

# PRZYCZYNY I SKUTKI NIEKONTROLOWANEGO UDERZENIA HYDRAULICZNEGO

**Brak eksperckiej analizy projektowanych i wdrażanych rozwiązań w układach przepływowych jest najczęstszą przyczyną awarii i katastrof budowlanych, spowodowanych niekontrolowanym zjawiskiem uderzenia hydraulicznego. W artykule zaprezentowano wyniki analiz zaistniałych w przeszłości zdarzeń awaryjnych oraz wskazano zalecenia, mające na celu wyeliminowanie błędów, jakie popełniono przy projektowaniu bądź podczas eksploatacji elektrowni wodnych.**

**T**ermin „uderzenie hydrauliczne” dotyczy zjawiska przepływu nieustalonego wywołanego nagłą zmianą prędkości przepływu cieczy w przewodzie zamkniętym (w rurociągu) i objawiającego się powstawaniem fali ciśnienia, rozprzestrzeniającej się wzdłuż tego przewodu. Jest to zjawisko powszechnie występujące w układach technologicznych wyposażonych w rurociągi i maszyny hydrauliczne oraz człony regulacji przepływu i ciśnienia [1, 2].

Uderzenie hydrauliczne opisane zostało po raz pierwszy w końcu XIX w. Opis matematyczny zaproponowany przez Żukowskiego dotyczył tzw. prostego uderzenia hydraulicznego, które charakteryzuje się największym wzrostem ciśnienia spowodowanym zmianą prędkości przepływu w układzie. Warunkiem osiągnięcia maksymalnego przyrostu ciśnienia w takich warunkach jest, aby zmiana prędkości przepływu cieczy nastąpiła w czasie krótszym od połowy okresu fali ciśnienia rozprzestrzeniającej się w układzie, czyli:

$$T_z \leq \frac{2L}{a}$$

Gdzie:

$L$  – długość przewodu zamkniętego (rurociągu),

$a$  – prędkość propagacji fali ciśnienia w rurociągu:

$$a = \sqrt{\frac{E_l}{\rho \left(1 + \frac{E_l D}{E e}\right)}}$$

$\rho$  – gęstość cieczy

$E_l$  – współczynnik ścisłości cieczy

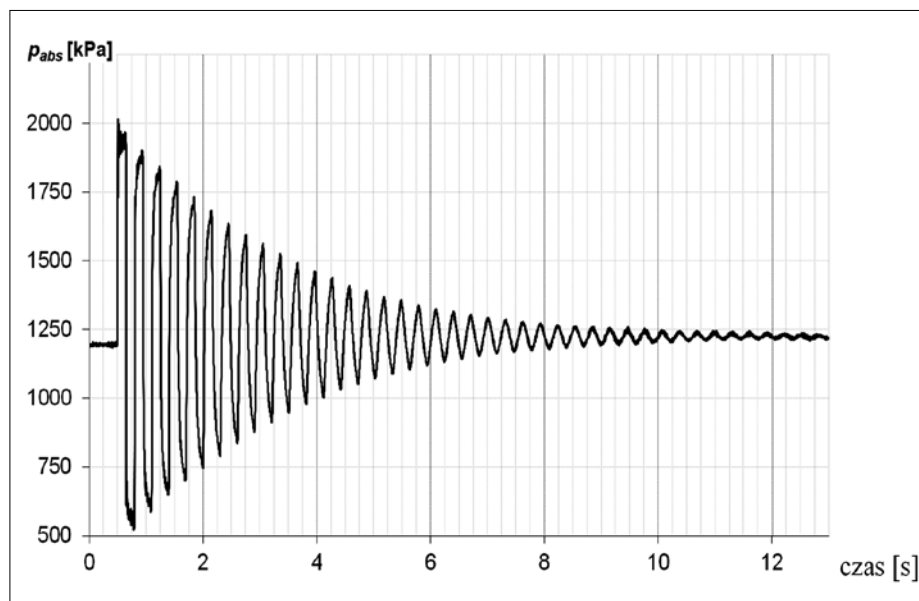
$E$  – współczynnik sprężystości materiału ścianek przewodu

$D$  – średnica przewodu

$e$  – grubość ścianek przewodu

Przyrost ciśnienia  $\Delta p$  spowodowany zmianą w rurociągu średniej prędkości cieczy o wartości  $\Delta V$  w czasie  $T_z$  dość dobrze określa wzór Żukowskiego:

Rys. 1 Przebieg zmiany ciśnienia w rurociągu wywołany skokowym zamknięciem zaworu odcinającego przepływ – wyniki własnych badań laboratoryjnych [3].



$$\Delta p = -\rho a \cdot \Delta V$$

Typowy przebieg zmian ciśnienia po odcieciu przepływu wody w prostym rurociągu przedstawiono na rys. 1.

Uderzenie hydrauliczne ze względu na swoje cechy – gwałtowność zjawiska i związane z nim duże amplitudy zmian ciśnienia oraz przebieg o charakterze cyklicznym z częstotliwością zależną od długości przewodu i prędkości fali ciśnienia – z reguły przejawia destrukcyjny wpływ na elementy konstrukcyjne tych układów i zmniejsza ich wytrzymałość. W efekcie zjawisko to często bywa przyczyną groźnych w skutkach awarii [4, 5, 6].

Jednym z najbardziej groźnych w skutkach jest uderzenie hydrauliczne z towarzyszącym rozerwaniem strumienia cieczy. Powodem jego powstawania jest lokalny spadek ciśnienia do poziomu ciśnienia parowania cieczy (głębokie podciśnienie) i pojawienie się obszaru w przepływie wypełnionego mieszaną wodno-parową [7]. W następstwie cykliczności zmian ciśnienia w trakcie trwania tego zjawiska, obszar ten gwałtownie

zanika (imploduje) powodując z kolei ekstremalne wzrosty ciśnienia, co stanowi największe zagrożenie dla konstrukcji rurociągu. Zjawisko to i towarzyszące mu zmiany ciśnienia jest trudne do przewidywania i wprowadza ekstremalne obciążenia na elementy konstrukcyjne układów przepływowych, w tym powłoki rurociągów, w konsekwencji często prowadząc do ich rozerwania.

Minimalizowanie (łagodzenie skutków) zjawiska uderzenia hydraulicznego stanowi wyzwanie, zarówno dla projektantów, jak i eksploataatorów układów przepływowych. Dotyczy to w szczególności układów, które zostały wyposażone w długie przewody, jak np. linie przesyłowe do transportu cieczy i gazów w sieciach dystrybucyjnych, czy też rurociągi doprowadzające wodę do maszyn elektrowni wodnych. Zjawisko to w tych układach z reguły wywoływane jest działaniem armatury odcinającej przepływ (zawory, zasuwy), a także gwałtowną zmianą stanu ruchu pomp i turbin hydraulicznych (włączaniem i wyłączaniem). W zależności od cech tych układów (geometria, niwelacja, materiał itp.) oraz ich podstawowej konfiguracji

istnieje wiele znanych technik, które można wykorzystać w celu minimalizacji skutków uderzenia hydraulicznego. W praktyce często jednak zdarza się, że z powodu niedostatecznie trafnego przewidywania tego zjawiska zastosowane rozwiązania, które mają za zadanie zabezpieczać przed jego powstaniem, nie są skuteczne i nie chronią obiektów przed jego destrukcyjnym działaniem.

