

STAN AWARYJNY STALOWEJ KONSTRUKCJI WSPORCZEJ OBCIĄŻONEJ DYNAMICZNIE

MARCIN SKWAREK, e-mail: marcin.skwarek@pracowniaprojektowa.com.pl
Pracownia Projektowa M.Skwarek, J.Hulimka Sp. J.

JACEK HULIMKA
Politechnika Śląska, Katedra Inżynierii Budowlanej

Streszczenie: W pracy opisano przypadek stanu awaryjnego stalowej konstrukcji wsporczej maszyny, objawiającego się silnymi drganiami rezonansowymi, które wystąpiły już przy pierwszym uruchomieniu urządzenia. Spowodowane było to niewłaściwym zaprojektowaniem konstrukcji, a dokładnie, przyjęciem błędnych, czy też niepełnych założeń do jej obliczeń. Przedstawiono tu diagnozę stanu awaryjnego oraz stosunkowo prosty sposób rozwiązania problemu, polegający na właściwym dostrojeniu konstrukcji.

Słowa kluczowe: stalowa konstrukcja wsporcza maszyny, obciążenie dynamiczne, drgania rezonansowe

1. Wprowadzenie

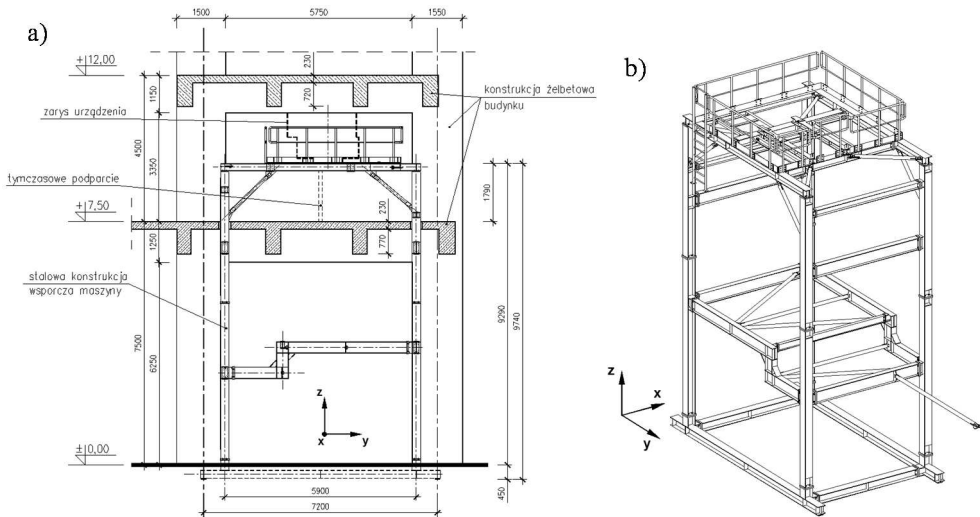
Modernizacja lub budowa nowych instalacji przemysłowych w ramach istniejącej infrastruktury zakładu – jego substancji budowlanej, bardzo często wiąże się z koniecznością instalacji nowych maszyn. Bywa, że urządzenia takie posadowione muszą być na eksploatowanej wcześniej, często już przez wiele lat, konstrukcji budowlanej, która wymaga wtedy specjalistycznej oceny jej stanu technicznego i nośności. W przypadku, gdy planowane urządzenia generować mogą obciążenia cyklicznie zmienne w czasie (dynamiczne), ważnym elementem takiej oceny jest analiza dynamiczna konstrukcji, a w efekcie określenie jej odpowiedzi na planowane wymuszenie. Prócz rozpoznania samej struktury obiektu budowlanego, niezbędne są do tego precyzyjne dane techniczne maszyny, określające charakter i parametry jej oddziaływania. Często projektanci, chcąc uniknąć takiej analizy lub znacznie ograniczyć jej zakres, bądź z powodu braku odpowiednich danych urządzenia we wczesnej fazie projektowania, wybierają rozwiązanie posadowienia maszyny na niezależnej konstrukcji wsporczej, wykonanej w obrębie istniejącego obiektu, lecz nie powiązanej z jego konstrukcją. O takiej to właśnie konstrukcji wsporczej traktuje niniejsza praca, przy czym konstrukcji zaprojektowanej wadliwie, co objawiło się jej silnymi drganiami rezonansowymi już przy pierwszym uruchomieniu urządzenia, uniemożliwiając właściwy rozruch całego, nowego ciągu technologicznego.

2. Opis konstrukcji wraz z identyfikacją jej wad na podstawie oględzin i pomiarów

Opisywana konstrukcja, przedstawiona schematycznie na rysunku 1, to stalowa rama przestrzenna, wbudowana we wnętrze istniejącego budynku zakładu przemysłowego, który w tej części posiada masywną, monolityczną konstrukcję żelbetową, mającą za sobą ponad siedemdziesiąt lat eksploatacji.

Konstrukcję zaprojektowano i wykonano na planie prostokąta o długościach boków 5,9 m i 4,0 m. Posadowiona ona została poniżej posadzki poziomu $\pm 0,0$ m, za pośrednictwem zatopionych w niej stalowych belek podwalinowych. Słupy wyprowadzono ponad strop w poziomie

+7,5 m, zapewniając możliwość posadowienia maszyny na wymaganym poziomie +9,29 m (1,79 m powyżej stropu), kształtując tu odpowiedni ruszt belkowy, zaopatrzony w pomost zabezpieczony na obwodzie barierkami. W celu przeprowadzenia słupów przez strop wykonano w nim otwory, odpowiednio większe od przekroju słupa, uniemożliwiając skutecznie podparcie konstrukcji stalowej na stropie żelbetowym. Układ rygli i stężeń stalowej konstrukcji wsporczej, pomiędzy konstrukcją stropu poziomu +7,5 m i posadzką, determinowany był przebiegającymi tu, licznymi instalacjami technologicznymi, a wśród nich przewodami o znacznych przekrojach, w tym opierającymi się na ryglach pośrednich. Można wręcz powiedzieć, że konstrukcja ta, w tej części, jest w ogóle niestężona. Stąd też zabiegi projektanta w celu jej dosztywnienia, poprzez zamknięcie dwuteowych profili słupów blachami, po ich zewnętrznej stronie. Charakterystyka urządzenia posadowionego na konstrukcji opisana zostanie w dalszej części pracy.

