

ANALIZA NUMERYCZNA DRGAŃ URZĄDZEŃ TECHNOLOGICZNYCH W OBSZARACH BLISKICH DRGANIOM REZONANSOWYM – NA PRZYKŁADZIE PRACUJĄCEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Streszczenie: W referacie, na przykładzie pracującego przenośnika zgrzeblowego, przedstawiono błędy przy projektowaniu konstrukcji wsporczych pod drgające urządzenia technologiczne. Wynikają one między innymi z przeceniania dużej płaskiej sztywności statycznej elementu – jako jedyne gwaranta jego właściwej eksploatacji. Ten fakt w połączeniu ze źle rozumianą optymalizacją jest powodem szeregu problemów eksploatacyjnych tych urządzeń. Objawiają się one najczęściej w postaci nadmiernych drgań konstrukcji skutkujących szybszym ich zużyciem. W artykule poruszono między innymi tematy: dyskretyzacji układów, unikania tego typu błędów na etapie projektowania, ustalenia ich przyczyn w konstrukcjach istniejących – wykorzystując w tym celu obliczenia numeryczne oferowane przez współczesne zaawansowane programy obliczeniowe.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT VIBRATION IN THE FREQUENCY RANGE CLOSE TO THE RESONANCE – ON THE EXAMPLE OF THE EXISTING TROUGH CHAIN CONVEYOR

Abstract: This paper presents errors made while designing supporting structures for the vibrating device technology, using example of the existing trough chain conveyor. Those mistakes are usually the result of overestimating the high flat static stiffness of the element. This, combined with general tendency towards optimization, is a cause of many exploitation problems. They appear mostly as: structure's excessive vibrations, which result in faster consumption of such exploitation elements as bearings. This paper also discusses: how to model such systems, how to avoid mistakes, how to determine causes of such problems within existing structures – using calculations offered by modern calculation programs.

Słowa kluczowe: model numeryczny, analiza statyczna, analiza modalna, analiza harmoniczna.

Keywords: numerical model, static analysis, modal analysis, harmonic analysis.

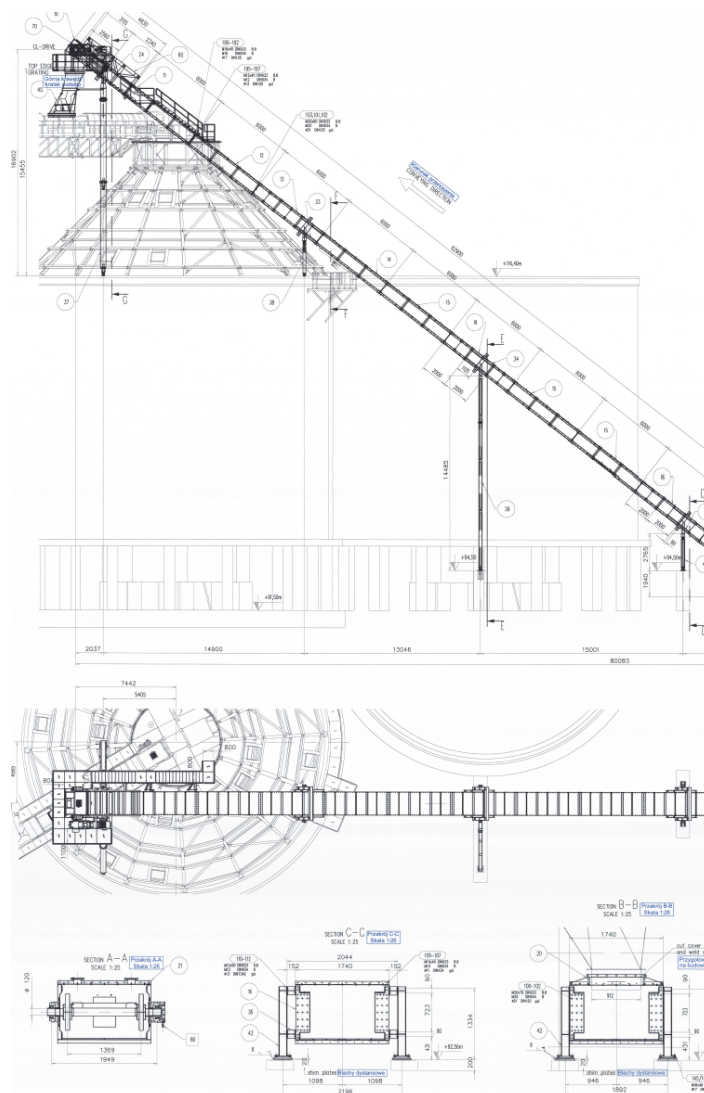
1. KRÓTKI OPIS ZAISTNIAŁEGO PROBLEMU

Problem niechcianych drgań pojawił się w przenośniku zgrzeblowym pracującym w jednym z zakładów przemysłowych i był widoczny wyłącznie przy pracującym urządzeniu. Weryfikacja statyczna obliczeń dostarczonych przez producenta urządzenia nie wykazała błędów związanych z ewentualną nadmierną podatnością konstrukcji wsporczej przy zadanych obciążeniach. Czasową poprawę pracy osiągnęto, naciągając mechanicznie łańcuch napędowy, jednak efekt był krótkotrwały.

