

## EMISJA DŹWIĘKU SPRĘŻAREK ROZŁADUNKOWYCH

## Streszczenie

W artykule zostały przedstawione wyniki badań emisji dźwięku sprężarki śrubowej T5CDL9 napędzanej silnikiem elektrycznym o mocy 22kW służącej do rozładunku produktów sypkich. Autorzy wykonali badania akustyczne mające na celu określenie całkowitej mocy dźwięku emitowanej przez badany obiekt zgodnie z normą PN-EN ISO9614-2. Dodatkowo na każdej z mierzonych powierzchni dokonano pomiarów emisji dźwięku w punktach dyskretnych, co umożliwiło stworzenie map dźwięku a tym samym lokalizację głównych jego źródeł. Wyniki przeprowadzonych prac posłużą do wprowadzenia zmian konstrukcyjnych mających na celu zmniejszenie poziomu emisji dźwięku pracujących sprężarek.

Badania wykonano nowoczesnym analizatorem 2260 Investigator firmy Brüel & Kjaer wyposażonym w dwumikrofonową sondę pomiaru natężenia dźwięku B&K 3595.

## WSTĘP

W latach 2005 – 2010 wielkość transportu mierzona masą przewiezionych towarów wzrosła w Polsce z 1 422 576 do 1 838 492 tys. ton. Wzrost ten spowodowany był przede wszystkim znaczącym zwiększeniem się masy towarów przewożonych transportem samochodowym, których przewóz zwiększył się w omawianym okresie z 1 079 791 do 1 551 841 tys. ton, czyli o około 44%.

W 2005 roku samochodami przewożono blisko 76% masy towarów. W kolejnych latach udział ten wzrósł osiągając w roku 2010 ponad 84%. W tym samym czasie transport z wykorzystaniem kolei zmniejszył swój udział z 19 do 12%, zaś transportu rurociągowego z 4 do 3% [1].

Dużą część przewożonych transportem samochodowym towarów stanowią produkty sypkie wymagające zastosowania odpowiedniego sprzętu i wykwalifikowanej kadry. Produkty te to materiały budowlane (cement, wapno, gips, piaski), artykuły spożywcze (cukier, kasza, mleko w proszku, mąka), produkty rolniczo-przetwórcze (pasze) oraz chemikalia (polietylen, polipropylen, polichlorek winylu, nawozy sztuczne). Przewozi się je w naczepach zbiornikowych o objętości od 35 do 65m<sup>3</sup> (silosy podnoszone, cementowozy, paszowozy) ciągniętych przez ciągniki siodłowe.

Objętość silosów transportowych jest ściśle związana z gęstością nasypową produktu (gęstość pozorną) wyrażoną w tonach na metr sześcienny i dopuszczalną masą całkowitą naczepy (DMC). Masa przewożonych produktów w naczepach trzosiowych nie przekracza z reguły 25 ton.

Rozładunek ciśnieniowych zbiorników transportowych wymaga sprężonego powietrza wytwarzanego przez sprężarki rozładunkowe o dużej wydajności umieszczonej na ramie ciągnika lub naczepy. Dobór sprężarki (moc i wydatek) zależy od wielu czynników z których najważniejsze stanowią: rodzaj przewożonego produktu, długość przewodów łączących i wysokość zbiornika docelowego. I tak przy rozładunku cement wymaga wydatku 350-400 m<sup>3</sup>/h i ciśnienia do 1,5 bara, granulaty PCV wydatku 900-1000 m<sup>3</sup>/h i ciśnienia 1,7 bara, pasze lżejsze ciśnienia 0,7 bara i wydatku nawet do 2000 m<sup>3</sup>/h. Spełnienie wymienionych parametrów wymaga zastosowania sprężarek o mocach od 18 do 70 kW.