## UDERZENIE HYDRAULICZNE

### W UKŁADACH ELEKTROWNI WODNYCH

Układy derywacyjne doprowadzające wodę do hydrozespołów z odległych ujęć, często są wyposażone w długie przewody ciśnieniowe. Ich projektowanie i eksploatacja związana jest z szeregiem problemów i wymaga stosowania się do ściśle określonych procedur mających na celu zapewnienie bezpieczeństwa ich pracy. Ze względów bezpieczeństwa w układach przepływowych maszyn wodnych unika się bardzo gwałtownych zmian przepływu cieczy, chroniąc w ten sposób konstrukcję przed ekstremalnymi obciążeniami pochodzącymi od zmian ciśnienia. Na wykresach rys. 2 przedstawiono przykład przebiegu zmian ciśnienia zmierzonych w różnych miejscach wzdłuż długości rurociągu po zamknięciu dopływu wody do turbiny elektrowni wodnej.

Na wykresach przedstawionych na rys. 2, zwraca uwagę fakt, że zmiany ciśnienia uderzenia hydraulicznego są największe przy źródle wymuszeń zmian przepływu ( $p_z$  – wykres szary) i odpowiednio maleją w miarę oddalania się od tego miejsca. Występujące widoczne na wykresach oscylacje ciśnienia, które przez bardzo długi czas utrzymują się po wymuszeniu zmiany przepływu są bardzo niekorzystne z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji, dlatego też należy dążyć do ograniczania ich poziomu oraz czasu trwania. W praktyce eksploatacyjnej mogą wystąpić trudne do wcześniejszego przewidzenia okoliczności, podczas których może dojść do niekontrolowanego powstania uderzenia hydraulicznego skutkującego bardzo groźnymi awariami z rozerwaniem rurociągu włącznie. Przykładem takiego zdarzenia jest awaria w japońskiej elektrowni Oigawa [4]. W elektrowni tej w wyniku uderzenia hydraulicznego spowodowanego nagłym zamknięciem zaworu motylowego przed turbiną doszło do rozerwania powłoki rurociągu wskutek nadmiernego wzrostu ciśnienia, a następnie wskutek gwałtownego wypływu dużej ilości wody przez powstałą

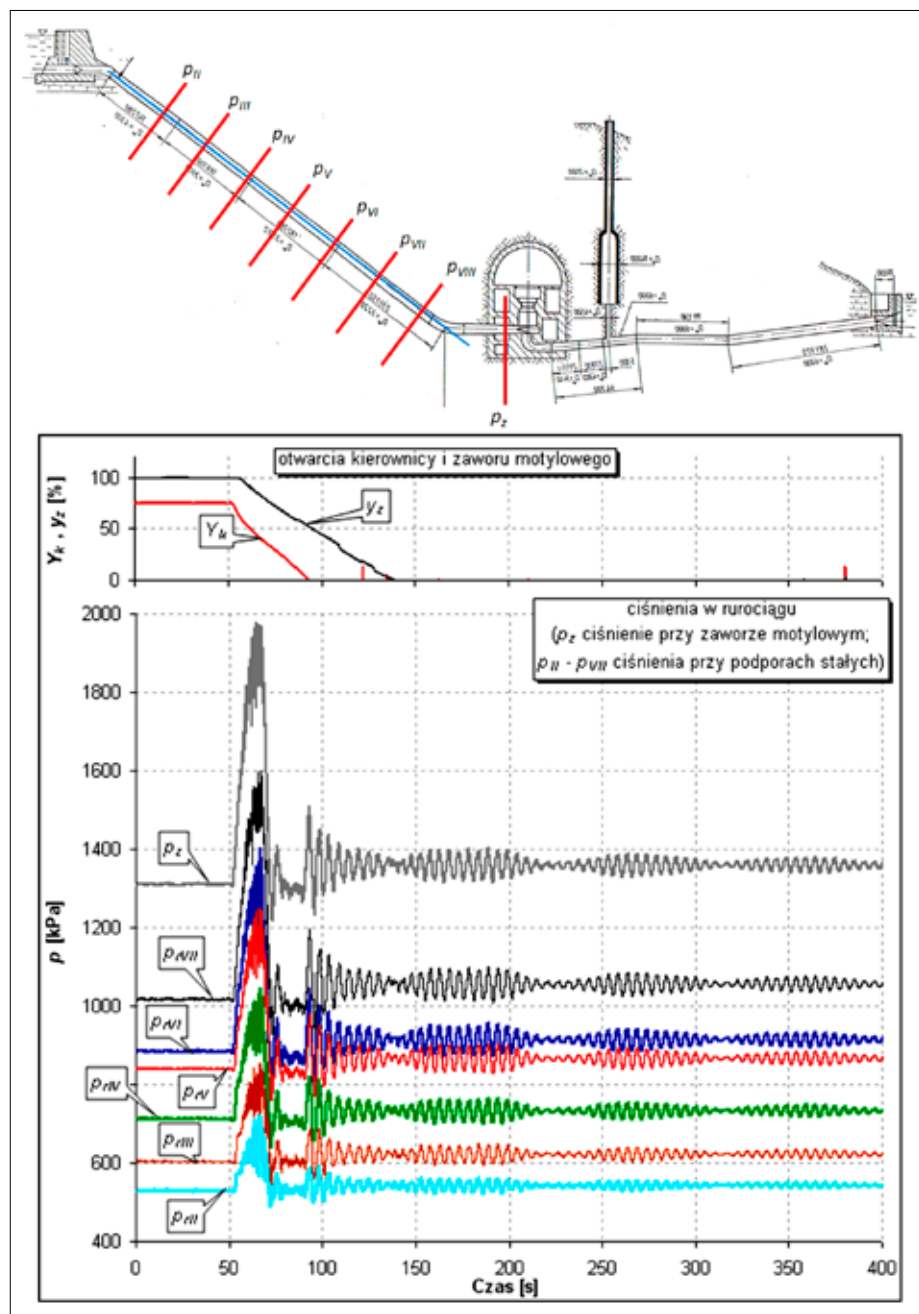
nieszczelność do wkleśnięcia jego powłoki w wyniku powstania podciśnienia. Duże ilości wody wypływające z rozszczelnionego rurociągu wdarły się do hali siłowni powodując śmierć trzech osób.

Znacznie groźniejsza i tragiczna w skutkach katastrofa w elektrowni Sajano Szuszenskaja spowodowała poważne zniszczenia budowli i urządzeń zainstalowanych w elektrowni i była bezpośrednim powodem śmierci dużej liczby osób. Formalne dochodzenie wykazało, że rozszczelnienie układu przepływowego wystąpiło wskutek zerwania mocowania pokrywy turbiny i wyrwania z fundamentów całego hydrozespołu. Przyczyną bezpośrednią tej awarii było wadliwe mocowanie

pokrywy turbiny. Jedną z hipotez opisujących bezpośrednią przyczynę awarii wskazuje na nadmierny impulsowy wzrost ciśnienia w rurze ssącej, jaki wystąpił w następstwie kawitacyjnego rozerwania strumienia cieczy, które pojawiło się po przyspieszeniu procesów regulacyjnych hydrozespołów [6].