Wszystkie objawy wskazywały na przyczynę rezonansową powstawania drgań.

2. MODEL RZECZYWISTY

Konstrukcja wsporcza przenośnika oparta była w głównej mierze na słupach wahaczowych płaskich o niesymetrycznej geometrii. Elementy nośne międzypodporowe stanowiła w większości powłokowa konstrukcja samego przenośnika, jedynie w obszarach podpór została ona wzmocniona dodatkową konstrukcją prętową. Pewnym utrudnieniem w dyskretyzacji układu był szereg elementów dodatkowych jak pomosty, silniki, rękawy itp. Elementy te nie miały dużego znaczenia z punktu widzenia obliczeń statycznych, ale wpływały na rozkład masy i decydowały o dokładności w obliczeniach dynamicznych.



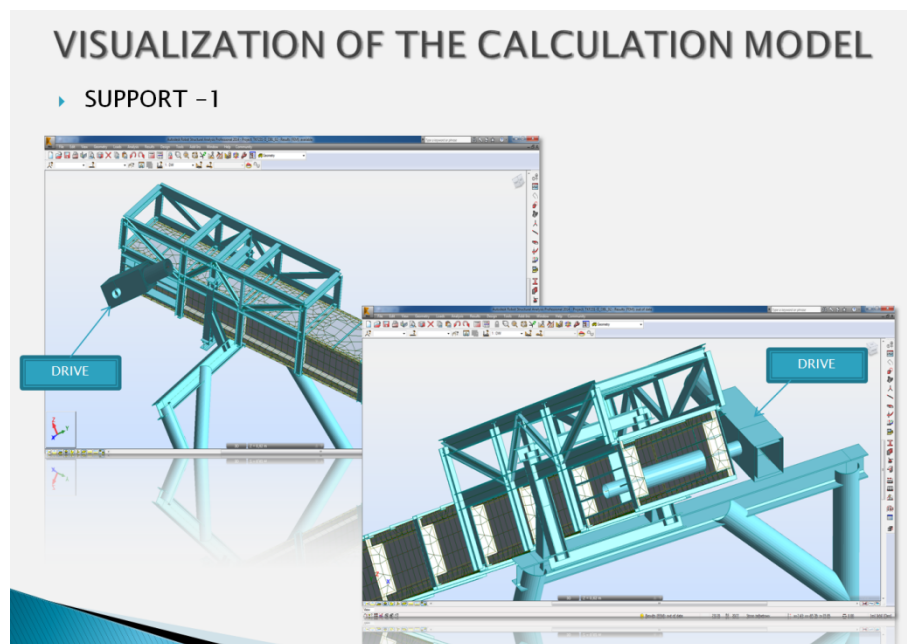
Rys. 1. Rysunek przedstawiający fragment konstrukcji wsporczej przenośnika

Przebieg w swej pochylej części o długości ok. 62 m pokonuje wysokość 42 m, wykorzystując w dużej mierze konstrukcję zasobnika żelbetowego. Rozstaw podpór wahaczowych nie przekracza 15 m.

Większość układu zasilającego z wałem napędowym i silnikiem została umieszczona na końcu przenośnika, w jego górnej części, co zostało przedstawione na rys. 1. W tej lokalizacji znajduje się również układ pomostów obsługowych i wysyp. Jak się okaże, ta sytuacja wpływa niekorzystnie na rozkład masy urządzenia i jego pracę dynamiczną – obniża jego częstotliwość drgań własnych i zbliżając ją do częstotliwości wymuszenia.

3. DYSKRETYZACJA MODELU OBLICZENIOWEGO

Model obliczeniowy został wykonany wyłącznie w oparciu o dokumentację warsztatową, aby nie ulec sugestiom zawartym w obliczeniach statycznych poczynionych na etapie projektowania. Główna konstrukcja przenośnika wykonana z blach płaskich została zamodelowana przez powłokowe elementy skończone. Starano się przy tym jak najwierniej odzwierciedlić kształt komory przenośnika, szczególnie w miejscach, w których zlokalizowano jakiś problem, np. w postaci: wycierania powłok, nadmiernych przemieszczeń itp. – porównaj rys. 1, 2 i 3. Miało to na celu lepsze odzwierciedlenie wielokierunkowej sztywności i rozkładu masy wymienionych elementów na długości przenośnika. Do modelowania pozostałych części konstrukcji, w postaci podpór wahaczowych, lokalnych pomostów, wzmocnień karatowych, użyto elementów prętowych – patrz rys. 2.

