

WPŁYW OGRANICZENIA WYMIANY CIEPŁA NA TEMPERATURĘ I WIBROAKTYWNOŚĆ PRZEKŁADNI PLANETARNEJ

34.1 WPROWADZENIE

Niniejsza praca jest kontynuacją artykułu [1], w którym przedstawiono wpływ wybranych czynników eksploatacyjnych na wartość drgań i generowanego hałasu przez te przekładnie. Analizowanymi czynnikami były: zmiana warunków współpracy kół związana z zużywaniem się powierzchni zębów, praca przekładni w warunkach podharmonicznych głównego rezonansu rezonansowych oraz temperatura oleju smarującego. W pracy [1] wykazano zmniejszenie generowanych efektów wibroakustycznych poprzez zmianę warunków ich pracy. Ponadto stwierdzono, że eksploatacja przekładni zębatych zgodna z zasadami zrównoważonego rozwoju wymaga aktywnych działań ze strony służb technicznych polegających na poszukiwaniu optymalnych warunków pracy z uwagi na stan wibroakustyczny tych urządzeń.

W trakcie pracy przekładni zębatych ujawnia się wpływ szeregu czynników o charakterze eksploatacyjnym mających wpływ na ich stan wibroakustyczny [2, 3, 4]. Oprócz czynników wymienionych w pracy [1], istnieje szereg innych mogących mieć wpływ na właściwości wibroakustyczne przekładni zębatych. Wśród nich należy wymienić warunki odprowadzenia ciepła z obudowy do otoczenia.

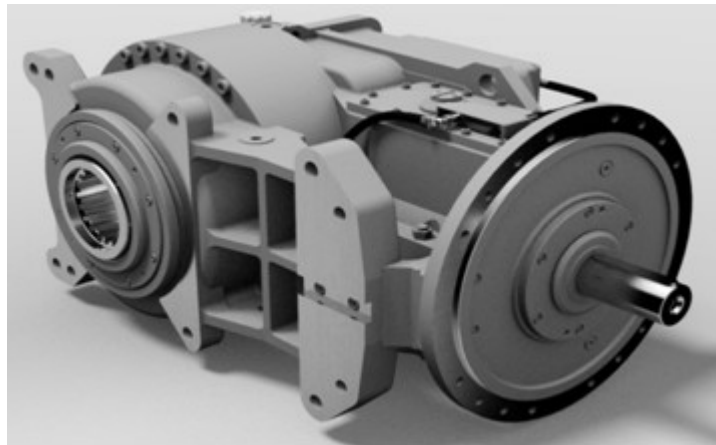
Celem niniejszej pracy było stwierdzenie na drodze badań doświadczalnych wpływu warunków odprowadzania ciepła z obudowy na temperaturę i wibroaktywność korpusu przekładni zębatych. Badania zrealizowano z wykorzystaniem przemysłowej stacji prób przekładni pod obciążeniem i układu monitorowania parametrów termicznych i drganiowych. Ograniczenie wymiany ciepła między urządzeniami i otoczeniem uzyskano poprzez dodanie warstwy materiału izolacyjnego na obudowie urządzenia. Wpływ warunków odprowadzania ciepła z obudowy na temperaturę i wibroaktywność korpusu przekładni zębatych określono poprzez wyznaczenie temperatury i drgań korpusu w warunkach bez warstwy izolacyjnej i z tą warstwą.