Rozładunek naczepy zbiornikowej trwa średnio od 40 minut do 3 godzin a w przypadkach ekstremalnych (odsysanie zawartości zbiornika uczestniczącego w kolizji drogowej) nawet do 8 godzin. W trakcie pracy sprężarki o tak dużych mocach charakteryzują się wysoką emisją dźwięku niejednokrotnie przekraczająca wartość

$L_p > 100$ dB, co przy długotrwałej ekspozycji może u osób przebywających w ich pobliżu doprowadzić do okresowego lub wręcz trwałego uszkodzenia zmysłu słuchu. Nie bez znaczenia jest także fakt uciążliwości tak wysokich poziomów ciśnienia dźwięku dla otoczenia, np. rozładunek zbiornika z mąką w zabudowie miejskiej.

Badania, których wyniki przedstawiono w niniejszym artykule miały na celu określenie mocy dźwięku pracującej sprężarki oraz lokalizację jego głównych źródeł, co w dalszym ciągu pozwolić mogłoby na wprowadzenie zmian konstrukcyjnych i zaprojektowania odpowiedniej, wygłuszonej obudowy, co w sposób znaczący powinno przyczynić się do obniżenia poziomu emisji hałasu.

Badania przeprowadzone zostały w siedzibie firmy HYDRO-TRUCK Sp. z o.o. w Radomiu.

## 1. OBIEKT BADAŃ, WARUNKI POMIARÓW

Przedmiotem badań emisji dźwięku był kompresor o dużej wydajności składający się ze sprężarki T5CDL9 o obrotowych tłokach śrubowych i silnika elektrycznego o mocy 22kW połączonych ze sobą sprzęgłem kłowym. Obiekty zamocowane zostały na wspólnej, stalowej ramie, umożliwiającej montaż zespołu na przyczepie służącej do przewozu całego agregatu. Parametry techniczne sprężarki podane zostały w tabeli 1 natomiast fotografia 1 przedstawia jej widok bez zamontowanego osprzętu.



Fot. 1. Sprężarka T5 CDL9 firmy Gardner Denver Witting GmbH [2]

Tab. 1. Dane techniczne sprężarki śrubowej T5 CLD9 [2]

T5 CLD9	Wydatek m <sup>3</sup> /h / zapotrzebowanie mocy kW			
Prędkość obr/min	0,8 bar	1,0 bar	1,2 bar	1,4 bar
1000	374/14	360/16	340/18	-
1250	522/17	505/21	485/24	459/27
1500	672/21	655/23	638/26	605/32
1750	819/24	805/28	785/31	755/38
2000	969/28	955/32	935/36	910/45

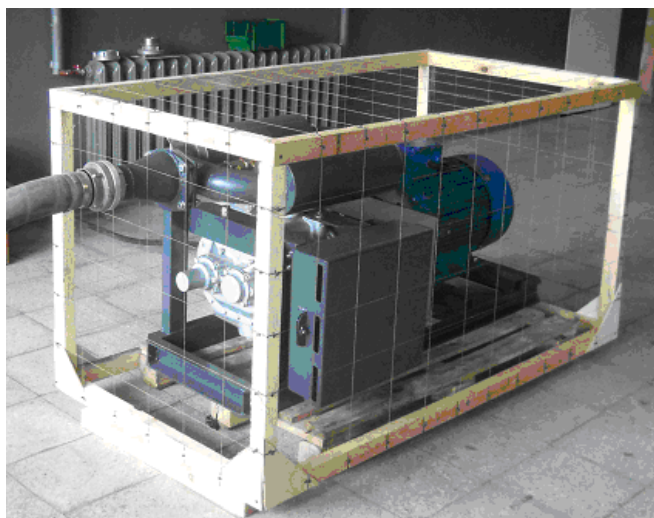
### 1.1. Warunki pomiarów

Badania emisji dźwięku przeprowadzone zostały w hali montażowej stanowiącej pomieszczenie zamknięte. Kompresor został umieszczony na paletach leżących na betonowej podłodze. Silnik kompresora został podłączony za pomocą modułu zasilającego do instalacji elektrycznej.

