



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ
I OKRĘTOWNICTWA



Imię i nazwisko autora rozprawy: Michał Formela
Dyscyplina naukowa: Inżynieria Mechaniczna

ROZPRAWA DOKTORSKA

Tytuł rozprawy w języku polskim: Badania procesów tarcia w sprzęgle ciernym i ich optymalizacja pod względem niezawodności.

Tytuł rozprawy w języku angielskim: Research on friction processes in a friction clutch and their optimization in terms of reliability.

Promotor	Drugi promotor
<i>Podpis</i>	<i>podpis</i>
dr hab. inż. Jacek Łubiński, profesor uczelni	<Tytuł, stopień, imię i nazwisko>
Promotor pomocniczy	Kopromotor
<i>Podpis</i>	<i>podpis</i>
<Tytuł, stopień, imię i nazwisko>	<Tytuł, stopień, imię i nazwisko>

Gdańsk, rok 2025



OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Michał Formela

Ja, niżej podpisany, ~~wyrażam zgodę~~/nie wyrażam zgody* na bezpłatne korzystanie z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej: Badania procesów tarcia w sprzęgle ciernym i ich optymalizacja pod względem niezawodności, do celów naukowych lub dydaktycznych.¹

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Świadomy odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz. U. z 2006 r., nr 90, poz. 631) i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym (Dz. U. z 2012 r., poz. 572 z późn. zm.),² a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

Oświadczam, że treść rozprawy opracowana została na podstawie wyników badań prowadzonych pod kierunkiem i w ścisłej współpracy z promotorem dr hab. inż. Jackiem Łubińskim, ~~drugim promotorem, promotorem pomocniczym, kopromotorem*~~.

Niniejsza rozprawa doktorska nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadaniem stopnia doktora.

Wszystkie informacje umieszczone w ww. rozprawie uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami zgodnie z art. 34 ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych.

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Ja, niżej podpisany, ~~wyrażam zgodę~~/nie wyrażam zgody* na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej, Pomorskiej Bibliotece Cyfrowej oraz poddawania jej procesom weryfikacji i ochrony przed przywłaszczeniem jej autorstwa.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

*) niepotrzebne skreślić

¹ Zarządzenie Rektora Politechniki Gdańskiej nr 34/2009 z 9 listopada 2009 r., załącznik nr 8 do instrukcji archiwalnej PG.

² Ustawa z dnia 27 lipca 2005 r. Prawo o szkolnictwie wyższym: Rozdział 7 Odpowiedzialność dyscyplinarna doktorantów, Art. 226.

OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Autor rozprawy doktorskiej: mgr inż. Michał Formela

Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim:

Badania procesów tarcia w sprzęgle ciernym i ich optymalizacja pod względem niezawodności

Tytuł rozprawy w języku angielskim:

Research on friction processes in a friction clutch and their optimization in terms of reliability

Język rozprawy doktorskiej: polski

Promotor rozprawy doktorskiej: dr hab. inż. Jacek Łubiński, profesor uczelni

~~**Drugi promotor rozprawy doktorskiej*:**~~

~~**Promotor pomocniczy rozprawy doktorskiej*:**~~

~~**Kopromotor rozprawy doktorskiej*:**~~

Data obrony:

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polski:

układ napędowy pojazdu, tarcza sprzęgła, tłumik drgań skrętnych, moment tarcia, tarcie ślizgowe suche, właściwości tribologiczne, zużycie ściernie, eksploatacja, trwałość, niezawodność

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim:

vehicle powertrain, clutch disc, torsional vibration damper, friction torque, dry sliding friction, tribological properties, abrasive wear, operation, durability, reliability

Streszczenie rozprawy w języku polskim:

Rozprawa doktorska dotyczy tribologicznych aspektów pracy ciernego tłumika drgań skrętnych, zintegrowanego ze sprzęgłem głównym układu napędowego pojazdu ciężarowego. Celem pracy było zbadanie wpływu zużycia eksploatacyjnego wybranych elementów tłumika na zmianę charakterystyki tarcia, ze szczególnym uwzględnieniem procesów zachodzących w fazie docierania oraz w całym cyklu życia produktu. Jako kluczowe zagadnienie wybrano wyjaśnienie przyczyn niezadowalającej trwałości tłumików w nowoczesnych układach napędowych i wskazanie rozwiązań tego problemu. Przeprowadzono badania doświadczalne zarówno dla pełnych złożeń tłumików, jak i wyizolowanych par elementów ciernych, analizując zmiany współczynnika tarcia oraz siły zacisku. Wykazano, że głównymi przyczynami niestabilności momentu tarcia są: brak osiągnięcia projektowanego poziomu ugięcia sprężyny dociskowej podczas montażu tłumika oraz niekontrolowane zużycie w jej obszarze podparcia. Zaproponowano rozwiązania konstrukcyjne mające na celu ograniczenie zidentyfikowanych czynników niestabilności momentu tarcia oraz wytyczono kierunki dalszych badań. Uzyskane wyniki stanowią wkład w rozwój niezawodnych konstrukcji tłumików, odpowiadających wymaganiom nowoczesnych układów napędowych. Prace badawcze zrealizowano w ramach IV edycji programu „Doktorat Wdrożeniowy” finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Streszczenie rozprawy w języku angielskim:

The doctoral dissertation focuses on the tribological aspects of a torsional vibration damper integrated with the main clutch of a heavy-duty vehicle powertrain. The aim of the study was to investigate the impact of operational wear of selected damper components on the evolution of friction characteristics, with particular emphasis on processes occurring during the break-in phase and throughout the product's service life. The key issue chosen was to explain the reasons for the unsatisfactory durability of dampers in modern drive systems and to identify solutions to this issue. Experimental research was conducted on both complete damper assemblies and isolated friction pairs, analyzing changes in the coefficient of friction and clamping force. The study demonstrated that the primary causes of friction torque instability are the failure to achieve the designed deflection of the disc spring during assembly and uncontrolled wear in its support area. Design improvements were proposed to mitigate the identified factors contributing to torque instability, and directions for further research aimed at enhancing damper durability were outlined. The obtained results contribute to the development of reliable damper designs that meet the requirements of modern powertrain systems. The research work was carried out as part of the 4th edition of the "Implementation Doctorate" program financed by the Polish Ministry of Science and Higher Education.

SPIS TREŚCI

1. SFORMUŁOWANIE TEMATYKI BADAWCZEJ.....	11
1.1. Wprowadzenie.....	11
1.2. Uzasadnienie podjętej tematyki.....	14
2. ANALIZA STANU WIEDZY ORAZ PRZEGLĄD LITERATURY	16
2.1. Cel stosowania ciernego tłumika drgań skrętnych.....	16
2.2. Budowa i zasada działania ciernego tłumika drgań skrętnych.....	19
2.2.1. Model fizyczny tłumika drgań i jego teoretyczna charakterystyka	19
2.2.2. Konstrukcja rzeczywista tłumika drgań i jego charakterystyka	27
2.2.3. Przegląd nietypowych konstrukcji tłumików drgań skrętnych	31
2.2.4. Warunki eksploatacji tłumika drgań.....	33
2.3. Stanowiska do pomiaru charakterystyk ciernego tłumika drgań skrętnych.....	33
2.3.1. Rotary Fatigue Bench 2 firmy Eaton	33
2.3.2. Dynamic Torsion Test System firmy Instron	34
2.3.3. Spinning Torsion System firmy MTS	35
2.4. Procesy tribologiczne zachodzące w ciernym tłumiku drgań skrętnych	36
2.4.1. Mechanizm ślizgowego tarcia suchego.....	36
2.4.2. Moment tarcia tłumika drgań.....	37
2.4.3. Zużycie ściernie tłumika drgań i jego wpływ na moment tarcia	38
2.4.4. Stabilność momentu tarcia tłumika drgań na przykładzie tłumików firmy Eaton.....	40
2.5. Podsumowanie stanu wiedzy	42
3. PRAKTYCZNA GENEZA TEMATYKI BADAWCZEJ	44
3.1. Cel i zakres pracy	44
3.2. Hipotezy badawcze	45
3.2.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania.....	46
3.2.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania	47
3.2.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji.....	48
4. BADANIA DOŚWIADCZALNE.....	50
4.1. Metodyka badań doświadczalnych.....	50
4.1.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania.....	50
4.1.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania	55
4.1.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji.....	60

4.2. Wyniki badań doświadczalnych.....	65
4.2.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania.....	66
4.2.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania	70
4.2.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji	74
4.3. Dyskusja wyników badań doświadczalnych.....	78
4.3.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania.....	79
4.3.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania	80
4.3.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji	82
4.4. Badania doświadczalne uzupełniające.....	83
4.4.1. Pomiar histerezy momentu tarcia generowanej przez stanowisko pomiarowe w warunkach pomiaru charakterystyki ciernego tłumika drgań skrętnych	83
4.4.2. Pomiar sztywności skrętnej stanowiska pomiarowego w warunkach pomiaru charakterystyki ciernego tłumika drgań skrętnych.....	86
4.4.3. Podsumowanie badań doświadczalnych uzupełniających.....	87
5. WNIOSKI	89
5.1. Wnioski dotyczące wpływu zmiany wartości siły zacisku skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji	90
5.1.1. Hipotezy badawcze dotyczące wpływu zmiany wartości siły zacisku skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji	92
5.1.2. Element wdrożeniowy dotyczący ograniczenia wpływu zmiany wartości siły zacisku skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji	93
5.2. Wnioski dotyczące wpływu zmiany współczynnika tarcia skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji	94
5.2.1. Hipotezy badawcze dotyczące wpływu zmiany współczynnika tarcia skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji	96
5.2.2. Element wdrożeniowy dotyczący ograniczenia wpływu zmiany współczynnika tarcia skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji.....	96
6. KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ	97
6.1. Walidacja modyfikacji konstrukcyjnych wdrożonych w ramach niniejszej pracy.....	97
6.2. Nowe kierunki badań związane z poprawą stabilności momentu tarcia tłumików drgań.....	97
6.3. Ochrona własności intelektualnej.....	98
7. LITERATURA.....	99