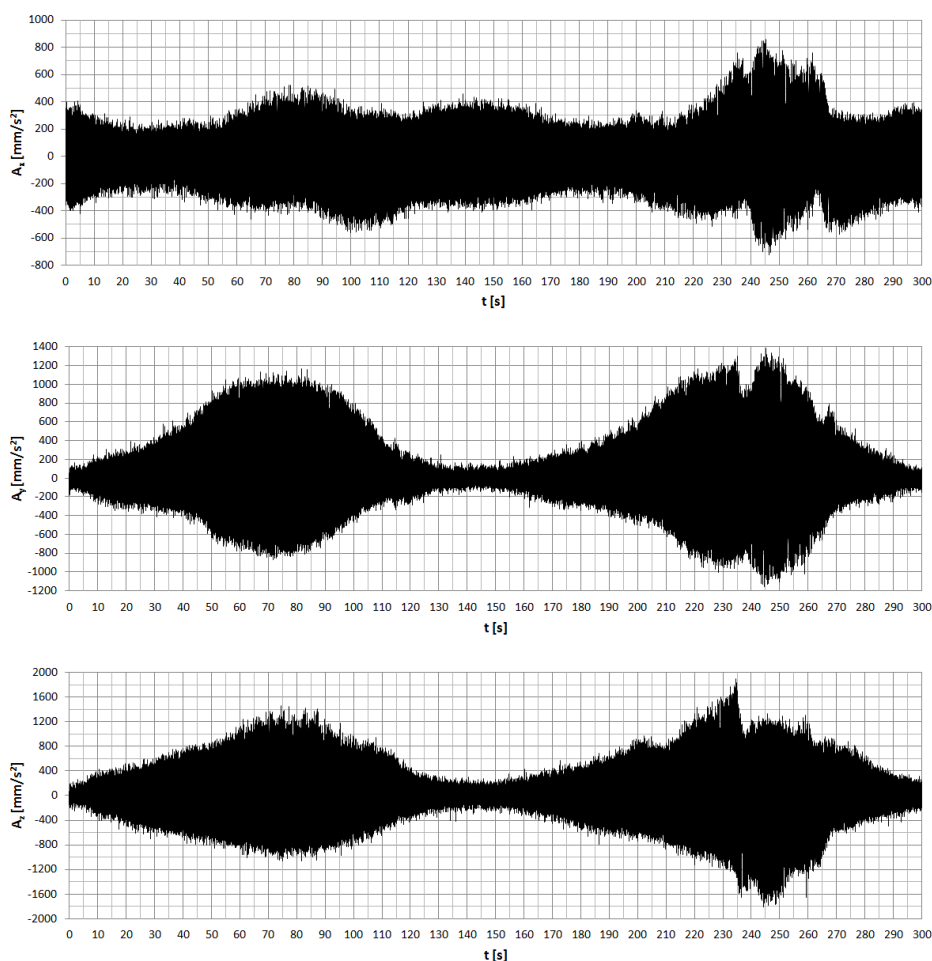


Rys. 1. Schemat opisywanej konstrukcji wsporczej (opis w tekście);
a) usytuowanie konstrukcji w przekroju; b) widok aksonometryczny

W trakcie pierwszego rozruchu maszyny zauważono natychmiast silne drgania jej konstrukcji wsporczej, objawiające się dużymi amplitudami przemieszczeniowymi belek podłużnych rusztu górnego, głównie na kierunku pionowym, a także poziomymi słupów, szczególnie zauważalnymi względem krawędzi otworów w stropie żelbetowym. Użytkownik intuicyjnie wprowadził tymczasowe zabezpieczenie konstrukcji w postaci słupków z rur stalowych, zaklinowanych pomiędzy belkami podłużnymi rusztu, w środku ich rozpiętości, a stropem poziomym +7,5 m. W takim stanie prowadzono dalej rozruch próbny i testy instalacji technologicznej, zlecając jednocześnie przeprowadzenie ekspertyzy autorom niniejszej pracy, a w jej zakresie wykonanie pomiarów dynamicznych.

Prace związane z opracowaniem ekspertyzy konstrukcji wsporczej rozpoczęto od jej oględzin oraz wykonania pomiarów przyspieszeń drgań. W wyniku przeprowadzonego przeglądu nie stwierdzono wad wykonawczych oraz uszkodzeń konstrukcji (szczególnie w obrębie węzłów), mogących powstać w wyniku stwierdzonych drgań o dużych amplitudach. Przystąpiono zatem do pomiarów przyspieszeń drgań konstrukcji, zalecając na wstępie usunięcie (na czas ich prowadzenia) tymczasowych podparć belek podłużnych rusztu górnego.