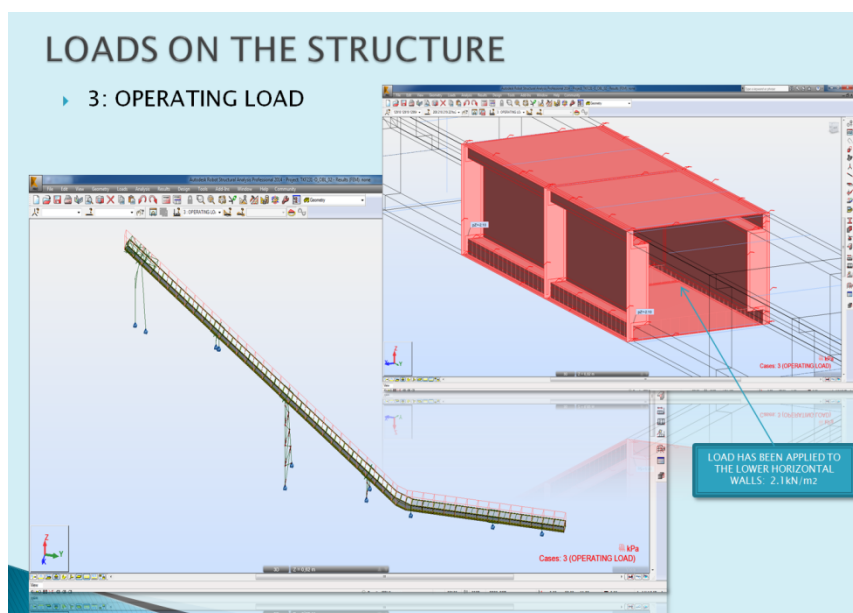


Rys. 2. Rysunki przedstawiające wizualizację modelu obliczeniowego części końcowej przenośnika z widoczną siatką elementów skończonych

4. PRZYJĘCIE OBCIĄŻEŃ I TYPÓW ANALIZ

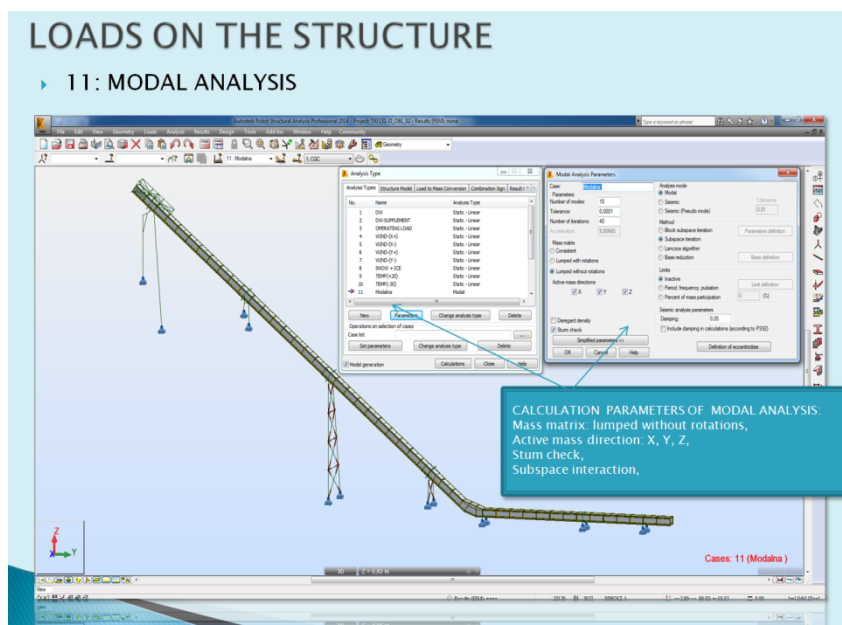
Obciążenia podzielono na dwie grupy: statyczne z ewentualnym współczynnikiem dynamicznym i czysto dynamiczne. Obciążenie statyczne i przypisana tym obciążeniom analiza statyczna miały wykazać brak prostego błędu związanego z utratą lokalnej sztywności lub stateczności jednego albo kilku elementów. Drugim powodem było wyeliminowanie błędów wynikających ze złego konstruowania więzów przenośnika w konstrukcji rzeczywistej powodujących jego nadmierną podatność.

Całość modelu obliczeniowego i występujących w nim elementów i obciążeń dobierano, pamiętając, że będą one miały znaczenie przy tworzeniu macierzy mas w obliczeniach dynamicznych – patrz rysunki 2 i 3.



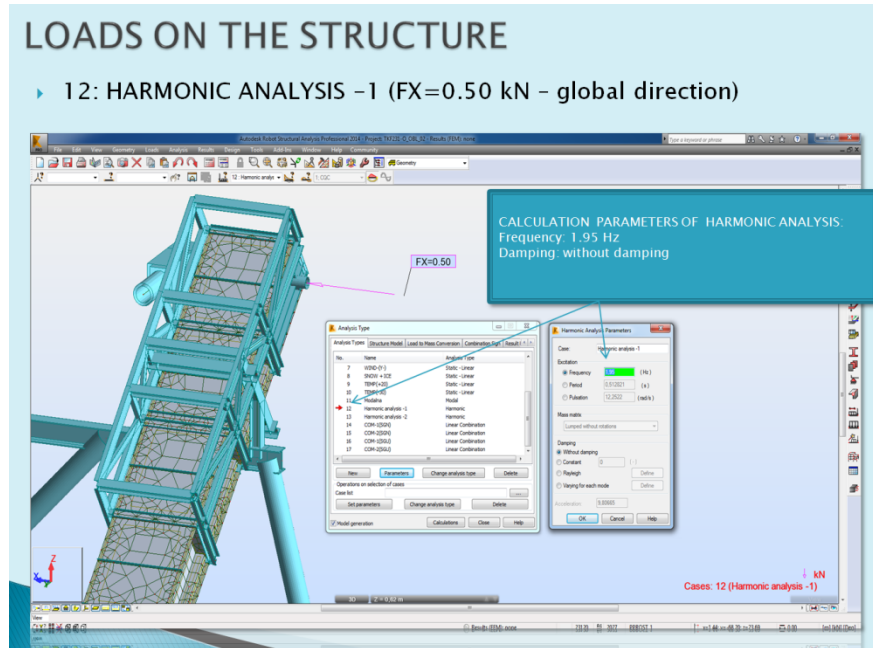
Rys. 3. Rysunek przedstawiający definicję obciążenia eksploatacyjnego i sposób jego przyłożenia w programie obliczeniowym na elementach powłokowych