Autorzy niniejszego artykułu wielokrotnie podczas długoletniej praktyki eksploatacyjnej i badawczej byli zaangażowani do prowadzenia badań, które miały na celu wyjaśnienie przyczyn awarii wywołanych zjawiskiem uderzenia hydraulicznego w układach przepływowych elektrowni wodnych oraz wypracowania rozwiązań zapobiegających podobnym awariom w dalszej eksplo-

Rys. 2 Przebiegi zmian ciśnienia zmierzonych w różnych przekrojach poprzecznych rurociągu zasilającym turbinę podczas jej zatrzymywania



Źródło: Opracowanie własne

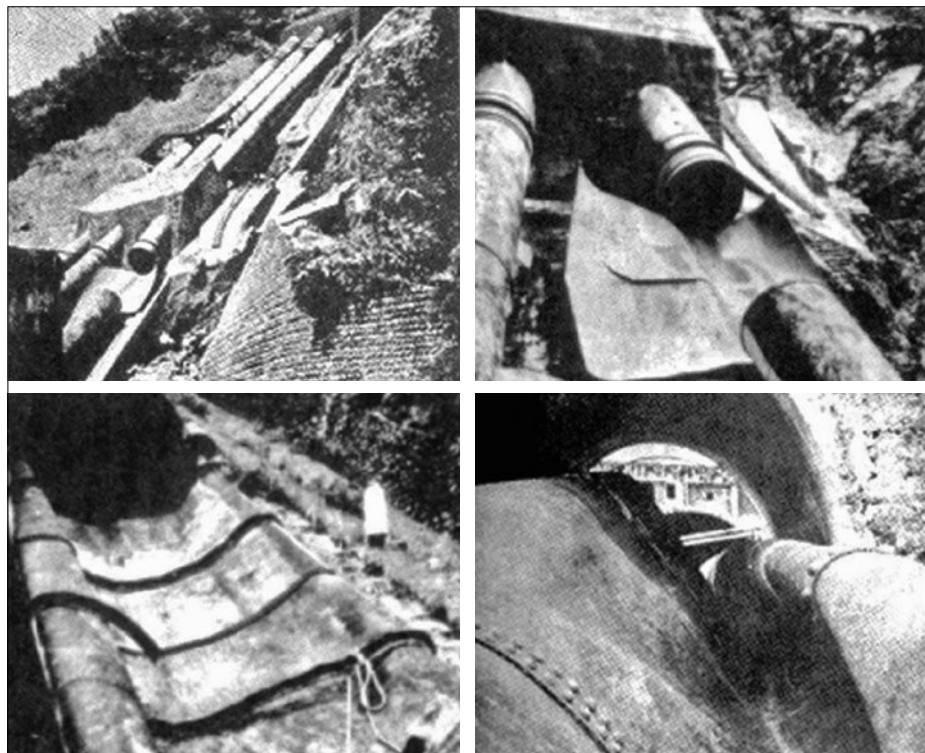
atacji. Poniżej przedstawiono wybrane trzy przykłady z wielu zrealizowanych ekspertyz w tym zakresie.

#### PRZYPADEK NR 1

Awaria, która wystąpiła w tej elektrowni wodnej, jako jedna z niewielu została opisana i opublikowana w literaturze technicznej, dlatego też stanowi ważny przykład zdarzenia, które zostało spowodowane niekontrolowanym wywołaniem uderzenia hydraulicznego [5].

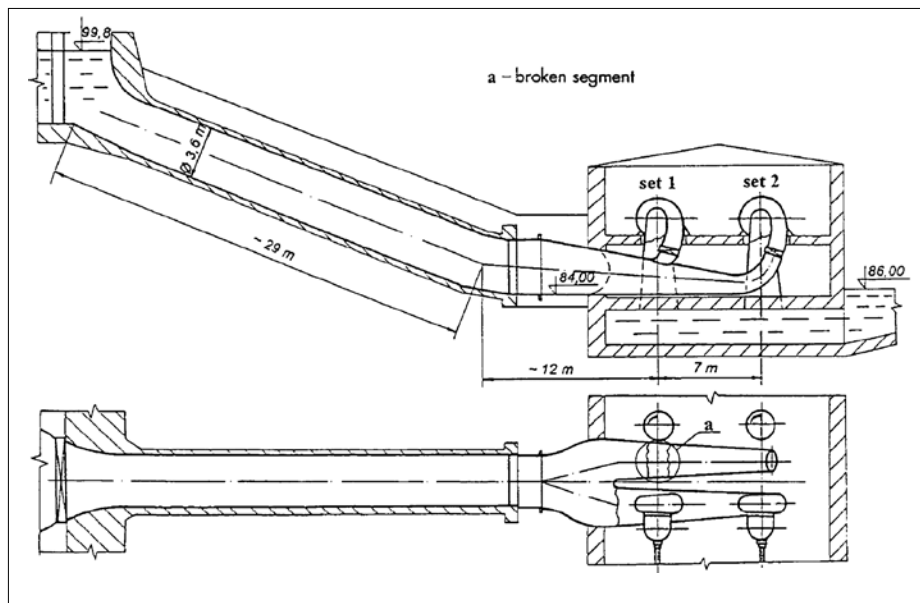
Elektrownia wyposażona jest w dwa hydrozespoły o łącznej mocy zainstalowanej 2.3 MW wyposażone w bliźniacze turbiny Francis. Woda do turbin doprowadzana jest jednym rurociągiem o długości ponad 40 m, który rozgałęzia się bezpośrednio przed hydrozespołami. Grubość ścianki rurociągu wynosiła 8 mm. Na każdej z nitek rurociągu doprowadzających wodę znajdują się zasuwy służące do odcięcia dopływu wody do turbiny. Do regulacji dopływu wody na wirnik turbiny służy aparat kierowniczy z palisadą łopat, który jednocześnie służy do odcinania dopływu wody podczas sekwencji wyłączania hydrozespołu. Schemat układu przepływowego przedstawiono na rys. 4. W ramach modernizacji hydrozespołów wymieniono regulator turbiny na nowy regulator elektrohydrauliczny. W grudniu 1997 r. odbyły się testy tego regulatora na hydrozespole nr 2. Podczas prowadzenia prób regulatora doszło do rozerwania powłoki rurociągu w jego stożkowej części wzdłuż spawów – rys. 5. Badania mikroskopowe wykazały, że przełom pęknięcia powłoki rurociągu miał

Rys. 3 1950 r. – zniszczenia powłoki rurociągu spowodowane uderzeniem hydraulicznym w Oigawa Hydropower Station (68.2 MW – Japonia) [4]



znamiona kruchego pęknięcia. Przeprowadzone dodatkowe badania materiałowe i nieniszczące nie wykazały, że długotrwała trwająca ponad 70 lat praca rurociągu skutkująca zmęczeniem i starzeniem materiału, nie miała wpływu na jego wytrzymałość i właściwości plastyczne. Natomiast stwierdzono, że wytrzymałość złączy spawanych w bezpośrednim sąsiedztwie pęknięcia była o połowę mniejsza od materiału rodzimego oraz zaobserwowano wiele wad materiału w sąsiedztwie tych złączy. Na podstawie przeprowadzonych badań, oszacowano że ciśnienie, przy którym mogło dojść do rozerwania rurociągu musiało osiągnąć poziom ok. 300 kPa.

Rys. 4 Przypadek nr 1: układ przepływowy elektrowni [5]



W ramach ekspertyzy wykonano obliczenia parametrów przepływu nieustalonego spowodowanego odcinaniem przepływu w układzie dopływowym hydrozespołu nr 2. Obliczenia wykazały, że przekroczenie oszacowanego poziomu ciśnienia mogło nastąpić w przypadku zamykania łopatek kierownic z poziomu 50% otwarcia w czasie krótszym niż  $0,3 \div 0,5$  s. Biorąc pod uwagę 70-letni okres eksploatacji bez tego typu awarii, odrzucono przyczyny leżące po stronie układu kinematyki łopat kierowniczych. Rozważono natomiast następujące przyczyny, które mogły być powodem niewłaściwego działania regulatora turbiny, w tym:

- uszkodzenia w linii zasilania układu olejowego regulatora,
- brak kryzy w przewodzie zasilającym układ olejowy regulatora,
- obecność powietrza w układzie olejowym w wyniku nie w pełni skutecznego jego odpowietrzania przed rozpoczęciem testów.

Wnikliwe analizy wykazały, że najbardziej prawdopodobną przyczyną było niepełne odpowietrzenie oleju w układzie roboczym regulatora turbiny. Obecność powietrza w układzie hydraulicznym spowodowała znacznie szybszy od projektowanego przebieg zamykania kierownic. Zbyt szybkie odcięcie przepływu doprowadziło do nadmiernego wzrostu ciśnienia i uderzenia hydraulicznego, co w konsekwencji spowodowało rozerwanie powłoki stalowej rurociągu doprowadzającego wodę do turbin.