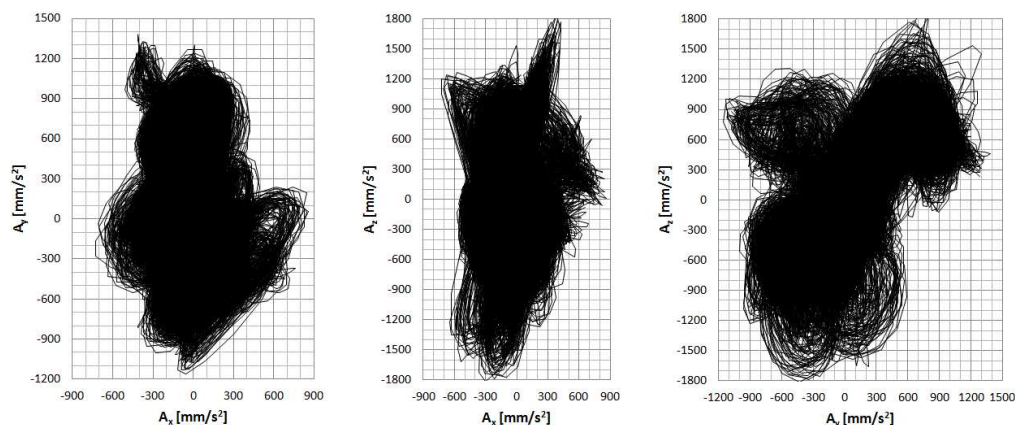
Pomiary dynamiczne przeprowadzono przy użyciu trójosiowego analizatora drgań FastTracer firmy Sequoia, rejestrując przyspieszenia drgań w kierunkach x , y , z , zgodnie z oznaczeniem osi na rysunkach 1 i 8. Czujnik ustawiano na belkach głównych (podłużnych) rusztu górnego, kolejno, w środku ich rozpiętości oraz nad słupami. Przeprowadzono pomiary przy zatrzymanym urządzeniu, wymuszając impulsowo drgania swobodne konstrukcji, a następnie pomiary w trakcie rozruchu, pracy i zatrzymania maszyny. Do celów opracowania wyników wyodrębniono fragmenty zarejestrowanych przebiegów czasowych zmienności przyspieszeń drgań, stosując przy tym filtr dolnoprzepustowy ustawiony na wartość 64 Hz dla drgań wymuszonych, tj. rejestrowanych w czasie pracy maszyny oraz 32 Hz dla drgań swobodnych, wymuszanych impulsowo.



Rys. 2. Przykład przebiegu zmienności przyspieszeń drgań wymuszonych

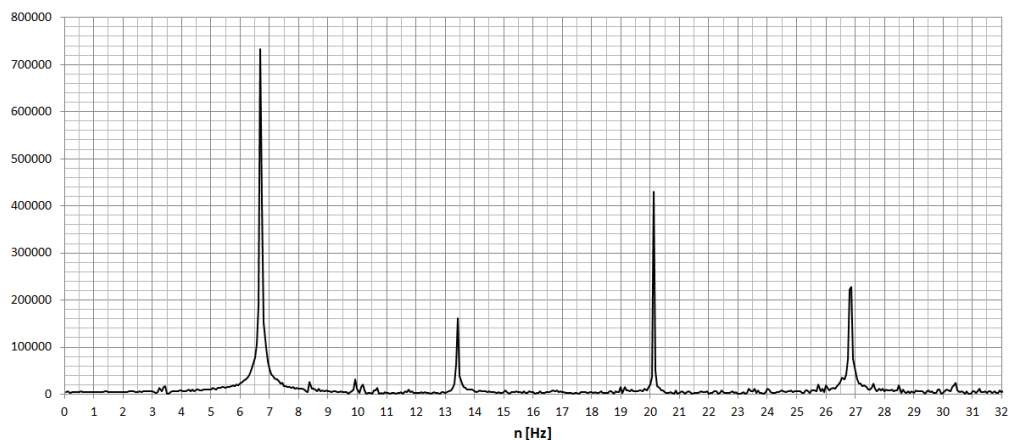
Następnie przeprowadzono analizę widmową wyodrębnionych fragmentów sygnałów, obliczając Dyskretną Transformatę Fouriera, z zastosowaniem metody Szybkiej Transformacji Fouriera (FFT), uzyskując dalej wykresy gęstości widmowej mocy, opisane w dziedzinie częstotliwości. Ponadto przeprowadzono analizę widmową w pasmach tercjowych, zarejestrowanych, w trakcie drgań wymuszonych konstrukcji, przebiegów czasowych. Analizę taka

przeprowadzono analogicznie do metodyki analizy pomiarów drgań opisanej w normach [4, 5] (w trakcie opracowywania ekspertyzy aktualną była norma [4] z roku 1985). Pozwoliło to na wyodrębnienie największych amplitud przyspieszeń drgań w poszczególnych pasmach tercjowych, odpowiednio wąskich dla niższych częstotliwości, istotnych dla większości konstrukcji budowlanych jak również z punktu widzenia odczuwania drgań przez człowieka. Poczynając od częstotliwości środkowej 0,5 Hz, a kończąc na częstotliwości środkowej 64 Hz, przyjęto 22 pasma tercjowe (rys. 5).



Rys. 3. Rozkład kierunków przyspieszeń drgań w przebiegu z rys. 2 w płaszczyznach xy, xz, yz

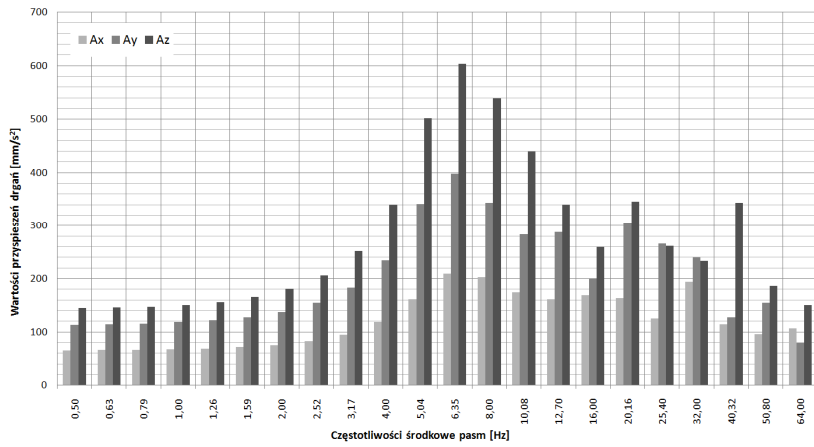
Na rysunkach nr 2 i 3 przedstawiono przykładowy fragment zarejestrowanego przebiegu zmienności przyspieszeń drgań wymuszonych (w trakcie pracy maszyny), w środku rozpiętości belki głównej (podłużnej) rusztu, wraz z rozkładem kierunków przyspieszeń drgań w trzech płaszczyznach. Na kolejnych dwóch rysunkach zamieszczono przykładowe wyniki analizy widmowej FFT (dla kierunku y) i w pasmach tercjowych, dla fragmentu przebiegu z rysunku 2, w pierwszym okresie wzmocnienia amplitud drgań.