Od obciążeń dynamicznych i wiążących się z nimi analizy modalnej i harmonicznej oczekiwano ujawnienia się przewidywanego problemu rezonansowego powstawania drgań i związanych z nim uszkodzeń niektórych elementów przenośnika. Widok analizowanego modelu i charakterystyczne ustawienia poszczególnych parametrów analizy modalnej i harmonicznej przedstawiono na rys. 3 i 4. Analiza modalna wykorzystywała w zasadzie standardowe ustawienia programu: macierz mas bez rotacji, masy skupione, konwersję niektórych obciążeń na masy skupione itp.



Rys. 4. Rysunek przedstawiający przyjęte parametry analizy modalnej

Analiza harmoniczna została wykonana w oparciu o wymuszenia w postaci sił i momentów przyłożonych do głównego wału napędowego. Przykład jednego z wymuszeń o charakterze siły skupionej na kierunku poziomym o wartości 0,5 kN przedstawiono na rysunku nr 5. Częstotliwość wymuszenia przyjęto na poziomie ok. 2 Hz. Analizę wstępnie wykonano pomijając tłumienie, gdyż jego wpływ na wyniki obliczeń w tego typu konstrukcjach przy współczynniku tłumienia na poziomie 5% jest niewielki. Obliczenia powtórzono jednak celem sprawdzenia – uwzględniając tłumienie, ze względu na pracę urządzenia w obszarach rezonansu. Wyniki nie różniły się jednak znacząco. Jest to zapewne skutek przybliżonego charakteru obliczeń numerycznych przy jednoczesnej niewielkiej wartości współczynnika tłumienia.



Rys. 5. Rysunek przedstawiający przyjęte parametry analizy modalnej

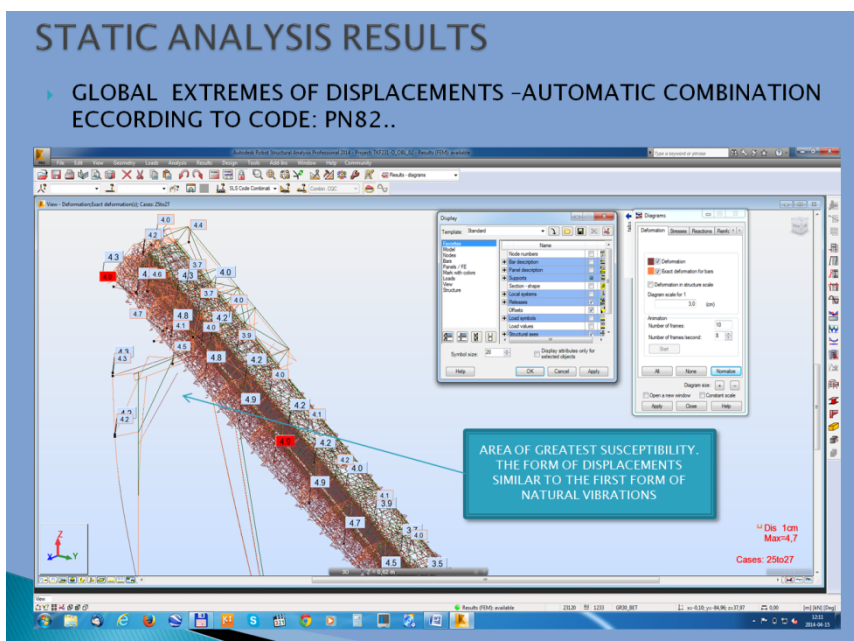
5. WYNIKI OBLICZEŃ W ASPEKTCIE OBSERWOWANYCH DRGAŃ ORAZ USZKODZEŃ W KONSTRUKCJI RZECZYWISTEJ

Przeprowadzone obliczenia nie wykazały błędów, jeżeli uwzględnić tylko statyczny zakres obliczeń. Największe poziome wychylenie końcówki przenośnika od kombinacji obciążeń charakterystycznych w rejonie ostatniej podpory nie przekraczało 4,5 cm, co stanowi niecałe 50% dopuszczalnego przemieszczenia w tym miejscu. Sprawdzenia dokonano również w zakresie stanu granicznego nośności, gdzie również nie odnotowano żadnych nieprawidłowości. Biorąc pod uwagę wyłącznie zakres statyczny obliczeń, można powiedzieć, że konstrukcja została zaprojektowana bardzo bezpiecznie.