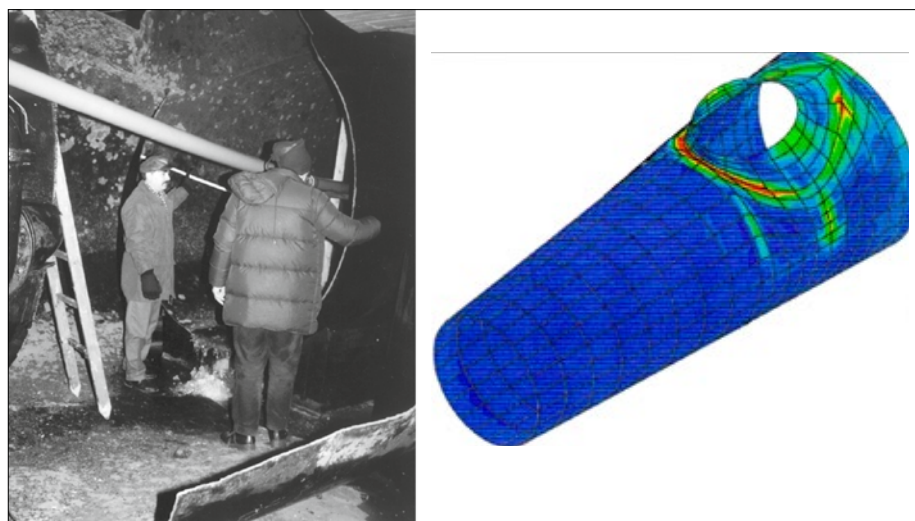
Dodatkowo fakt, że kierownice zaprojektowane zostały w taki sposób, że ich domknięcie wspomagane jest siłą hydrodynamiczną, nie pozostał bez wpływu na szybkość przebiegu ich zamykania i gwałtowność uderzenia hydraulicznego.

Po naprawie rurociągu (przespawanie, wzmocnienia spawów pierścieniami) dokonano nastaw szybkości zamykania kierownic hydrozespołów bazując na analizie uderzenia hydraulicznego przeprowadzonej również dla przypadku jednoczesnego zrzutu obciążenia z pełnej mocy dwóch hydrozespołów. Ciśnienia oraz szybkości obrotowe maszyn zarejestrowane podczas badań przeprowadzonych podczas jednoczesnego zrzutu mocy obu maszyn nie osiągnęły niebezpiecznych poziomów, co potwierdziło prawidłowość zastosowanych nastaw szybkości i przebiegu zamykania – rys. 6. Wyniki te dodatkowo stanowią przykład pozytywnej weryfikacji zastosowanego modelu obliczeniowego uderzenia hydraulicznego.

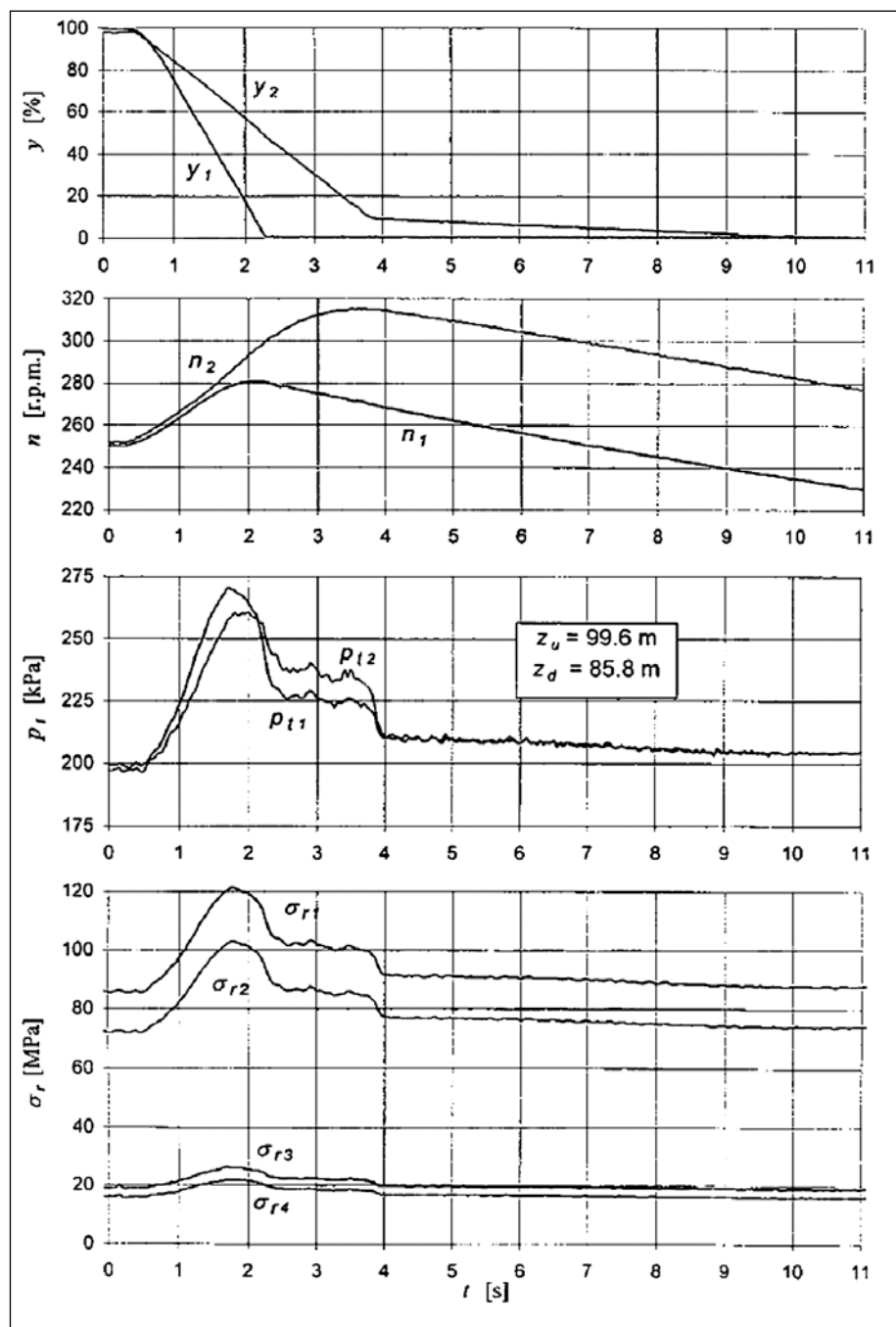
## PRZYPADEK NR 2:

Kolejnym przypadkiem, w którym doszło do awarii spowodowanej uderzeniem hydraulicznym jest elektrownia wyposażona w dwie turbiny Francis pracujące na wspólnym wale o sumarycznej mocy zainstalowanej ok. 0,8 MW – rys. 7. Woda do turbin doprowadzana jest długim stalowym rurociągiem o grubości ścianki ok. 7 mm i długości ponad 1,5 km. Rurociąg rozgałęzia się na swym końcowym odcinku przed połączeniem ze spiralą turbin. Każdy z wirników turbiny wyposażony jest w układ obejściowy z zaworem iglicowym, którego wylot znajduje się nad poziomem wody dolnej, a wlot za zaworem odcinającym (motylowym) – schemat układu przedstawiono na rys. 9. Hydrozespół elektrowni wraz z układem przepływowym po gruntownej modernizacji został przekazany do rozruchu, podczas którego w celu doboru odpowiednich nastaw podstawowych sekwencji operacyjnych był wielokrotnie uruchomiany i odstawiany. W wyniku tych działań, podczas jednego z kolejnych uruchomień doszło do rozerwania powłoki rurociągu. Rozerwanie nastąpiło wzdłuż spawów, a przełom wykazał znamiona pęknięcia kruche. Dodatkowo doszło do kolapsu (wkłęsnięcia) rurociągu na odcinku ok. 90 m. Zarejestrowane w systemie kontroli i sterowania obiektu przebiegi zmian ciśnień w układzie wykazały, że podczas żadnej z testowanych sekwencji hydroze-

