

Możliwości zmniejszenia energochłonności transportu ścieków w systemach kanalizacji podciśnieniowej

Opportunities to reduce energy consumption to transport sewage in vacuum sewerage systems

RYSZARD BŁĄŻEJEWSKI, RADOSŁAW MATZ, JACEK MYCZKA, MICHAŁ WIELAND

DOI 10.36119/15.2023.5.4

W pracy przedstawiono podstawowe systemy kanalizacji podciśnieniowej i przeciętne jednostkowe zużycie energii elektrycznej wg danych literaturowych i badań własnych. Stwierdzono, że energochłonność systemów kanalizacji próżniowej jest stosunkowo wysoka (200-400 kWh/a na jedno przyłącze), lecz mocno zróżnicowana (od 0,2 kWh/m³ do kilku kWh/m³), co wskazuje na duże możliwości jej zmniejszenia. Wyszczególniono cztery obszary redukcji kosztów transportu: koncepcję, projekt, wykonawstwo i eksploatację. Wszystkie te obszary mogą w różnym stopniu decydować o mocy zainstalowanej i zapotrzebowaniu na energię do transportu ścieków w kanalizacji podciśnieniowej, ale największe efekty może przynieść poprawa sprawności pomp próżniowych i sterowanie czasem otwarcia zaworów opróżniających.

Słowa kluczowe: kanalizacja podciśnieniowa, efektywność energetyczna, pompa podciśnieniowa, ścieki bytowe

The paper presents basic vacuum sewerage systems and average unit electric energy consumption according to the literature data and own research. It was found that the energy consumption of vacuum sewerage systems is relatively high (200-400 kWh/a per one connection), but highly diversified (from 0.2 kWh/m³ to several kWh/m³), which indicates great opportunities for its reduction. Four areas of transport cost reduction were specified: concept, design, construction, operation and maintenance. All these areas may, to a certain degree, determine the installed electric power and energy demand for the transport of wastewater in a vacuum sewerage system, but the greatest effects can be achieved by improving the energy efficiency of vacuum pumps and controlling the opening time of vacuum valves.

Keywords: vacuum sewerage systems, energy efficiency, vacuum pump, wastewater

Wstęp

Kanalizacja podciśnieniowa stosowana jest już od ponad 150 lat. Od połowy ubiegłego wieku rozwinęła się dynamicznie w obszarze instalacji wewnętrznych, lecz jako zewnętrzna sieć kanalizacyjna jest stosunkowo mało popularna i uważana jest za niszową. Zalecana jest do stosowania w terenach płaskich, zalewowych, z wysokim poziomem wód gruntowych, podłożach skalistych itp. oraz w warunkach arktycznych. Jednym z powodów ograniczonego stosowania jest dość skomplikowana konstrukcja i zawodność zaworów opróżniających oraz trudności eksploatacyjne przy promieniach zbierania ścieków powyżej 3-4 km. Większość autorów

publikacji dotyczących eksploatacji kanalizacji podciśnieniowej [1-5] podkreśla stosunkowo dużą energochłonność tego systemu. Szacuje się, że przeciętne roczne zużycie energii na jedno przyłącze wynosi od 200 do 400 kWh/a [6]. Obejmuje ono pompowanie, ogrzewanie, oświetlenie i wentylację stacji próżniowo-pompowej (SPP). Koszty energii w niemieckich instalacjach stanowiły kilka lat temu około 31% kosztów eksploatacji, a blisko połowę – koszty płac [7]. W Polsce koszty energii elektrycznej sięgają niekiedy 60% kosztów eksploatacji kanalizacji podciśnieniowej.

Aby zminimalizować moc zainstalowaną i zużycie energii należy już na etapie koncepcji znaleźć taki układ sieci, aby długość kolektorów, dobiegających do

umieszczonej centralnie stacji próżniowo-pompowej, nie przekraczała 3-4 km. Należy przy tym unikać pokonywania przeszkód terenowych (np. wzniesienia, wąskie ciekły) za pomocą krótkich odcinków sieci z licznymi wzniesieniami. Korzystniejsze wtedy może okazać się obejście wzniesienia „po warstwicę” lub podpięcie rurociągu pod przęsła mostu. Główne kolektory powinny dochodzić bezpośrednio do zbiornika SPP.