Zupełnie inaczej przedstawiały się wyniki po przeprowadzeniu obliczeń dynamicznych. W programach numerycznych analizę harmoniczną prowadzi się najczęściej dwuetapowo. Najpierw należy rozwiązać problem własny, czyli ustalić postacie drgań własnych konstrukcji w analizie modalnej, dopiero potem program dokonuje obliczeń związanych z siłą wymuszającą – czyli przeprowadza analizę harmoniczną lub inną: sejsmiczną, spektralną, całkowanie równań ruchu itp.

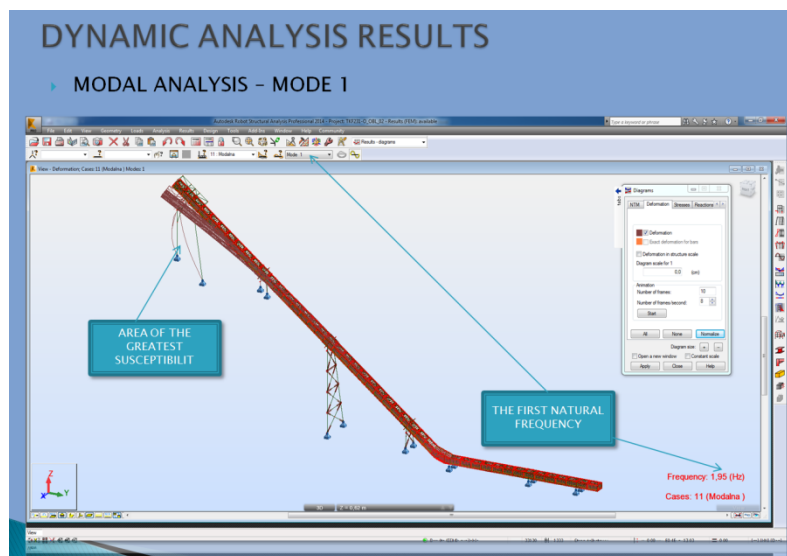
Już wyniki pozyskane z rozwiązania problemu własnego, patrz rys. 7, mogły niepokoić, gdyż pierwsza częstotliwość drgań własnych konstrukcji: 1,95 Hz była mocno zbliżona do częstotliwości wymuszenia wynoszącej ok. 2 Hz. Układ jest zatem niskostrojony z tendencją

do osiągnięcia efektu rezonansowego. Zalecenia podawane w literaturze mówią, aby stosunek częstotliwości drgań własnych i wymuszenia przy korzystnym eksploatacyjnie wysokim strojeniu wynosił ok. 1,5. Niepokój budziła również strefa lokalizacji największej podatności – skrajna podpora z umiejscowionym w tym miejscu napędem – patrz rys. 7, a także różnica o blisko 1 Hz z kolejną, drugą częstotliwością drgań własnych wynoszącą ok. 3 Hz. Zdaniem autora taka dysproporcja, przy sprzyjających warunkach wymuszenia, powoduje szczególną podatność konstrukcji do dopasowania rezonansowego.



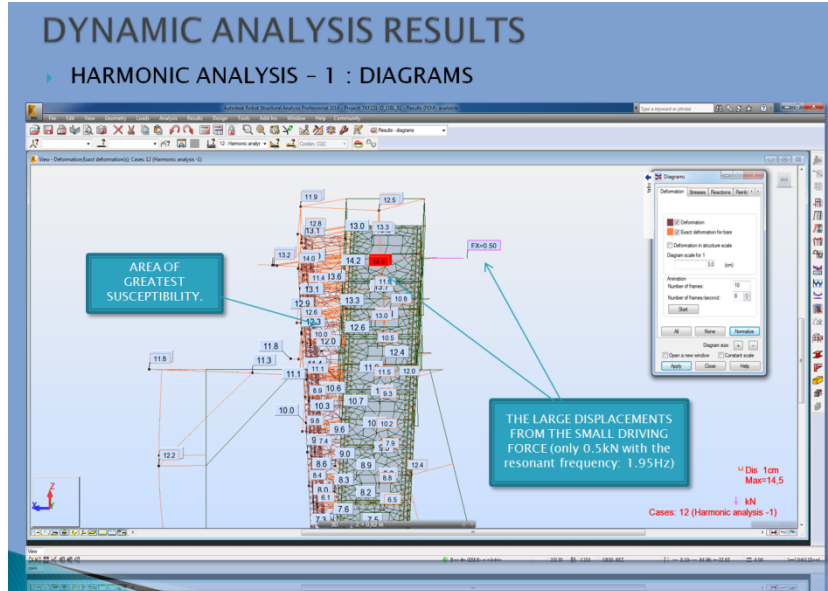
Rys. 6. Wynik analizy statycznej – obwiednia przemieszczeń

Można powiedzieć, że obszar taki został wyizolowany, a drgania generowane przez napęd szybko go identyfikują, dopasowują się do niego – tworząc układ rezonansowy. Ma to miejsce szczególnie przy niskim strojeniu konstrukcji wsporczej, ponieważ układ w takim przypadku przy rozruchu musi za każdym razem przejść przez strefę rezonansu. Przemieszczania konstrukcji wynoszące ok. 11 cm od siły wymuszającej o wartości zaledwie 0,5 kN imitującej „bicie” poziome wału są widoczne na rys. 8.