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

E_k	- chwilowa energia kinetyczna ruchu obrotowego
ΔE_k	- praca wykonana przez ruch obrotowy drgań skrętnych
E_p	- chwilowa energia potencjalna elementu sprężystego tłumika
ΔE_p	- praca wykonana przez element sprężysty tłumika
f_{relax}	- rozprężenie sprężyny dociskowej podczas eksploatacji tłumika
H	- histereza momentu tarcia elementu tłumiącego tłumika
h_s	- wysokość nowej sprężyny dociskowej zmontowanej w nowym tłumiku
h_{sw}	- wysokość używanej sprężyny dociskowej zmontowanej w używanym tłumiku
I	- moment bezwładności układu napędowego
k	- sztywność skrętna tłumika
k_s	- sumaryczna sztywność liniowa sprężyn śrubowych tłumika
M	- całkowity moment obrotowy generowany przez tłokowy silnik spalinowy
M_{osc}	- oscylacje momentu wynikające z pracy tłokowego silnika spalinowego
M_{rob}	- moment roboczy tłokowego silnika spalinowego, potrzebny do napędzania pojazdu
M_T	- moment tarcia elementu tłumiącego tłumika
N	- siła normalna sprężyny dociskowej tłumika
r_s	- promień montażowy sprężyn śrubowych mierzony od osi obrotu tłumika do osi sprężyn
r_T	- średni promień tarcia pierścieni ciernych tłumika
r_{Tw}	- wewnętrzny promień pierścienia ciernego tłumika
r_{Tz}	- zewnętrzny promień pierścienia ciernego tłumika
W	- praca całkowita, tj. energia wprowadzona do podsystemu tłumika przez silnik
ΔW	- pole pętli histerezy, tj. rozproszona energia w trakcie jednego cyklu drgań ustalonych
W_{osc}	- nieużyteczna praca wynikająca z oscylacji momentu tj. z drgań skrętnych
W_{rob}	- użyteczna praca od momentu roboczego silnika, potrzebna do napędzania pojazdu
W_T	- praca wykonana przez element tłumiący tłumika
w_p	- zużycie osiowe pierścienia ciernego w kontakcie ze sprężyną dociskową
w_{sp}	- zużycie osiowe sprężyny dociskowej w kontakcie z pierścieniem ciernym
w_{st}	- zużycie osiowe sprężyny dociskowej w kontakcie z tarczą zabierakową
w_t	- zużycie osiowe tarczy zabierakowej w kontakcie ze sprężyną dociskową
z	- liczba par powierzchni ciernych tłumika
η	- sprawność energetyczna tłumika
μ	- współczynnik tarcia ślizgowego tłumika
φ	- chwilowe położenie kątowe tłumika w trakcie drgań
$\Delta\varphi$	- przemieszczenie kątowe tłumika w trakcie drgań ustalonych
ω	- chwilowa prędkość kątowa ruchu obrotowe

WPLYW ZUZYCIA EKSPLOATACYJNEGO WYBRANYCH ELEMENTÓW CIERNEGO TŁUMIKA DRGAŃ SKRĘTNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO POJAZDU SAMOCHODOWEGO NA ZMIANĘ CHARAKTERYSTYKI TARCIA TŁUMIKA

1. SFORMUŁOWANIE TEMATYKI BADAWCZEJ

Współczesne wymagania wobec układów napędowych pojazdów ciężarowych koncentrują się na podnoszeniu efektywności energetycznej, trwałości komponentów (niezawodności) oraz redukcji kosztów eksploatacyjnych. Coraz większe znaczenie zyskuje także ograniczenie śladu węglowego w całym cyklu życia produktu, co wymusza projektowanie rozwiązań bardziej trwałych, lżejszych, przy jednoczesnym stosowaniu materiałów podatnych na recykling [1]. Sprzęgło główne, jako jeden z kluczowych elementów toru przeniesienia napędu, odgrywa istotną rolę w zapewnieniu płynności i niezawodności pracy układu napędowego pojazdu. Z uwagi na dynamiczne warunki obciążeń oraz złożone zjawiska tribologiczne, konieczne jest prowadzenie pogłębionych badań nad jego niezawodnością i trwałością eksploatacyjną.

1.1. Wprowadzenie

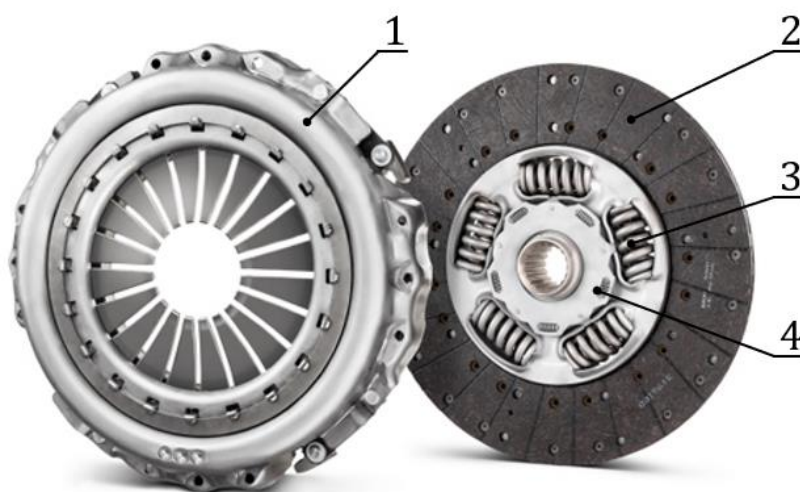
Sprzęgło główne układu napędowego pojazdu ciężarowego, które współpracuje z tłokowym silnikiem spalinowym oraz manualną lub zautomatyzowaną skrzynią biegów (skrzynia manualna ze sterowaniem automatycznym), najczęściej występuje w postaci sprzęgła ciernego, działającego w warunkach tarcia technicznie suchego. W typowych rozwiązaniach konstrukcyjnych sprzęgła głównego przewiduje się jego zintegrowanie z ciernym tłumikiem drgań skrętnych i pomimo że zarówno sprzęgło, jak i tłumik drgań mogłyby funkcjonować jako niezależne podukłady, ich konstrukcyjne zespolenie jest rozwiązaniem technicznie efektywnym oraz ekonomicznie uzasadnionym. Roboczy tytuł rozprawy doktorskiej, tj.: Badania procesów tarcia w sprzęgle ciernym i ich optymalizacja pod względem niezawodności, został sformułowany na wczesnym etapie prac, a jego głównymi założeniami były:

- kompleksowa analiza produktu, jakim jest zestaw sprzęgła głównego pod względem poznania wszystkich procesów tribologicznych (tarcia i zużywania) zachodzących w trakcie jego eksploatacji,
- udoskonalenie tego produktu w celu minimalizacji ryzyka awarii spowodowanych zużyciem ściernym oraz utrzymania stabilnych charakterystyk tarcia przez określony czas i przebieg pojazdu w danych warunkach eksploatacyjnych, przy jednoczesnym uniknięciu przewymiarowania, nadmiernej masy, kosztów produkcji itp.

Doskonalenie pod względem długoterminowej stabilności procesów tarcia jest zatem rozumiane jako dążenie do osiągnięcia kompromisu pomiędzy poprawą tej stabilności i szeroko rozumianym kosztem wdrożenia tej poprawy, co jest szczególnie istotne w odniesieniu do produktów podlegających cyklicznej wymianie serwisowej. W ramach procesu poprawy układu tribologicznego można uwzględnić zmiany konstrukcyjne (takie jak kształt, liczba oraz konfiguracja elementów), modyfikacje materiałowe (np. dobór stali, elastomerów, powłok), oraz adaptację parametrów eksploatacyjnych (np. algorytm użytkownika sprzęgła przez zautomatyzowaną skrzynię biegów). W kontekście dążenia do poprawy efektywności energetycznej układów napędowych istotne znaczenie ma ograniczanie strat energetycznych wynikających

z procesów tarcia. Nadmierna praca tarcia przyczynia się do dodatkowego zużycia energii mechanicznej, co w skali całego cyklu pracy pojazdu przekłada się na zwiększone zapotrzebowanie na paliwo. Celem niniejszej rozprawy jest zatem identyfikacja czynników wpływających na stabilności procesów tarcia oraz opracowanie kierunków ich doskonalenia.

Rys. 1.1 przedstawia kompletny zespół sprzęgła głównego układu napędowego pojazdu ciężarowego. Po lewej stronie widoczny jest docisk sprzęgła (oznaczony jako 1), natomiast po prawej tarcza sprzęgła (2), która zintegrowana jest z głównym tłumikiem drgań skrętnych (3), oraz tłumikiem wstępnym (4). Oba tłumiki najczęściej określa się jako jeden dwustopniowy tłumik drgań, jednakże na potrzeby niniejszego opracowania z uwagi na niezależnie zachodzące w nich procesy tarcia zostały one przedstawione i opisane oddzielnie. W najbardziej ogólnym ujęciu, wspomniane tłumiki posiadają konstrukcję umożliwiającą kontrolowany obrót piasty umieszczonej centralnie w złożeniu kompletnej tarczy, w ustalonym zakresie kątowym (w obu kierunkach obrotu). Obrotowi towarzyszy ugięcie obwodowych elementów podatnych (sprężyn śrubowych) i rozpraszanie energii dzięki tarcia ślizgowemu, konstrukcyjnie występującemu w tłumikach. Można więc stwierdzić, że rolą tłumików zintegrowanych z tarczą sprzęgła jest realizacja funkcji zwiększonej podatności skrętnej, w stosunku do tarczy bez tłumika oraz funkcji kontrolowanego rozpraszania energii drgań skrętnych w układzie napędowym (innymi słowy, ograniczenie pulsacji momentu obrotowego przechodzącego z silnika, przez sprzęgło do skrzyni biegów).