Na etapie projektu najistotniejsze są obliczenia hydrauliczne. Często nie wystarczy tu już uproszczone metody obliczeń podawane w normie europejskiej czy wytycznych firmowych, lecz trzeba wykorzystywać modele hydrodynamiczne jedno- i trójwymiarowe (CFD). Błędy projektowe

Prof. dr hab. inż. Ryszard Błażejowski <https://orcid.org/0000-0001-7550-288X>, dr inż. Radosław Matz <https://orcid.org/0000-0002-6602-2603> – Uniwersytet Przyrodniczy w Poznaniu, Wydział Inżynierii Środowiska i Inżynierii Mechanicznej, Katedra Inżynierii Wodnej i Sanitarnej, Poznań

Dr inż. Jacek Myczka – Uniwersytet Rolniczy w Krakowie, Wydział Inżynierii Środowiska i Geodezji, Katedra Inżynierii Sanitarnej i Gospodarki Wodnej, Kraków

Mgr inż. Michał Wieland – Przedsiębiorstwo Usług Komunalnych Sp. z o.o. Bytkowo, Rokietnica
Adres do korespondencji/ Corresponding author: radoslaw.matz@puls.edu.pl

(np. zbyt wysokie wzniesienia, przeciążenie hydrauliczne, niedoszacowanie nierównomierności odpływu ścieków) mogą skutkować niekorzystnymi warunkami pneumatycznego transportu ścieków, powodującymi nieuzasadniony wzrost zużycia energii potrzebnej do napędu pomp próżniowych.

Projekt winien uwzględnić nie godzinową, czy dobową ilość ścieków przypadających na jedną studzienkę z zaworem opróżniającym, lecz ilość ścieków zasysaną przez zawór.

Kanalizacja podciśnieniowa jest instalowana in situ jako system, zwykle zaprojektowany przez producenta (dostawcę). Stacja pompowo-próżniowa i studzienki z zaworem opróżniającym są zwykle połączone wzajemnie systemem pomiarowo-kontrolnym, który umożliwia nadzór, w czasie rzeczywistym, pracy zaworów opróżniających. Choć wymiarowanie pomp w SPP może odbywać się m. in. wg normy EN 16932 lub PN-EN1091, to ze względu na zachowanie gwarancji, łatwość obsługi, integralność systemów sterowania i pomiarowo-kontrolnego, itp., wsparcie w projektowaniu zapewnia dostawca systemu. Zwykle projektant ze strony inwestora może np. zaprojektować i zwymiarować kolektory, trasę sieci, podać, jakie średnice winny być dobrane dla poszczególnych fragmentów sieci i zlokalizować studzienki z zaworem próżniowym. Po upływie gwarancji producenta, projektant ze strony inwestora mógłby zaproponować wymianę użytych pomp próżniowych na nowe o parametrach wynikających z sumy doświadczeń z eksploatacji SPP w okresie gwarancyjnym. Projektant mógłby też zwrócić się przed zamówieniem instalacji do dostawcy systemu, aby zainstalował w SPP te pompy, które wynikają z analizy przedstawionej w niniejszym artykule.

Najczęstsze błędy wykonawcze, rzutuujące na warunki transportu ścieków to: niezachowanie odpowiednich spadków (szczególnie spadku minimalnego, równego – 0,2%), stosowanie rur PE z bębna i złe zagęszczenie gruntu w sąsiedztwie wzniesień.

Błędami eksploatacyjnymi, skutkującymi wzrostem energochłonności, są: zmniejszenie ciśnienia absolutnego w zbiorniku stacji próżniowo-pompowej poniżej 3,0 m H₂O (30 kPa), brak lub nieskuteczny monitoring pracy zaworów opróżniających w studzienkach zaworowych, ignorowanie odprowadzania wód opadowych do kanalizacji podciśnieniowej, odprowadzanie ścieków o dużej zawartości tłuszczu lub odpadów komunalnych, stosowanie pomp próżniowych o niskiej sprawności itd.

Celem artykułu jest wskazanie możliwości zmniejszenia mocy zainstalowanej i energochłonności transportu ścieków

w systemach kanalizacji podciśnieniowej, decydujących o kosztach eksploatacji. Oszczędność energii ma też duże znaczenie dla ochrony klimatu.

Węzły poboru energii elektrycznej

Pompy próżniowe

Pompy próżniowe usuwają nadmiar powietrza, aby zapewnić robocze podciśnienie w systemie. Mogą to być pompy z pierścieniem cieczowym, łopatkowe (wirowe) lub kłowe suche. Typowa instalacja dla 2 – 2,5 tys. mieszkańców wymaga trzech pomp próżniowych o mocy 15 kW każda (+1 rezerwowa), współpracujących ze zbiornikiem próżniowym o pojemności 25 m³.

Przed kilku laty pompa próżniowa Busch Mink jako standard firmy AIRVAC zastąpiła pompę rotacyjną wirową serii R5, jako bardziej energooszczędna i wymagająca mniej konserwacji [6]. Pompy próżniowe Mink (wersja „Aqua”) działają bez płaszcza cieczowego, tj. do dynamicznego uszczelniania nie jest wymagany ani olej, ani woda. Wyporowe pompy próżniowe serii MM firmy Busch charakteryzują się kompaktową konstrukcją z obrotowymi łożyskami, która zapewnia wysoką niezawodność i długą żywotność. W obu przypadkach pompy są chłodzone powietrzem i są w stanie osiągnąć robocze podciśnienie na poziomie morza 80 kPa (man.), a w niektórych modelach nawet 96 kPa (man.).