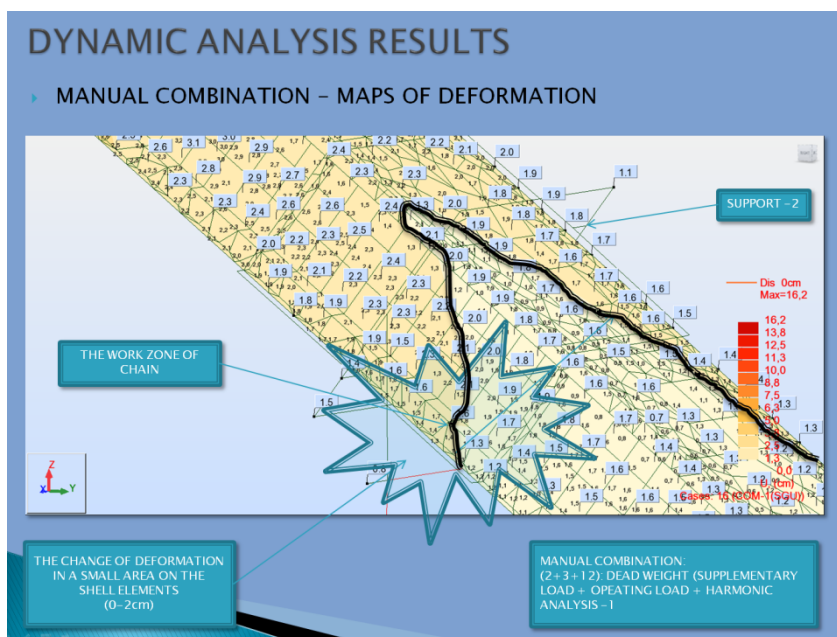
Rys. 7. Wynik analizy modalnej dla pierwszej postaci drgań własnych

Wymuszenie takie może być spowodowane np. wykrzywieniem konstrukcji samego przenośnika. Powstała krzywizna powoduje różny naciąg łańcuchów napędowych zlokalizowanych na przeciwnych końcach wału napędowego – wywołując jego drgania. Siła o wartości zaledwie 0,5 kN jest niewielka i miała jedynie oszacować podatność konstrukcji na tego typu drgania.



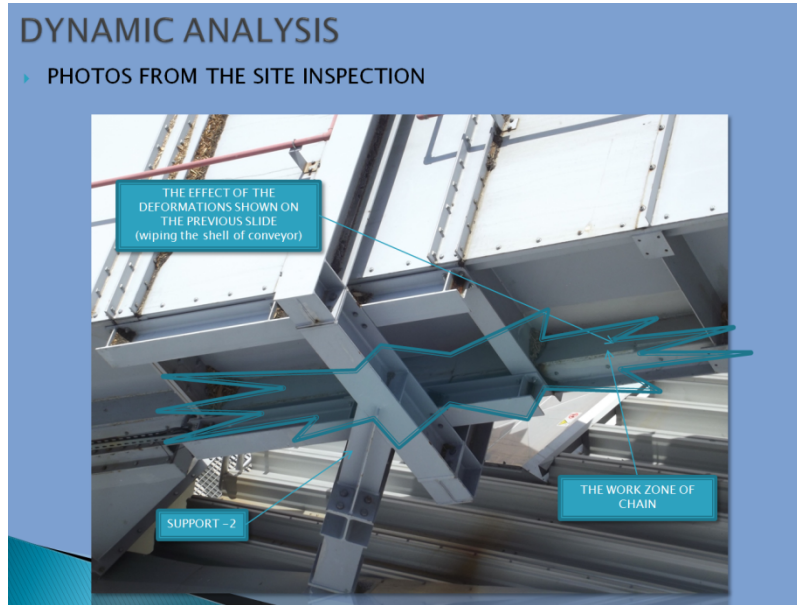
Rys. 8. Wynik analizy harmoniczej dla wymuszenia poziomego o wartości 0,5 kN

Wyniki ujawniły również przyczynę wycierania się elementów poszycia przenośnika w rejonie pracy łańcuchów napędowych na podporze nr 2 – porównaj rys. 9 i 10. Jak zostało to zaznaczone podwójną czarną linią na mapach przemieszczeń, w tym obszarze występuje ich skokowa zmiana. Ma to miejsce szczególnie w górnej strefie komory łańcucha, gdyż tam nie przewidziano elementów ochronnych, ponieważ zwykle łańcuch opada pod wpływem sił ciężkości. Z tej przyczyny elementy przeciwdziałające procesowi wycierania zastosowano w dolnej części komory i tam również zastosowano większe luzy technologiczne.



