DRGANIA POMP Z WIRNIKAMI DWU- I WIELOŁOPATOWYMI

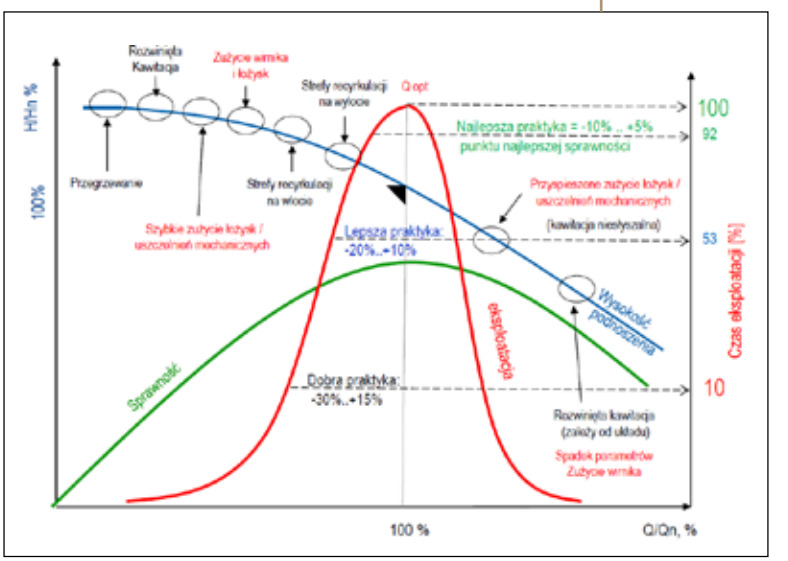
dr inż. Witold Lorenz
Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A.

Celem prowadzonych prac badawczych było wyjaśnienie jednego z powodów występowania podwyższonych drgań podczas pracy pomp wirowych działających w całym zakresie możliwej do uzyskania wydajności. W związku z powyższym przedstawiono wyniki symulacji numerycznych CFD, badań doświadczalnych i analiz sygnałów drganiowych jednowirnikowych pomp, posiadających wirniki dwu- lub wielołopatowe. Badania, zależnie od rozpatrywanej maszyny, realizowano dla wytypowanych wydajności, odnosząc je do zakresu pracy i wykresu niezawodności pomp odśrodkowych [2]. Wyniki opatrzono interpretacją i wnioskami.

Odpowiedni dobór pompy wirowej do obecnie stawianych wymagań technologicznych pracujących układów i systemów pompowych jest niezwykle istotny i ważny. Kluczowe jest tutaj precyzyjne rozpoznanie, jakie potrzeby należy spełnić, aby zaproponowany agregat mógł pracować poprawnie w całym wymaganym przez użytkownika zakresie pracy. Dopiero zestawienie i ocena wszystkich określonych kryteriów umożliwia poprawny dobór agregatu pompowego. Jeśli nie ma indywidualnych zaleceń i obostrzeń, agregat można dobrać według wytycznych podanych przez H. P. Barringera [2] przedstawiających „poziomy praktyki", które zilustrowano w postaci wykresu niezawodności pracy pomp odśrodkowych pokazanych na rys. 1.

Przypadkiem idealnym jest sytuacja, w której do wymaganych parametrów energetycznych możemy dobrać pompę pracującą ze stałą wydajnością w optymalnym punkcie (Qopt). Jednakże, jeśli parametry są zmienne i agregat podlega regulacji, koniecznym jest dobieranie i praca agregatem pompowym w określonym wymaganiami zakresie. Przedstawiony na rys. 1 wykres [2] wskazuje na trzy poziomy doboru i regulacji pracy pompy w układzie pompowym. Pierwszym z nich jest poziom „Najlepszej praktyki" zawierający się w przedziale -10 ÷ +5% Qopt. Kolejny, mniej restrykcyjny, to poziom „Lepszej praktyki" -20 ÷ +10%Qopt oraz trzeci, „Dobrej praktyki" przy -30 ÷ +15%Qopt. Praca zespołem pompowym w jednym z ww. zakresów umożliwia uzyskanie relatywnie dobrych parametrów energetycznych przy zachowaniu odpowiedniego poziomu obsługi zgodnej z DTR maszyny. Natomiast praca poza zakresem „Dobrej praktyki"

RYS. 1
Wykres niezawodności pracy pomp odśrodkowych [2]

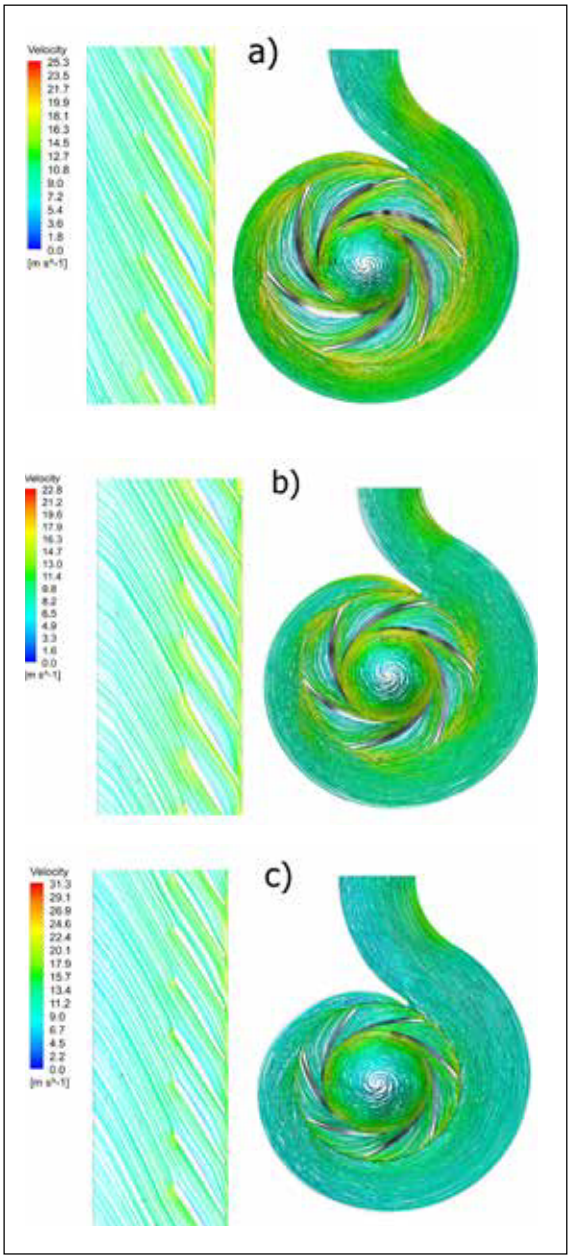


będzie skutkować powstawaniem niekorzystnych we wnętrzu pompy zjawisk, które w głównej mierze mogą wynikać z niewystarczająco dobrego dopasowania kąta napływowego strumienia cieczy do geometrii palisady łopatkowej wirnika [15] i niezachowania wewnątrz kanałów przepływowych zalecanych prędkości przepływu, powodujących strefy oderwań cieczy lub jej nadmierną prędkość. Tworzące się wówczas strefy recyrkulacji i prądów powrotnych generują duże gradienty prędkości i ciśnień w elementach przepływowych pompy oraz powodują uderzenia cieczy, wzbudzając wzrost poziomu drgań całej konstrukcji. To z kolei negatywnie wpływa na trwałość uszczelnień mechanicznych oraz łożysk, a także przyspieszone zużycie w szczególności wirnika, pierścieni bieżnych i wału pompy. W związku z powyższym, przeprowadzono prace badawcze maszyn z wirnikami wielołopatkowymi i dwułopatowymi, mające na celu wizualizację zjawisk przepływowych i ich powiązanie z poziomem drgań i charakterystykami częstotliwościowymi.