W porównaniu z konwencjonalnymi pompami próżniowymi, kłowe pompy próżniowe pozwalają zaoszczędzić do 60% kosztów energii i eksploatacji [6]. Co ważne, absolutne ciśnienie na ssaniu już od 20 kPa można osiągnąć przy stosunkowo wysokiej wydajności bliskiej 80%. Pozwala to na zwiększenie dyspozycyjnej różnicy ciśnień z 5,0 do 6,0 m H₂O, a co za tym idzie – długości magistrali próżniowej o 20%. Inną korzyścią może być obniżenie mocy zainstalowanej, co również może obniżyć koszty eksploatacji.

Terenowe badania niemieckie prowadzone przez 10 lat w Knittlingen [7] w SPP obsługującej 300 mieszkańców wykazały, że średni czas pracy pomp próżniowych wynosił 1,5 h/d, przy maksimum ok. 5 h/d. Jednostkowe zużycie energii elektrycznej początkowo zawierało się w granicach od 23 do 34 kWh/a M, ale kilka lat później wzrosło nawet do 60 kWh/a M, czyli do blisko 200 kWh/a na jedno przyłącze.

Pompy ściekowe

Pompy ściekowe usuwają cyklicznie ścieki ze zbiornika podciśnieniowego porcjami zbliżonymi do pojemności czynnej

zbiornika. Cykl pracy pomp może być wydłużony przy napływie ścieków w czasie pracy pomp.

Moc obliczeniową silnika pompy oblicza się najczęściej wg wzoru:

$$P = \frac{\rho g H_d Q_p}{3600 \eta_{dzp}} [W] \quad (1)$$

gdzie:

- ρ – gęstość ścieków, kg/m³,
- g – przyspieszenie ziemskie, m/s²,
- H_d – wysokość podnoszenia, uwzględniająca różnicę wysokości geodezyjnych i ciśnień absolutnych między zbiornikiem podciśnieniowym i wylotem do atmosfery oraz straty ciśnienia na tarcie lepkie, m H₂O,
- Q_p – wydajność pomp ściekowych, m³/h, przy założeniu 5-godzinnej pracy w ciągu doby, równa w przybliżeniu $Q_p = 0,2 Q_{dmax}$, gdzie Q_{dmax} w m³/d,
- η_{dzp} – średnia sprawność zespołu pompowego.

Wartości przepływów obliczeniowych Q_{dmax} i Q_{hmax} powiązane są z maksymalnymi wartościami zużycia wody w okresie pozawegetacyjnym [8-10].

Moc silników pomp ściekowych jest zwykle mniejsza od mocy silników pomp próżniowych o rząd wielkości [11], mimo tego samego średniego czasu pracy w ciągu doby (5 h).

Oświetlenie, ogrzewanie i wentylacja SPP

Z uwagi na brak ciągłego dozoru SPP, zapotrzebowanie energii na oświetlenie wnętrza stacji jest znikome. Oświetlenie zewnętrzne, przy zainstalowanych 2 do 4 oprawach oświetleniowych LED o mocy 50 W każda, generuje zużycie energii elektrycznej średnio 600 kWh/a, co stanowi mniej niż 1% zużycia całkowitego.

Zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku stacji jest znikome z uwagi na ciepło wydzielane przez silniki pomp.

Wentylacja niewielkiej SPP jest realizowana przez wentylator z silnikiem o mocy 0,3-0,7 kW, co przy pracy średnio 5 h/d daje w ciągu roku zużycie 550-1270 kWh/a, co w przeliczeniu na jedno ze 100-200 przyłączy daje średnio 6,35 kWh/a i stanowi mniej niż 1% jednostkowego zużycia całkowitego.

Elementy instalacji wpływające na zużycie energii

Studzienki z zaworem opróżniającym

Zawory opróżniające często nie posiadają stałego czasu otwarcia (mimo takowej

deklaracji producenta), gdyż zależy on od natężenia dopływu ścieków w trakcie opróżniania i wielkości podciśnienia w sieci [12]. Skutkuje to tym, że niekiedy do systemu dostaje się więcej powietrza niż wymagane minimum, co z kolei zwiększa energochłonność transportu ścieków. Studzienka z zaworem opróżniającym, będąca składową sieci podciśnieniowej, mimo względnie wysokiej sprawności hydraulicznej zaworu i wydatku 10-15 L/s, nie może pracować ze zbyt dużą częstotliwością. Może to doprowadzić do zalania sieci ściekami z uwagi na zbyt małą ilość wprowadzanego powietrza. Dotyczy to szkół, stacji benzynowych z parkingami, gdzie zatrzymują się autobusy, domów weselnych, Domów Opieki Społecznej, itp. W takich wypadkach rozważyć należy bądź rozdzielanie ścieków na dwie studzienki, bądź gromadzić je w zbiorniku i następnie dozować je do studzienki zaworowej pompą ciśnieniową w małych porcjach, zdecydowanie mniejszych niżli wydatek zaworu.