Do przyłącza wylotowego sprężonego powietrza został podłączony wąż ciśnieniowy z zamontowaną na końcu dławicą (zawór kulowy) umożliwiającą regulację stopnia obciążenia. Wylot powietrza został wyprowadzony na zewnątrz hali, co w stopniu znaczącym ograniczyło wpływ szumu na wyniki pomiarów emisji dźwięku pracującego urządzenia.

Przed rozpoczęciem pomiarów urządzenie zostało nagrzone do nominalnej temperatury pracy jak również wyregulowano wartość obciążenia ciśnieniem roboczym na 0,7 bar.

Ze względu na niedogodne warunki akustyczne należało dobrać odpowiednią metodę pomiarów emisji dźwięku w pomieszczeniu zamkniętym. Widok stanowiska badawczego przedstawia fotografia 2.



Fot. 2. Stanowisko badawcze kompresora składającego się ze sprężarki T5CDL9 i silnika elektrycznego o mocy 22 kW wraz z siatką do pomiarów akustycznych

## 2. POMIARY AKUSTYCZNE

Pomiary emisji dźwięku wykonane w pomieszczeniach zamkniętych wymagają prawidłowego określenia warunków akustycznych, dobrania do nich odpowiedniej metody jak również samego sprzętu. Decyduje o tym wiele czynników takich jak: wymiary geometryczne obiektu badań, odległość ścian od źródła dźwięku, szum otoczenia, siła wiatru wreszcie temperatura i wilgotność powietrza. Warunki akustyczne pomieszczenia w którym ustawiono obiekt badań wymagały zastosowania metody umożliwiającej pomiar emisji dźwięku w polu bliskim tj. w odległości mniejszej niż trzykrotny wymiar maszyny.

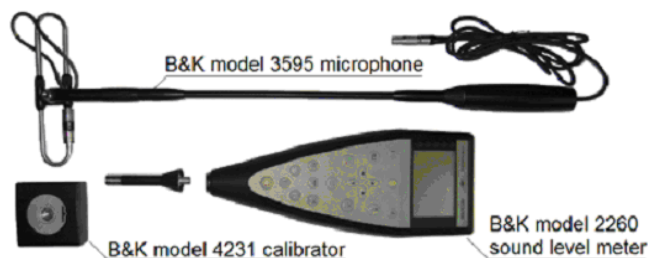
### 2.1. Wybór metody pomiarów akustycznych, przygotowanie stanowiska

Pomiar emisji dźwięku realizowany był przy pomocy analizatora firmy Brüel & Kjaer 2260 Investigator wyposażonym w dymikrofonową sondę pomiaru natężenia dźwięku B&K 3595. Analizator oprócz standardowego oprogramowania dla sond jednomikrofonowych miał zainstalowaną aplikację BZ7205 umożliwiającą pomiar mocy dźwięku metodą natężeniową.

Zastosowanie techniki pomiaru dwoma umieszczony naprzeciw siebie mikrofonami pozwala na określenie wartości przyrostu ciśnienia w polu dźwiękowym. Mikrofony są oddzielone separatorem o określonej długości. Na podstawie sygnałów dostarczonych z dwumikrofonowej sondy, średniego czasu skanowania źródła dźwięku i wartości zdefiniowanego pola badanej powierzchni wewnętrzny procesor oblicza moc dźwięku. Dzięki tej metodzie możemy dokonywać pomiarów w polu bliskim maszyny i określać kierunek przepływu energii [3,4,5]. Przed każdą serią badań analizator był skalowany kalibratorem B&K 4231.

Pomiary mocy dźwięku zostały wykonane zgodnie z normą ISO 9614-2:1996 "Acoustics Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity. Measurement by scanning" (Wyznaczanie poziomu mocy akustycznej źródła dźwięku przy wykorzystaniu natężenia dźwięku. Pomiar metodą skanowania).

Widok analizatora, sondy dwumikrofonowej i kalibratora przedstawia zamieszczony poniżej rysunek 1.