Rys. 5 Przypadek nr 1: Zniszczenia powłoki rurociągu wywołanej uderzeniem hydraulicznym oraz wynik analizy naprężeń w miejscu rozerwania [5]



Rys. 6 Przypadek nr 1: Wyniki badań hydrozespołów (otwarcia kierownic  $y$ , szybkości obrotowe  $n$ , ciśnienia w rurociągu  $p_t$ , naprężenia w powłoce rurociągu  $\sigma_r$ ) podczas jednoczesnego zrzutu obciążenia z mocy maksymalnej po wprowadzonych nastawach przebiegu i czasu zamykania kierownic turbin. [5]



społu nie doszło do przekroczenia ciśnienia dopuszczalnego – rys. 8. Analiza przebiegów ciśnienia wykazała natomiast znaczny zakres zmian, szczególnie podczas uruchomień. Różnica ekstremów ciśnienia podczas tych sekwencji sięgała nawet 400 kPa (4 bary) – rys. 10.

Po wstępnej analizie, za przyczynę awarii uznano wadliwy przebieg sekwencji uruchamiania maszyny. Stan układu hydraulicznego przed uruchomieniem hydrozespołu jest następujący:

- rurociąg doprowadzający wodę do turbiny jest wypełniony wodą,
- zawór motylowy przed spiralą turbiny jest zamknięty,
- łopatki kierownicy turbiny są zamknięte,
- zawór obejściowy turbiny jest otwarty, zawór ten zamykany jest dopiero bezpośrednio przed sekwencją uruchomienia turbiny,
- spirala turbiny jest odwodniona i panuje w niej ciśnienie atmosferyczne.

Stan układu przepływowego przed rozpoczęciem sekwencji uruchamiania hy-

Rys. 7 Przypadek nr 2: Widok turbin zainstalowanych na rozgałęzionym rurociągu



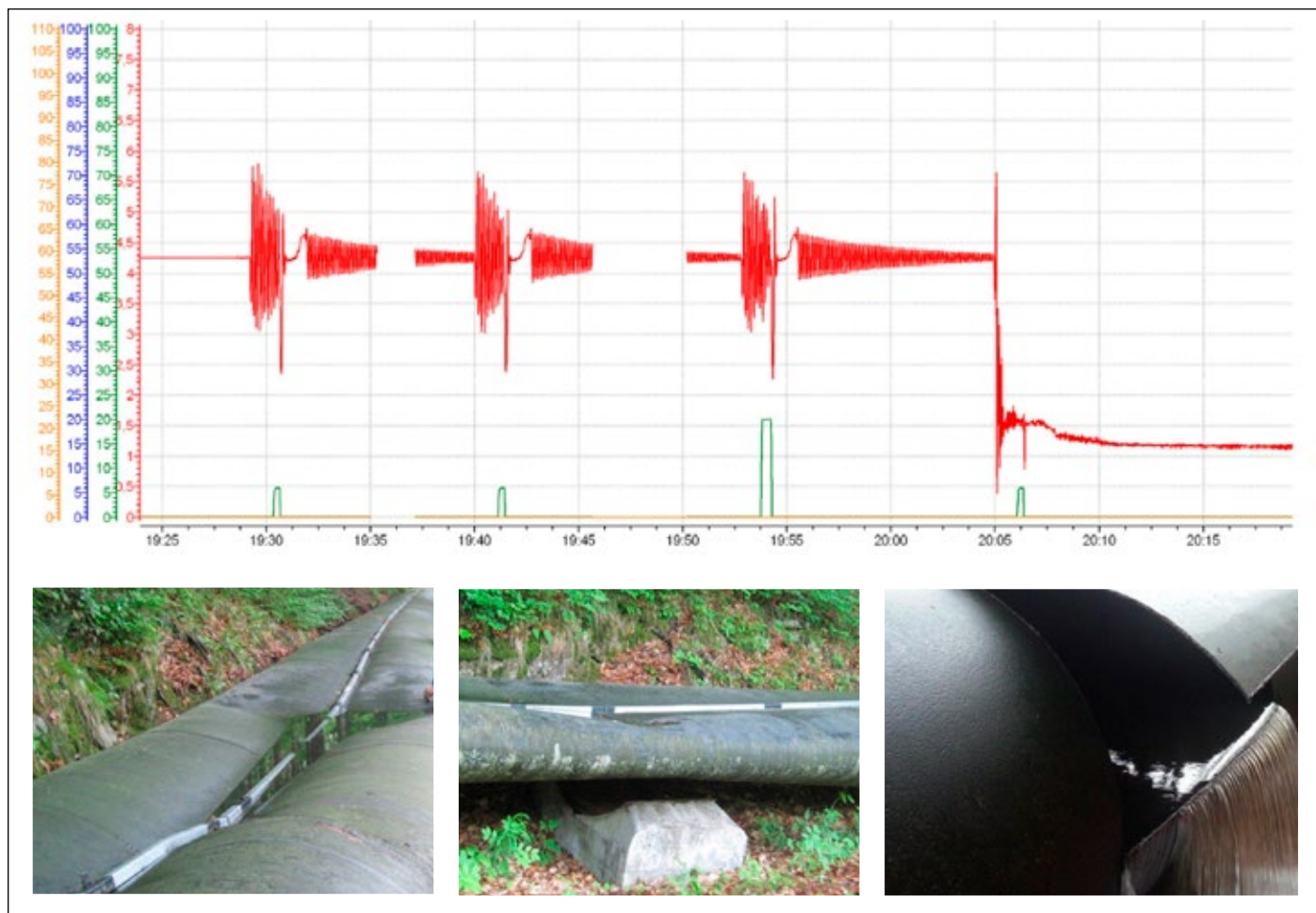
Źródło: Archiwum autora

drozespołu przedstawiono na schemacie (rys. 9). W pierwszym kroku sekwencji uruchomienia hydrozespołu nastąpiło otwarcie zaworu motylowego i woda z rurociągu gwałtownie wypełniała komorę spirali sprężając zalegające w niej powietrze. Skutkowało to wysokoamplitudowymi wahaniami ciśnienia w układzie hydraulicznym, które zanikały dopiero po rozpoczęciu otwierania kierownicy i podania wody na wirnik turbiny. W celu wyeliminowania niekorzystnego zjawiska dokonano następujących zmian nastaw w sekwencji uruchamiania hydrozespołu:

- zmieniono czasy otwierania zaworów motylowych,
- wprowadzono wstępne otwarcia zaworów motylowych i kierownic bezpośrednio przed uruchomieniem.

Dzięki tym zmianom, w trakcie badań rozruchowych przeprowadzonych po naprawie uszkodzonych fragmentów rurociągu, uzyskano znaczne złagodzenie zmian ciśnienia podczas nawadniania komory spiralnej turbiny. Maksymalne wahania ciśnień w rurociągu podczas uruchamiania hydrozespołu zmniejszono do poziomu 60–70 kPa – rys. 11.