Pompy z wirnikami wielołopatkowymi

Na rysunku 2 pokazano przykłady wyników przeprowadzonych symulacji CFD, które ilustrują charakter przepływu cieczy w pompach z sześciołopatkowymi wirnikami odśrodkowymi. Przeprowadzone obliczenia analityczne i badania numeryczne wraz z ich analizą wyników zrealizowano w odniesieniu do zaleceń podanych w literaturze przedmiotu oraz z uwzględnieniem doświadczenia autora. Przykładowe wyniki przedstawiono w postaci trajektorii cząstek cieczy w rozwinięciu palisady łopatkowej wirnika (50% wysokości łopatki) i rzucie przednim, dla różnych wielkości pomp (o różnych wartościach wyróżnika szybkobieżności n_s) spełniających normę PN EN 733. Symulowane pompy pracowały z wydajnością optymalną.

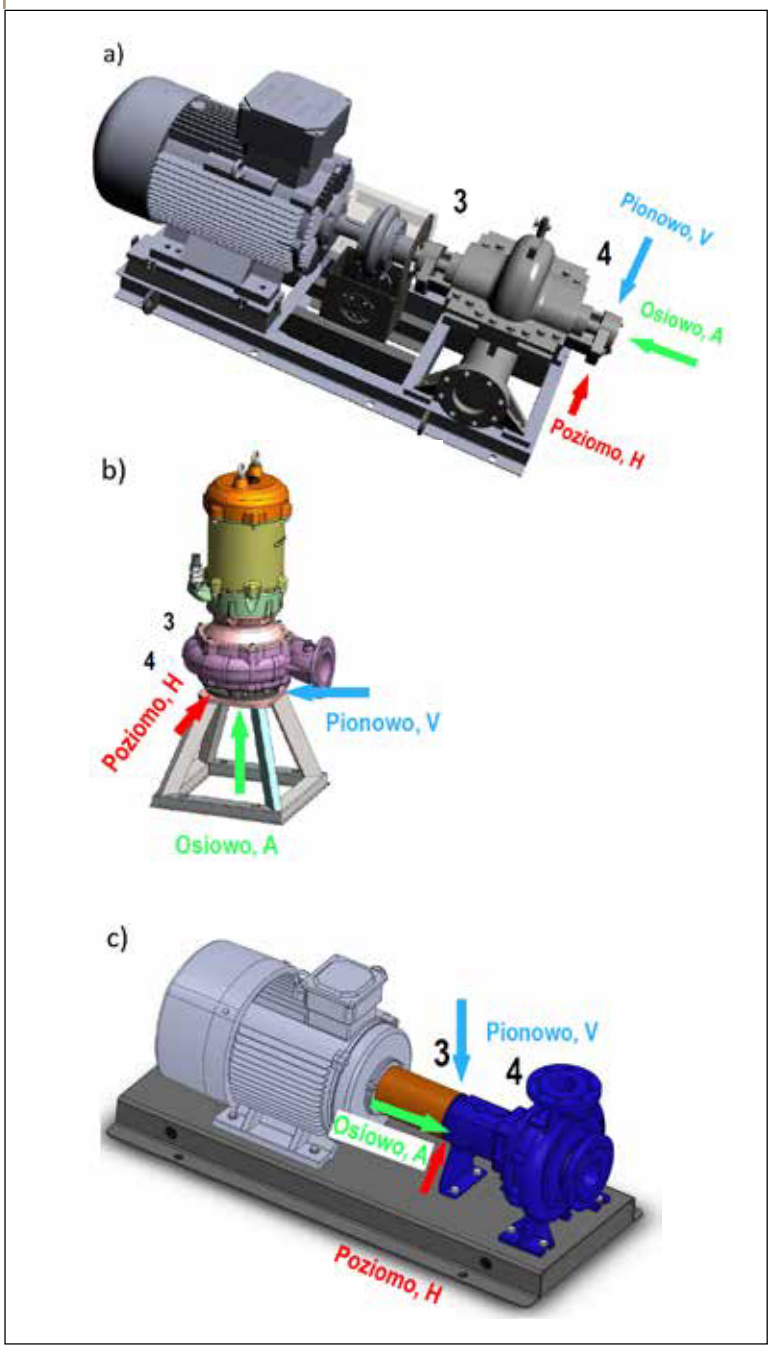
Przedstawione wyniki uzyskane na drodze symulacji numerycznych CFD zestawiano z wynikami pomiarów doświadczalnych, uzyskując, zależnie od typowielkości pompy, zgodność na poziomie od ~1÷~5% [5]. Analiza i ocena przepływu w przedstawionych wyżej kanałach międzyłopatkowych wirnika poszczególnych pomp wskazuje na prawidłowe uwarstwienie przepływu i wyraźnie dobre przyleganie strumienia do profilu łopatki. Z uwagi na to, że kąty: natarcia palisady łopatkowej wirnika i napływu cieczy są dopasowane, nie odnotowuje się stref recyrkulacji, prądów powrotnych i nagłych zmian prędkości i ciśnień. Przeprowadzone badania doświadczalne i weryfikacja uzyskanych wyników ww. pomp wykazują na uzyskanie wymaganych parametrów energetycznych i wysokiej sprawności [3]. Kolejnym etapem badań pomp z wirnikami wielołopatkowymi były pomiary drgań mechanicznych wykonywane na korpusach i w węzłach łożyskowych [6÷14], których lokalizację dla badanych pomp pokazano na rysunku 3. Sposób wykonywania pomiaru i liczbę miejsc pomiarowych zaczerpnięto z dedykowanej pompom wirowym normy ISO 10816-7. Kryterium