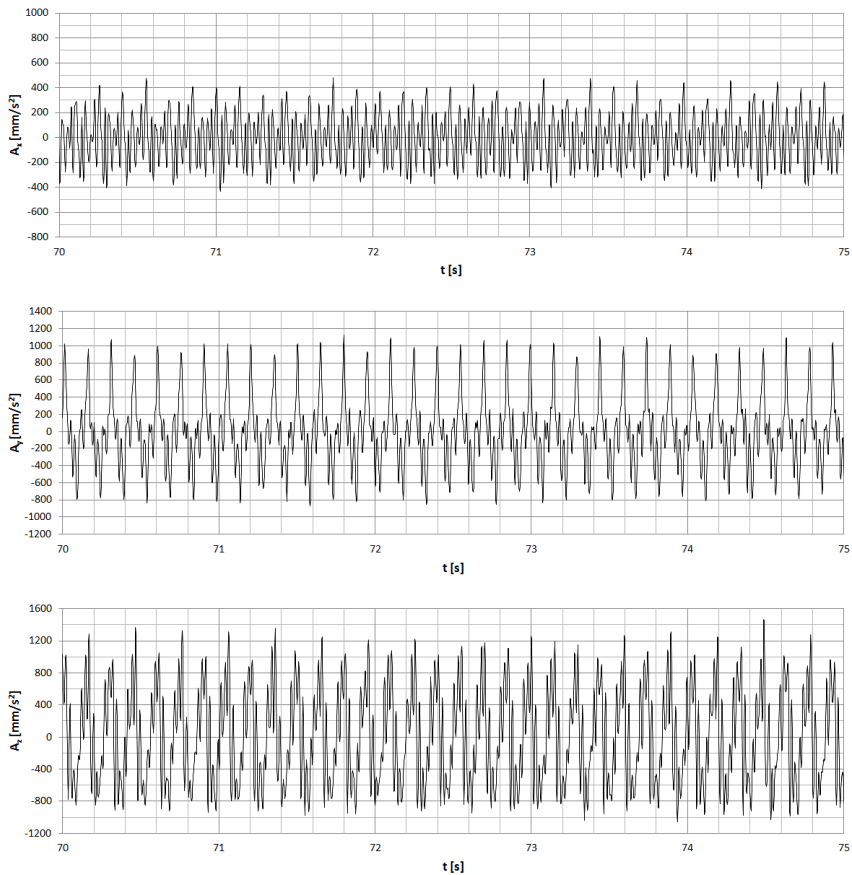
Rys. 4. Przykład analizy widmowej metodą FFT (opis w tekście)

Kolejne dwa rysunki (nr 6 i 7) prezentują wybrany fragment przedstawionego na rys. 2 przebiegu czasowego zmienności przyspieszeń drgań, w pierwszym okresie wzmocnienia

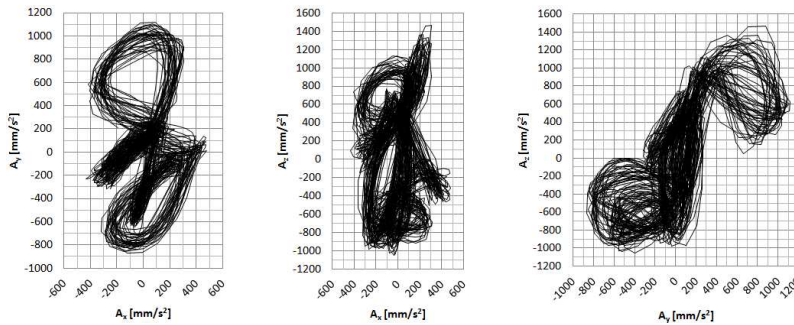
amplitud drgań przy zjawisku dudnienia. Tego też fragmentu sygnału dotyczą przedstawione na rysunkach 4 i 5 wyniki analizy widmowej.



Rys. 5. Przykład analizy widmowej w pasmach tercjowych (opis w tekście)



Rys. 6. Fragment przebiegu czasowego przedstawionego na rys. 2



Rys. 7. Rozkład kierunków przyspieszeń drgań w przebiegu z rys. 6 w płaszczyznach xy , xz , yz