Instalacja wyposażona w okablowanie do monitoringu zaworów, jak w systemie Roedigera [13], pozwala nie tylko na kontrolowanie stanu zaworów (otwarty/zamknięty), ale i poziomu ścieków w studzience wyposażonej w pływak, informującego o ewentualnym awaryjnym zalaniu studzienki. Zablockowanie zaworu w pozycji otwartej lub jego nieszczelność jest także jedną z istotnych przyczyn wzrostu zużycia energii. Z kolei bezprzewodowy system SMART, firmy AIRVAC, podnosi działanie systemu na jeszcze wyższy poziom [6]; nie tylko monitoruje system, ale także automatycznie dokonuje korekt w czasie rzeczywistym w celu optymalizacji hydrauliki systemu. To proaktywne podejście do sterowania podciśnieniem optymalizuje wydajność systemu i zapobiega wystąpieniu problemów, co ogranicza czas i koszty eksploatacji.

Przyłącza

Rola przyłączy jest niejednokrotnie niedoceniana; tymczasem to ich długość i średnica, a nie tylko czas otwarcia zaworu opróżniającego i objętość czynna studzienki z zaworem opróżniającym, wpływają na stosunek objętości powietrza atmosferycznego (standardowego do objętości ścieków), a ten z kolei – na zużycie energii przez pompy próżniowe. Z uproszczonej analizy hydraulicznej wynika [12], że dla uniknięcia wprowadzania zbyt dużej ilości powietrza przyłącze powinno mieć długość równą co najmniej

$$L_{s \min} = \frac{4V_L ALR_{\min}}{\pi D^2} \quad (2)$$

gdzie:

V_L – objętość czynna studzienki, dm^3 ,
 $ALR_{\min} = 1-2$ stosunek objętości powietrza (normalnego) do ścieków,

D – średnica wewnętrzna przyłączy, dm .

Przykładowo, dla $V_L = 38 \text{ dm}^3$ i $D = 0,75 \text{ dm}$, $L_{s \min} = 8,6-17,2 \text{ m}$.

Czas zasysania ścieków ze studzienki można w przybliżeniu oszacować wg zależności:

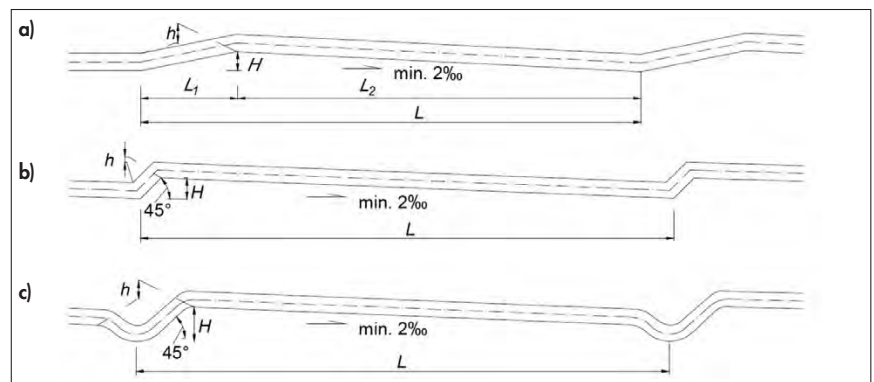
$$t_{oL} \approx \sqrt{\frac{32\lambda\rho_L V_L^3}{(\rho_a - \rho)\pi^3 D^7}} \quad (3)$$

Przyjmując powyższe dane oraz $\rho_L = 1000 \text{ kg/m}^3$, $\lambda = 0,03$, $\rho_a = 10^5 \text{ Pa}$, $\rho = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ otrzymamy 1,6 s. Przy przyjęciu

Kolektory boczne i główne

Kolektory kanalizacyjne mają charakterystyczny łamany lub piłkkształtny profil (Ryc. 1) w celu wytworzenia przepływu rzutowego zapewniającego skuteczny transport ścieków przez powietrze.