RYS. 2
Trajektorie cząstek cieczy w rozwinięciu palisady łopatkowej wirnika i rzucie przednim, różnych pomp spełniających normę PN EN 73, Q opt;
a) 150-400, n_s = ~27,
b) 65-160, n_s = ~34,
c) 80-160, n_s = ~48

oceny i poziomy krytyczne dla wartości granicznych przyjęto również z ww. normy, a rozpatrywane maszyny przypisano do kategorii II, zakładając strefę jak dla pomp nowych. Pomiary realizowano za pomocą akcelerometru piezoelektrycznego Current Line Drive (CLD) umożliwiającego wykonanie pomiarów w paśmie od 1Hz do 20 kHz. Czujnik po zamocowaniu na korpusie maszyny umożliwiał rejestrowanie danych, bowiem na wyjściu generował ciągły analogowy sygnał. Sygnał analogowy podlegał konwersji na sygnał cyfrowy. Taki zapis umożliwił jego cyfrowe odtworzenie i generowanie widm. Otrzymane wartości pomiarów i widma podlegały ocenie wg ISO 10816-7. Pomiary sygnałów drgań wykonywane były w ustalonych warunkach pracy na stanowisku doświadczalnym producenta lub na stanowiskach pracy u użytkownika końcowego. Stanowiska użytkowników docelowych praktycznie spełniały

RYS. 3
Miejsca pomiarów drgań pomp: a) dwustrumieniowa, b) odśrodkowa pionowa, c) spełniająca normę PN EN 733 / PN-EN ISO 2858



wymagania pomiarów realizowanych wg norm PN-EN ISO 9906:2012 i ISO 10816-7. Badania wykonywano dla stałej (znamionowej) szybkości obrotowej zespołu wirującego. Sygnały drganiowe zbierano montowanym magnetycznie czujnikiem w każdym węźle łożyskowym pompy (węzły nr 3 i 4) w trzech kierunkach głównych osi, tj. poziomej (H), pionowej (V) i wzdłuż osi wału pompy (A). Miejsca pomiarów pokazano na rys. 3: a) pompa dwustrumieniowa z wirnikiem 6 łopatkowym, b) pionowa pompa wirowa z wirnikiem 2 łopatowym i c) pompa jednostopniowa z wirnikiem 6 łopatkowym.

Jako podstawę oceny stanu dynamicznego maszyny, pomimo że mierzono różne parametry sygnałów drganiowych, przyjęto powszechnie stosowaną średniokwadratową wartość (skuteczną) prędkości drgań (V_{RMS}) wyrażoną w mm/s. Wyżej wymienione parametry przedstawiono w tabeli 1 dla każdego węzła pomiarowego i kierunku badanych pomp pracujących w optymalnej wydajności.

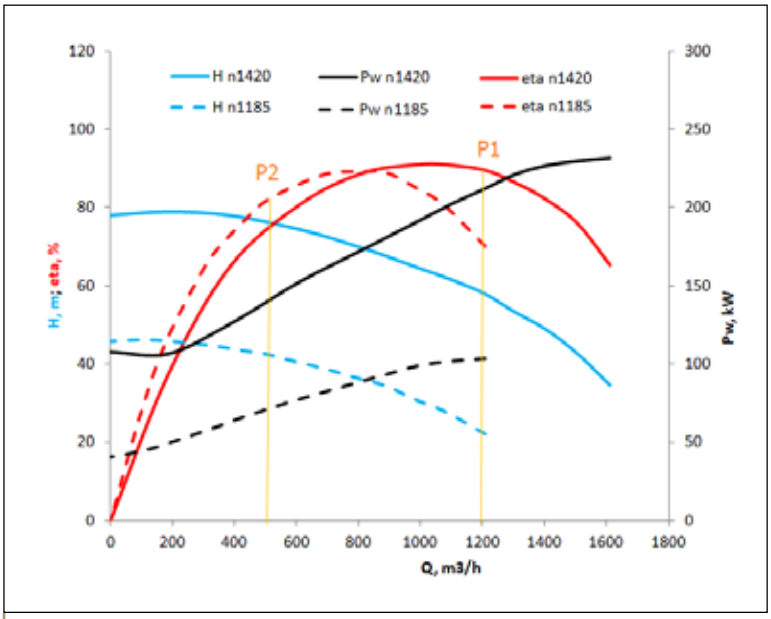
Pompy, nowe lub utrzymane w dobrym stanie technicznym, o niskim i średnim n_s, jednocześnie pracujące w punkcie optymalnym oraz w zalecanym i wymaganym zakresie (-30÷+15%Qopt), wykazują dość niskie wartości (V_{RMS}<2,2 mm/s), a więc spełniają wymagania normy ISO 10816-7.

W dalszej części przedstawiono przykład analizy uzyskanych wyników pomiarów drgań pompy dwustrumieniowej poprawnie osadzonej i wyosiowanej, której szczelina h_{ws} między średnicą zewnętrzną wirnika a językiem spirali jest niewielka i wynosiła ~10% średnicy wirnika. Maszyna pracowała w dwóch stanach pracy [4]. Pierwszy punkt (P1) wynosił Q = ~1200 m³/h, przy n~ = 1420 1/min, natomiast drugi (P2) Q = ~500 m³/h, przy n~ = 1185 1/min. Jego charakterystyki energetyczne dla podanych szybkości obrotowych, uzyskane w wyniku badań doświadczalnych, z zaznaczonymi pionowymi liniami wskazującymi punkty pracy, przedstawiono na rysunku 4.

Dla obu punktów pracy zebrano dane drganiowe w punktach, jak wykorzystywano poprzednio, a wyniki pokazano w tabeli 2. Uzyskane wyniki wartości skutecznych drgań pomierzone w węzłach łożyskowych nr 3 i 4 wskazują na przekroczenie wartości krytycznych (graniczne V_{RMS} = < 4,2 mm/s, ISO 10816-7) w węźle 4