34.2 OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań były dwie przekładnie kątowno-walcowo-planetarne typu KPL (rys. 34.1 i rys. 34.2) o przełożeniu $i=39$ i maksymalnej mocy przenoszonej 400 kW. Przekładnie te są przeznaczone do napędu urządzeń mechanicznych o poziomej osi ele-

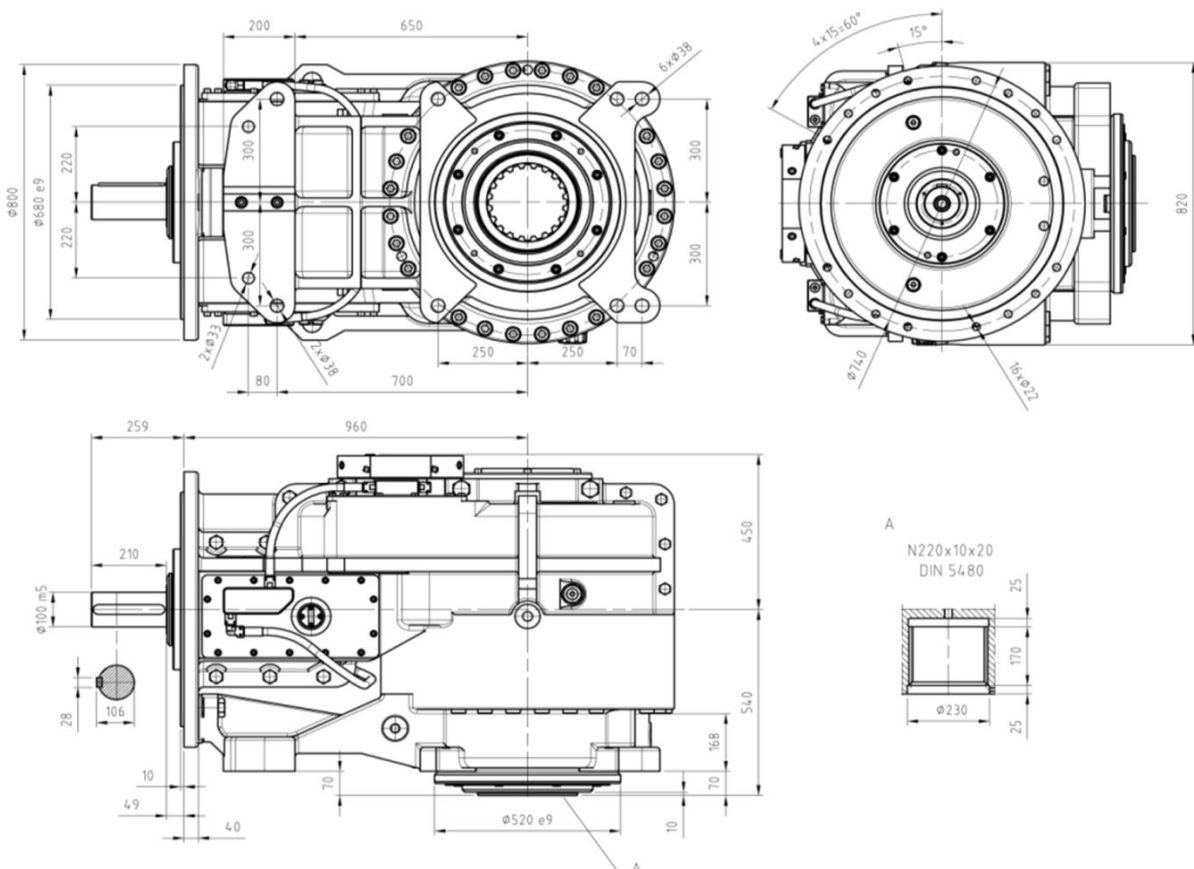
mentu roboczego. Wykonanie przekładni spełnia wymagania przeciwwybuchowe ATEX grupa I kategoria M2.

Korpus przekładni był wykonany z żeliwa szarego. Wszystkie koła zębate walcowe były wykonane z wysokogatunkowej stali stopowej, poddane obróbce cieplnej i cieplno-chemicznej oraz szlifowane. Koła stożkowe miały uzębienie spiralne łukowe, walcowe – uzębienie skośne, a koła stopnia planetarnego - uzębienie proste. Uzębienia wykonane były w 6 klasie dokładności wg PN-ISO 1328.