Straty ciśnienia w kanalizacji podciśnieniowej przy przepływie dwufazowym zależą głównie od struktury (reżimu) przepływu, a ta od warunków hydraulicznych i wymiarów geometrycznych rurociągu. Na odcinkach opadających mogą występować przepływy warstwowe, rzutowe (korkowe) i pierścieniowe, natomiast na odcinkach wznoszących – jedynie rzutowe i pierścieniowe. W uproszczonych obliczeniach hydraulicznych przyjmuje się, że przepływ mieszaniny wodnopowietrznej jest homogeniczny, a stosunek objętości fazy gazowej do ciekłej wynosi $ALR_p = 2$ [6].



Ryc. 1.

Przykłady profili podłużnych rurociągów podciśnieniowych: a) łamany lub falisty ($h = H - D = 5 \text{ cm}$, $L_1 \geq \sqrt{(H R)}$, $L_2 \leq 500 H$), b) piłkkształtny firmy AIRVAC ($H \geq D + 5 \text{ cm}$, $L \leq 500 H$) c) kieszeniowy ($h \geq D + 5 \text{ cm}$, $L \leq 500 H$) [14]. Uwaga: nie zachowano skali

Figure 1. Examples of longitudinal profiles of sewerage vacuum pipelines: a) wavy ($h = H - D = 5 \text{ cm}$, $L_1 \geq \sqrt{(H R)}$, $L_2 \leq 500 H$), b) AIRVAC saw-tooth ($H \geq D + 5 \text{ cm}$, $L \leq 500 H$) c) reformer pocket ($h \geq D + 5 \text{ cm}$, $L \leq 500 H$) [14]. Note: not to scale

$ALR = 1$ ($L_s = 8,6 \text{ m}$) czas otwarcia zaworu wyniesie $t_o = t_{oL} + t_{oG} = 1,6 + 1,6 \text{ s} = 3,2 \text{ s}$, zaś przy $ALR = 2$ ($L_s = 17,2 \text{ m}$) czas otwarcia zaworu wyniesie $t_o = t_{oL} + t_{oG} = 1,6 + 2 \cdot 1,6 \text{ s} = 4,8 \text{ s}$. Z równania (3) wynika, że czas zasysania cieczy powinien być $\sqrt{(50/25)} = 1,41$ razy dłuższy przy minimalnej zalecanej różnicy ciśnień 25 kPa, tj. 2,3 s zamiast 1,6 s, a czas otwarcia zaworu równy 4,6 s lub 6,9 s zamiast odpowiednio 3,2 s i 4,8 s.

Zwykle im większa jest odległość zaworu od SPP, tym na sterowniku nastawiane są dłuższe czasy jego otwarcia, gdyż wraz z odległością maleje różnica ciśnień $\rho_a - \rho$ w godzinach szczytowych. Oznacza to, że poza godzinami szczytowymi, kiedy nawet na końcówkach różnica ciśnień jest stosunkowo duża, do sieci dostaje się więcej powietrza niż potrzeba, ale nie można skrócić nastawy czasu otwarcia, bo za mało powietrza trafi do sieci w godzinach szczytowych.

Na krzywej strat ciśnienia na tarcie lepkie (Ryc. 2) w piłkkształtnym rurociągu można wyróżnić kilka charakterystycznych punktów; m. in. punkt A, stanowiący minimum strat ciśnienia w przepływie dwufazowym i punkt B, leżący na stycznej przechodzącej przez początek układu współrzędnych, odpowiadający minimalnej wartości strat ciśnienia na jednostkę transportowanej masy (lub objętości) cieczy w jednostce czasu. Ze względu na występujące w praktyce zmienne udziały fazowe cieczy i powietrza w transportowanej mieszaninie, korzystne jest takie „rozrzedzenie” cieczy powietrzem, aby uzyskać jak najmniejsze straty ciśnienia na tarcie lepkie. Oba punkty mają duże znaczenie praktyczne w transporcie ropy i gazu [15], ale mogą być prawdopodobnie wykorzystane na etapie projektowania, jak i eksploatacji kanalizacji podciśnieniowej, szczególnie przy kontrolowanym obciążeniu hydraulicznym sieci.

Równanie na spadek ciśnienia l wskutek tarcia lepkiego w poziomym lub prawie poziomym rurociągu o stałej średnicy wewnętrznej D , podczas przepływu obu faz (ciekłej i gazowej) w ruchu turbulentnym, można przedstawić w postaci:

$$l = \frac{\Delta p}{L} = l_A + \rho_L g C (Q - Q_A)^2 \quad (4)$$

gdzie:

- Δp – strata ciśnienia, Pa, na długości L , m,
- l_A – minimalny spadek ciśnienia, Pa/m,
- Q – przepływ cieczy, m^3/s ,
- Q_A – przepływ cieczy odpowiadający minimalnej wartości strat energii na tarcie lepkie, m^3/s ,
- C – współczynnik oporności właściwej rurociągu, s^2/m^6 :

$$C = \frac{8\lambda\phi^2}{g\pi^2 D^5}$$

gdzie:

- λ – współczynnik oporu liniowego do wzoru Darcy-Weisbacha przy przepływie samej cieczy, – ,
- ϕ^2 – mnożnik ciśnienia (wg [6] równy 2,75), dla przepływu dwufazowego.