TAB. 1
Wartości drgań VRMS pomp w punkcie bliskiemu optymalnym

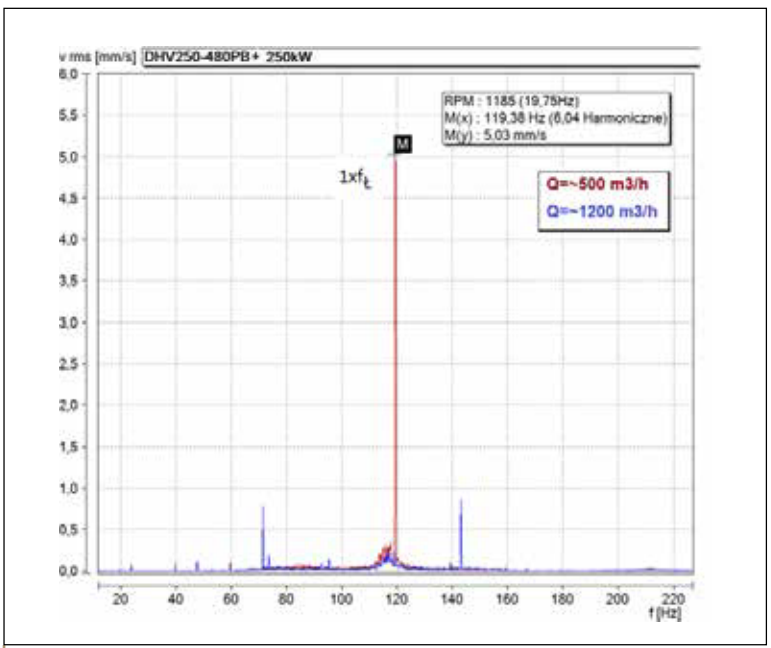
Pompa	Moc, kW	L. łopatek	n_s	n, 1/min	V_{RMS}, mm/s; nr węzła i kierunek						Wart. graniczne V_{RMS} ISO 10816-7, mm/s
					3A	3H	3V	4A	4H	4V	
FZP.9.20	132	6	~60	740	0,50	1,33	0,87	0,42	1,11	0,64	3,20
DHV.250	400	6	~19	985	1,73	1,70	1,14	1,78	2,07	2,06	4,20
DHV.300	250	6	~37	1485	1,93	1,67	1,62	2,05	2,26	1,16	4,20
DHV.400	400	6	~32	1185	1,60	1,25	2,00	1,80	1,40	1,70	4,20
NHP.100	30	6	~43	2980	0,93	1,35	1,10	1,09	1,05	0,76	3,20



RYS. 4
Charakterystyki energetyczne pompy dwustrumieniowej

Lp.	Q	n	oś	V RMS p. 3	V RMS p.4
	m³/h	1/min		mm/s	mm/s
1.	~1200	1185	A	2,41	1,35
			H	1,6	1,84
			V	1,75	1,62
2.	~500	1420	A	2,17	1,44
			H	3,47	**6,32**
			V	2,65	2,43

TAB. 3
Wartości zmierzone V_{RMS}



RYS. 5
Wykres widma VRMS dla węzła łożyskowego nr 4 (H)

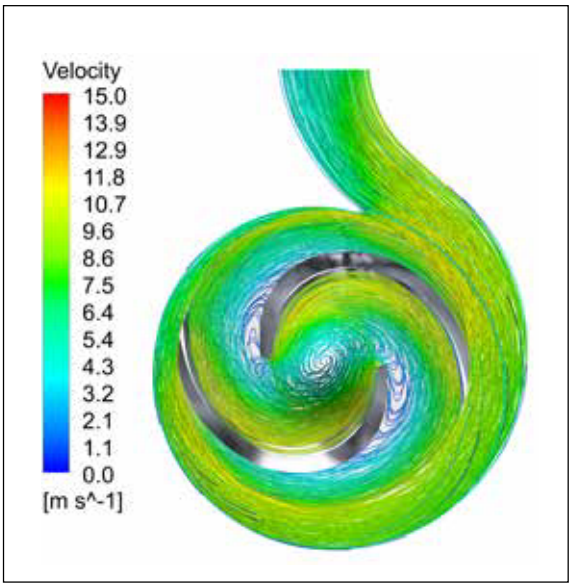
w kierunku (H) przy szybkości obrotowej n = 1185 1/min i wydajności Q = ~500 m³/h.

Wyniki pomiarów sygnałów drgań przedstawiono na rysunku 5. Uzyskane dla Q = ~1200 m³/h (widma koloru niebieskiego) nie przekraczają wartości granicznych i są zgodne z normą ISO 10816-7 dla agregatu przypisanego kategorii II, strefa A , przy napędzie o mocy nominalnej silnika wynoszącej 250kW. Natomiast dla wydajności Q = ~500 m³/h największą zmierzoną wartością sumaryczną sygnału drgań jest V_{RMS} = 6,32 mm/s, którą odnotowano w węźle łożyskowym nr 4 w płaszczyźnie poziomej (H). Wykres widma V_{RMS} = f(f) dla Q~ = 500 m³/h (widma koloru brązowego) przedstawia również większą niż dopuszczalna wartość graniczną, wynoszącą V_{RMS} = 5,03 mm/s (V_{RMS} graniczne = 4,2 mm/s). Różnice w wartościach skutecznych V_{RMS} i V_{RMS} dla piku pokazanego na wykresie wynikają z tego, że wartości sumaryczne uwzględniają wszystkie składowe sygnału drganiowego, natomiast wartość w piku nie uwzględnia pozostałych pików występujących w widmie.

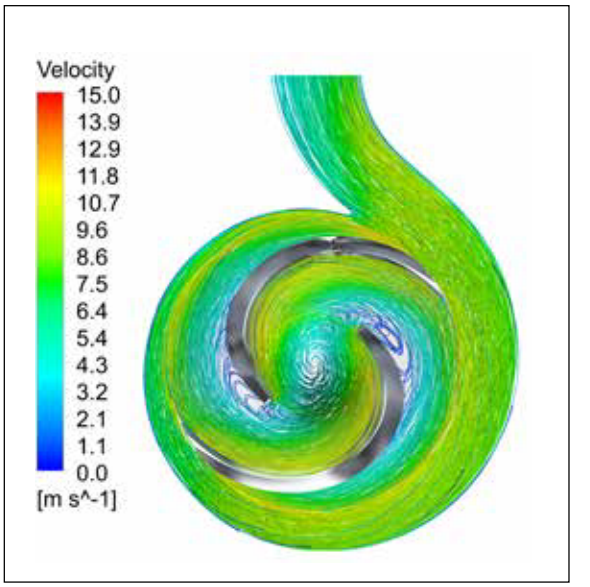
W wyniku analizy wykresu widma dla wydajności Q = ~1200 m³/h (widma niebieskie), mimo występowania kilku drobnych pików i podniesionego szumu w okolicy Qopt, nie odnotowano dominujących widm wskazujących na niestabilność stanu dynamicznego pompy. Maszyna pracuje blisko punktu najwyższej sprawności. Natomiast dla wydajności wynoszącej Q = ~500 m³/h (głęboka regulacja, Q/Qopt = 0,56, widmo brązowe) wskazuje na występowanie jednej, dominującej składowej drgań dla częstotliwości $1xf_Ł$ = 119,4 Hz, ($f_Ł$ częstotliwość łopatkowa), która odpowiada częstotliwości łopatkowej pompy, bowiem jest 6-krotnością obrotów wirnika. Konstrukcja wirnika zawiera 6 łopatek, co bezpośrednio wskazuje na związek podwyższonych drgań z wzajemnym oddziaływaniem łopatek i pojedynczego (dla rozpatrywanej konstrukcji) języka spiralnego kanału zbiorczego. Szczelina h_{ws} jest niewielka, tym samym interakcja między ww. elementami jest wyraźna. Główną przyczyną wymuszenia jest oderwanie strumienia na wylocie z wirnika i uderzenia recyrkulacji o język spirali. Dodatkowym wymuszaniem jest niedopasowanie kąta napływowego strumienia i kąta natarcia łopatki, które występuje dla pracy w punkcie -44% Qopt. Powstałe zaburzenia w przepływie w kanale międzyłopatkowym powodują niestabilność przepływu, która przemieszczając się wraz z obrotem wirnika, a napotykając język spirali, powoduje nagłe zmiany prędkości i ciśnienia w cieczy. Powstałe zjawisko powoduje wymuszenia hydrauliczne pompowanego medium przenoszone na konstrukcję pompy jako powtarzający się sześciokrotnie na obrót wirnika wzrost drgań.