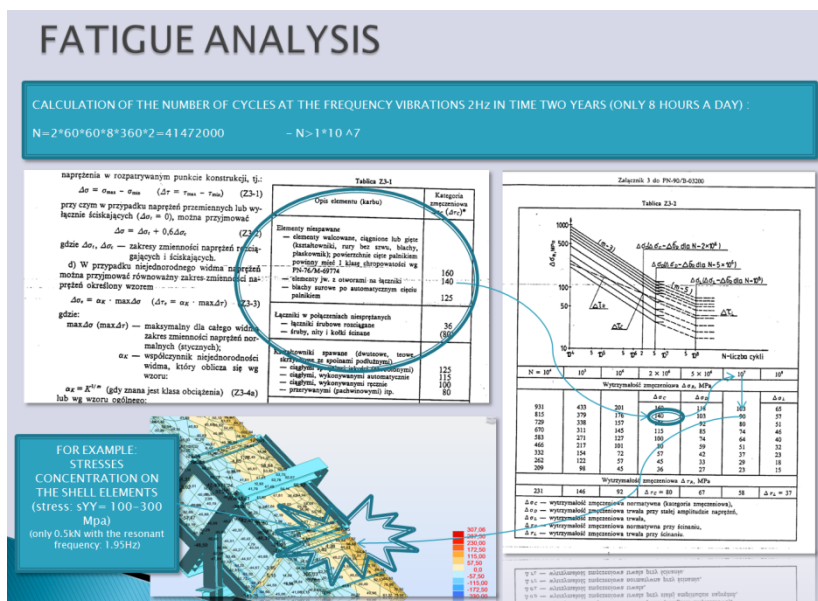
Rys. 9. Wynik analizy dynamicznej mapy deformacji w strefie pracy łańcucha

Podpora nr 2 – licząc od góry, jak można zauważyć na zamieszczonych ilustracjach – jest podporą najkrótszą i zarazem najsztwniejszą, opartą o nieskończenie sztywny silos. W tym miejscu następuje zatem skokowa redukcja przemieszczeń mogąca powodować prężenie elementów powłokowych i łańcucha. Te procesy zmniejszają prześwit roboczy kanałów łańcucha, powodując wycieranie wewnętrznych jego powierzchni przez ogniwa łańcucha o zdecydowanie większej twardości.



Rys. 10. Zdjęcie przedstawiające dokonane naprawy w strefie pracy łańcucha spowodowane przemieszczeniami widocznymi na rys. 9

Obecność drgań w tego typu urządzeniach nie jest czymś niezwykłym. Pozostaje jedynie do rozpatrzenia kwestia ich amplitudy i częstotliwości, które nie mogą utrudniać normalnej eksploatacji i serwisu urządzenia. W tym konkretnym przykładzie przynajmniej amplituda utrudniała codzienną pracę przenośnika, powodując jego nadmierne zużycie. W każdym przypadku należałoby jednak rozpatrzyć wpływ tych drgań na wytrzymałość zmęczeniową elementów, ze względu na obecność obciążenia wysokocyklowego.



Rys. 11. Analiza zmęczenia wysokocyklowego w aspekcie zaistniałych drgań

Zaostrzonej kontroli należy poddać wówczas połączenia śrubowe rozciągane niesprężane oraz elementy spawane zwykłymi spoinami pachwinowymi, które w tej sytuacji są szczególnie narażone na kruche pęknięcie ze względu na niską kategorię zmęczenia.

Przykład uproszczonej procedury obliczeń zmęczeniowych wg obowiązującej jeszcze normy PN-03200 z uwzględnieniem kategorii zmęczeniowej i liczby cykli obciążeń przedstawiono na rys. 11. Widać z niej, że wpływ drgań na wytrzymałość zmęczeniową powinien być uwzględniony nawet w przypadku elementów walcowanych posiadających stosunkowo wysoką kategorię zmęczenia. Połączenia śrubowe niesprężane rozciągane czy połączenia łączone na spoiny pachwinowe zwykłej jakości, których kategoria zmęczeniowa, jak już wspomniano, jest dużo niższa, wymagają jeszcze baczniejszej uwagi. Analizując proces myślowy przedstawiony na rysunku nr 11, widzimy, że obecność naprężeń na średnim poziomie 200 MPa dyskwalifikuje właściwie elementy walcowane przy skrajnych amplitudach wywołanych siłą wymuszającą o wartości zaledwie 0,5 kN. Przy częstotliwościach o wartości 2 Hz liczba cykli zmęczeniowych rośnie dramatycznie. Urządzenie, przy obecności tego typu wymuszenia, jest obciążane liczbą cykli bliską $1 \cdot 10^7$ już po upływie dwóch lat, zakładając eksploatację sprzętu średnio przez osiem godzin w ciągu doby. Taka liczba cykli obniża wytrzymałość zmęczeniową elementów prawie o połowę i przy dopuszczeniu tego typu drgań powinna być uwzględniona w obliczeniach i w odpowiednich rozwiązaniach konstrukcyjnych, ze względu na ich możliwe niebezpieczne kruche pęknięcie.