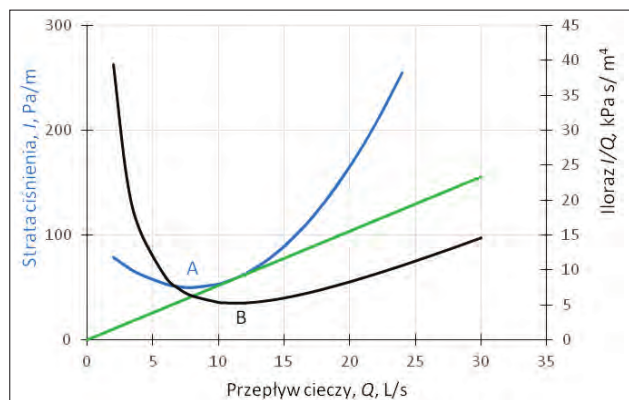
Innym kryterium optymalizacyjnym jest iloraz $J = l/Q$, pozwalający oszacować stratę ciśnienia na jednostkę długości rurociągu oraz jednostkę transportowanej masy (lub objętości) cieczy w jednostce czasu:

$$J = \frac{\Delta p}{LQ} = \frac{l_A}{Q} + \frac{\rho_L g C (Q - Q_A)^2}{Q} \quad (5)$$

Funkcja (5) osiąga minimum, gdy pochodna $dJ/dQ = 0$. Warunek ten spełnia przepływ cieczy równy:

$$Q_B = \sqrt{\frac{l_A}{\rho_L g C} + Q_A^2} \quad (6)$$

Z analizy równania (6) i Ryc. 2 wynika, że optymalna wartość Q_A jest mniejsza od Q_B .



Ryc. 2. Zmiany strat ciśnienia na tarcie lepkie w pilokształtnym rurociągu o średnicy $D = 150$ mm w terenie płaskim, w zależności od przepływu cieczy Q
Figure 2. Changes in frictional pressure gradient in a saw-tooth pipeline of inner diameter $D = 150$ mm in flat terrain, depending on the flow rate Q

Jest rzeczą zaskakującą, że w porównywalnych warunkach średnice rurociągów mogą różnić się istotnie w zależności od metody wymiarowania. Niemal we wszystkich wykonanych instalacjach średnica kolektora wzrasta w miarę zbliżania się do SPP. Dla hipotetycznej sieci w terenie płaskim o długości 1000 m, do której podłączono 100 przyłączy obsługujących 3 mieszkańców każde (razem 300 M), przeliczono średnice kolektora i dla wartości $ALR = 2-4$ uzyskano bardzo zróżnicowane wyniki (Tab. 1). Jest to przykład skut-

Tab. 1. Przykład różnic średnicy kolektora z rur PVC PN 10 SDR 21, zwymiarowanego wskaźnikowymi procedurami dwóch firm i normy EN 16932 [16]
Table 1. Example of differences of diameters of vacuum pipe made of PVC PN 10 SDR 21, dimensioned with the index procedures of two companies and the EN 16932 standard [16]

Nr odcinka	Grubość ścianki rury mm	Średnice rur mm			Długości odcinków, wg			
		DN	zew.	wew.	AIRVAC [6]	EN 16932 [16]	ISEKI [17]	
1	3,6	65	75	67,8		215		
2	4,3	80	90	81,4		452	30	
3	5,3	100	110	99,4	(1000)	333	470	
4	6,0	100	125	113,0	1000		500	
Razem:						1000	1000	1000

Tab. 2. Parametry badań wykonanych przez Skillmana [1]
Table 2. Parameters of study made by Skillman [1]

Średnica rury D , mm	Podciśnienie $p_a - p$, kPa	Obj. porcji wody dm^3	Czas wpustu wody t_{OL} , s	Czas wpustu pow. t_{OG} , s	ALR_p min-max (śr.)	Czas pracy pompy próżniowej, min/porcja	Śr. zużycie energii E kWh/ m^3
75	42-59	76	-	30	28.4-78.4 (48.2)	1.1-2.0	0.89
100	50-65	190	4.0-5.0	21-37	14-194 (48.9)	1.4-5.3	0.87

ków, jakie generują wskaźnikowe metody wymiarowania, opracowanych na podstawie doświadczeń eksploatacyjnych. Problem w tym, że ścieki – szczególnie na odcinkach nisko położonych i wznoszących – przepływają w kolektorze w formie porcji (korków cieczy) i dobrze działający kolektor nigdy nie jest wypełniony ściekami w 100% na całej długości. Nadmierne zwiększenie średnicy, obok zwiększonych nakładów inwestycyjnych, prowadzi także do większego zużycia energii, gdyż przepływ korkowy wymaga zazwyczaj względnych napełnień większych od 50%.