Pompa z wirnikiem dwułopatowym

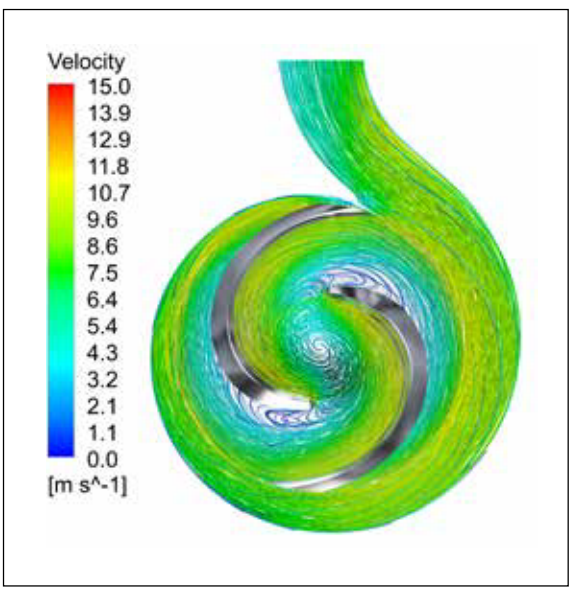
Nieco odmiennym przypadkiem jest pompa z wirnikiem zawierającym tylko dwie łopaty. Pompa ta przeznaczona jest do przetłaczania ścieków zanieczyszczonych o dużej gęstości, z elementami włókni-



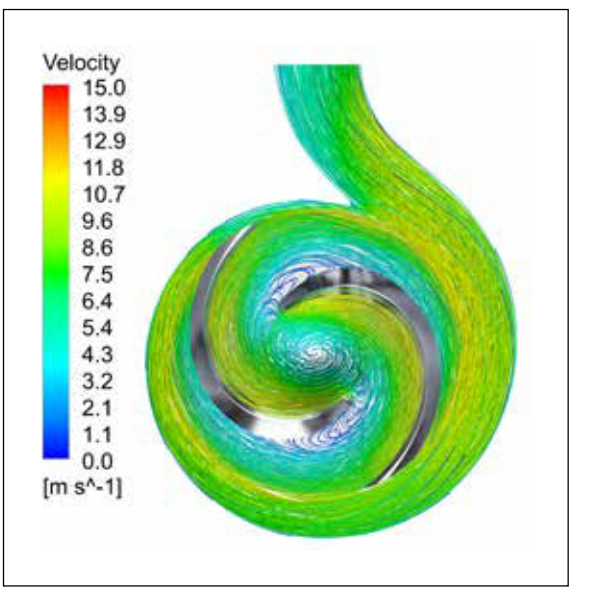
RYS. 6
Trajektorie cząstek cieczy w pompie, Qopt, pozycja „0 stopni"



RYS. 7
Trajektorie cząstek cieczy w pompie, Qopt, pozycja „45 stopni"



RYS. 8
Trajektorie cząstek cieczy w pompie, Qopt, pozycja „90 stopni"



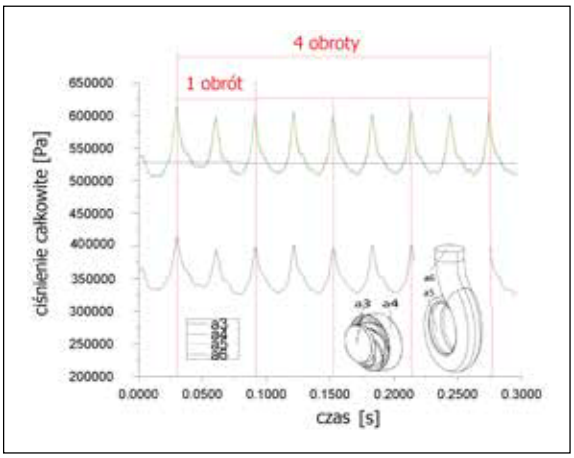
RYS. 9
Trajektorie cząstek cieczy w pompie, Qopt, pozycja „135 stopni"

stymi oraz ciałami stałymi mogących powodować podwyższoną erozję elementów przepływowych pompy. W związku z powyższym, w konstrukcji wirnika zastosowano niską liczbę łopat, umożliwiającą osiągniecie wysokiej wartości swobodnego przelotu Ø 80 mm. Szczelina między językiem spirali a końcem łopaty wynosi ~7% średnicy zewnętrznej wirnika. Dodatkowo łopaty zostały pogrubione i zaokrąglone na wlocie, tak aby ułatwić samooczyszczenie wirnika z ciał włóknistych oraz zwiększyć ich odporność na uszkodzenia w wyniku uderzenia ciał stałych. Powyższe zmiany konstrukcyjne w naturalny sposób powodują pogorszenie charakteru przepływu i podwyższenie wartości drgań. Licząc się ze zwiększoną dynamicznością agregatu pracującego w takich warunkach, zastosowano znacznie bardziej masywną konstrukcję wału i układu łożyskowego w porównaniu do pompy przeznaczonej do przetłaczania cieczy czystej.

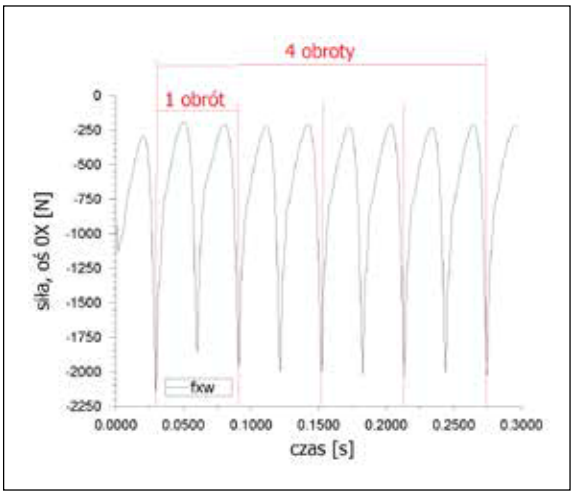
Odmienny od pomp do cieczy czystej charakter przepływu dobrze uwidaczniają przeprowadzone analizy CFD. Niżej przedstawiono przykładowe wyniki w postaci trajektorii cząstek cieczy w rozpatrywanej pompie dla punktu optymalnego pracy pompy (Qopt) wraz z uwzględnieniem obrotu wirnika (co ~45 stopni).