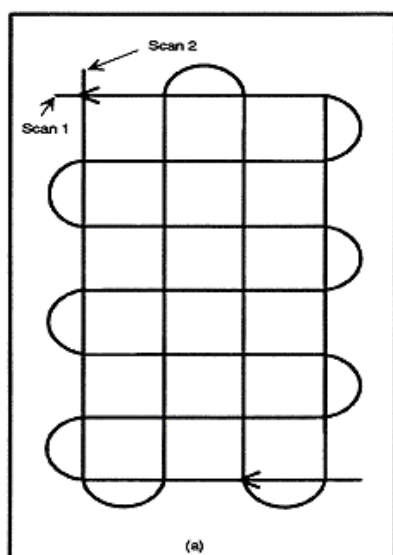
Rys. 1. Widok analizatora 2260 firmy Brüel & Kjaer z mikrofonami pomiarowymi i kalibratorem

W celu wyznaczenia poziomu emisji mocy akustycznej metodą skanowania oraz wykonania mapy dźwięku umożliwiającej lokalizację głównych źródeł dźwięku badany obiekt został otoczony ramką określającą w sposób dokładny zakresy wartości geometrycznych poszczególnych powierzchni. Dodatkowo każda powierzchnia podzielona została na segmenty o oczkach 15x15 cm służących do pomiarów punktów dyskretnych umożliwiających lokalizację geometryczną źródeł dźwięku na wybranych powierzchniach pomiarowych. Widok stanowiska z rozpiętą siatką pomiarową został przedstawiony na fotografii 2.

### 2.2. Parametry pomiarów akustycznych

Zgodnie z założeniami zawartymi w metodyce określania mocy dźwięku metodą skanowania zgodnymi z normą PN-EN ISO9614-2 analizator został skonfigurowany do pomiarów obiektu typu BOX dającym pięć powierzchni pomiarowych. Czas skanowania wynosił na każdej z nich 20 sekund

i wykonywany był dwukrotnie, przy czym kierunek drugiego przemiatania był ustawiony prostopadle do pierwszego. Poglądowy schemat kierunku ruchu sondy pomiarowej został przedstawiony na rysunku 2, natomiast tabela 2 zawiera wielkości geometryczne badanych powierzchni.



Rys. 2. Kierunki skanowania powierzchni użytych podczas badań akustycznych

Tab. 2. Wielkości geometryczne mierzonych powierzchni

Nazwa powierzchni	Pole powierzchni [m <sup>2</sup> ]	Ilość wierszy segmentów 15x15 [cm]	Ilość kolumn segmentów 15x15 [cm]
Góra	1,48	6	11
Prawa	1,48	6	11
Lewa	1,48	6	11
Przód	0,81	6	6
Tył	0,81	6	6

W celu lokalizacji głównych źródeł dźwięku pracującego kompresora wykonano określenie mocy dźwięku Lw [dB] stosując nieznormalizowaną metodę pomiaru punktów dyskretnych. W każdym z segmentów wykonano pomiar polegający na pojedynczym skanowaniu trwającym 5 sekund. Razem na wszystkich pięciu powierzchniach wykonano 270 pomiarów. Zarejestrowane wyniki zostały zapisane w pamięci analizatora, następnie przesłane do komputera, gdzie za pomocą aplikacji matematycznych zostały wygenerowane barwne mapy dźwięku.

Wszystkie wyniki przeprowadzonych badań zarejestrowane zostały w wersji LIN bez zastosowania krzywych korekcyjnych i w wersji A z użyciem krzywej korekcyjnej (ważenia) dostosowującej wartości emitowanych częstotliwości do subiektywnego odczucia uciążliwości dla ucha ludzkiego.

W dalszych badaniach mających na celu poszukiwaniu metod ograniczania hałasu (zmiana konstrukcji, kształtu, stosowanie wygłuszeń) emitowanego poprzez sprężarki powinny być brane pod uwagę wartości bez krzywych korekcyjnych.

### 3. WYNIKI POMIARÓW

Wyniki zarejestrowanych pomiarów zostały podzielone na dwie części. Pierwszą stanowi określenie mocy dźwięku Lw [dB] zarejestrowanej podczas skanowania powierzchni, druga natomiast przedstawia barwne mapy ułatwiającą lokalizację głównych źródeł dźwięku.