Rys. 1.1. Zespół sprzęgła głównego z tłumikami drgań skrętnych [2]

Sprzęgło główne układu napędowego z tłokowym silnikiem spalinowym umożliwia odłączenie tego układu od silnika np. w celu zmiany biegu lub zatrzymania pojazdu z włączonym silnikiem. Umożliwia również płynne ruszanie z miejsca dzięki pracy sprzęgła z poślizgiem, a także zabezpiecza układ napędowy przed przeciążeniem, gdy na układ napędowy (poza momentem obrotowym generowanym przez sam silnik) zadziała moment zewnętrzny wynikający np. z inercji pojazdu. Poza typowym zużyciem eksploatacyjnym (np. połączeń nitowanych, powierzchni roboczych sprężyn) procesy tribologiczne w sprzęgle dotyczą przede wszystkim ruchu ślizgowego (jednokierunkowego) w kontakcie okładzin ciernych tarczy sprzęgła z powierzchnią cierną płyty docisku sprzęgła oraz koła zamachowego silnika (styk płaski pierścieniowy). W tym przypadku naciski powierzchniowe obu par ciernych są regulowane przez zmiany siły napięcia

(odkształcenia) talerzowej sprężyny docisku sprzęgła, co umożliwia płynną kontrolę nad momentem obrotowym przenoszonym z silnika na układ napędowy. Poza pojazdami specjalnymi, w których częściej stosowane są odporne na ciężkie warunki eksploatacyjne okładziny ceramiczne (np. w przemyśle wydobywczym – pojazdy eksploatowane w kopalniach), w większości pojazdów ciężarowych stosuje kompozytowe okładziny organiczne, które w procesie zużycia wykazują większą utratę objętości niż powierzchnie docisku bądź koła zamachowego, wykonanego z żeliwa bądź staliwa. Poprawa trwałości sprzęgła głównego z punktu widzenia procesów tarcia w praktyce przemysłowej zazwyczaj ogranicza się zatem do doboru odpowiednich okładzin ciernych, a dokładniej ich geometrii (grubości, pola powierzchni, promienia tarcia, sposobu rowkowania), oraz właściwości wynikających ze składu mieszanki, wykorzystanej do wytworzenia okładzin. Możliwe jest uzyskanie kontrolowanych zmian w odniesieniu do współczynnika tarcia, odporności na zużycie, odporności na rozrywanie, odporności na efekt *judder*, tj. na powstanie samowzbudnych drgań ciernych, oraz odporności na efekt *fading*, tj. na zanikanie momentu tarcia spowodowanego rozgrzaniem okładzin organicznych [3]. Warto jednak podkreślić, że tarcie ślizgowe, a zatem i zużycie ściernie, występuje tutaj przede wszystkim podczas ruszania pojazdu z miejsca, ponieważ przez większość czasu eksploatacji układu napędowego sprzęgło główne pozostaje załączone, gdzie tarcie ma charakter statyczny, a przy braku poślizgu zużycie ściernie nie występuje. Podczas jazdy bez zmiany biegów sprawne sprzęgło przenosi moment obrotowy z silnika do skrzyni biegów bez poślizgu między okładzinami tarczy a powierzchniami dociskowymi (czoła koła zamachowego i pierścienia dociskowego).

W odróżnieniu od głównych powierzchni roboczych, cierniej tarczy sprzęgła, ruch względny w układzie tłumików drgań ma charakter oscylacyjny (obrotowy, zwrotny) i występuje najintensywniej w stanach pracy, gdy sprzęgło przenosi moment obrotowy. Wstępny tłumik drgań skrętnych działa na tej samej zasadzie co tłumik główny, odpowiada jednak za tłumienie drgań o znacznie niższej amplitudzie i pracuje wyłącznie w sytuacji rozłączonego układu napędowego, tj. wtedy kiedy sprzęgło główne jest załączone, ale nie jest wybrany żaden bieg w skrzyni biegów (tzw. bieg neutralny) [4]. Układ napędowy w tym przypadku kończy się na skrzyni biegów, a jego obciążenie wynika jedynie z oporów własnych układu. Procesy tribologiczne wstępnego tłumika dotyczą przede wszystkim ruchu ślizgowego (nawrotnego) kontaktu pierścienia ciernego z tworzywa sztucznego z powierzchnią stalowej tarczy zabierakowej (styk płaski pierścieniowy). Występuje tam również ruch ślizgowy (nawrotny) na styku powierzchni stalowej tarczy zabierakowej z krawędzią stalowej talerzowej sprężyny dociskowej (styk krawędziowy pierścieniowy), jednak praca tarcia jest tutaj niższa z powodu mniejszego promienia tarcia tej pary cierniej. Naciski powierzchniowe obu par ciernych różnią się, ale w obu przypadkach są w przybliżeniu stałe i wynikają z prostopadłej do powierzchni styku stałej siły generowanej przez statycznie ugiętą sprężynę dociskową. Z uwagi na sporadyczny charakter pracy oraz niską energię drgań, wstępny tłumik drgań skrętnych posiada zadowalającą niezawodność, a jego trwałość można łatwo poprawić np. poprzez eliminację styku krawędziowego sprężyny w celu zmniejszenia intensywności (prędkości) zużycia w tym kontakcie i utrzymania bardziej stabilnej siły docisku.

W odróżnieniu od głównego skojarzenia ciernego na tarczy sprzęgła i wstępnego tłumika drgań skrętnych, procesy tarcia w głównym tłumiku drgań zachodzą nieprzerwanie podczas ruchu pojazdu, a konkretnie wtedy, gdy sprzęgło jest załączone (lub działa z poślizgiem) i w skrzyni biegów wybrany jest jakikolwiek bieg – dochodzi do przeniesienia mocy między silnikiem, a kołami napędowymi. Szczególne

znaczenie ma to w kontekście pojazdów przeznaczonych do transportu międzynarodowego, które po wjechaniu na autostradę i osiągnięciu najwyższego biegu (ekonomicznego) funkcjonują w stanie wymagającym ciągłego działania głównego tłumika. Duża amplituda drgań wynikająca z niskiej prędkości obrotowej tłokowego silnika spalinowego oraz z dużego obciążenia układu napędowego (załadowana skrzynia ładunkowa powoduje wzrost oporów toczenia, a znaczna prędkość duże opory powietrza) powoduje, że praca tarcia wykonywana przez główny tłumik drgań skrętnych staje się istotnym czynnikiem determinującym kulturę pracy układu napędowego, oraz indywidualnie postrzegany komfort kierowcy. Procesy tribologiczne zachodzące w głównym tłumiku drgań zostały omówione w podrozdziale 2.4.

Wybór głównego tłumika drgań skrętnych jako przedmiotu dalszych badań i analiz uzasadniony jest jego istotnym wpływem na trwałość układu napędowego, ponieważ pracuje on praktycznie nieprzerwanie w trakcie eksploatacji pojazdu, co wyróżnia go na tle innych elementów zespołu sprzęgła głównego, których praca ma charakter okresowy. W trakcie realizacji pracy uzyskano dowody na dominujący wpływ zjawisk tribologicznych w tym podsystemie zespołu sprzęgła głównego na trwałość całego produktu, stąd ostateczna wersja tematu rozprawy doktorskiej została doprecyzowana i przyjęła brzmienie: *Wpływ zużycia eksploatacyjnego wybranych elementów ciernego tłumika drgań skrętnych układu napędowego pojazdu samochodowego na zmianę charakterystyki tarcia tłumika.*

1.2. Uzasadnienie podjętej tematyki

Rozwój nowoczesnych konstrukcji układów napędowych stawia nowe wyzwania przed inżynierami i badaczami zajmującymi się tłumieniem drgań skrętnych. Wzrost amplitudy drgań, obserwowanych w wyniku wdrażania niektórych nowych rozwiązań technologicznych, sprawia, że skuteczność, niezawodność i trwałość tłumików drgań nabierają szczególnego znaczenia. Analiza wpływu nowych warunków pracy na pracę tłumików jest zatem kluczowa dla dalszego rozwoju niezawodnych układów przeniesienia napędu oraz dla pogłębienia wiedzy naukowej w obszarze mechaniki drgań skrętnych w tych układach. Podjęta tematyka badawcza stanowi odpowiedź na aktualne potrzeby zarówno praktyki inżynierskiej, jak i badań podstawowych w dziedzinie motoryzacji. Poniżej przedstawiono trzy główne trendy rozwojowe, które wpływają na zwiększenie amplitudy drgań w nowoczesnych układach napędowych, w szczególności pojazdów ciężarowych.

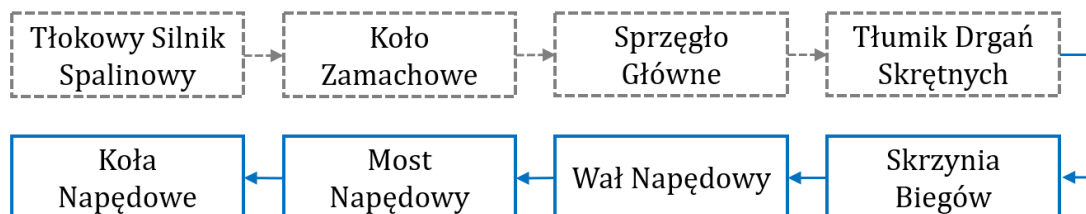
- *Downspeeding*, tj. obniżenie pełnego zakresu prędkości obrotowej tłokowego silnika spalinowego, osiągnięte poprzez zastosowanie mostu napędowego o większym przełożeniu i odpowiedniego sterowania układem zasilania silnika w paliwo. Pozwala to eksploatować silnik przy niższych prędkościach obrotowych, co wiąże się z obniżeniem zużycia paliwa, przy jednoczesnym zapewnieniu wymaganej mocy przekazywanej na koła pojazdu. Taki, pozornie prosty, zabieg skutkuje, na przykład, zmniejszeniem ogólnych oporów tarcia wywoływanych ruchem względnym elementów silnika. W przypadku transportu długodystansowego redukcja zużycia paliwa może sięgać kilku procent [5]. Niższy poziom prędkości obrotowej tłokowego silnika spalinowego wiąże się jednak ze wzrostem nierównomierności przebiegu momentu obrotowego, a więc i amplitudy drgań skrętnych, co prowadzi do zapotrzebowania na intensywniejsze tłumienie w układzie napędowym.

- Częściowa dezaktywacja cylindrów to kolejny zabieg mający na celu redukcję zużycia paliwa w niektórych stanach pracy, szczególnie w silnikach o większej pojemności skokowej. Większa pojemność skokowa silnika zazwyczaj wiąże się z wyższym zużyciem paliwa, nawet w warunkach niskiego obciążenia. Choć technologia ta nie jest nowa, zyskała na znaczeniu w przypadku pojazdów użytkowych w obliczu coraz bardziej rygorystycznych norm emisji oraz wymagań dotyczących oszczędności paliwa. Badanie opublikowane w czasopiśmie *Energies* [6] wykazało, że zastosowanie częściowej dezaktywacji cylindrów w ciężkim silniku spalinowym pozwoliło na redukcję zużycia paliwa nawet o 10%. Podobnie jak w przypadku *downspeedingu*, zmniejszenie liczby aktywnych cylindrów również prowadzi do pogorszenia równomierności przebiegu momentu obrotowego silnika, co wiąże się z większymi amplitudami drgań.
- *Long Distance Luxury* to trend wywodzący się z sektora producentów pojazdów ciężarowych, związany z potrzebą projektowania podzespołów z myślą o minimalnym czasie serwisowania. Obecnie, konieczność regularnej wymiany zespołu sprzęgła głównego pojazdu długodystansowego jest przewidywana średnio co 500000 przejechanych km. Koszty wymiany sprzęgła są znaczne, jednak większym problemem okazuje się związany z tym przestój pojazdu, gdyż unieruchomiona ciężarówka nie generuje zysków (tzw. *downtime*). Dlatego dąży się do zastosowania komponentów spełniających wymagania, które pozwolą na dwukrotne zwiększenie liczby przejechanych przez pojazd kilometrów bez konieczności wymiany sprzęgła, tzn. do 1000000 km, co umożliwi synchronizację tej wymiany z terminem wymaganego remontu głównego skrzyni biegów (tzw. *clutch for life*) [7]. Osiągnięcie takiej trwałości stanowi szczególne wyzwanie w przypadku tłumika drgań skrętnych, który musi w przy tak długim okresie eksploatacji zapewnić utrzymanie stabilnej charakterystyki tarcia.