6. PORÓWNANIA I WNIOSKI

Największym problemem obliczeń dynamicznych jest weryfikacja ich poprawności. Można ją osiągnąć między innymi, budując alternatywne modele obliczeniowe o różnym poziomie uproszczeń, rozwiązując je programami używającymi różnych metod obliczeniowych – porównując otrzymane wyniki. Przy bardziej skomplikowanych układach konieczne może się okazać wykonanie fragmentu lub całości konstrukcji rzeczywistej, wymuszenie w niej drgań, a następnie porównanie ich z tymi uzyskanymi z obliczeń numerycznych. W przedstawianym przykładzie problem uległ odwróceniu, gdyż model rzeczywisty istniał. W takiej sytuacji na etapie tworzenia modelu obliczeniowego należy zachować pewien dystans w stosunku do konstrukcji istniejącej i jej nieprawidłowej pracy pod wpływem wymuszenia. Ma to na celu uniknięcie tendencji dopasowania wyników obliczeń – pod efekty zaobserwowane w urządzeniu. Zbyt wczesne wprowadzenie do modelu dodatkowych imperfekcji w postaci: luzów, zwolnień więzów, zmiany przekrojów czy geometrii, zaobserwowanych w konstrukcji rzeczywistej, a wynikających z jej zużycia, może spowodować odsunięcie naszej uwagi od pierwotnego źródła problemu i zakłócić dalszą analizę porównawczą. Wyjątek muszą stanowić zmiany wprowadzone do konstrukcji na etapie montażu scalającego. Zarówno w zakresie geometrii, jak i rozwiązań konstrukcyjno-materiałowych. Dlatego odpowiednim materiałem wyjściowym do stworzenia modelu numerycznego jest dobrze sporządzona dokumentacja powykonawcza potwierdzona operatem geodezyjnym.

Przedstawiany model obliczeniowy charakteryzował się dużą zbieżnością między obliczonymi i zaobserwowanymi częstotliwościami i amplitudami. Poprawność obliczeń znajduje potwierdzenie również w zakresie ujawnionych uszkodzeń eksploatacyjnych.

Przykład ukazuje problem braku analiz złożonych konstrukcji technologicznych, w aspekcie źle rozumianej optymalizacji i fragmentarycznego projektowania poszczególnych ich części przez różne firmy specjalistyczne. Problem nabiera znaczenia w obliczu pojawiających się później kłopotów eksploatacyjnych i związanej z nimi odpowiedzialności gwarancyjnej. Jest to w pewnym stopniu proces nieunikniony wynikający z intensyfikacji wiedzy w poszczególnych dziedzinach i braku niezbędnego czasu potrzebnego na: koordynację

projektową, wykonanie oraz niezbędne testy. Dodatkowo z różnych przyczyn długi okres bezawaryjnej żywotności urządzeń stracił nieco na znaczeniu. Jest to skutek między innymi przeniesienia ciężaru ponoszenia pewnej części kosztów: z zakupu urządzenia na jego szybszą wymianę lub ewentualnie serwis. Czynniki takie jak wymiana i serwis dają się przecież łatwiej przewidzieć w czasie, a nawet zaplanować. Z założenia przesunięciu ulegają również koszty dodatkowych testów – z wytwórcy na użytkownika. Rozważany jest przy tym zawsze problem zachowania określonych proporcji między tymi czynnikami – w aspekcie późniejszej kontroli i złożoności instrukcji eksploatacyjnych, które mają ustalić odpowiedzialność gwarancyjną. Zachowanie tych proporcji jest ważne ze względu na założony poziom bezpieczeństwa pracy tych urządzeń.

W obliczu przedstawionych faktów oraz tego, że każda konstrukcja budowlana jest w pewnym stopniu prototypem, znaczenie modelowych obliczeń numerycznych w zakresie przedstawionym w opracowaniu wzrasta. Pozwalają one między innymi:

- zmniejszyć czas i koszt projektowania urządzeń,
- polepszyć warunki ich pracy,
- przenieść liczbę niezbędnych testów z przestrzeni rzeczywistej do wirtualnej,
- lepiej ustalić: liczbę i okres niezbędnych kontroli oraz precyzyjniej zlokalizować ich miejsce.

Całość obliczeń statycznych i dynamicznych została przeprowadzona w programie Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2014.

LITERATURA

- [1] Chmielewski T., Zembaty Z.: *Podstawy dynamiki budowli*, Arkady, Warszawa, 1998.
- [2] Kucharski T.: *Drgania mechaniczne. Rozwiązywanie zagadnień z MATHCAD-em*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2004.
- [3] Lipiński J.: *Fundamenty pod maszyny*, Arkady, Warszawa, 1985.
- [4] Goliński J.A.: *Wibroizolacja maszyn wirnikowych*, Arkady, Warszawa, 1964.
- [5] Michalczyk J.: *Maszyny wibracyjne obliczenia dynamiczne, drgania, hałas*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, FKNT, Warszawa, 1995.
- [6] Ziółko J., Włodarczyk W., Mendera Z., Włodarczyk S.: *Stalowe konstrukcje specjalne*, Arkady, Warszawa, 1995.
- [7] Ferenc K., Ferenc J.: *Konstrukcje spawane. Projektowanie połączeń*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2000.
- [8] Rębielak J., Mikołajewski J.: *Analiza statyczna modułowo sprężonego wspornika strukturalnego*, XV Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Wojskowa Akademia Techniczna, Jurata, 9-13 maja, 2011, s. 279-288.
- [9] Rębielak J., Mikołajewski J.: *Wzmocnienie konstrukcji stalowej hali poprzez ukierunkowane sprężenie dachu*, XVI Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Wojskowa Akademia Techniczna, Jurata, 14-18 maja, 2012, s. 507-516.
- [10] Mikołajewski J.: *Projektowanie przemysłowych konstrukcji budowlanych inspirowane strukturami biologicznymi w aspekcie obliczeń numerycznych*, XVII Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Wojskowa Akademia Techniczna, Szczyrk, 13-17 maja 2013, s. 421-431.