#### 3.1. Moc dźwięku emitowanego przez obiekt badań

Wartości zarejestrowanych mocy dźwięku zostały przedstawione w tabeli 3. Zawiera ona moce częściowe emitowane na poszczególnych powierzchniach jak również całkowitą moc dźwięku Lw dB zarejestrowana przez analizator podczas badań. Zaznaczyć warto, że wartości te są bardzo wysokie (niejednokrotnie powyżej 100dB) tym samym długotrwała ekspozycja bez środków ochrony

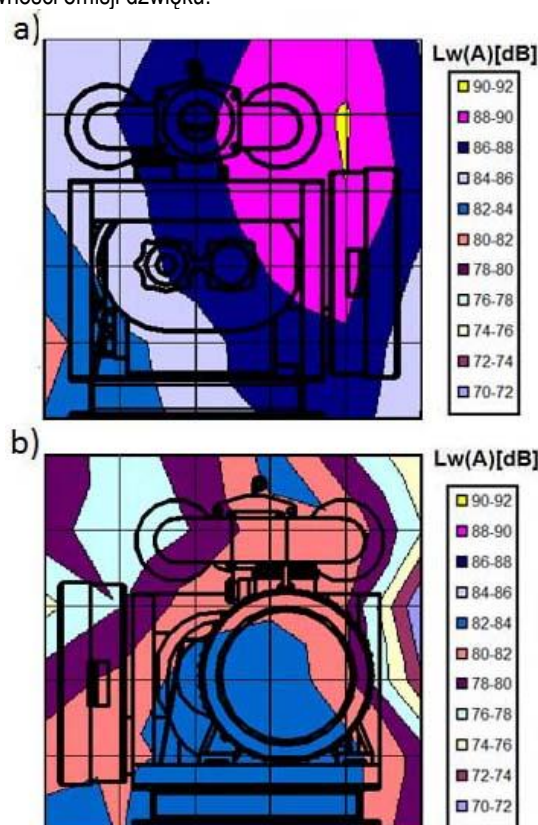
słuchu doprowadzić może do trwałego uszkodzenia nerwów słuchowych.

Tab. 3. Zestawienie wartości częściowych i całkowitych mocy dźwięku emitowanych przez źródło z korekcją krzywą ważenia „A” i bez korekcji „L”

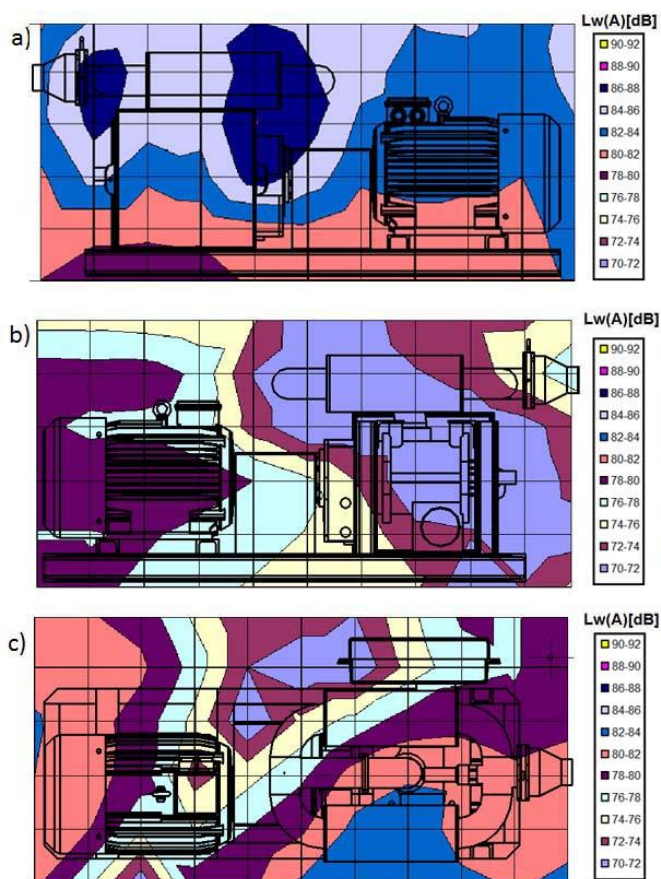
Nazwa powierzchni	Pole powierzchni [m <sup>2</sup> ]	Moc dźwięku Lw(L) [dB]	Moc dźwięku Lw(A) [dB]
Góra	1,48	111,3	97,2
Prawa	1,48	116,5	89,3
Lewa	1,48	123,6	105,5
Przód	0,81	119,6	101
Tył	0,81	111,6	93,4
Całkowita moc dźwięku Emitowanego przez kompresor	6,06 powierzchnia całkowita	123,9	102,1