Jak można zauważyć, wymagania, stawiane współcześnie układom napędowym pojazdów ciężarowych niosą ze sobą pewną sprzeczność; zabiegi, mające ograniczyć zużycie paliwa, prowadzą do zwiększenia amplitudy drgań skrętnych w układzie napędowym, co skutkuje zwiększonym obciążeniem niektórych elementów tego układu i ryzykiem ograniczonej trwałości, a jednocześnie pojawiają się wymagania rynkowe nastawione na znaczne zwiększenie tej trwałości. Co ciekawe, obie grupy wymagań mają związek z ekologią – zarówno ograniczenie zużycia paliwa, jak i zapotrzebowania na części zamienne stanowią sposoby na ograniczenie śladu węglowego, wynikającego z pracy transportu samochodowego. Powyższe obserwacje, poparte obserwacjami z praktyki eksploatacyjnej, pozwoliły na wskazanie tłumików drgań, jako elementów krytycznie ważnych dla osiągnięcia zadowalających osiągnięć i trwałości pojazdów ciężarowych. Jednocześnie stwierdzono, że warunki pracy tych tłumików, przy współczesnych wymaganiach, mogą wpływać na ograniczenie ich trwałości. Ta sprzeczność stała się przyczyną podjęcia próby szczegółowego rozpoznania rzeczywistych warunków pracy tłumika drgań skrętnych w sprzęgłach w celu uzyskania kontroli nad procesami fizycznymi w tym podzespołe i umożliwienia eliminacji rozpoznanego problemu technicznego.

2. ANALIZA STANU WIEDZY ORAZ PRZEGLĄD LITERATURY

Powszechnie stosowany w układach napędowych pojazdów samochodowych cierny tłumik drgań skrętnych zazwyczaj zintegrowany jest z tarczą sprzęgła głównego lub kołem zamachowym. Jego zadaniem jest minimalizacja amplitudy drgań momentu obrotowego, tj. drgań wymuszonych generowanych przez tłokowy silnik spalinowy (wzbudnik), które następnie przenoszone są na pozostałe podukłady układu napędowego. Rys. 2.1 przedstawia połączone mechanicznie podukłady napędowe, przez które przenoszony jest moment obrotowy. Linią niebieską ciągłą oznaczono podukłady, które przenoszą moment obrotowy o tłumionej amplitudzie drgań.

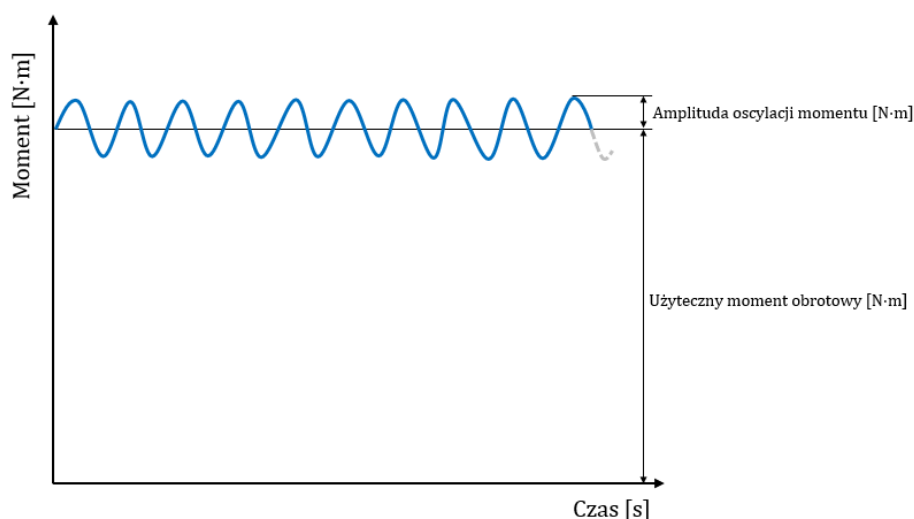


Rys. 2.1. Schemat typowego układu napędowego pojazdu ciężarowego [opracowanie własne]

2.1. Cel stosowania ciernego tłumika drgań skrętnych w układzie napędowym

Wartość momentu obrotowego występującego w układzie napędowym pojazdu nie jest stała, zmienia się w zależności od aktualnego położenia pedału przyśpieszenia oraz obciążenia (oporów) układu napędowego np. większe lub mniejsze nachylenie drogi, większy lub mniejszy załadunek itd. Moment obrotowy jest również ograniczony charakterystyką silnika spalinowego, którą można traktować jako górny limit tego momentu (istnieją jednak sytuacje drogowe kiedy w układzie napędowym może chwilowo wystąpić wyższy moment od maksymalnego wynikającego z charakterystyki silnika). Ponadto, w układzie napędowym z silnikiem tłokowym występuje nieunikniona, oscylacyjna zmienność momentu obrotowego takiego silnika, wynikająca ze specyfiki jego pracy. Amplituda tej zmienności również zależy od prędkości obrotowej silnika i jego obciążenia. Obecnie, w przypadku ciężkich samochodów ciężarowych dopuszczonych do jazdy po drogach publicznych maksymalny moment silników spalinowych dochodzi do 3700 Nm [8]. Dalsze zwiększanie momentu silnika nie zawsze ma sens ekonomiczny, istnieją bowiem przepisy ograniczające wymiary zewnętrzne pojazdów ciężarowych, ich masę wraz z załadunkiem oraz liczbę ciągnionych przyczep. Przepisy te mogą jednak różnić się między państwami, a także dopuszczać pewne wyjątki. W układzie napędowym dodatkowo występują mechaniczne przełożenia, które zwiększają lub obniżają moment obrotowy kosztem zmiany prędkości obrotowej. Podukład skrzyni biegów o zmiennym przełożeniu umożliwia przeniesienie momentu wejściowego bez istotnej zmiany jego wartości (gdy wybrany jest tzw. bieg bezpośredni), ale również zmianę tego momentu na wyjściu tj. jego zwiększenie (gdy wybrany jest jeden z tzw. podbiegów), a czasami jego zmniejszenie (o ile skrzynia posiada tzw. nadbieg). Podukład mostu napędowego, zazwyczaj o stałym przełożeniu, zwiększa moment obrotowy na jego wyjściu, tzn. na półosiach napędowych, połączonych z kołami jezdными bezpośrednio, lub za pośrednictwem zwolnic w piastach kół (zazwyczaj w pojazdach przeznaczonych do pracy w trudnym terenie). Przełożenia mostu w przypadku dużych, drogowych samochodów ciężarowych wynoszą od około 2,35:1 do 5,57:1 [8], a w zależności od wybranego biegu w skrzyni biegów przełożenie całkowite układu napędowego może wynieść

nawet nieco ponad 100:1 (gdy wybrany jest tzw. bieg pełzający). Oznacza to, że moment z silnika może być mnożony stukrotnie, w celu uzyskania odpowiednio dużej dla warunków eksploatacji pojazdu siły trakcyjnej na kołach napędowych. Tłumik drgań skrętnych umiejscowiony jest za silnikiem, ale przed skrzynią biegów i mostem napędowym (rys. 2.1), dlatego przenoszony przez niego moment obrotowy jest na ogół równy momentowi obrotowemu silnika spalinowego. Przy stałych warunkach jazdy, tj. gdy prędkość oraz obciążenie (opory) układu napędowego pozostają niezmiennie, wartość momentu obrotowego w przybliżeniu pozostaje stała, istnieją jednak drgania skrętne, które zaburzają stabilność tego momentu (tym samym również prędkości obrotowej), i które w układach napędowych pojazdów samochodowych są rezultatem nierównomiernej pracy tłokowego silnika spalinowego (wzбудnika). Głównym źródłem tych drgań są występujące okresowo siły gazowe wynikające ze spalania mieszanki paliwowo-powietrznej [9], ale również zmieniające się siły bezwładności pochodzące od częściowego wyrównoważenia mechanizmu tłokowo-korbowego, w którym rozkład mas ruchomych jest cyklicznie zmienny [10] i inne mniej istotne wahania sił (wibroizolacja silnika z ramą pojazdu [11], jego sztywność, stan techniczny itd.), które bezpośrednio wpływają na przebieg momentu obrotowego w układzie napędowym pojazdu. Rys. 2.2 przedstawia teoretyczny przebieg tego momentu w funkcji czasu przy stałych warunkach pracy (tj. stałe obciążenie układu napędowego, stałe położenie pedału przyspieszenia itd).



Rys. 2.2. Moment obrotowy przy stałych warunkach pracy silnika spalinowego [opracowanie własne]

Przebieg ten charakteryzuje się pewną amplitudą drgań, która zależy jest od wspomnianych czynników odnoszących się do pracy samego silnika, ale również od fizycznych cech układu napędowego jako całości (sztywność skrętna, masowy moment bezwładności). W tym przypadku średni moment obrotowy nie zmienia się, ale moment chwilowy oscyluje. Można zatem zapisać, że moment całkowity składa się z dwóch składników, tj.:

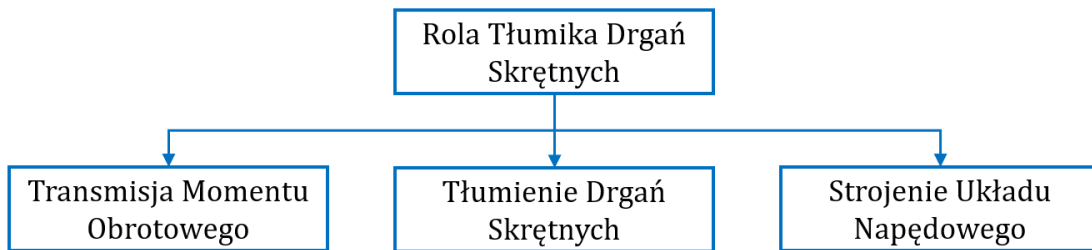
$$M = M_{rob} \pm M_{osc} \quad (2.1)$$

gdzie:

- M - całkowity moment obrotowy generowany przez tłokowy silnik spalinowy [N·m],
- M_{rob} - moment roboczy tłokowego silnika spalinowego, potrzebny do napędzania pojazdu [N·m],
- M_{osc} - oscylacje momentu wynikające z pracy tłokowego silnika spalinowego [N·m].