Pomimo że przepływ dla wydajności optymalnej wygląda całkiem dobrze, wyraźnie można odnotować niekorzystnie pracujące strefy z recyrkulacjami i prądami powrotnymi tworzącymi się po czynnej stronie łopaty na wlocie do kanału międzyłopatowego (rys. 6). Zmiana kąta położenia wylotu łopaty względem języka spirali powoduje, że strefa recyrkulacji zmienia się wraz z obrotem wirnika. Strumień w kanałach międzyłopatowych płynie niestabilnie i jest daleki od uwarstwionego (rys. 7÷9) Fluktuacje toru cząstek, ich prędkości, obrót wirnika i zmiana położenia krawędzi spływowej łopaty z jej cyklicznym przejściem w prze-

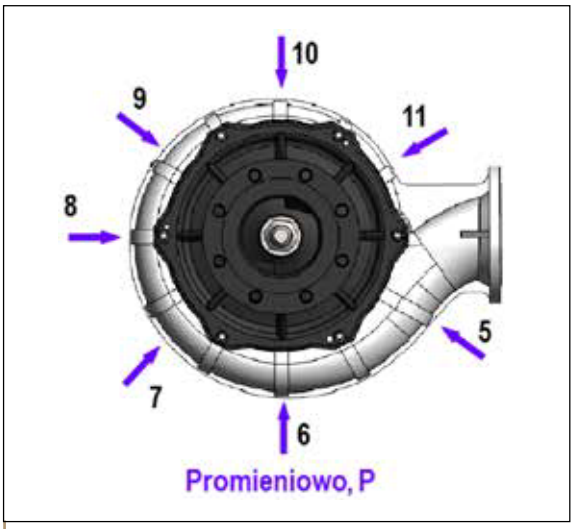
strzeni języka spirali powoduje gwałtowne i chwilowe zmiany generowanego ciśnienia całkowitego. Pokazano to jako krzywe na rysunku 10, którymi oznaczono odpowiednio powierzchnie: a3 wlotu i a4 wylotu z wirnika oraz wlotu a5 i wylotu a6 ze spirali. Fizyczne oddziaływanie płynu na łopaty, ściany i język spirali pompy, definiowane jako wymuszenia hydrauliczne,



RYS. 10
Zmiana generowanego ciśnienia wynikająca z obrotu wirnika pompy, pokazano 4 obroty



RYS. 11
Zmiana generowanej siły (oś 0X) wynikająca z obrotu wirnika pompy, pokazano 4 obroty



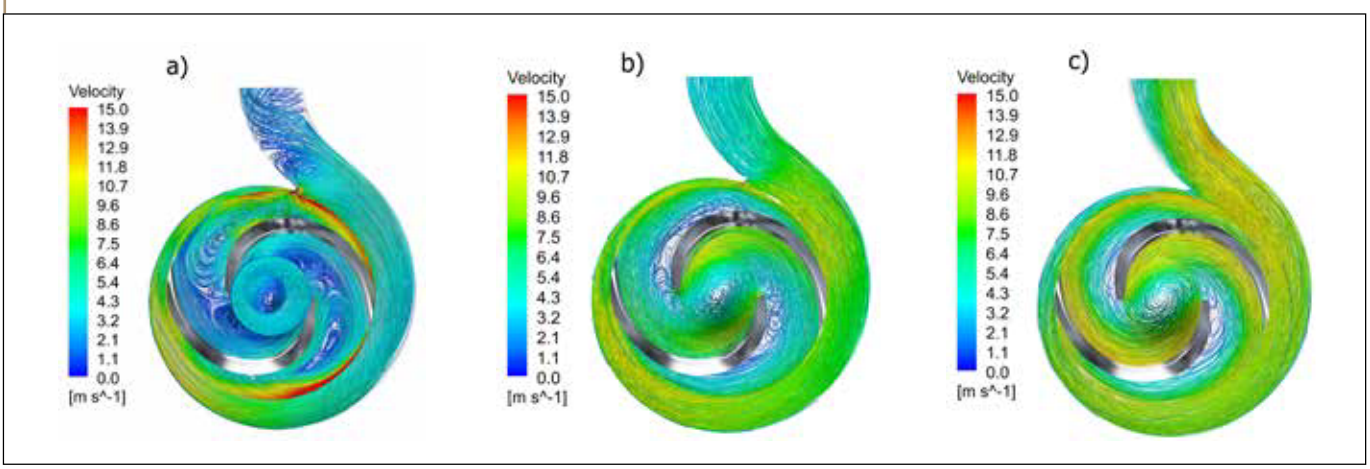
RYS. 13
Lokalizacje dodatkowych punktów pomiarów na spirali pompy

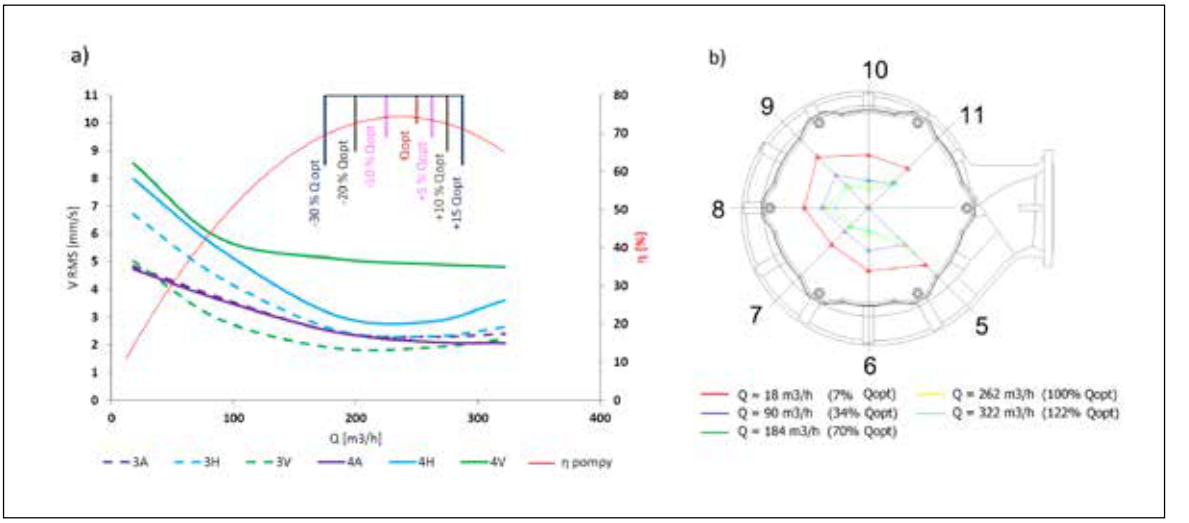
wpływa na powstawanie dynamicznych zmian generowanej siły. Jej zmienność w osi 0X pokazana została na rys. 11, na którym przedstawiona krzywa ilustruje (podobnie jak na rys. 9) ponad 4 obroty wirnika.