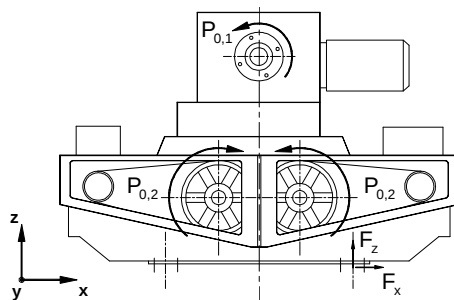
Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów, a także obserwacji zachowania się konstrukcji w trakcie ich prowadzenia, postawiono pierwsze wnioski dotyczące stanu zastanego. Przede wszystkim stan konstrukcji uznano za awaryjny, czy też grożący wystąpieniem awarii. Pracowała ona bowiem w ciągłym rezonansie, objawiającym się występowaniem zjawiska dudnienia (rys. 2), wynikającego ze złożenia dwóch drgań o zbliżonych częstotliwościach. W tym wypadku wynikało to ze złożenia drgań wzbudzanych konstrukcji, o częstotliwości jej drgań własnych w określonej postaci, oraz drgań wymuszających. Okresowe zwielenokrotnienie amplitud drgań było przy tym na tyle silne, a zarazem widoczne, szczególnie na kierunkach y i z , że oceniono, iż dalsza eksploatacja konstrukcji w tym stanie groziłaby rychłym wystąpieniem uszkodzeń zmęczeniowych. Na podstawie wyników pomiarów drgań swobodnych wyodrębniono tu dwie postacie drgań własnych, o częstotliwościach około 3,9 i 5,9 Hz. Podstawową częstotliwość drgań wzbudzanych, a zarazem samego wymuszenia, ustalono natomiast równą około 6,7 Hz.

3. Analiza dokumentacji i obliczenia sprawdzające

Mając wyniki pomiarów obrazujące rzeczywiste zachowanie się konstrukcji w trakcie pracy maszyny przeanalizowano dostarczoną dokumentację projektową. Skupiono się tu głównie na obliczeniach, a przede wszystkim na ustaleniu sposobu uwzględnienia oddziaływania dynamicznego. Szybko ustalono, że fakt występowania obciążeń dynamicznych uwzględniono tu w sposób bardzo uproszczony, bazując jedynie na informacjach podanych na rysunku założeniowym przekazany przez producenta urządzenia, jako wytyczne do projektu. Rysunek ten zawierał podstawowe dane geometryczne urządzenia, szczegółowo zwymiarowane cztery punkty jego zamocowania, a także wartości obciążeń (sił skupionych, statycznych), jednakowych w każdym z punktów mocowania: od oddziaływań statycznych $F_z = 16$ kN oraz od oddziaływań dynamicznych $F_z = \pm 0,50$ kN i $F_x = \pm 0,25$ kN (oznaczenia sił jak na rys. 8). Projektant konstrukcji wsporczej wyjaśniał tu, że po otrzymaniu od producenta informacji, że oddziaływania dynamiczne urządzenia są niewielkie, w obliczeniach uwzględnił jedynie podane wyżej siły, jako zastępcze obciążenia statyczne. Przeprowadzono zatem dalsze analizy, w celu ustalenia faktycznego charakteru i wielkości oddziaływań dynamicznych urządzenia.

Posługując się wspomnianym wcześniej rysunkiem założeniowym maszyny oraz (a może przede wszystkim) specyfikacją zamieszczoną w dostarczonej wraz z nią dokumentacji techniczno-ruchowej, ustalono, że składa się ona z dwóch zasadniczych części, a głównym źródłem wymuszeń są obracające się wały, napędzane silnikami elektrycznymi (rys. 8). I tak część górna urządzenia zawiera jeden wał, usytuowany w jego osi, pracujący z prędkością 45 obr/min. Część dolna z kolei ma dwa wały, obracające się w przeciwnych kierunkach, z prędkością 400 obr/min. Oddziaływania od silników napędzających wały części dolnej, pracujących

z prędkością 1000 obr/min., w świetle uzyskanych wyników pomiarów, biorąc także pod uwagę znacznie mniejszą, a precyzyjnie wyważoną masę wirującą, uznano za drugorzędne.



Rys. 8. Schemat maszyny i obciążeń konstrukcji (opis w tekście)

Rozpatrując dalej obciążenia dynamiczne generowane przez wirujące masy w dwóch kierunkach składowych x i z , jak na rysunku 8 powyżej (analogicznie jak siły składowe podane na rysunku założeniowym producenta), przyjąć można, że dla dolnej części urządzenia składowe poziome będą się znosić (równoważyć). Oddziaływanie poziome będzie zatem wynikiem pracy jedynie wału górnej części urządzenia. Przyjmując dalej, że podane na rysunku założeniowym producenta obciążenia dynamiczne, jednakowe dla każdego z czterech punktów zamocowania, o podanych wcześniej wartościach, są wyrazem wielkości maksymalnych amplitud początkowych P_0 obciążenia zmiennego w czasie, przyjęto podany niżej, deterministyczny charakter wymuszenia dynamicznego dla pojedynczego punktu zamocowania urządzenia. Założono przy tym zgodność w fazach składowych od wszystkich trzech wałów. Posługując się podstawowym zapisem funkcji drgań harmonicznym (np. wg [6]), zapisano zatem następujące równania, opisujące zmienne w czasie wartości obciążeń w pojedynczym punkcie zamocowania urządzenia:

– w kierunku z

$$P_z(t) = P_{0,1} \sin(\omega_1 t) + 2 \cdot P_{0,2} \sin(\omega_2 t) \quad (1)$$

– w kierunku x

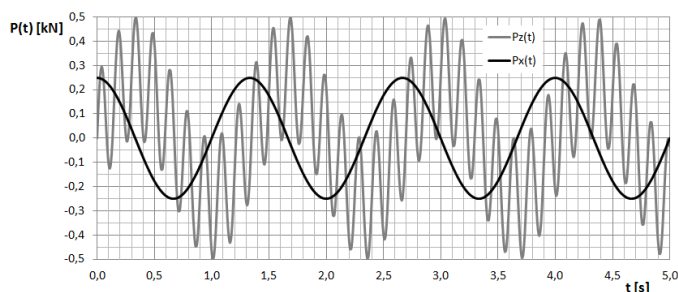
$$P_x(t) = P_{0,1} \cos(\omega_1 t) \quad (2)$$

gdzie:

$$\omega_1 = 4,712 \text{ rad/s (0,75 Hz; 45 obr/min),}$$

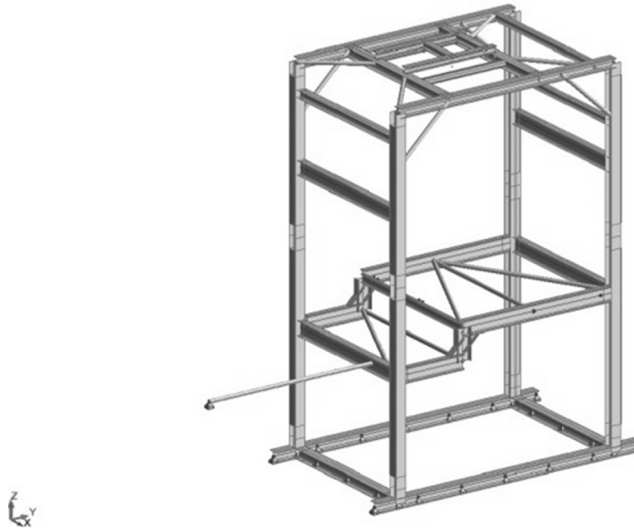
$$\omega_2 = 41,888 \text{ rad/s (6,67 Hz; 400 obr/min).}$$

Przebieg sił wymuszenia, opisanych powyższymi równaniami, przedstawia wykres poniżej.



Rys. 9. Wykres funkcji (równań ruchu) opisujących zmiany sił wymuszenia dynamicznego w czasie, w pojedynczym punkcie zamocowania urządzenia (opis w tekście)

W dalszej kolejności, wobec braku jakichkolwiek obliczeń dynamicznych w projekcie konstrukcji wsporczej, przeprowadzono niezbędne obliczenia sprawdzające. Posłużono się tu licencjonowanym programem komputerowym Autodesk Robot Structural Analysis Professional, stosując przestrzenny, prętowy model konstrukcji, jak na rysunku poniżej.



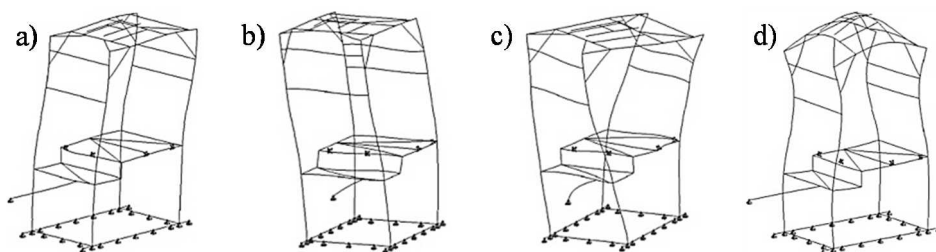
Rys. 10. Przestrzenny, prętowy model obliczeniowy konstrukcji

Należy podkreślić, że w modelu konstrukcji uwzględniono, iż część przewodów instalacji spoczywających na ryglach pośrednich konstrukcji, mających znaczny przekrój, masę, a także sztywność, tworzy w istocie więzi podporowe, w miejscach ich oparcia.

W pierwszym rzędzie przeprowadzono analizę modalną konstrukcji, celem zidentyfikowania kolejnych postaci drgań własnych i odpowiadających im częstotliwości. Podstawowe wyniki tej analizy przedstawiono na rysunku 11. Na ich podstawie, mając na uwadze sposób realizacji i kierunki wymuszeń impulsowych drgań swobodnych w trakcie pomiarów stwierdzono, że ujawniono w nich kolejno: drugą i третią postać drgań własnych jak na rysunku 11. Najistotniejszą – rezonansową – była tu jednak postać czwarta, której rzeczywista częstotliwość była zapewne nieco niższa, bliższa częstotliwości wymuszenia. Różnice wartości częstotliwości obliczonych i zmierzonych są tu efektem niedoskonałości modelu obliczeniowego, a także nieprecyzyjnie określonych wielkości mas urządzenia i elementów instalacji spoczywających na konstrukcji, wraz z wypełniającymi je mediami. Biorąc pod uwagę ustaloną wcześniej częstotliwość wymuszenia, kolejne postacie drgań własnych, o częstotliwościach powyżej 10 Hz, uznano za nieistotne dla dalszej analizy konstrukcji.

Ostatnim elementem analizy było sprawdzenie nośności konstrukcji w stanie występujących drgań rezonansowych, a więc jak określono wcześniej – w stanie awaryjnym. Do przeprowadzenia obliczeń metodą stanów granicznych nośności wg [1], lecz z uwzględnieniem występujących tu obciążeń dynamicznych, konieczne było ustalenie zastępczych obciążeń statycznych, równoważnych co do skutków rzeczywistym realizacjom wymuszeń dynamicznych. Wartości tych obciążeń uzyskano na podstawie opisanych wcześniej sił F_z i F_x , (pochodzących od efektów dynamicznych) podanych na rysunku założeniowym urządzenia, zwiększając ich wartość współczynnikiem dynamicznym, tj. tzw. współczynnikiem wzmocnienia (zwielokrotnienia) drgań harmonicznym, stosując wzory wg zapisu normy [2]. Obliczona wartość współczynnika

dynamicznego wyniosła $\varphi_M = 14,1$. Na podstawie wyników wykonanych obliczeń statyczno-wytrzymałościowych stwierdzono, że elementy konstrukcji (ich przekroje) spełniały podstawowe warunki nośności i stateczności. Natomiast po wykonaniu analizy zmęczeniowej wg normy [3], trwałość analizowanej konstrukcji ustalono na około 37 godzin eksploatacji (przy działającej maszynie, bez podparć tymczasowych).