Rys. 34.1 Zdjęcie przekładni zębatej typu KPL

Źródło: opracowanie własne

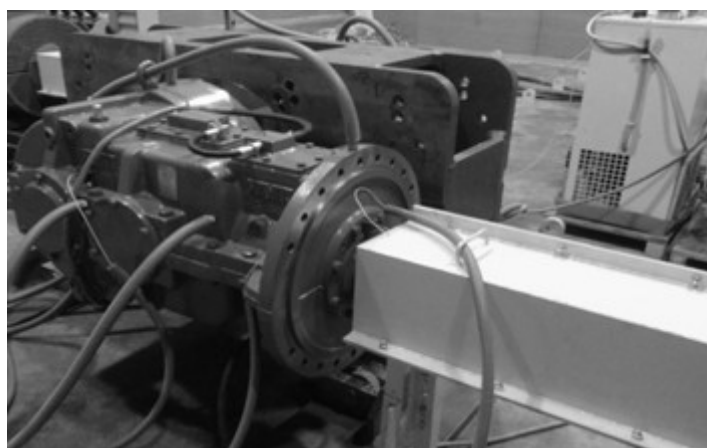


Rys. 34.2 Dokumentacja przekładni zębatej typu KPL

Źródło: opracowanie własne

34.3 METODA BADAWCZA

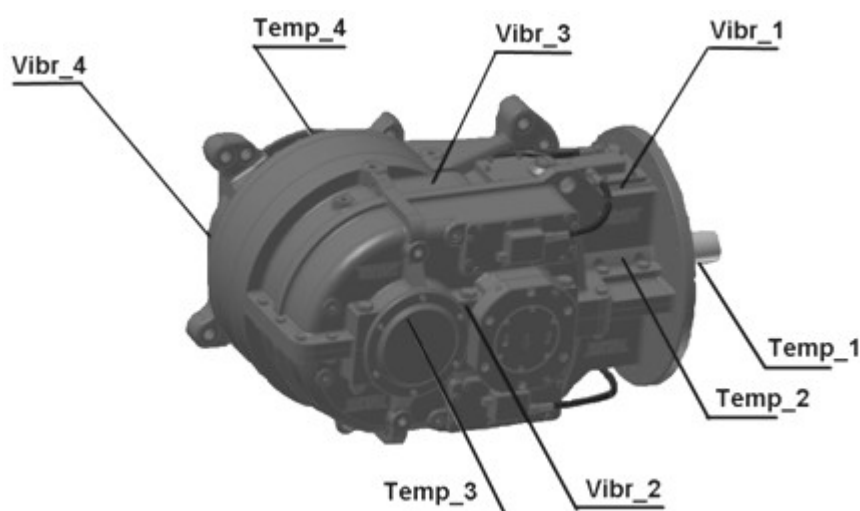
Zasadnicze badania właściwości termicznych i wibroaktywności korpusu przeprowadzono na stacji prób o maksymalnej mocy obciążającej przekładnie równej 630kW. Przekładnie badawcze (rys. 34.3) były mocowane do stojaka w identyczny sposób jak w przypadku połączenia z maszyną roboczą. Przekładnie były połączone z silnikami za pośrednictwem przegubów Kardana. Przekładnie były połączone wzajemnie łącznikiem stalowym zakończonym obustronnie wielowypustem. Badane przekładnie w stosunku do siebie były obrócone o 180°, co zmniejszało wypadkowy moment działający na układ mocowania stojaka.



Rys. 34.3 Przekładnia zębata po zamontowaniu czujników pomiarowych

Źródło: opracowanie własne

Pomiary drgań i temperatury odbywały się z wykorzystaniem 16 kanałowego systemu pomiarowego FAG ProCheck i oprogramowania Administrator. Parametrem charakteryzującym właściwości wibracyjne była prędkość drgań wyznaczona wg ISO 10816. Do badania drgań korpusu użyto czujników piezoelektrycznych (ich rozmieszczenie na korpusie przekładni przedstawiono na rys. 34.4), natomiast do badań temperatury – czujniki typu Pt 100.