Zaobserwowane zjawiska hydrodynamiczne, występujące w kanale międzyłopatowym wirnika dwułopatowego, już dla pracy z wydajnością optymalną intensyfikują siłę oddziaływania generowanych wymuszeń. Wartości wymuszeń naturalnie wzrastają wraz z pracą poza wydajnością optymalną, co zilustrowano w postaci trajektorii cząstek cieczy pokazanych na rys. 12. Grafiki ilustrują przepływ w wirniku w pozycji „0", dla następujących wydajności: a) 7% Qopt (-93% Qopt), b) 70% Qopt (-30% Qopt), c) 122% Qopt (+22% Qopt).

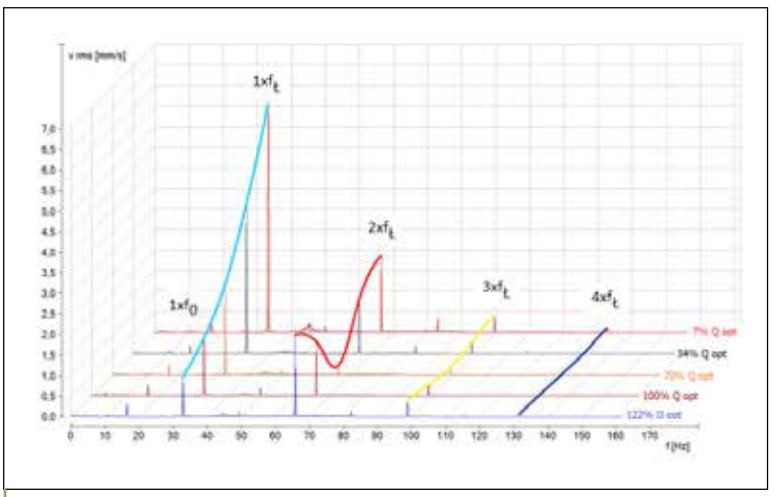
Odnotowane zaburzenia w przepływie dla punktów dalekich od wydajności optymalnych pogłębiają niestabilność pracy. Zaburzenia przepływu dla -30% Qopt są większe niż dla +22% Qopt, stąd praca z wydajnością mniejszą niż zalecana dla poziomu „Dobrej praktyki" jest „dynamiczniejsza". Wykonane pomiary rozszerzono o dodatkowe punkty pomiarowe, które zlokalizowane były promieniowo na obwodzie ścian

RYS. 12
Trajektorie cząstek cieczy w pompie z wirnikiem dwułopatowym dla Q/Qopt: a) 7%, b) 70% ,c) 122%





RYS. 14 Wykresy wartości sygnałów drgań w zależności od wydajności pompy, a) węzły łożyskowe, b) spirala



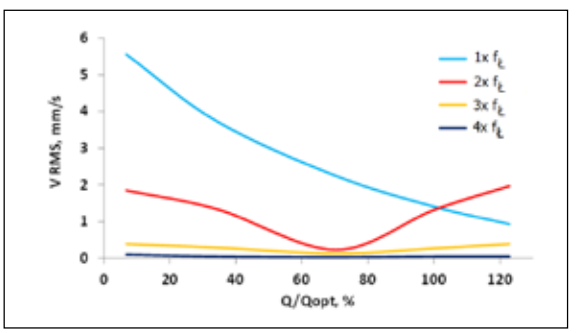
RYS. 15 Dominujące składowe łopatowe i ich harmoniki w widmie

spirali. Miejsca te pokazano na rys. 13, a wyniki w postaci wykresów na rys. 14.

Krzywe pokazane na rys. 14 a) ilustrują zmiany wartości skutecznych prędkości drgań dla punktów pomiarowych nr 3 i nr 4 w trzech kierunkach (A), (H) i (V) w funkcji wydajności. Analiza wykresu wskazuje, że dla przedziału -10 ÷ + 5% Qopt wartości są najmniejsze, a w przedziale -30 ÷ +15% Qopt zauważalnie rosną. Drgania odnotowane w rozpatrywanych lokalizacjach i kierunkach pomiarowych wzrastają podobnie jak dla pomp z wirnikami wielołopatowymi. Jednakże wartości drgań są znacznie wyższe i dla wydajności odbiegających od zalecanego zakresu pracy przewyższają wartości alarmowe wg ISO 10816-7. Norma nie odnosi się do wirników specjalnych, jakimi są wirniki jedno- i dwułopatowe, z tego względu dla tych maszyn producenci sami ustalają bezpieczne wartości drgań granicznych, mając na uwadze niestabilne warunki pracy systemów kanalizacyjnych i wzmocnioną konstrukcję projektowanych maszyn. Ponadto uzyskane wyniki pomiarów w dodatkowych miejscach zlokalizowanych na spirali (rys. 14 b) wskazują, że największe wartości sygnałów drgań odnotowano w okolicy punktów nr 5 i 9. Punkty te znajdujących się w płaszczyźnie oddalonej o pewien kąt do płaszczyzny, którą krawędź języka spirali tworzy wraz z osią obrotu pompy. Dotychczasowo przeprowadzone badania wskazują na dominujący wpływ siły promieniowej na wartość mierzonych drgań. Zrealizowane pomiary nie uwzględniały badań rezonansowych oraz nie monitorowano funkcji przejścia tak na korpusach łożyskowych, jak i na spirali.

Potwierdzeniem charakteru przepływu w przedstawionych wynikach symulacji numerycznych CFD w pompie z wirnikiem dwułopatowym są wyniki otrzymane na podstawie pomiarów sygnałów drgań, pokazane w dziedzinie częstotliwościowej (rys. 15). Badania wykonano dla punktu nr 3 w kierunku (H) dla całego zakresu wydajności pompy. Dominujące składowe drgań to $1xf_Ł$ i $2xf_Ł$ oraz mniej wyróżniające się to $3xf_Ł$ i $4xf_Ł$. Oprócz nich w widmie widoczna jest częstotliwość obrotowa $1xf_0$ i jej harmoniki, które odpowiadają częstotliwościom łopatowym.

Na rysunku 16 przedstawiono wykresy z krzywymi ilustrującymi sposób zmiany amplitudy drgań dla kilku pierwszych harmonicznych drgań o częstotliwości łopatowej, których szczyty, odpowiadających sobie częstotliwości łopatowych, połączono. Odnotowuje się, że dla przykładowego węzła pomiarowego 3(H), zmiana wydajności w stosunku do Q optymalnego, w kierunku mniejszych wydajności, ilustruje bardziej



RYS. 16 Krzywe łączenia pików widm łopatowych

stromą charakterystykę niż dla wydajności większych, potwierdzając dominujący wpływ na wartość drgań wzajemnego oddziaływania języka spirali i stref recyrkulacji na wylocie z wirnika.