Rys. 11. Wyniki analizy modalnej konstrukcji: a) postać 1 – $n = 2,66$ Hz; b) postać 2 – $n = 3,60$ Hz; c) postać 3 – $n = 6,17$ Hz; d) postać 4 – $n = 6,92$ Hz

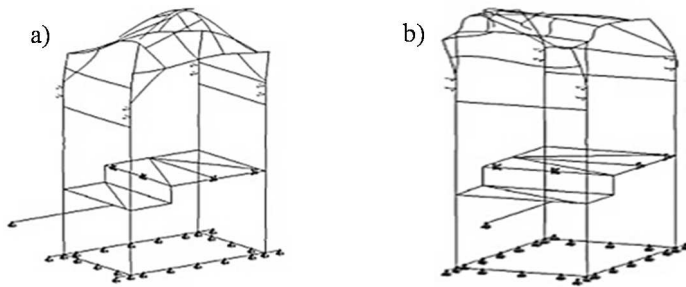
4. Diagnoza i sposób rozwiązania problemu

Wobec przedstawionych wyżej wyników pomiarów i analiz rozpatrywanej konstrukcji wsporczej, diagnoza stała się w zasadzie oczywistą. Przypadłość tej konstrukcji okazała się jej wadą wrodzoną, wynikającą z niewłaściwego zaprojektowania. W momencie uruchomienia maszyny dochodziło do drgań rezonansowych, o okresowo, silnie narastających amplitudach, wynikających z występowania efektu dudnienia, tj. nakładania się drgań wymuszających o częstotliwości 6,67 Hz z drganiami wzbudzonymi konstrukcji, przede wszystkim w czwartej postaci drgań własnych, o częstotliwości obliczonej 6,92 Hz (w rzeczywistości zapewne nieco niższej). Ta postać drgań (rys. 11d) objawiała się drganiami giętnymi niestężonych słupów, w płaszczyźnie belek podłużnych (yz), a w efekcie, poprzez obrót sztywnych węzłów narożnych spiętych dodatkowo zastrzałami, odpowiednimi drganiami giętnymi belek podłużnych. Stąd wyraźnie widoczne były znaczne amplitudy pionowe drgań belek, a tymczasowe ich podparcie – w istocie wprowadzenie podpór jednostronnych – było w pewnym stopniu skuteczne. Nie ulega wątpliwości, że tak jak przekazał projektantowi producent urządzenia, siły bezwładności generowane przez maszynę i przekazywane na punktu podparcia, są tu niewielkie. Konstrukcja nie została jednak odpowiednio, a w zasadzie w ogóle, dostrojona do częstotliwości wymuszenia (pracy urządzenia). Na nieszczęście stało się tak, że konstrukcja została nieświadomie nastrojona niemal dokładnie w częstotliwość wymuszenia.

Wobec postawionej diagnozy i mocno zaawansowanego stanu realizacji inwestycji (faza rozruchu instalacji technologicznej) rozwiązanie problemu mogło być tylko jedno, a więc modyfikacja konstrukcji w celu jej właściwego nastrojenia, tj. „ucieczki” z częstotliwościami drgań wzbudzanych (drgań własnych) z pasma rezonansowego. Z uwagi na wspomniane wcześniej liczne instalacje technologiczne, przebiegające poniżej stropu w poziomie +7,5 m, nie było tu żadnej możliwości wbudowania dodatkowych rygli i stężeń, czy też rozbudowy przekrojów słupów. Autorzy zaproponowali zatem rozwiązanie możliwie najprostsze, choć przeczące pierwotnemu założeniu projektu – całkowitego odcięcia się od istniejącej konstrukcji żelbetowej. Zalecono bowiem poziome przytrzymanie słupów do stropu żelbetowego na jego dolnej i górnej powierzchni, poprzez odpowiednie jarzma założone wokół przekroju słupów. Rozwiązanie takie dało nie tylko poziome podparcie słupów, ale także odebrało możliwość ich obrotu (wprowadzenie pary podpór poziomych). Pomiędzy obejmą jarzma

a słupy wprowadzono przy tym przekładki ślizgowe (płytki PTFE), w celu umożliwienia swobody odkształceń termicznych konstrukcji.

Zaproponowane, a opisane wyżej rozwiązanie problemu poparto stosownymi obliczeniami. Pierwszą i podstawową ich częścią była oczywiście analiza modalna zmodyfikowanej przez dodatkowe podparcie konstrukcji. Wyniki tej analizy przedstawia rysunek 12. Widoczne jest tu, że po zaproponowanej modyfikacji najniższa obliczona częstotliwość drgań własnych jest większa od 9 Hz. Konstrukcja, korzystnie, stała się więc przy tym wysokostrojoną względem podstawowej częstotliwości wymuszenia.

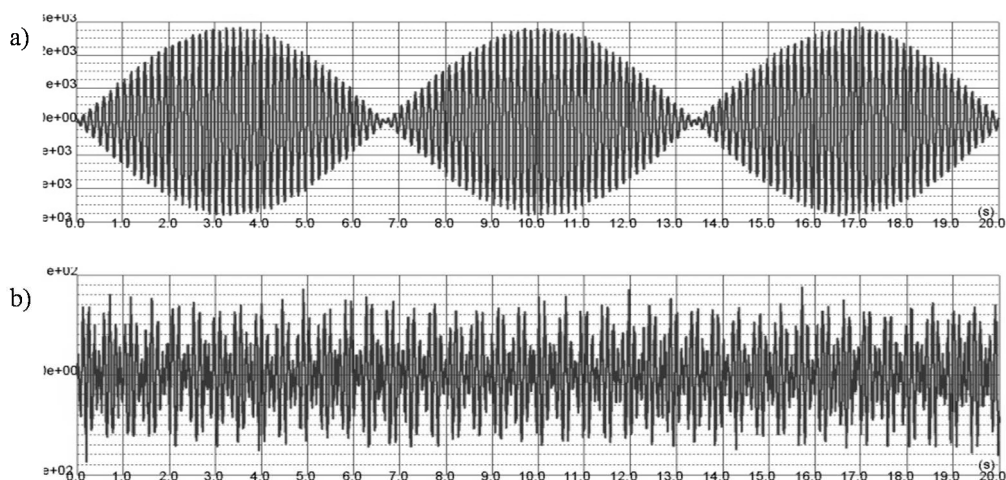


Rys. 12. Wyniki analizy modalnej konstrukcji po modyfikacji (opis w tekście):
a) postać 1 – $n = 9,03$ Hz; b) postać 2 – $n = 9,37$ Hz