#### 3.2. Lokalizacja źródeł dźwięku emitowanego przez sprężarkę T5CDL9

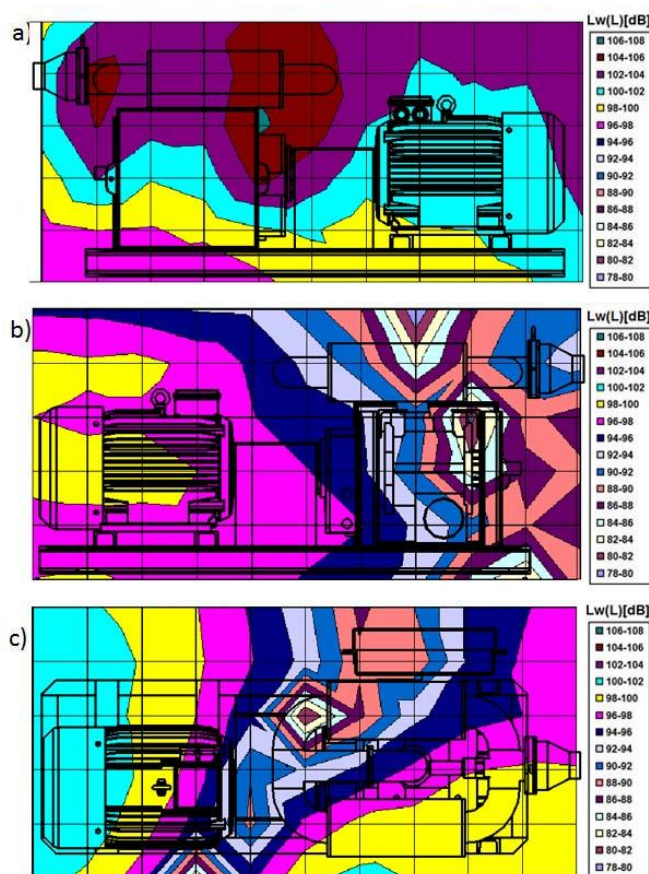
Przedstawione niżej rysunki 3 do 6 zawierają graficzną interpretację zarejestrowanych we wszystkich 270 punktach dyskretnych mocy dźwięku. Pomiar odbywał się w każdym segmencie siatki o wymiarach 15x15cm i trwał 5 sekund. Pomimo, że metoda ta nie jest znormalizowana to jednak jest szeroko stosowana na świecie i jako jedyna pozwala na lokalizację źródeł hałasu umożliwiając tym poszukiwanie metod mających na celu jego ograniczenie. Wykresy warstwiczne nałożone precyzyjnie na widoki rzutów prostokątnych w połączeniu z barwną legendą umożliwiają wzrokową analizę intensywności emisji dźwięku.