Rys. 34.4 Sposób rozmieszczenia czujników pomiarowych na przekładni zębatej

Źródło: opracowanie własne

Badania wpływu ograniczenia wymiany ciepłej między korpusem, a otoczeniem wykonano z użyciem dodatkowej warstwy 2 mm pianki polietylenowej (rys. 34.5). Obliczeniowy współczynnik przewodzenia ciepła λ pianki wynosił 0,05 W/(m·K). W trakcie badań, do smarowania przekładni stosowano olej syntetyczny na bazie polialkilenoglikoli PAG w klasie lepkościowej VG 320.

Badania zrealizowano dla prędkości obrotowej 1485 obr/min i momentu obciążenia 618 Nm. Przed badaniami zasadniczymi uruchamiano badane przekładnie pod obciążeniem ok. 90 kW. Etap wygrzewania wstępnego dla wariantu z izolacją trwał 1 godzinę, natomiast dla wariantu bez izolacji ok. 1,5 godziny. Różnica czasu wygrzewania wynikała z konieczności ustalenia temperatury korpusu przekładni.

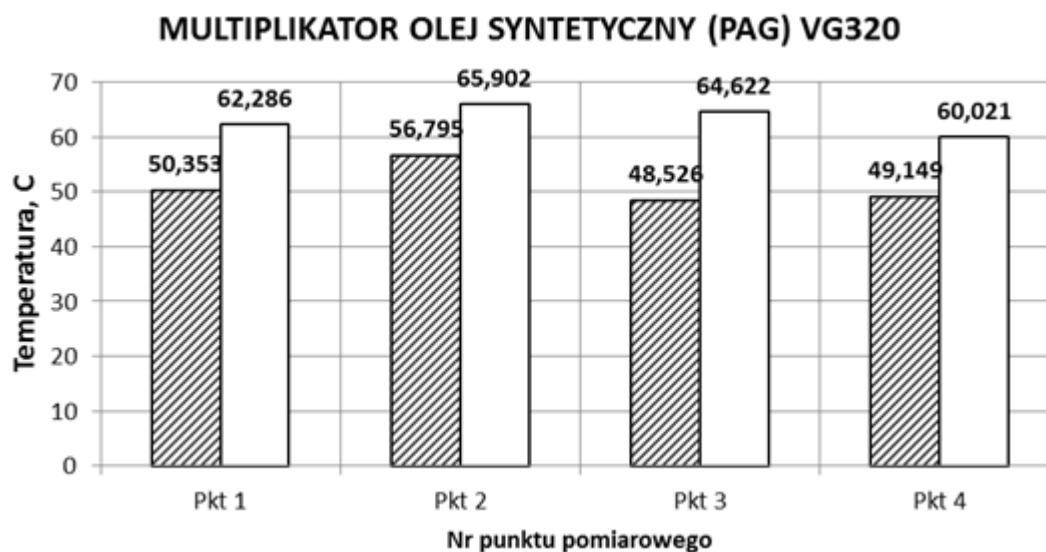


Rys. 34.5 Sposób ograniczenia wymiany ciepła korpusu badanej przekładni

Źródło: opracowanie własne

34.4 REZULTATY BADAŃ

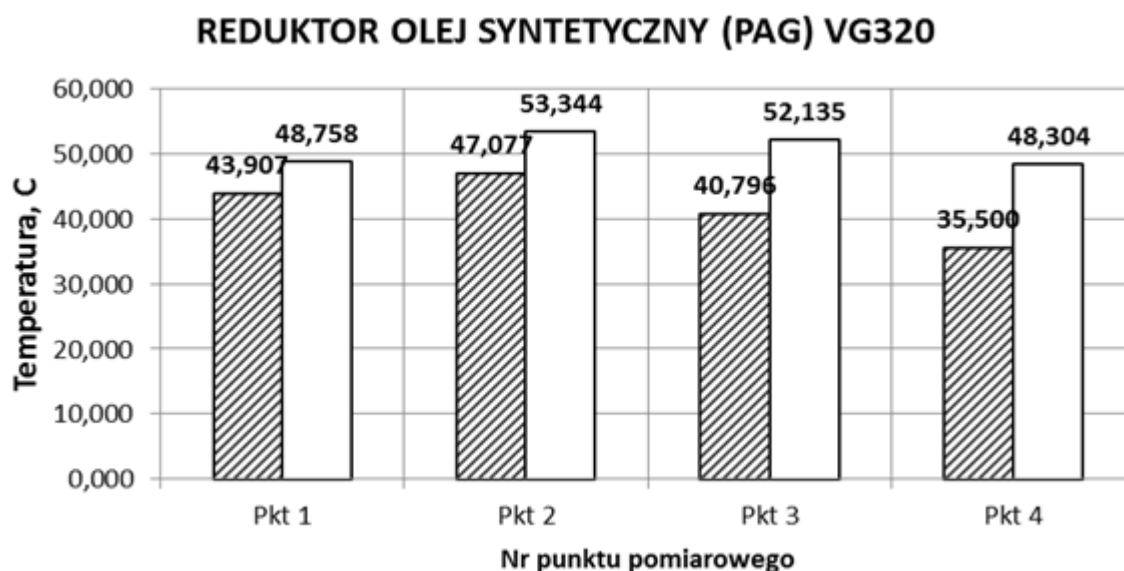
Na rys. 34.6 i rys. 34.7 przedstawiono zestawienie maksymalnych wartości temperatury korpusu dla 4 położzeń czujników pomiaru przyspieszeń drgań i dla przekładni pracującej, jako reduktor (rys. 34.3) i jako multiplikator (rys. 34.4). Na rysunkach przyjęto następujące oznaczenie: kolumny kreskowane identyfikują wariant bez warstwy Izolacyjnej, natomiast kolumny bez kreskowania opisują wariant z warstwą izolacyjną.



Rys. 34.6 Maksymalne wartości temp. korpusu dla przekładni pracującej, jako reduktor