Obliczona wartość współczynnika dynamicznego (zwielokrotnienia drgań), dla zmodyfikowanej konstrukcji, wynosi $\phi_M = 2,2$, wskutek czego wartości zastępczych obciążeń statycznych spadły ponad sześciokrotnie. W efekcie zakres zmienności naprężeń stał się na tyle mały, że w świetle [3], wytrzymałość zmęczeniową zmodyfikowanej konstrukcji można uznać za trwałą. Największą wypadkową wartość charakterystyczną reakcji poziomej, na jeden (planowany – dodatkowy) punkt podparcia, wyznaczoną dla zastępczych obciążeń statycznych, obliczono równą 3,31 kN. Jak oceniono, jest to wielkość, którą bezpiecznie można obciążyć istniejącą, masywną konstrukcją żelbetową.

Dodatkowo, w celu zobrazowania skuteczności zaproponowanego rozwiązania tj. wpływu zmiany charakterystyk dynamicznych konstrukcji na wielkość jej odpowiedzi, na określone równaniami (1) i (2) wymuszenie harmoniczne, przeprowadzono komputerowo analizę czasową metodą całkowania równań ruchu. Jej wyniki, w postaci przebiegu zmienności przyspieszeń drgań na kierunku pionowym „z”, w środku rozpiętości belki podłużnej (punkt odpowiadający miejscu usytuowania czujnika w trakcie pomiarów), przedstawiono na poniższym rysunku.

Należy przy tym podkreślić, że przeprowadzona analiza czasowa, ze względu na nieokreślone parametry tłumienia konstrukcji rzeczywistej, posłużyła jedynie jako materiał poglądowy – do oceny jakościowej, nie ilościowej. Widać bowiem od razu, że przebieg z rysunku 13a różni się istotnie od tego rzeczywistego, z rysunku 2, choćby pod względem okresu cyklicznego wzmocnienia amplitud drgań przy występowaniu efektu dudnienia. Uzyskane wyniki pokazują natomiast wyeliminowanie drgań rezonansowych (dudnienia), a ekstremalne wartości amplitud przyspieszeń drgań, obliczone komputerowo, spadły z przeszło 2800 mm/s² do niespełna 90 mm/s².



Rys. 13. Wyniki analizy czasowej metodą całkowania równań ruchu (opis w tekście):
a) konstrukcja w stanie rezonansu – dudnienia; b) konstrukcja po modyfikacji

Zalecaną modernizację opisywanej konstrukcji wsporczej zrealizowano i, wg informacji jakimi dysponują autorzy pracy, przyniosła ona pożądany efekt. Niestety, autorzy nie mieli możliwości przeprowadzenia pomiarów porównawczych, po wykonaniu dodatkowego podparcia konstrukcji.

5. Podsumowanie

W tytule pracy napisano, że powstały stan awaryjny stalowej konstrukcji wsporczej maszyny, a więc fakt wystąpienia niebezpiecznych drgań rezonansowych, był efektem przyjęcia błędnych założeń projektowych. Tak z pewnością jest to widziane przez projektanta konstrukcji wsporczej, który przecież otrzymał dokument założeniowy od producenta urządzenia i uwzględnił podane w nim obciążenia. Wydaje się zatem, że formalnie sprawa jest jasna. Nie można jednak ukryć, że dla wielu czytelników, także dla autorów niniejszej pracy, przyczyną powstałych problemów będzie jednak wspólne zaniechanie projektanta konstrukcji wsporczej i dostawcy maszyny tj. brak podstawowej analizy rezonansowej konstrukcji, co do której wiadomym było, że będzie obciążona wymuszeniem harmonicznym. Producent nie przedstawił tutaj odpowiednich danych, a projektant nie upomniał się o takowe. Warto pamiętać, że norma [2] jasno podaje wymagany zakres danych maszyny, jaki producent winien dostarczyć do przeprowadzenia obliczeń jej konstrukcji wsporczej (fundamentu).

Literatura

1. PN-EN 1990 Eurokod. Podstawy projektowania konstrukcji
2. PN-EN 1991-3 Eurokod 1. Oddziaływania na konstrukcje. Część 3: Oddziaływania wywołane dźwignicami i maszynami.
3. PN-EN 1993-1-9 Eurokod 3: Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 1–9: Zmęczenie.
4. PN-B-02170:2016-12 Ocena wpływu drgań przekazywanych przez podłoże na budynki.
5. PN-88/B-02171 Ocena wpływu drgań na ludzi w budynkach.
6. Chmielewski T., Zembaty Z.: Podstawy dynamiki budowli. Arkady, Warszawa 1998.

EMERGENCY STATE OF THE STEEL SUPPORTING STRUCTURE SUBJECTED TO DYNAMIC LOADS

Abstract: The paper describes a steel structure supporting machinery, which was in critical condition due to the strong resonance vibrations. These vibrations were noticed immediately after the machine was started. Cause for these vibrations were incorrect assumptions made during the design of the structure. Paper presents a problem diagnosis and relatively simple solution, basing on an appropriate adjustment of the steel supporting structure.

Keywords: steel supporting structure for the machine, dynamic loading, resonant vibration