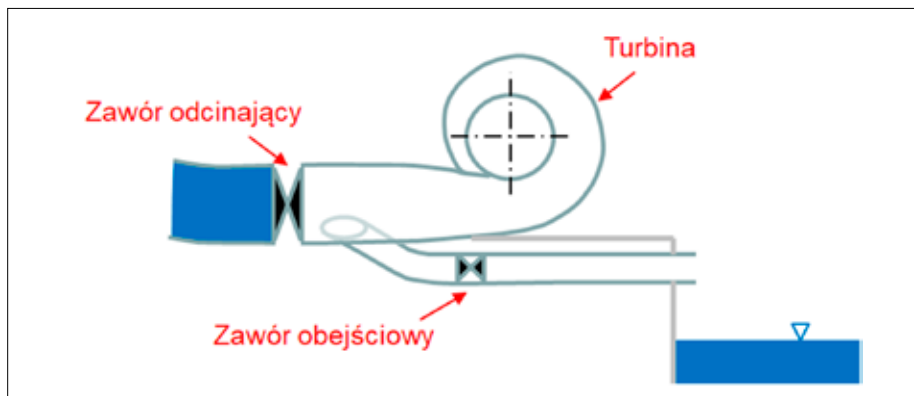
Rys. 8 Przypadek nr 2: przebieg zmian ciśnienia w rurociągu podczas testów rozruchowych oraz miejsca zniszczenia powłoki rurociągu wywołanego uderzeniem hydraulicznym



Źródło: Opracowanie własne, archiwum autora



Rys. 9 Przypadek nr 2: Schemat elementów przepływowych w okolicy turbiny



Źródło: Opracowanie własne

### PRZYPADEK NR 3:

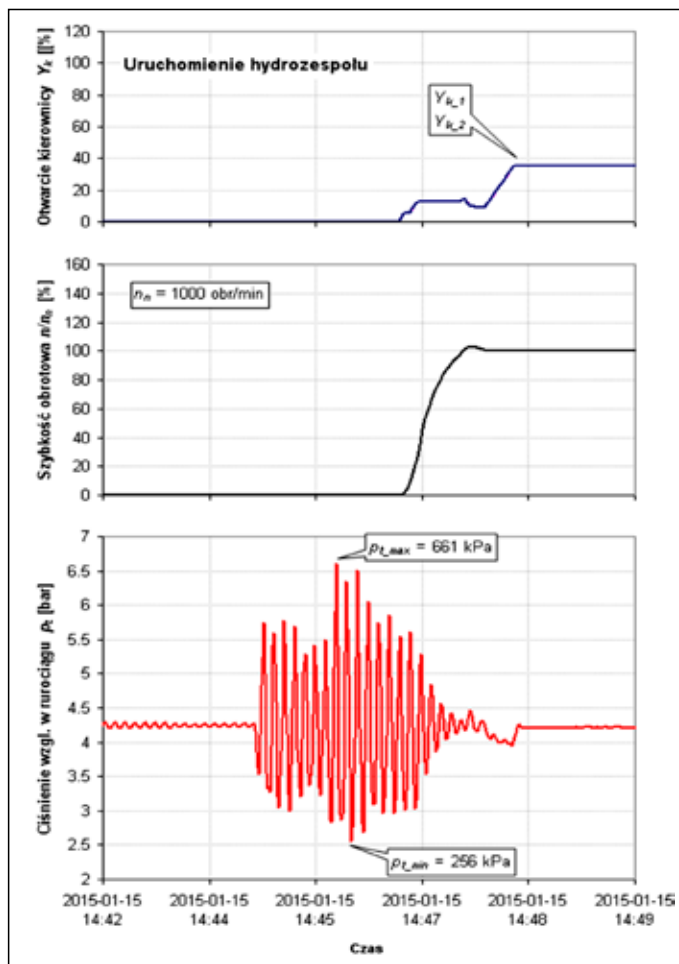
Ostatni przedstawiony przypadek wystąpił w elektrowni wodnej, w której zainstalowane zostały dwa hydrozespoły z turbinami Kaplana o mocy sumarycznej ponad 3,5 MW. Spad elektrowni wynosił ok. 33 m. Wodę do turbin doprowadzano stalowym rurociągiem o długości ok. 400 m, który w końcowym odcinku przed turbinami rozgałęzia się na dwie nitki. Każda z turbin wyposażona jest w rurociąg obejściowy z zaworem motylowym (zawór upustowy), którego wylot znajduje się pod poziomem wody dolnej, a wlot przed zaworem odcinającym (motylowym) dopływ wody do

turbiny – rys. 12.

W początkowej fazie prac rozruchowych realizowanych podczas postoju hydrozespołu, doszło do niezamierzonego otwarcia zaworu upustowego zainstalowanego na rurociągu obejściowym turbiny. W rezultacie doszło do wystąpienia uderzenia hydraulicznego z towarzyszeniem silnych efektów akustycznych. Analiza zarejestrowanych parametrów z systemu kontrolno-pomiarowego elektrowni wykazała, że ciśnienie w rurociągu znacznie przekroczyło wartość dopuszczalną

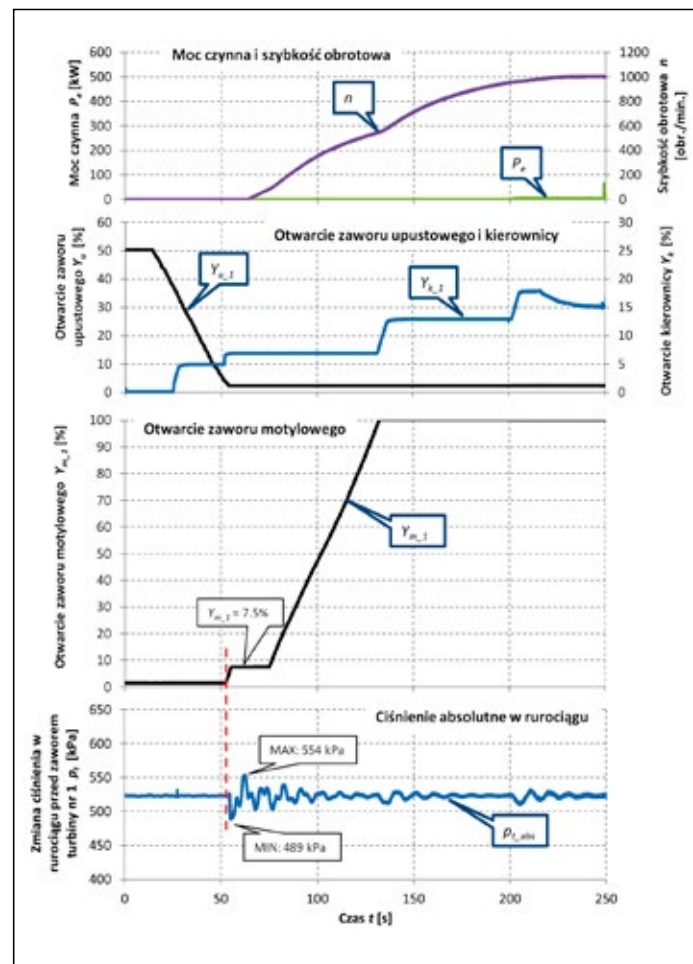
– rys. 13. Groziło to rozerwaniem rurociągu i katastrofą budowlaną o trudnych do przewidzenia skutkach. W przeprowadzonej – w celu wyjaśnienia przebiegu awarii – ekspertyzie przedstawiono najbardziej prawdopodobne hipotezy przyczyny otwarcia zaworów upustowych podczas postoju hydrozespołu. W celu potwierdzenia bądź odrzucenia wypracowanych hipotez opracowano szczegółowy program badań i pomiarów, zwracając szczególną uwagę na bezwzględne zachowanie warunków bezpieczeństwa elektrowni podczas przeprowadzania tych badań. Podczas badań prowadzonych podczas postoju hydrozespołów monitorowano stan zaworów upustowych oraz ciśnień w rurociągu głównym i obejściowym. Uzyskane wyniki potwierdziły wadliwe działanie zastosowanych pneumatycznych napędów zaworów obejściowych objawiające się niejednostajnością działania, brakiem powtarzalności ruchu zaworu oraz niezgodność stanu położenia z nastawami wprowadzanymi do sterowników napędów, w tym – co jest najistotniejsze – niezgodność czasów trwania przebiegów zamykania i otwierania zaworów z nastawianymi wartościami. Podczas ruchu dysku