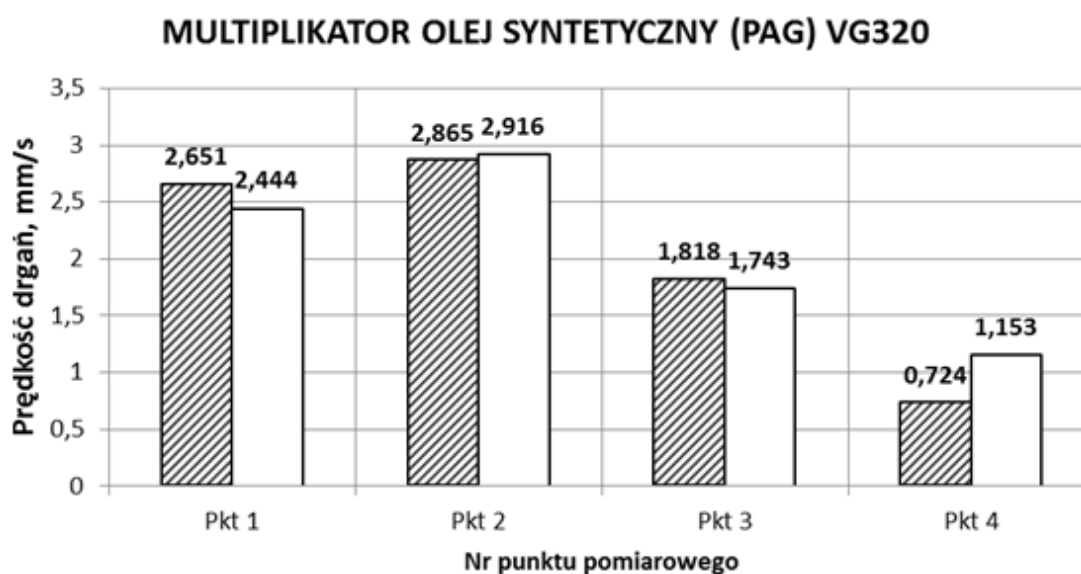
Źródło: opracowanie własne

Łatwo zauważyć wzrost temperatury obu korpusów badanych przekładni, na których nałożono dodatkową izolację termiczną. Różnica temperatury między wariantem z izolacją i bez sięgnęła nawet 16 °C. Można również zauważyć różnice między temperaturą korpusu przekładni pracującej, jako reduktor, a temperaturą korpusu przekładni pracującej, jako multiplikator, jednakże stwierdzona różnica wynika z szeregowego połączenia chłodziń obu przekładni i przekładnia pracującą, jako multiplikator była chłodzona wodą podgrzaną wcześniej przez drugą przekładnię.



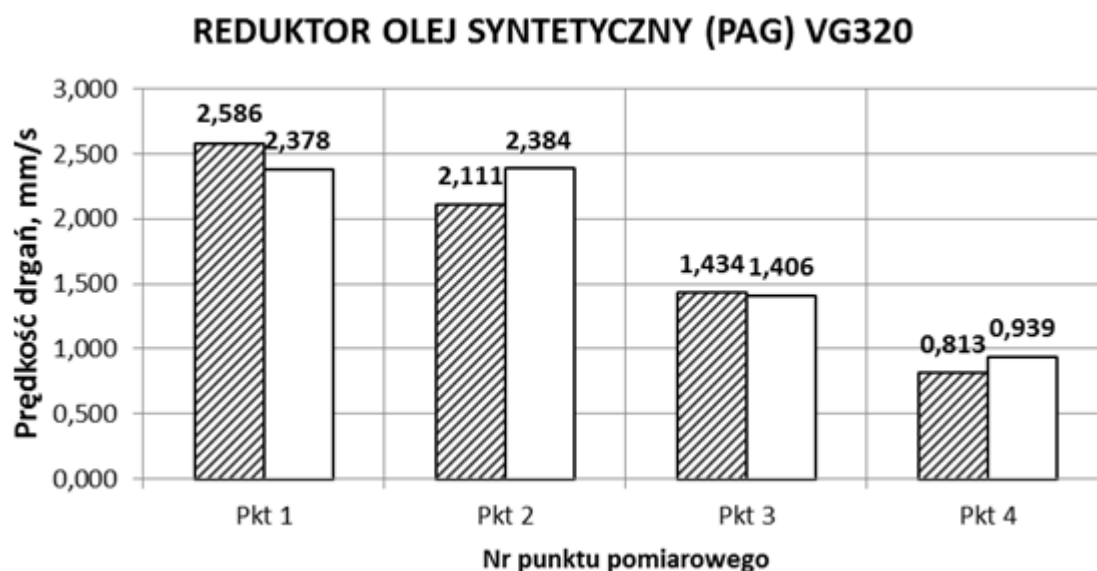
Rys. 34.7 Maksymalna temperatura korpusu przekładni pracującej, jako multiplikator
Źródło: opracowanie własne

Na rys. 34.8 i rys. 34.9 przedstawiono zestawienie maksymalnych wartości prędkości drgań dla 4 położen czujników pomiaru przyspieszeń drgań i dla przekładni pracującej jako reduktor (rys. 34.3) i jako multiplikator (rys. 34.4).



Rys. 34.8 Maksymalna prędkość drgań przekładni pracującej, jako reduktor
Źródło: opracowanie własne

Analogicznie jak uprzednio, autor pracy na rysunkach zastosował następujące oznaczenie: kolumny kreskowane identyfikują wariant bez warstwy izolacyjnej, natomiast kolumny bez kreskowania opisują wariant z warstwą izolacyjną. Wyniki jednoznacznie nie pozwalają stwierdzić, czy w wyniku wprowadzenia ograniczenia wymiany ciepła dochodzi do wzrostu prędkości drgań.