Stacja próżniowo-pompowa

Skillman [1] zbadał pobór mocy podczas transportu wody dwoma przewodami próżniowymi o długości 340 m, wznoszącymi się przy zmianach wysokości netto 3,2 m i innych parametrach podanych w Tab. 2. Następnie, z końca przewodu próżniowego zassano kolejno naprzemiennie jedenaście porcji wody i powietrza, przez odpowiednio t_{OL} i t_{OG} sekund.

Skillman stwierdził, że energia jednostkowa wymagana do transportu $1 m^3$ ścieków E jest proporcjonalna do stosunku

objętości powietrza do cieczy (ALR_p) w następujący sposób:

$$E \approx 0,0185(ALR_p + 1) \pm 0,02 \text{ [kWh/m}^3\text{]} \quad (7)$$

gdzie: ALR_p stosunek objętości powietrza tuż przed końcem rury do objętości ścieków.

Przyjmując typowe wartości sprawności pomp ($\eta_{vp} = 0,4$, $\eta_{dp} = 0,7$), można określić zużycie energii niezbędnej do transportu powietrza i ścieków w zewnętrznym systemie kanalizacji podciśnieniowej wg wzoru [3]:

$$E_{tot} = \frac{1}{3600 \cdot 1000} \left(\frac{ALR \cdot p_a}{\eta_{vp}} \ln \frac{p_a}{p} + \frac{p_a - p}{\eta_{dp}} \right) \left[\frac{kWh}{m^3} \right] \quad (8)$$

gdzie:

- ALR – stosunek objętości standardowego (normalnego) powietrza do objętości ścieków,
- p_a – ciśnienie atmosferyczne, Pa,
- p – absolutne ciśnienie robocze w zbiorniku podciśnieniowym,
- η_{vp} – średnia sprawność pomp próżniowych,

η_{dp} – średnia sprawność pomp ściekowych.

Gdyby absolutne ciśnienie robocze w zbiorniku podciśnieniowym $p = 30$ kPa obniżyć do $p = 10$ kPa, to energochłonność E_{tot} wzrosłaby dwukrotnie, gdyż pompa próżniowa, usuwając bardziej rozrzedzone powietrze, musiałaby dłużej pracować, aby usunąć tę samą masę powietrza. Zbyt duże podciśnienie może doprowadzić do odkształcenia rur, a nawet do ich zniszczenia. Zbyt niskie ciśnienie absolutne w zbiorniku podciśnieniowym grozi także kawitacją łopatek pomp ściekowych (brak odpowiedniej nadwyżki antykawitacyjnej).

Zakłady komunalne, eksploatujące systemy kanalizacji podciśnieniowej, zakupują energię najczęściej w grupie taryfowej C21, oferowanej dla firm o większym zapotrzebowaniu na energię (> 40 kW). Należy zwrócić uwagę, że przy takich mocach umownych operator sieci energetycznej nalicza opłatę za pobór energii biernej. Silniki pomp próżniowych są odbiornikami indukcyjnymi, przez co pobierają znaczne ilości energii indukcyjnej biernej, dlatego na SPP niezbędny jest montaż kompensatorów mocy biernej w celu minimalizacji kosztów zakupu energii elektrycznej.

W literaturze można znaleźć jeszcze dwa inne sposoby poprawy efektywności energetycznej kanalizacji podciśnieniowej [4]:

- zastosowanie bezolejowych wirowych pomp kłowych zamiast wirowych pomp łopatkowych z płaszczem wodnym lub olejowym: te pierwsze mają wyższą sprawność (do ok. 80%), niższe koszty utrzymania i stwarzają mniejsze zagrożenie pożarowe;
- modulacja częstotliwości prądu elektrycznego, tj. napęd o zmiennej prędkości obrotowej zamiast włączania/wyłączania rozrusznika, np. zmniejszenie prędkości obrotowej o 10% od n_1 do $n_2 = 0,9 n_1$ daje $(n_1/n_2)^3 = 1,37$, tj. zmniejszenie mocy silnika na wale o 37%. Unika się w ten sposób poboru dużego prądu rozruchowego wyłączonych pomp.

Sterowanie systemem podciśnieniowym było dotąd zazwyczaj procesem reaktywnym, w którym operatorzy analizowali dane systemowe i wnosili odpowiednie korekty i regulacje. Czasami występowały jednak problemy wymagające interwencji operatora przed wykonaniem jakiegokolwiek regulacji. Na długich sieciach, zagrożonych utratą podciśnienia, od kilku lat stosowany jest elektroniczny system dopuszczania powietrza (*ang.* electronic air admission control), który wyposażony jest w zawór wprowadzający jedynie powietrze w przypadku zbyt długo trwającego spadku podciśnienia powyżej minimum – 25-30 kPa.