Poza celem nadrzędnym tj. przeniesieniem momentu obrotowego z silnika na skrzynię biegów tłumik drgań skrętnych umożliwia obniżenie amplitudy tych drgań. Podczas chwilowych wahań momentu obrotowego, pochodzącego od silnika, cierny tłumik drgań skrętnych generuje stały moment tarcia (oporu), który przeciwdziała tym wahaniom. Stała wartość momentu tarcia tłumika dobierana jest na podstawie wyników symulacji komputerowych [12], ale również empirycznie w trakcie testów drogowych. Jest to zadanie polegające na osiągnięciu zadowalającego kompromisu, gdyż zbyt wysoki moment tarcia tłumika spowoduje, że pulsacje momentu obrotowego o niższej amplitudzie zostaną przeniesione przez tłumik w pełni, ponieważ nie zostanie osiągnięty moment tarcia statycznego tłumika i nie dojdzie do poślizgu. Zbyt niski moment tarcia tłumika zaś, nie będzie skutecznie tłumić drgań momentu obrotowego o wyższej amplitudzie, z uwagi na relatywnie małe pole pętli histerezy momentu tarcia (energia rozproszona podczas jednego cyklu drgań). Zagadnienia związane z histerezą momentu tarcia zostały szerzej opisane w podrozdziale 2.2.1. Z doświadczeń wielu badaczy wynika, że stała histereza tarcia suchego, którą charakteryzuje się typowy tłumik cierny, nie może w zadowalający sposób rozwiązać trudnych do opanowania problemów drgań w układach napędowych [13, 14], ponieważ amplituda tych drgań zmienia się pewnym zakresie. Istnieją rozwiązania tłumików aktywnych (wymagających zasilania) i półaktywnych (niewymagających zasilania), które w pewnym zakresie mogą dostosowywać wartość momentu tarcia do chwilowej amplitudy drgań momentu. Jak dotąd, takie rozwiązania nie przyjęły się w pojazdach samochodowych z silnikami spalinowymi ze względu na wysoki koszt takiego tłumika, szczególnie dotkliwy w przypadku konieczności wymiany związanej ze zużyciem eksploatacyjnym.

Niezależnie od chwilowego stanu pracy tłokowego silnika spalinowego, amplituda drgań skrętnych może znacznie wzrosnąć z powodu zjawiska rezonansu mechanicznego, które powstaje wtedy, gdy częstotliwość drgań wzbudnika zbliży się do jednej z częstotliwości drgań własnych układu napędowego. Częstotliwości drgań własnych układu napędowego wynikają, jak w każdym innym układzie mechanicznym, z rozkładu bezwładności w układzie, sztywności więzów pomiędzy elementami bezwładnymi oraz sztywności podparcia układu, a także z rozkładu i charakterystyki tłumienia. W praktyce techniki motoryzacyjnej przyjmuje się, że jednym z głównych czynników, decydujących o rezonansie jest całkowita sztywność skrętna (od silnika po kontakt kół napędowych z nawierzchnią drogi), która dodatkowo nie jest stała, ponieważ zmienia się w pewnym stopniu w zależności od aktualnie wybranego biegu (zmieniają się czynne długości wałów w skrzyni biegów, przez które przenoszony jest moment obrotowy). Aby nie dopuścić do zjawiska rezonansu mechanicznego, dąży się do uzyskania odpowiednio niskich wartości rezonansowych układu napędowego poprzez celowe wprowadzenie podatności skrętnej pod postacią sprężyn śrubowych (o odpowiednio dobranej sztywności liniowej) obwodowo umieszczonych w ciernym tłumiku drgań skrętnych. Tzw. strojenie układu napędowego w celu uniknięcia zjawiska rezonansu jest więc kolejnym zadaniem ciernego tłumika drgań skrętnych o zdefiniowanej podatności. Strojenie danego układu napędowego wykonuje się w taki sposób, aby wartości najistotniejszych częstotliwości drgań własnych układu znalazły się poza zakresem zmieniającej się częstotliwości drgań wzbudnika (silnika). Rys. 2.3 podsumowuje podstawowe role tłumika drgań skrętnych w układzie napędowym pojazdu samochodowego.



Rys. 2.3. Rola ciernego tłumika drgań skrętnych w układzie napędowym pojazdu [opracowanie własne]

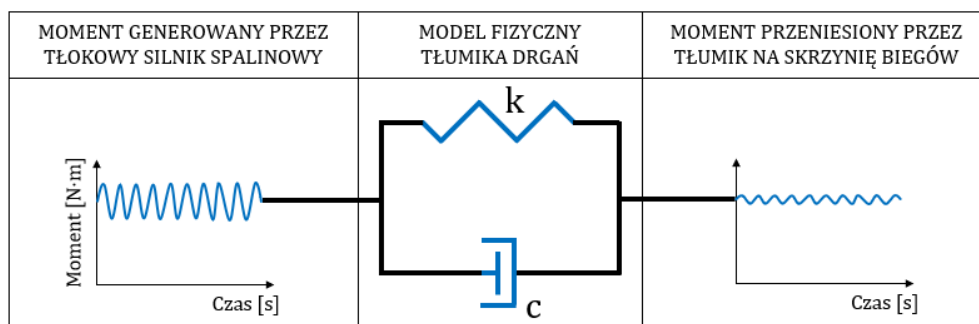
Drgania skrętne o zbyt wysokiej amplitudzie mogą powodować tzw. grzechotanie skrzyni biegów tj. hałas wynikający z uderzania o siebie zębów nieobciążonych par kół zębatych, w dłuższej perspektywie zaś zmęczeniowe pękanie tych zębów, a także pękanie przegubów wałów napędowych, wielowypustu tarczy sprzęgła innych wrażliwych połączeń [4, 12, 15]. Oprócz zakłócenia prawidłowości działania pojazdu (np. szarpanie podczas jazdy) i zmniejszenia jego niezawodności (zwiększone ryzyko wystąpienia awarii), drgania negatywnie wpływają również na sprawność psychofizyczną kierowcy oraz komfort podróżowania pasażerów. Dodatkowo drgania wywołują hałas, który często jest nieprzyjemny (dla kierowcy, pasażerów, otoczenia), a nawet szkodliwy dla zdrowia [11].

2.2. Budowa i zasada działania ciernego tłumika drgań skrętnych

Podrozdział opisujący budowę i zasadę działania ciernego tłumika drgań skrętnych został podzielony na część teoretyczną, opisującą model fizyczny tłumika drgań, a także część opisującą wybrany, reprezentatywny przypadek tłumika, będący w seryjnej produkcji. Jest to zintegrowany z tarczą sprzęgła model z rodziny tłumików o średnicy zewnętrznej 254 mm (numer tarczy sprzęgła 128995). Wszystkie zależności matematyczne przedstawione w niniejszym podrozdziale zostały opracowane na podstawie fundamentalnych zasad mechaniki klasycznej oraz formuł stosowanych w praktyce przemysłowej, wykorzystywanych podczas prac badawczo-rozwojowych nad konstrukcją tłumików drgań.

2.2.1. Model fizyczny tłumika drgań i jego teoretyczna charakterystyka

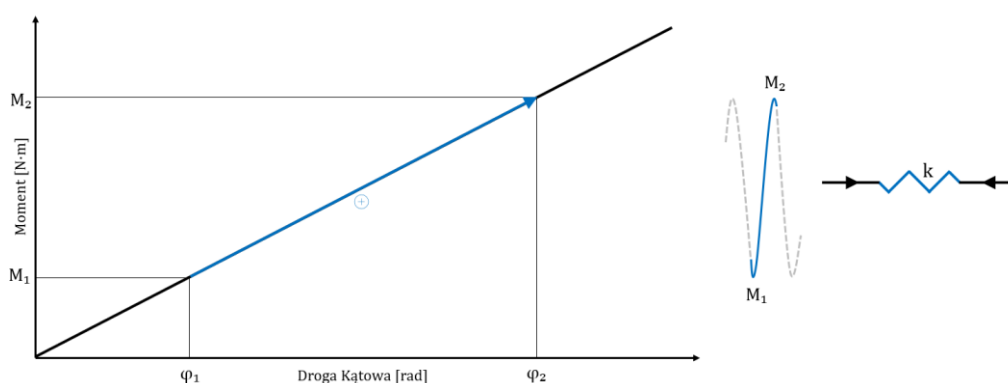
Rys. 2.4 przedstawia ogólny model fizyczny tłumika drgań mechanicznych. Niezależnie od postaci ruchu występującego w układzie (liniowy, obrotowy), każdy tłumik składa się z dwóch podstawowych elementów tj. z elementu sprężystego k oraz elementu tłumiącego c (tarcie coulombowskie), które połączone są mechanicznie w sposób równoległy.



Rys. 2.4. Ogólny model fizyczny tłumika drgań [opracowanie własne na podstawie [53]]

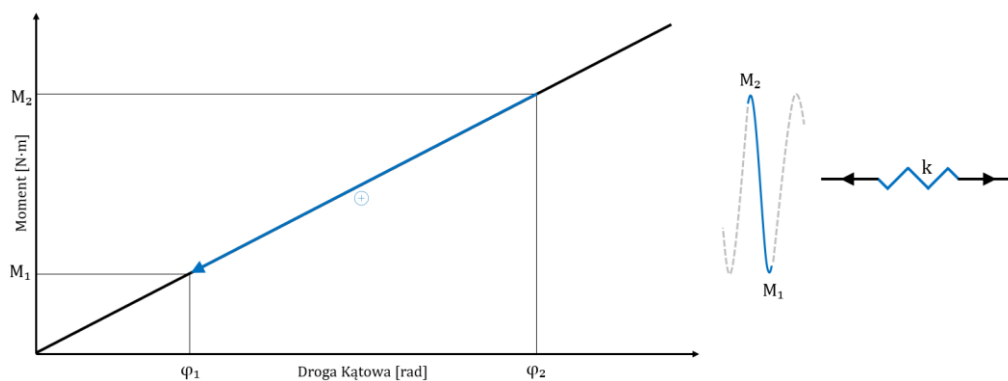
Elementy te mogą przyjmować różne formy, jednak w przypadku ciernego tłumika drgań skrętnych układu napędowego pojazdu samochodowego, elementem sprężystym są zazwyczaj montowane obwodowo sprężyny śrubowe (od 4 do 10 sprężyn w układzie równoległym), elementem tłumiącym zaś ślizgowe pierścienie cierne (od 2 do 6 równoległych par ciernych). Moment obrotowy z silnika przenoszony jest na skrzynię biegów prawie w całości przez sprężyny śrubowe tłumika (element sprężysty), jedynie drgania skrętne, tj. mniejsze wahania tego momentu, są częściowo tłumione przez pierścienie cierne tłumika (element tłumiący) i przenoszone na skrzynię biegów. Przenoszony przez pierścienie cierne szczątkowy moment obrotowy wynika z sumarycznego momentu tarcia wszystkich pierścieni, może on być dodatni lub ujemny w zależności od kierunku działania tłumika w danej chwili.