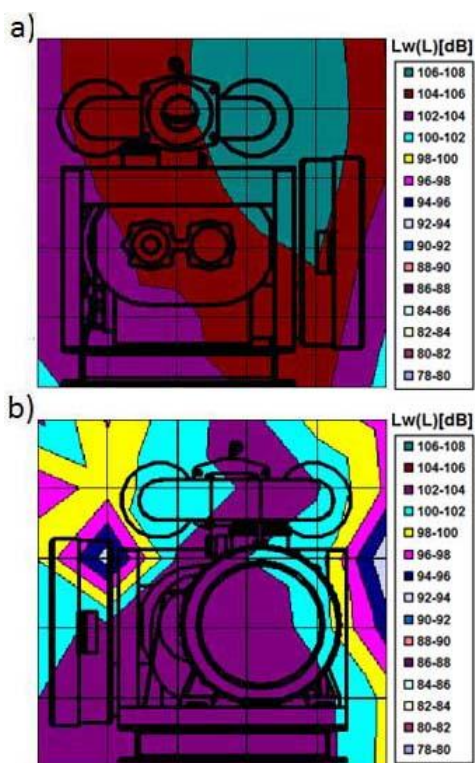
Rys. 3. Mapa lokalizacji źródeł dźwięku Lw(A)[dB] emitowanego przez sprężarkę T5CDL9 napędzanej silnikiem elektrycznym o mocy 22kW, wartość obciążenia – 0,7bar: a)-powierzchnia przednia, b)- powierzchnia tylna



Rys. 4. Mapa lokalizacji źródeł dźwięku  $L_w(A)$ [dB] emitowanego przez sprężarkę T5CDL9 napędzanej silnikiem elektrycznym o mocy 22kW, wartość obciążenia – 0,7bar: a) strona lewa, b) strona prawa, c) powierzchnia górna



Rys. 6. Mapa lokalizacji źródeł dźwięku  $L_w(L)$ [dB] emitowanego przez sprężarkę T5CDL9 napędzanej silnikiem elektrycznym o mocy 22kW, wartość obciążenia – 0,7bar: a) strona lewa, b) strona prawa, c) powierzchnia górna



Rys. 5. Mapa lokalizacji źródeł dźwięku  $L_w(L)$ [dB] emitowanego przez sprężarkę T5CDL9 napędzanej silnikiem elektrycznym o mocy 22kW, wartość obciążenia – 0,7bar: a)-powierzchnia przednia, b)- powierzchnia tylna

PODSUMOWANIE

Badany zespół kompresora charakteryzował się wysokim poziomem emisji mocy dźwięku, której wartość wynosiła  $L_w(A)=102,1$ dB. Warto zauważyć, że bez użycia krzywej korekcyjnej moc dźwięku wynosiła aż  $L_w(L) = 123,9$ dB. Są to wartości przy których słuch ludzki przy dłuższej ekspozycji narażony jest na trwałe uszkodzenia, których początek dają wartości 85 dB, a próg bólu to 120 dB. Praca w pobliżu agregatu wymaga zastosowania od jego operatora środków ochrony słuchu. Największe poziomy emisji dźwięku zarejestrowano na powierzchni lewej ( $L_w(A)=105,5$ dB) i przedniej  $L_w(A)=101$ dB sprężarki, a najniższe posiadała powierzchnia tylna silnika elektrycznego  $L_w(A)=89,3$ dB.

Mapy dźwięku zawarte na rysunkach 3 do 6 pokazały w sposób wyraźny główne źródła emisji hałasu. Wszystkie zestawienia graficzne wskazują, iż największymi emiterami są: obudowa filtra powietrza, układ tłumika powietrza sprężonego po wyjściu ze sprężarki oraz komora wylotowa z przyłączem przewodów ciśnieniowych. Związane jest to ze zjawiskami gazodynamicznymi zachodzącymi w pracującym urządzeniu – przepływu turbulentnego powietrza przez filtr podczas zasysania, wylotu sprężonego czynnika ze sprężarki, przejścia przez tłumik i wreszcie wylotu. Analiza map dźwięku wskazuje także, iż niebagatelny wpływ na poziom całkowitej emitowanej mocy dźwięku ma silnik elektryczny wraz z wentylatorem chłodzącym oraz sprzęgło kłowe z obudową wykonaną w badanym obiekcie z blachy zamocowanej bez elementów tłumiących drgania.