Wnioski

- Istniejące systemy zewnętrznej kanalizacji podciśnieniowej cechują się dużym zróżnicowaniem zużycia energii (od 0,2 kWh/m³ do kilku kWh/m³), co wskazuje na duże możliwości jej zmniejszenia.
- Jednym z podstawowych parametrów technicznych przy projektowaniu kanalizacji jest natężenie dopływu ścieków; w przypadku pracy zaworów opróżniających kanalizacji podciśnieniowej należy rozpatrywać przepływy chwilowe (sekundowe) lub przynajmniej minutowe w godzinach szczytowych, zaś w przypadku pomp w SPP – przepływy maksymalne godzinowe i dobowe. Na tym etapie niezbędne są dane z pomiarów terenowych, które w odniesieniu do terenów wiejskich zawdzięczamy m. in. prof. Janowi Pawełkowi i uczniom jego szkoły naukowej.
- Poza czysto techniczną stroną działania kanalizacji podciśnieniowej jest jeszcze problem natury kulturowej. Instalacje te są technicznie wyrafinowane i powinny być obsługiwane i eksploatowane przy pewnym poziomie kultury technicznej. Obsługa takiej instalacji nie musi być wykonywana przez specjalistę inżyniera, ale koniecznie przez inteligentnego technika, obeznanego tak z hydrauliką, jak i z elektryką oraz elektroniką.

SPIS LITERATURY

- [1] Skillman E.P. (1979) Design criteria for vacuum wastewater transfer systems in advanced base applications. Report N-1554, Civil Eng. Lab. NCBC, Port Hueneme.
- [2] Filipiak J. (2008) Doświadczenia gminy Rokietnica w eksploatacji sieci kanalizacji podciśnieniowej. VIII Ogólnopolska Konf. Szkol. „Kanalizacja terenów niezurbanizowanych” Poznań, 20-21 listopada.
- [3] Li Min i Zhou Jingxuan (2011) Energy usage in VVCS applications. *World Pumps*. 3, 36-37.
- [4] Uhlig C., Smith D. (2019) Final Report – Vacuum Sanitation Energy Efficiency Retrofits. www.osti.gov/servlets/purl/1509914 doi: org/10.2172/1509914.
- [5] Puchalski W. (2021) Podciśnienie, czy wysokie ciśnienie w kanalizacji? *Wodociągi i Kanalizacja*. 9, 38-40.
- [6] AIRVAC (2018) Municipal Design Manual. Rochester.
- [7] Mohr J., Beckett M., Schließmann U., Erlbeck R., Trosse R. (2018) Vacuum sewerage systems – a solution for fast growing cities in developing countries? *Water Practice & Technology* 13, 1, 157 doi: 10.2166/wpt.2018.028
- [8] Pawełek J., Kaczor G. (1997) Dobowe ilości ścieków w systemach kanalizacyjnych wsi Kluszkowice i Maniowy. *Zesz. Nauk. AR w Krakowie*, 321 Inż. Środ. z. 17, 13-23.
- [9] Bergel T., Kaczor G. (2007) Wielkość i nierównomierność poboru wody przez pojedyncze gospodarstwa wiejskie. *Infrastruktura i Ekologia Terenów Wiejskich*. 1, 125-136
- [10] Pawełek J., Bergel T., Woyciechowska O. (2015) Zmienność zużycia wody w gospodarstwach wiejskich w okresie wielolecia. *Acta Sci. Pol. Formatio Circumiectus* 14 (4), 85-94.
- [11] Zhou J. i Li M. (2013) Teoria i projektowanie kanalizacji podciśnieniowej. (w j. chińskim). Huazhong University Press. Wuhan.
- [12] Błażejowski R., Matz R. (2022) Emptying sewage from the valve-pit sump through service lateral to vacuum main. *Environ. Prot. Eng.* 3, 69-88
- [13] Roediger Vacuum (2012) Vacuum Sewer Systems Construction Manual. Bilfinger/Berger, Hanau
- [14] Standard DWA-A 116-1E (2005) Special Sewerage Systems Part 1: Vacuum Sewerage Systems Outside Buildings. Hennef.
- [15] Mamaev V.A., Odishariya G.E., Klapchuk O.V., Tochigin A.A., Semenov N.I. *Dvizhenie gazozhidkostnykh smesey v trubakh*. Nedra, Moskva 1978
- [16] EN 16932:2018 Drain and sewer systems outside buildings – Part 3: Vacuum systems. Poprzednia wersja: EN 1091.
- [17] ISEKI (2000) Vacuum Sewage Collection Systems Design Manual. Issue 5.