Charakterystyka cierne tłumika drgań skrętnych wynika z połączenia charakterystyk elementów sprężystego i tłumiącego. Aby lepiej zrozumieć to połączenie, w dalszej części zaprezentowano teoretyczne charakterystyki osobnych i połączonych elementów tłumika dla jednego cyklu drgań ustalonych tj. podczas wzrostu momentu obrotowego i jego spadku na skutek tych drgań. Rys. 2.5 prezentuje charakterystykę odseparowanego elementu sprężystego tłumika podczas wzrostu momentu obrotowego spowodowanego pojedynczym impulsem sinusoidalnym momentu.



Rys. 2.5. Postać charakterystyki elementu sprężystego tłumika podczas wzrostu momentu [opracowanie własne]

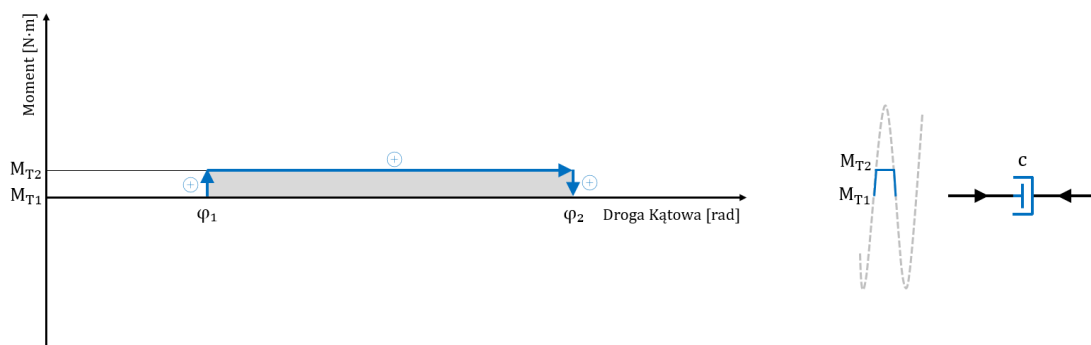
Zmiana momentu obrotowego od wartości początkowej M_1 do wartości M_2 powoduje zmianę położenia ugięcia kątowego sprężyn tłumika od wartości początkowej φ_1 do wartości φ_2 . Rys. 2.6 przedstawia ciąg dalszy jednego cyklu drgań ustalonych, tj. charakterystykę odseparowanego elementu sprężystego tłumika podczas spadku momentu obrotowego spowodowanego pojedynczym impulsem sinusoidalnym momentu obrotowego.



Rys. 2.6. Postać charakterystyki elementu sprężystego tłumika podczas spadku momentu [opracowanie własne]

W tym przypadku spadek momentu obrotowego od wartości M_2 do wartości M_1 objawia się zmniejszeniem ugięcia sprężyn śrubowych tłumika, a więc również zmianą kierunku ruchu tłumika i jego przemieszczeniem kątowym od wartości φ_2 do wartości φ_1 . Charakterystyka sprężyn śrubowych jest liniowa, również dla sprężyn umieszczonych obwodowo w złożeniu tłumika, gdzie wzrost momentu obrotowego (skręcającego) powoduje liniowy wzrost kąta skręcenia tłumika i odwrotnie. Można stwierdzić, że zmiana kąta skręcenia tłumika drgań podczas jednego cyklu drgań ustalonych, wynika bezpośrednio ze zmiany wartości chwilowego momentu obrotowego (skręcającego). Stosunek zmiany tego momentu do zmiany kąta skręcenia jest stały i wynika ze sztywności skrętnej tłumika. Moment obrotowy (skręcający) obciążający element sprężysty w tym scenariuszu jest zawsze dodatni, tzn. że drgania ustalone momentu powodują jego wahania pomiędzy dwiema niezerowymi wartościami, bez zmiany zwrotu wektora momentu obrotowego.

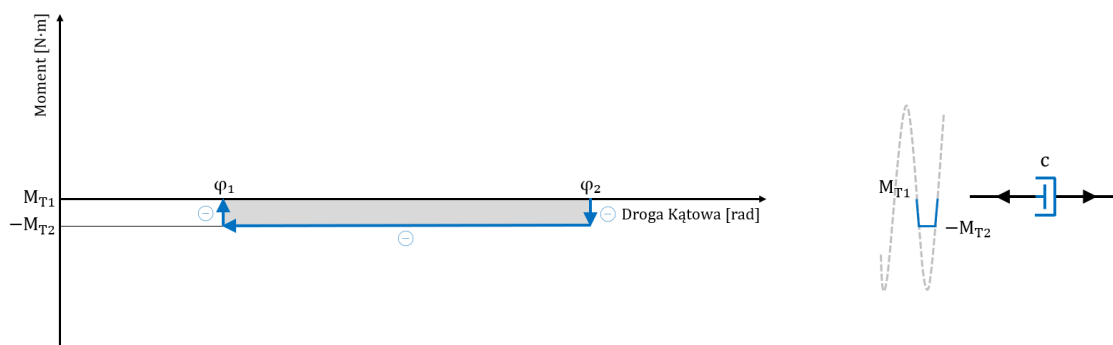
Inaczej zachowuje się element tłumiący: w trakcie poruszania się pojazdu, generowany w elemencie tłumiącym stały moment tarcia jest zawsze niższy od roboczego momentu obrotowego (2.1). Przemieszczenie kątowe elementu tłumiącego wynika więc głównie z przemieszczenia kątowego elementu sprężystego tłumika drgań. Rys. 2.7 prezentuje charakterystykę odseparowanego elementu tłumiącego podczas wzrostu momentu obrotowego spowodowanego pojedynczym impulsem sinusoidalnym momentu obrotowego.



Rys. 2.7. Postać charakterystyki elementu tłumiącego podczas wzrostu momentu [opracowanie własne]

W chwili początkowej ruchu kątowego, przed wystąpieniem poślizgu w skali makro, następuje skokowy wzrost momentu tarcia od wartości początkowej M_{T1} , gdzie: $M_{T1} = 0$, aż do wartości M_{T2} (tj. do osiągnięcia maksimum tarcia spoczynkowego), a następnie ruch kątowy elementu tłumiącego, tj. ruch względny ślizgowych pierścieni ciernych, od wartości początkowej φ_1 do wartości φ_2 . Po ustaniu ruchu kątowego element tłumiący przestaje generować moment tarcia, stąd następuje skokowy spadek tego momentu od wartości M_{T2} do wartości początkowej M_{T1} , gdzie: $M_{T1} = 0$. Takie zmiany momentu tarcia są bezpośrednio związane ze zmiennym przebiegiem wejściowego momentu skręcającego, który, po osiągnięciu maksimum w cyklu, przechodzi w fazę spadkową. Od chwili, gdy jego wartość równa się ze stałą wartością momentu tarcia ślizgowego, poślizg elementu tłumiącego ustaje. Układ przechodzi do nowego stanu równowagi, wynikającego ze zmiany reakcji w sprężynach śrubowych i zmiany wartości chwilowej wymuszenia. Rys. 2.8 przedstawia ciąg dalszy jednego cyklu drgań ustalonych, tj. charakterystykę odseparowanego elementu tłumiącego podczas spadku momentu obrotowego spowodowanego pojedynczym impulsem sinusoidalnym momentu obrotowego.

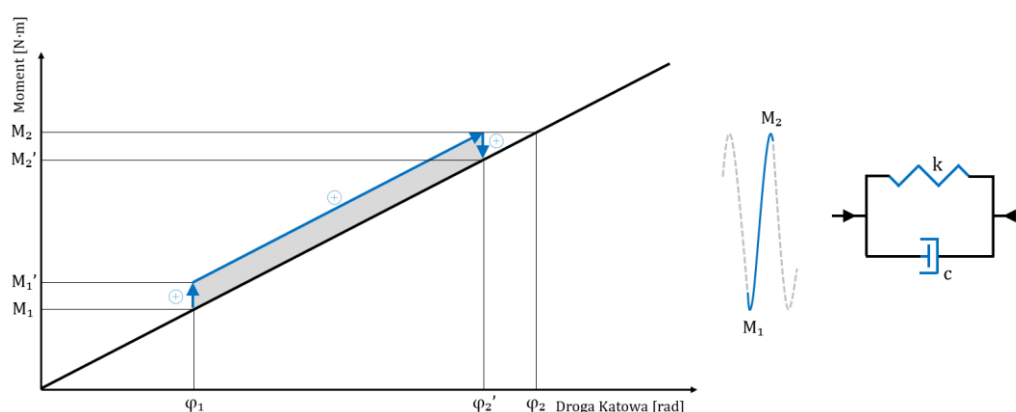
W przeciwieństwie do elementu sprężystego, gdzie napięte sprężyny śrubowe tłumika generują jednokierunkowy opór niezależnie od chwilowych wahań momentu obrotowego (skręcającego), generowany przez element tłumiący moment tarcia (opór) zmienia swój kierunek zależnie od chwilowych wahań momentu obrotowego (skręcającego), tj. zależnie od kierunku ruchu względnego ślizgowych pierścieni ciernych.



Rys. 2.8. Postać charakterystyki elementu tłumiącego podczas spadku momentu [opracowanie własne]

W chwili początkowej powrotnego ruchu kąowego tłumika ponownie następuje skokowy wzrost momentu tarcia od wartości początkowej M_{T1} , gdzie: $M_{T1} = 0$, ale tym razem do wartości ujemnej $-M_{T2}$ z uwagi na zmianę zwrotu momentu sił w skojarzeniu ciernym i ruchu kąowego tłumika, tj. ruchu względnego ślizgowych pierścieni ciernych. Następnie, przemieszczenie kąowe tłumika powraca do wartości początkowej, tj. do wartości φ_2 do ponownego osiągnięcia wartości φ_1 , po czym element tłumiący zatrzymuje się i przestaje generować moment tarcia, czego konsekwencją jest skokowy spadek tego momentu do wartości początkowej M_{T1} , gdzie: $M_{T1} = 0$.