Rys. 34.9 Maksymalna prędkość drgań przekładni pracującej, jako multiplikator

Źródło: opracowanie własne

PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono wyniki pomiarów temperatury i drgań obudowy przekładni zębatej dla wariantu z ograniczeniem i bez ograniczenia wymiany ciepła. Na podstawie tych pomiarów stwierdzono wzrost temperatury korpusu przekładni z nałożoną izolacją. Stwierdzony wzrost temperatury korpusu świadczy o wzroście temperatury oleju smarującego, a tym samym o zmniejszeniu jego lepkości kinematycznej. Parametr ten wpływa na grubość filmu olejowego powstającego w wyniku smarowania elastohydrodynamicznego (EHD), który z kolei wpływa na tłumienie drgań przekładni zębatych. Uzyskane wyniki pomiaru drgań nie potwierdziły jednak jednoznacznie, że ograniczenie wymiany ciepła wiąże się ze wzrostem drgań korpusu przekładni. Na niejednoznaczny wynik pomiarów mógł wpłynąć różny czas wygrzewania zastosowany dla obu rozważanych wariantów wymiany ciepła między przekładniami zębatymi, a otoczeniem.

PODZIĘKOWANIA

Praca została zrealizowana w ramach projektu POIG.01.04.00-24-094/11 nt. Opracowanie innowacyjnej proekologicznej specjalizowanej przekładni zębatej zintegrowanej z układem diagnostycznym.

LITERATURA

- 1 A.N. Wieczorek, R. Kruk. „Minimization of vibroacoustic effects as a criterion for operation of gear transmissions in accordance with sustainable development principles.” *Management Systems in Production Engineering*. No. 1(21), 2016, p. 12-19.
- 2 A.N. Wieczorek. „Reducing the causes of mechanical vibrations of gear transmissions through construction changes in teeth.” *Machine Dynamics Problems*, No. 4(34), 2010, p. 118-129.
- 3 A.N. Wieczorek. „The effect height of teeth on the dynamic forces in gearboxes”. Doctor Thesis, Gliwice 2007.
- 4 A.N. Wieczorek. „The effect of construction changes of the teeth of a gear transmission on acoustic properties.” *International Journal Of Occupational Safety*, No. 4(18), 2012, p. 499-507.

WPLYW OGRANICZENIA WYMIANY CIEPŁA NA TEMPERATURĘ I WIBROAKTYWNOŚĆ PRZEKŁADNI PLANETARNEJ

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki pomiarów temperatury i drgań obudowy przekładni zębatej dla wariantu z ograniczeniem i bez ograniczenia wymiany ciepła. Na podstawie tych pomiarów stwierdzono wzrost temperatury korpusu przekładni z nałożoną izolacją, ale nie uzyskano jednoznacznego potwierdzenia wzrostu wartości drgań dla tego wariantu.

Słowa kluczowe: przekładnia zębata, drgania, temperatura

IMPACT OF LIMITATIONS OF HEAT EXCHANGE ON THE TEMPERATURE AND VIBROACTIVITY PLANETARY GEAR

Abstract: The paper presents the results of measurements of temperature and vibration gear housing for variants of limitation and without limitation heat exchange. On the basis of these measurements showed an increase of temperature for the housing with the applied insulation, but not found growth of vibrations for this variant.

Key words: gearboxe, vibrations, temperature

Dr inż. Andrzej N. WIECZOREK
Politechnika Śląska
Wydział Górnictwa i Geologii
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, Polska
e-mail: Andrzej.N.Wieczorek@polsl.pl

Data przesłania artykułu do Redakcji: 05.06.2016
Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 18.06.2016