny spadek ciśnienia at

V - objętość właściwa cieczy cm^3/g

W - prędkość liniowa m/sek

"ciecz wrząca" - ciecz o temperaturze wrzenia przy ciśnieniu panującym przed zaworem (ciecz na linii granicznej x = o).

LITERATURA

[1] G.F.Brockett, H.F.King-Sizing Control Valves Handling Flashing Liquids. Instruments - Vol.26 July 1953 p.1017-1044.

[2] W.F.Allen-How to Size Piping and Valves for Flashing Mixtures. Power Engineering - May, June, August 1962.

[3] St.Ochęduszko - Teoria maszyn cieplnych. Część I. PWT Warszawa 1957.

[4] A.J.Hanssen. Accurate Valve Sizing for Flashing Liquids. Control Engineering - Febr. 1961 p.87-90.

[5] S.Kowalczewski - Urządzenia chłodnicze. PWT Warszawa 1955.

[6] Tablicy termodynamiczeskich swojstw wody i wodiannowo para. Gos. Energ. Izd. Moskwa - Leninhrad 1958.

Rękopis złożono w Redakcji w dniu 25.I.1962 r.

РАСЧЕМ КЛАПАНОВ ДЛЯ КИПЯЧИХ ЖИДКАСТЕЙ

Содержание

Россмотрено приближонные методы расчета производительности клапанов для кипячих жидкостей. Пользуясь методам "heat balance " росчитано критическое и статическое падение давления для проплыва воды, амака, углерода и фреона 12, которых значеним представлено на общым графике. Кроме того обобщено известные уже резултаты палученные с помощию других расчетных методов и произведено сровнение их с результатами эксперимента.

DESIGN OF VALVES FOR BOILING LIQUIDS

Summary

Approximate methods of calculate the efficiency of the valves devoted for boiling liquids are described. The "heat balance" method is used for determination of the critical and effective pressure drop on the valve at the flow of watter, ammonia, carbon dioxide and freon 12, and the obtained results are shown in a generalized diagram. The paper contais furthermore a generalization of results obtained by another authors using different methods, and a comparison of these generalized results with that determinated experimentaly.