Z połączenia równoległego elementów sprężystego i tłumiącego powstaje charakterystyka tłumika, gdzie poszczególne wartości momentów (obrotowego i tarcia) sumują się ze sobą w odniesieniu do tych samych wartości przemieszczeń kąowych. Rys. 2.9 prezentuje charakterystykę tłumika drgań skrętnych podczas wzrostu momentu obrotowego spowodowanego pojedynczym impulsem sinusoidalnym.

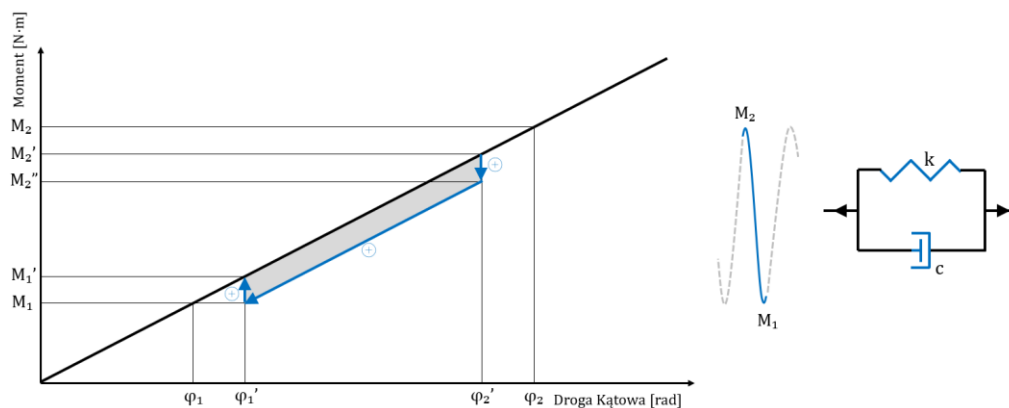


Rys. 2.9. Postać charakterystyki tłumika drgań skrętnych podczas wzrostu momentu [opracowanie własne]

Podobnie jak w przypadku odseparowanego elementu sprężystego tłumika, charakterystyka rozpoczyna się od wartości początkowej momentu M_1 i przemieszczenia kąowego φ_1 . W chwili rozpoczęcia ruchu moment M_1 skokowo wzrasta do wartości M_1' z uwagi na moment tarcia elementu tłumiącego, gdzie: $M_1' = M_1 + M_{T2}$. Następnie tłumik skręca się do osiągnięcia momentu M_2 , który bezpośrednio wynika z

amplitudy drgań momentu generowanego przez tłokowy silnik spalinowy. Jak można zauważyć, przemieszczenie kątowe φ_2 nie zostało osiągnięte, ponieważ za sprawą dodatkowego momentu tarcia (oporu) tłumik osiągnął moment M_2 wcześniej i zatrzymał się w położeniu kątowym φ_2' .

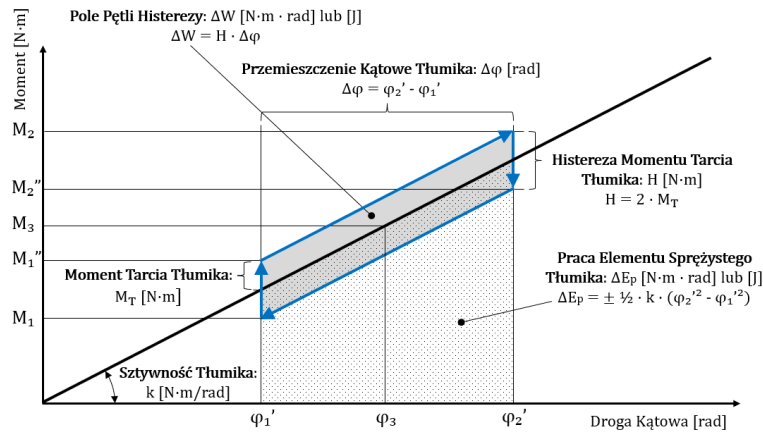
Rys. 2.10 pokazuje ciąg dalszy jednego cyklu drgań ustalonych, tj. charakterystykę tłumika drgań skrętnych podczas spadku momentu obrotowego spowodowanego pojedynczym impulsem sinusoidalnym.



Rys. 2.10. Postać charakterystyki tłumika drgań skrętnych podczas spadku momentu [opracowanie własne]

Po zmianie kierunku tj. w chwili rozpoczęcia się ruchu powrotnego tłumika moment spada do wartości M_2'' , gdzie: $M_1' = M_2' - M_{T2}$. Następnie tłumik skręca się do osiągnięcia momentu M_1 , który bezpośrednio wynika z amplitudy drgań momentu generowanego przez tłokowy silnik spalinowy. Można zauważyć, że przemieszczenie kątowe φ_1 również nie zostało osiągnięte, ponieważ za sprawą dodatkowego momentu tarcia (oporu) tłumik osiągnął moment M_1 wcześniej i zatrzymał się w położeniu kątowym φ_1' . Po zatrzymaniu się moment tarcia przekazywany z tłumika na wał wejściowy skrzyni biegów zanika (przejęcie obciążenia przez pakiet sprężyn, po osiągnięciu ekstremum wartości momentu obrotowego i zaniku ruchu) po czym rozpoczyna się kolejny cykl.

W przypadku jednego pełnego cyklu drgań ustalonych tj. podczas wzrostu momentu obrotowego (skręcającego) i jego spadku, teoretyczna charakterystyka przyjmuje kształt równoległoboku, którego pole powierzchni nazywa się polem pętli histerezy. Pole to odzwierciedla wartość nieodwracalnie rozproszonej energii w trakcie jednego pełnego cyklu wymuszonych drgań ustalonych częściowo tłumionych [13, 16]. Rys. 2.11 przedstawia charakterystykę tłumika drgań skrętnych, gdzie pole pętli histerezy oznaczono kolorem szarym.



Rys. 2.11. Postać charakterystyki tłumika drgań dla pełnego cyklu drgań ustalonych [opracowanie własne na podstawie [13, 53, 54]]

Pole pętli histerezy zależy oczywiście od samego wymuszenia tj. od chwilowej amplitudy drgań momentu obrotowego (skręcającego) powodującej zmianę przemieszczenia kąowego tłumika $\Delta\varphi$, które zależy od sztywności tłumika. Pole to wynika również z wartości histerezy momentu tarcia H elementu tłumiącego. Gdy zarówno histereza momentu tarcia jak i sztywność elementu sprężystego są wartością stałą, pole pętli zmienia się liniowo wraz z przemieszczeniem kąowym tłumika. Pole pętli histerezy można zatem wyznaczyć za pomocą poniższej zależności:

$$\Delta W = H \cdot \Delta\varphi \quad (2.2)$$

gdzie:

- ΔW - pole pętli histerezy, tj. rozproszona energia w trakcie jednego cyklu drgań ustalonych [J],
- H - histereza momentu tarcia elementu tłumiącego [N·m],
- $\Delta\varphi$ - przemieszczenie kąowe tłumika w trakcie drgań ustalonych [rad].

Wartość histerezy momentu tarcia bezpośrednio wynika z momentu tarcia generowanego przez element tłumiący. Na rys. 2.11 można zaobserwować, że po zmianie kierunku ruchu tłumika moment tarcia zachowuje swoją wartość, lecz przyjmuje przeciwny znak, co prowadzi do powstania histerezy tego momentu. Histereza momentu tarcia jest wykorzystywana w przemyśle jako niezależny wskaźnik jakościowy oceny funkcjonalności tłumików drgań. Histerezę oblicza się na podstawie równania:

$$H = 2 \cdot M_T \quad (2.3)$$

gdzie:

- H - histereza momentu tarcia elementu tłumiącego [N·m],
- M_T - moment tarcia elementu tłumiącego [N·m].

Obliczenia momentu tarcia tłumika zostały dokładnie opisane w podrozdziale 2.4, stąd zostały na tym etapie pominięte. Należy jednak podkreślić, że moment tarcia pomnożony przez przemieszczenie kąowe tłumika definiuje pracę, jaką wykonał element tłumiący w trakcie tego ruchu, więc również energię, która została nieodwracalnie rozproszona, stąd:

$$W_T = M_T \cdot \Delta\varphi \quad (2.4)$$

gdzie:

- W_T - praca wykonana przez element tłumiący tłumika [J],
- M_T - moment tarcia elementu tłumiącego [N·m],
- $\Delta\varphi$ - przemieszczenie kątowe tłumika w trakcie drgań ustalonych [rad].

Praca tarcia jest zawsze stratą energii mechanicznej bez jej magazynowania jak w przypadku energii potencjalnej. Energia potencjalna sprężystości tłumika dla drgań ustalonych, tj. podczas wzrostu momentu obrotowego i jego spadku, zmienia się w czasie i osiąga swoją minimalną wartość w położeniu φ'_1 , a maksymalną w położeniu φ'_2 (rys. 2.11). Całkowitą energię potencjalną sprężystości tłumika wynikającą z chwilowej wartości momentu obrotowego (skręcającego) generowanego przez tłokowy silnik spalinowy możemy wyznaczyć za pomocą równania:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \varphi^2 \quad (2.5)$$

gdzie:

- E_p - chwilowa energia potencjalna elementu sprężystego tłumika [J],
- k - sztywność skrętna tłumika drgań [N·m / rad],
- φ - chwilowe położenie kątowe tłumika w trakcie drgań [rad].

W przypadku rozpatrywanych drgań skrętnych ustalonych różnica pomiędzy minimalną i maksymalną energią potencjalną sprężystości tłumika (tj. chwilową energią potencjalną w położeniu kątowym tłumika φ'_1 oraz w położeniu φ'_2) jest równa pracy wykonanej przez element sprężysty tłumika. W zależności od kierunku ruchu względnego części tłumika tj. podczas wzrostu momentu od wartości początkowej M_1 do wartości M_2 , lub jego spadku od wartości M_2 do wartości M_1 , energia pochodząca od drgań skrętnych jest przekazywana do sprężyn tłumika lub od nich odbierana. Praca wykonywana przez element sprężysty tłumika może więc być dodatnia lub ujemna i możemy ją wyznaczyć następująco:

$$\Delta E_p = \pm \frac{1}{2} \cdot k \cdot (\varphi'_{1/2}{}^2 - \varphi'_{2/1}{}^2) \quad (2.6)$$

gdzie:

- ΔE_p - praca wykonana przez element sprężysty tłumika [J],
- k - sztywność skrętna tłumika drgań [N·m / rad],
- $\varphi'_{1/2}$ - końcowe położenie kątowe tłumika, tj. φ'_1 lub φ'_2 [rad],
- $\varphi'_{2/1}$ - początkowe położenie kątowe tłumika, tj. φ'_2 lub φ'_1 [rad].