Rys. 10 Przypadek nr 2: przebieg zmian ciśnienia w rurociągu podczas uruchamiania hydrozespołu



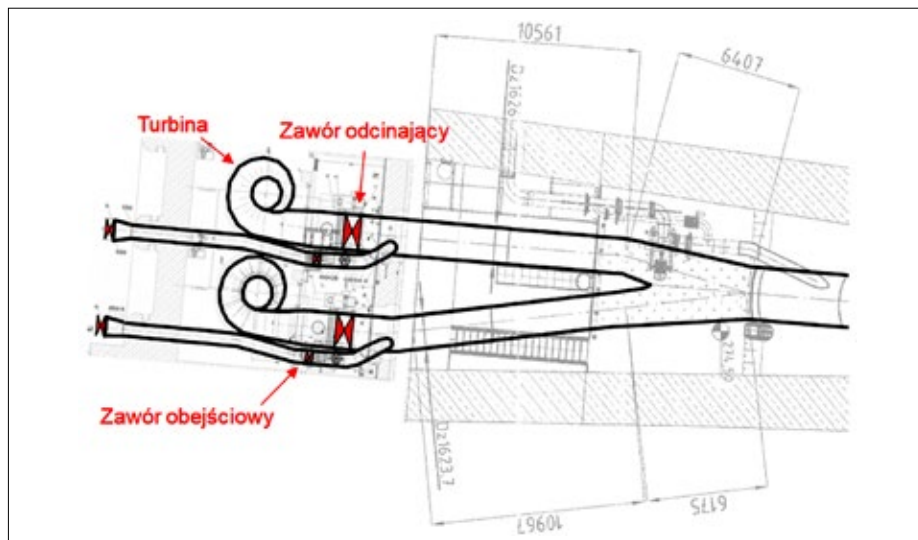
Źródło: Opracowanie własne

Rys. 11 Przypadek nr 2: Przebieg zmian ciśnienia w rurociągu po wprowadzonych modyfikacjach w sekwencji uruchamiania hydrozespołu



Źródło: Opracowanie własne

Rys. 12 Przypadek nr 3: Układ przepływowy hydrozespołów zainstalowanych na rozgałęzionym rurociągu



Źródło: Opracowanie własne

zaworu występowały nadmierne oscylacje ciśnienia w rurociągu obejściowym z towarzyszącymi im efektami akustycznymi. Charakter przebiegu zmian ciśnienia w rurociągu obejściowym jest typowy dla uderzenia hydraulicznego z towarzyszącym mu kawitacyjnym rozerwaniem strumienia wody – rys. 14. Na początku sekwencji otwierania zaworów występowało wyhamowywanie ruchu dysku zaworu, a w dalszych fazach jego otwierania występowała znaczna niejednostajność ruchu. Ponadto zaobserwowano duże zróżnicowanie czasów trwania zamykania w podobnych warunkach pracy, w jakich operacje te przeprowadzano.

Podczas pomiarów w rurociągu obejściowym w przekroju za zaworem upustowym zarejestrowano piki ciśnienia o bardzo wysokiej amplitudzie. Wartość ciśnienia podczas prowadzonych prób nie przekroczyła poziomu ciśnienia dopuszczalnego. Kompleksowa analiza wsparta szerokim zakresem badań na obiekcie pozwoliła na sformułowanie odpowiednich zaleceń zmierzających do zabezpieczenia obiektu przed skutkami nadmiernego uderzenia hydraulicznego. Przede wszystkim bezwzględnie zalecono zastąpienie istniejących napędów pneumatycznych napędami hydraulicznymi o odpowiednich parametrach z możliwością programowania w szerokim

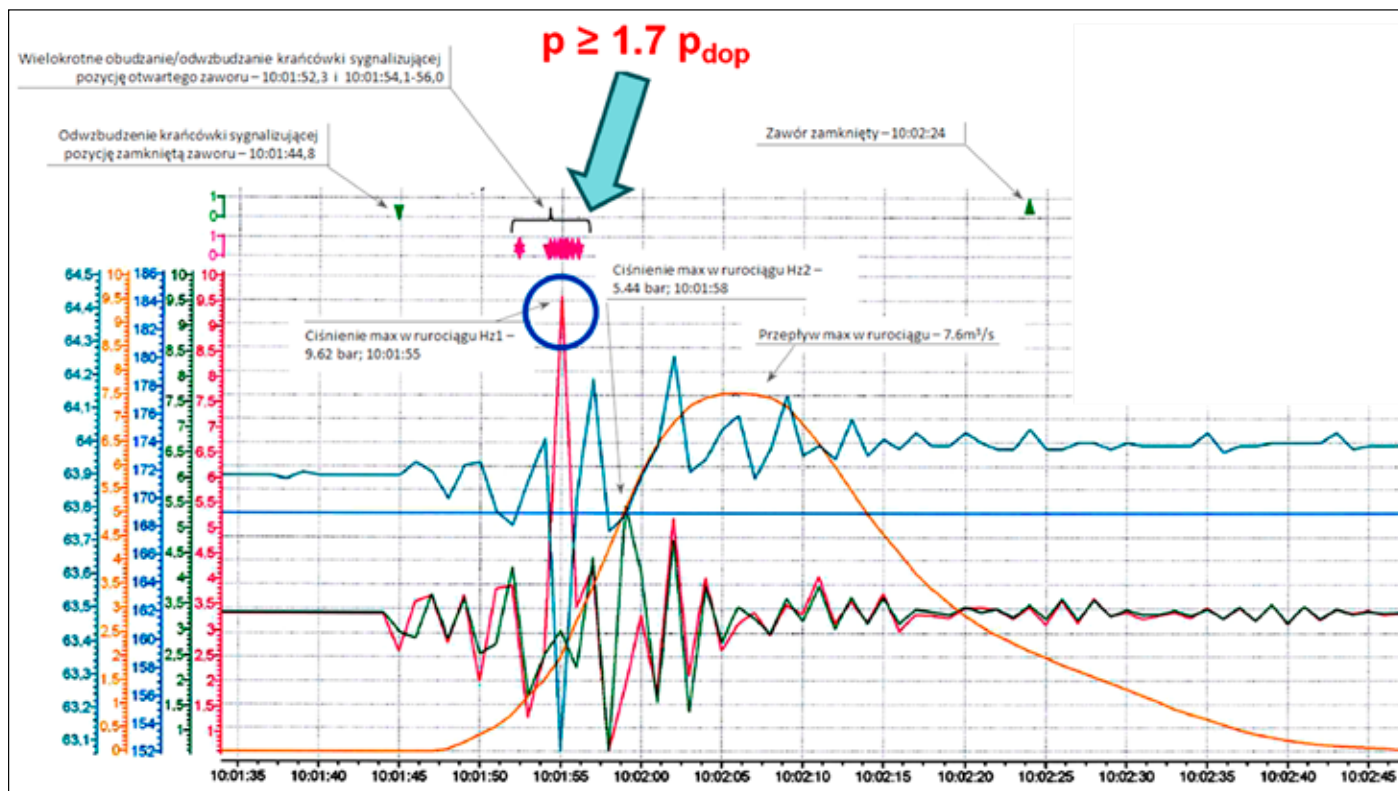
zakresie charakterystyk otwierania i zamykania oraz nastaw ograniczeń stopnia otwarcia.

Badania przeprowadzone po wdrożeniu zaleceń potwierdziły w pełni słuszność przyjętych założeń. Po ich wprowadzeniu elektrownia może być eksploatowana w zakresie zgodnym z projektem bez konieczności ograniczania obciążenia hydrozespołów mocą czynną poniżej wartości nominalnych.