Dalsze prace nad obniżeniem poziomu emisji dźwięku powinny dotyczyć obszarów filtra i tłumika powietrza. Wyeliminowanie hałasu mechanicznego będzie bardzo utrudnione lub wręcz niemożliwe,

gdyż najprawdopodobniej wiązałyby się ze zmianami konstrukcyjnymi elementów głównych. Należy podjąć próbę zmodernizowania obudowy filtra powietrza a szczególnie przekonstruowania szczelin wlotowych poprzez złagodzenie krawędzi, zwiększenie powierzchni otworów wlotowych, zmiany kształtu, co wymagać będzie dalszych badań konstrukcyjno-eksperymentalnych. Warto również zastanowić się nad zastosowaniem obudowy odlewanej, żebrowanej o większej sztywności oraz odizolowaniu jej poprzez elementy amortyzujące od sprężarki generującej drgania. Należy podjąć także próbę oklejenia powierzchni zewnętrznych obudowy materiałem izolacyjnym (akustycznie).

Tłumik wylotowy powietrza wraz w przyłączem przewodu wyjściowego narażony jest na ruch turbulentny gazów o wysokim natężeniu przepływu sięgającym ok. 500m<sup>3</sup>/h. Obniżenie emisji jego hałasu będzie kompromisem pomiędzy sprawnością, stopniem tłumienia, wydajnością całego kompresora, wymiarami i wreszcie ceną. Rozważyć należy podjęcie próby przebudowy konstrukcji tłumika, zastosowaniu innych komór tłumiących, zmiany kształtu, dodania elementów wygłuszających, poprawy jakości kształtu rur (gięcie precyzyjne), wygładzenia powierzchni wewnętrznych elementów itd.

Najprostszą metodą redukcji emisji dźwięku jest zaprojektowanie i wykonanie dla całego agregatu obudowy wyłożonej od wewnątrz materiałem dźwiękochłonnym.

### BIBLIOGRAFIA

1. Kraska J., Raport z badania krajowego rynku transportu towarów (ze szczególnym uwzględnieniem transportu towarów koleją) Urząd Ochrony Konkurencji i Konsumentów, Warszawa, październik 2012.
2. Gardner Denver Witting GmbH, Cyklo Blower T5 Technical Data, materiały reklamowe.
3. Sound Intensity Software BZ7205 User Manual Bruel & Kjaer Sound and Vibration Measurement A/S Naerum, Denmark 1998.
4. Górski K., Maciąg P., Hałas silnika wysokoprężnego zasilanego mieszaninami eteru etylo-tert- butylowego z olejem napędowym, Archiwum Motoryzacji 3/2010 PTNM Radom 2010.
5. Lotko W., Maciąg P., Maciąg M., Nowa metoda oceny hałasu maszyn i urządzeń, Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „Pojazd a środowisko”, Radom 1997.

## SOUND EMISSION OF UNLOAD BLOWER

### *Abstract*

*The article presents the results of sound emission research of T5CDL9 blower powered by an electric motor 22kW used for unload loose products. The authors performed acoustic researches to determine the total sound power emitted by the tested object in accordance with PN-EN ISO9614-2 standard. Additionally, each of the measured surface were made sound emission measurements in discrete points, allowing to made the sound maps and the location of the main noise sources. The results of this work will be used to made design corrections aimed at reducing noise emissions of*

*working blowers.*

*The research was performed in modern Brüel & Kjaer 2260 Investigator analyzer equipped in dual-microphone sound intensity probe B&K 3595.*

Autorzy:

dr inż. **Paweł Maciąg** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, IBM, tel. 48 361 71 61, mail: [p.maciag@uthrad](mailto:p.maciag@uthrad).

mgr inż. **Rafał Stanik** – Silo-Tech Sp. z o.o., ul. Obrońców 36, 26-600 Radom, tel. 48 362 93 53, mail: [r.stanik@hydrotruck.pl](mailto:r.stanik@hydrotruck.pl)