***

W wyniku przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

Praca pompy w zalecanym zakresie stosowania wskazuje na relatywnie najmniejsze poziomy drgań mierzone w węzłach łożyskowych i na korpusie.

W przeciwieństwie do wirników wielołopatkowych, wirniki dwułopatowe mają rzadką palisadę łopatkową, stąd generują większe pulsacje ciśnienia, które przenoszone są na konstrukcję pompy.

Drgania pomp pochodzące od wymuszeń hydraulicznych zależą od położenia punktu pracy względem wydajności optymalnej.

Wraz z oddalaniem punktu pracy od wydajności optymalnej pompy wartości drgań sejsmicznych rosną.

Główną siłą powodującą drgania pomp z wirnikami dwułopatowymi są wymuszenia hydrauliczne, które wynikają z występowania stref recyrkulacji na wlocie i wylocie z wirnika. Dodatkowymi czynnikami sprzyjającymi drganiom przy oddalaniu się z punktrm pracy od Qopt jest jest niedopasowanie kąta napływowego strumienia pompowanego medium względem geometrycznego kąta natarcia łopatki oraz obrotowej zmiany położenia kanału międzyłopatkowego względem nieruchomego języka spirali.

Przeprowadzone badania i analiza przyczyn wzrostu drgań wykazuje, że dla badanych pomp pracujących poza zalecanym zakresem pracy, wykres widma wskazuje, pojawienie się dominującego piku, odpowiadającemu częstotliwości łopatkowej $1xf_Ł$. Ponadto, w widmie mogą pojawiać się dodatkowe harmoniki $nxf_Ł$. Odnotowuje się również znacznie mniejsze piki: dla częstotliwości obrotowej $1xf_0$ i jej kolejne harmoniczne nxf_0.

Realizowane prace badawcze i przedstawione wyniki badań nie wyczerpują tematu. Przewiduje się dalsze prowadzenie badań z uwzględnieniem dodatkowych pomiarów.

KOMENTARZ DO ARTYKUŁU

W przypadku każdego producenta pomp prowadzenie badań modelowych jest obligatoryjne, podobnie jak poszukiwanie potwierdzenia poprawności uzyskiwanych tą drogą wyników na drodze badań eksperymentalnych. W niektórych przypadkach badania eksperymentalne służą także kalibracji współczynników wykorzystywanych w oprogramowaniu symulacyjnym.
W artykule zaprezentowano wyniki badań modelowych i ich jakościową zgodność z wynikami badań eksperymentalnych dla dwóch, mocno się konstrukcyjnie różniących, pomp.

Wyniki odniesiono do oceny poprawności pracy systemu pompowego zaproponowanej przez H.P. Barringera, który charakteryzuje zróżnicowane praktyki użytkowania pomp w przypadku ich wykorzystywania w punkcie pracy mniej lub bardziej różniącym się od optymalnego wydatku Qopt. Użytkownik winien jednak być świadom prawdy oczywistej, że na system pompowy składają się „agregat pompowy i rurociąg". W konsekwencji zachowanie agregatu pompowego u użytkownika może się różnić znacznie od pracy na stanowisku testowym producenta. Tak więc na podane procentowo przedziały zmienności punktu pracy w stosunku do Qopt dla różnych praktyk dobrze jest patrzeć z dystansem, bowiem rzeczywiste granice tych praktyk zależeć będą także od właściwości przepływowych instalacji, na rzecz której agregat pompowy pracuje. I nie tylko, bowiem w czasie eksploatacji będzie się zmieniać zarówno stan techniczny agregatu, jak i instalacji, co także będzie wpływać na grancie procentowe prezentowanych praktyk. Jeśli agregat pompowy jest kosztowny i ważny dla instalacji, a użytkownik zamierza pracować nim w punktach mniej lub bardziej odległych od Qopt, to dobrze jest dla wymienionych w artykule praktyk wyznaczyć granice dopuszczanej zmienności i ich przestrzegać jednocześnie, pamiętając, że wyjście poza granice „dobrej praktyki" będzie skutkować (im dalej i dłużej – tym bardziej) przyspieszeniem potrzeby remontu pompy. W przypadku skrajnym: remontem awaryjnym.

dr inż. Ryszard Nowicki, niezależny ekspert

Literatura

[1] Gűlich, J.F. Centrifugal Pumps; Springer: New York, NY, USA, 2008.
[2] H. P. Barringer, P.E., "How To Use Reliability Engineering Principles For Business Issues", 1998.
[3] Hydro-Vacuum S.A., Dokument wewnętrzny, Sprawozdanie merytoryczne z realizacji wykonanego etapu. Opracowanie, wykonanie i badania niekomercyjnych prototypów miniturbin i pomp zgodnych z PN-EN 733 oraz PN-EN ISO 2858., Grudzień 2023.
[4] Hydro-Vacuum S.A., Dokument wewnętrzny, Raport z badań stanu dynamicznego agregatu pompowego, 2019.
[5] Lorenz W., Janaczak M., Sitniewski M., Analiza pracy pompy normowej.
[6] Pumps vibration standards guidelines, European association of pump manufacturers association, Europump, 2013.
[7] R. Nowicki, Monitorowanie stanu technicznego hydrozespołów, Pompy Pompownie (834), ss. 40-49, nr 1/2023.
[8] R. Nowicki, Monitorowanie stanu technicznego poziomych agregatów pompowych z łożyskami ślizgowymi, Pompy Pompownie (727), ss.69-83, 1/2019.
[9] R. Nowicki, Monitorowanie stanu technicznego poziomych agregatów pompowych z łożyskami tocznymi, Pompy Pompownie (739), ss.58-71, 2/2019.
[10] R. Nowicki, Postęp w stosowaniu systemów nadzoru stanu technicznego pomp, Pompy Pompownie, ss.54-55 nr 2/2014.
[11] R., Nowicki, Wspomaganie utrzymania ruchu pomp łożyskowanych tocznie, Kierunek Pompy, ss.58-71, nr 2/2024.
[12] R. S. Beebe., Predictive Maintence of Pumps Using Condition Monitoring, Elsevier Science & Technology Books, 2004.
[13] Technical Committee ISO/TC 108. ISO 10816-7: Mechanical Vibration: Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotating Parts: General Guidelines; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 1995.
[14] W. Jędral, Przyczyny, Skutki i zapobieganie nadmiernym Drganiom pomp, Kierunek Pompy 847, ss.70-75, 2/2023.
[15] Wu, D., Yao S., et all, Dynamics Instability Analysis of a double-Blade Centrifugal Pump, MDPI Appl. Science, 2021. ■