## PODSUMOWANIE I WNIOSKI

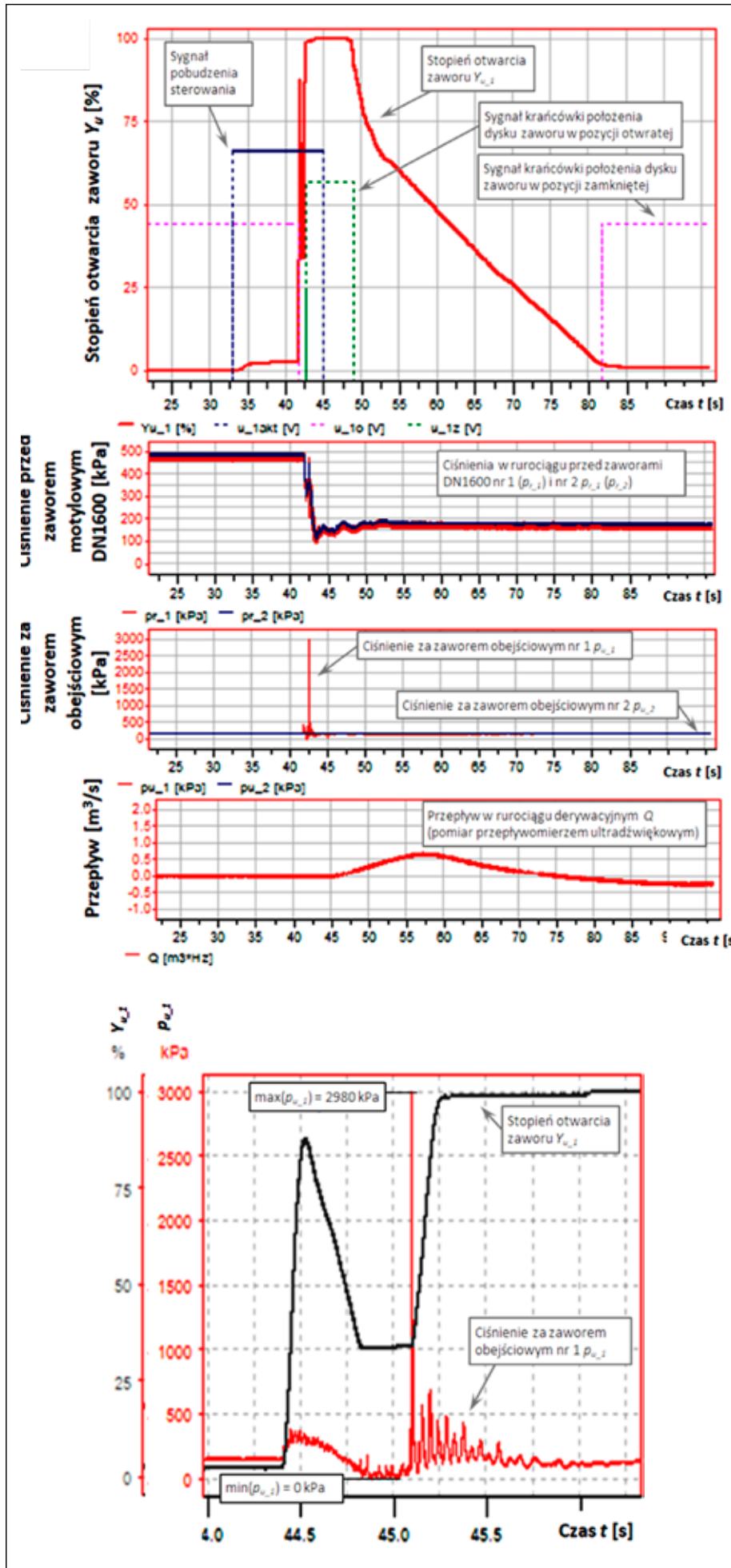
Przedstawione przykłady świadczą o znacznym zagrożeniu, jakie niesie ze sobą niekontrolowane zjawisko uderzenia hydraulicznego w układach przepływowych. Zabezpieczenie elementów tych układów oraz podejmowanie działań idących w kierunku łagodzenia przebiegu zjawiska uderzenia hydraulicznego, poprzez instalację urządzeń odpowiednio regulujących przepływ lub tłumiących falę ciśnienia, powinno podlegać szczególnej uwadze nie tylko na etapie projektowania i budowy układów hydraulicznych, lecz także na etapie ich eksploatacji poprzez wdrażanie sprawdzonych w praktyce rozwiązań. Stosowane na etapie projektowania metody analizy zjawiska uderzenia hydraulicznego rzadko uwzględniają pełną charakterystykę jego przebiegu. Brak eksperckiej analizy projektowanych i wdrażanych na obiektach rozwiązań jest najczęstszą przyczyną awarii

Rys. 13 Przypadek nr 3: Przebieg zmian ciśnienia w układzie przepływowym wraz ze zmianami przepływu podczas niezamierzonego otwarcia zaworu na rurociągu obejściowym



Źródło: Opracowanie własne

Rys. 14 Przypadek nr 3: Przebieg zmian parametrów przepływu podczas badań zaworu obejściowego



Źródło: Opracowanie własne

i katastrof budowlanych będących wynikiem niszczącego działania nadmiernych zmiennych obciążeń, na które wytrzymałość konstrukcji nie została w obliczeniach projektowych przewidziana.

Mając na uwadze katastrofalne skutki uderzeń hydraulicznych (odnotowano nawet wypadki śmiertelne wśród ludności), zasadne jest wprowadzenie zaostrzonych procedur oceny rozwiązań projektowych i procedur eksploatacyjnych z uwzględnieniem systemów monitorujących i zabezpieczających. Wyniki symulacji numerycznych oraz wnikliwa analiza przebiegów zaistniałych w przeszłości zdarzeń awaryjnych i wyników przeprowadzonych badań daje podstawy do podejmowania odpowiednich środków zapobiegających lub minimalizujących prawdopodobieństwo wystąpienia uderzenia hydraulicznego oraz do stosowania najlepszych i sprawdzonych rozwiązań technicznych. Wypracowywanie zaleceń dotyczących wdrażania bezpiecznych rozwiązań wymaga jak największej jawności informacji o zaistniałych awariach. Brak tej jawności uniemożliwia skorzystanie z doświadczeń i skutecznie ogranicza eliminację błędów, jakie popełniono przy projektowaniu i/lub podczas eksploatacji konstrukcji. Takie działanie jest wysoce naganne, gdyż nie jest zgodne z dobrą inżynierską praktyką.

Adam Adamkowski  
Mariusz Lewandowski  
Instytut Maszyn Przepływowych  
im. R. Szewalskiego, PAN, Gdańsk

Stanisław Lewandowski  
Towarzystwo Elektrowni Wodnych  
Easy Serv sp. z o.o. sp.k.

#### Literatura

1. Wylie, E. B. & Streeter, V. L.: Fluid Transients in Systems. Prentice Hall, Engwood Cliffs, NJ 07632, 1993.
2. Adamkowski A.: Transient fluid flows in closed conduits, Monographic Publishing House IFM, Vol.34, PAsci, Gdańsk, Poland, 2013 (in Polish).
3. Adamkowski A., Lewandowski M.: Experimental examination of unsteady friction models for transient pipe flow simulation, J. Fluids Eng. Nov 2006, 128(6): 1351–1363.
4. Bonin C.C.: Water-Hammer Damage to Oigawa Power Station, ASME Jour. Engineering for Power, April 1960.
5. Adamkowski A.: Case Study: Lapino Powerplant Penstock Failure, ASCE Jour. of Hydraulic Engineering, July 2001, Vol.127, No.7, pp. 547–555.
6. Hamill F.A.: Sayano Shushenskaya accident – presenting a possible direct cause, International Water Power and Dam Construction, 2011.
7. Adamkowski A., Lewandowski M.: Investigation of hydraulic transients in a pipeline with column separation, Journal of Hydraulic Engineering 138 (11), 935–94, 2012