Energia kinetyczna, pochodząca od ruchu obrotowego tłokowego silnika spalinowego, podobnie jak w przypadku energii potencjalnej sprężystości (2.5), zmienia się w czasie podczas drgań skrętnych ustalonych. Głównym powodem tych zmian jest jednak zmiana chwilowej prędkości kątowej, tj.:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (2.7)$$

gdzie:

- E_k - chwilowa energia kinetyczna ruchu obrotowego [J],
- I - moment bezwładności mas wirujących [kg·m²],
- ω - chwilowa prędkość kątowa ruchu obrotowego [rad/s].

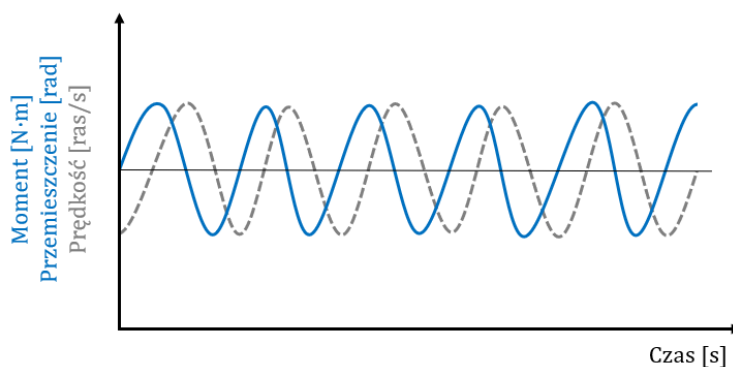
W przypadku rozpatrywanych drgań skrętnych ustalonych różnica pomiędzy minimalną i maksymalną energią kinetyczną ruchu obrotowego (tj. chwilową energią kinetyczną przy prędkości kątowej tłumika ω_1 oraz prędkości kątowej ω_2), jest równa pracy wykonanej przez ruch obrotowy od drgań skrętnych (2.8). Energia kinetyczna może być przekazywana do sprężyn tłumika, tj. zamieniana na energię potencjalną, lub od nich odbierana (zamiana energii potencjalnej ponownie w kinetyczną).

$$\Delta E_k = \pm \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\omega_{1/2}^2 - \omega_{2/1}^2) \quad (2.8)$$

gdzie:

- ΔE_k - praca wykonana przez ruch obrotowy drgań skrętnych [J],
- $\omega_{1/2}$ - końcowa prędkość kątowa ruchu obrotowego, tj. ω_1 lub ω_2 [rad/s],
- $\omega_{2/1}$ - początkowa prędkość kątowa ruchu obrotowego, tj. ω_2 lub ω_1 [rad/s].

Warto podkreślić, że zmiana momentu obrotowego (skręcającego) jest tożsama ze zmianą przemieszczenia kąowego tłumika, tzn. że wzrost momentu oznacza wzrost przemieszczenia i odwrotnie, ale zmiana prędkości kątowej nie jest tożsama ze zmianą tego momentu i przemieszczenia. Podczas drgań ustalonych, maksymalna bądź minimalna prędkość kątowa przypada w połowie przemieszczenia kąowego tłumika, tj. w położeniu kątowym φ_3 (rys. 2.11). Energia potencjalna sprężystości zaś, osiąga swoją największą wartość przy maksymalnym wychyleniu, tj. w położeniu kątowym φ'_2 , a najmniejszą przy minimalnym wychyleniu, tj. w φ'_1 . Aby lepiej to zobrazować, rys. 2.12 pokazuje wspólny wykres momentu obrotowego i przemieszczenia kąowego (niebieska linia ciągła), a także osobny wykres prędkości kątowej (szara linia przerywana), w funkcji czasu dla wymuszonych drgań ustalonych.



Rys. 2.12. Zmiana momentu, przemieszczenia i prędkości kątowej w funkcji czasu [opracowanie własne]

Chwilowa praca całkowita, tj. energia wprowadzana do podsystemu tłumika drgań przez tłokowy silnik spalinowy, podczas wymuszonych (podtrzymywanych przez silnik) drgań ustalonych, nie jest zatem idealnie stała, ponieważ jej składniki w pewnym stopniu zmieniają się w czasie trwania jednego pełnego cyklu drgań. Rozpatrując jednak bilans energetyczny dla wielu pełnych cykli drgań ustalonych, można stwierdzić, że praca całkowita jest stała. W przypadku drgań ustalonych układu napędowego pojazdu praca całkowita jest sumą użytecznej pracy od statycznego momentu roboczego (2.1) generowanego przez tłokowy silnik spalinowy (tj. pracy potrzebnej do napędzania pojazdu), oraz nieużytecznej pracy wynikającej z oscylacji tego momentu, których energię tłumik drgań częściowo rozprasza. Praca użyteczna momentu roboczego, ujęta skalarnie, oczywiście stanowi główną część pracy całkowitej, której równanie wygląda następująco:

$$W = W_{rob} + W_{osc} = W_{rob} + (\pm \Delta E_p \pm \Delta E_k + W_T) \quad (2.9)$$

gdzie:

- W - praca całkowita, tj. energia wprowadzona do podsystemu tłumika drgań przez silnik [J],
- W_{rob} - użyteczna praca od momentu roboczego silnika, potrzebna do napędzania pojazdu [J],
- W_{osc} - nieużyteczna praca wynikająca z oscylacji momentu tj. z drgań skrętnych [J],
- ΔE_p - praca wykonana przez element sprężysty tłumika [J],
- ΔE_k - praca wykonana przez ruch obrotowy drgań skrętnych [J],
- W_T - praca wykonana przez element tłumiący tłumika [J].

Stosunek rozpraszanej energii drgań (praca tłumienia) do energii doprowadzonej przez te drgania (praca nieużyteczna) definiuje sprawność energetyczną tłumika η (2.10), tj. jego skuteczność w rozpraszaniu energii drgań skrętnych. W przypadku rozpatrywanych wymuszonych drgań ustalonych sprawność tłumika jest w przybliżeniu stała, w rzeczywistości jednak zmienia się głównie z powodu zmiany amplitudy drgań momentu obrotowego. Należy więc dążyć do sytuacji, w której sprawność tłumika będzie najwyższa tam, gdzie drgania skrętne są najbardziej uciążliwe i jednocześnie występują najczęściej.

$$\eta = \frac{W_T}{W_{osc}} \quad (2.10)$$

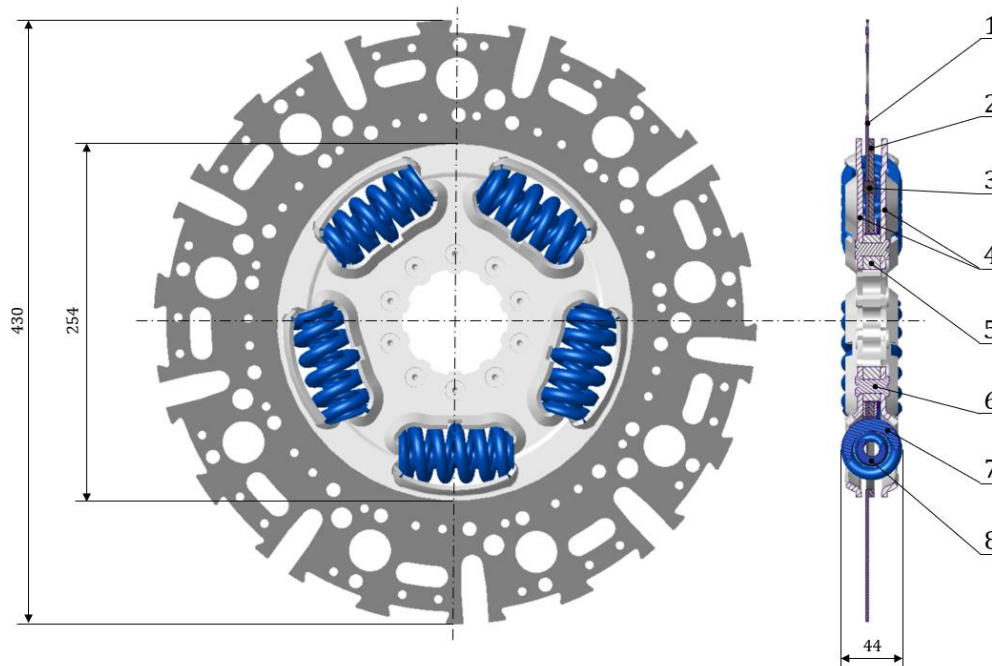
gdzie:

- η - sprawność energetyczna tłumika drgań skrętnych [-],
- W_T - praca wykonana przez element tłumiący tłumika [J],
- W_{osc} - nieużyteczna praca wynikająca z oscylacji momentu tj. z drgań skrętnych [J].

Gdyby amplituda drgań skrętnych spadła do zera, przenoszony przez tłumik moment obrotowy (skręcający) ustabilizowałby się na wartości M_3 (rys. 2.11), przy czym element sprężysty napiąłby się do wartości przemieszczenia kąowego φ_3 . W tym przypadku element tłumiący nie generowałby momentu tarcia, zatem zarówno pole pętli histerezy jak i praca drgań skrętnych byłyby równe zero. W praktyce jednak każdy silnik napędowy charakteryzuje się pewnym zakresem występujących amplitud drgań momentu obrotowego.

2.2.2. Konstrukcja tłumika drgań i jego charakterystyka

W opisie konstrukcji głównego tłumika drgań ograniczono się do jednego modelu z rodziny tłumików o średnicy zewnętrznej 254 mm, tj. do modelu 125816, który zintegrowany jest w tarczy sprzęgła 128995. Inne rodziny modeli tłumików produkowanych przez firmę Eaton obejmują tłumiki o średnicy zewnętrznej 232 mm, które są produktem starszej konstrukcji, oraz 285 mm o najnowszej konstrukcji. Funkcjonalnie wszystkie rodziny tłumików są identyczne, a konstrukcyjnie bardzo zbliżone, jednak w przypadku produktu z rodziny 254 mm decydujące była kwestia dostępności dużej ilości danych eksploatacyjnych, w porównaniu z pozostałymi typami tłumików. Rys. 2.13 przedstawia model ciernego głównego tłumika drgań skrętnych o średnicy 254 mm, na którym elementy niezwiązane z samym tłumikiem głównym, tj. dotyczące tarczy sprzęgła oraz wstępnego tłumika drgań, zostały usunięte.



Rys. 2.13. Model ciernego tłumika drgań skrętnych – element sprężysty [opracowanie własne na podstawie [2]]

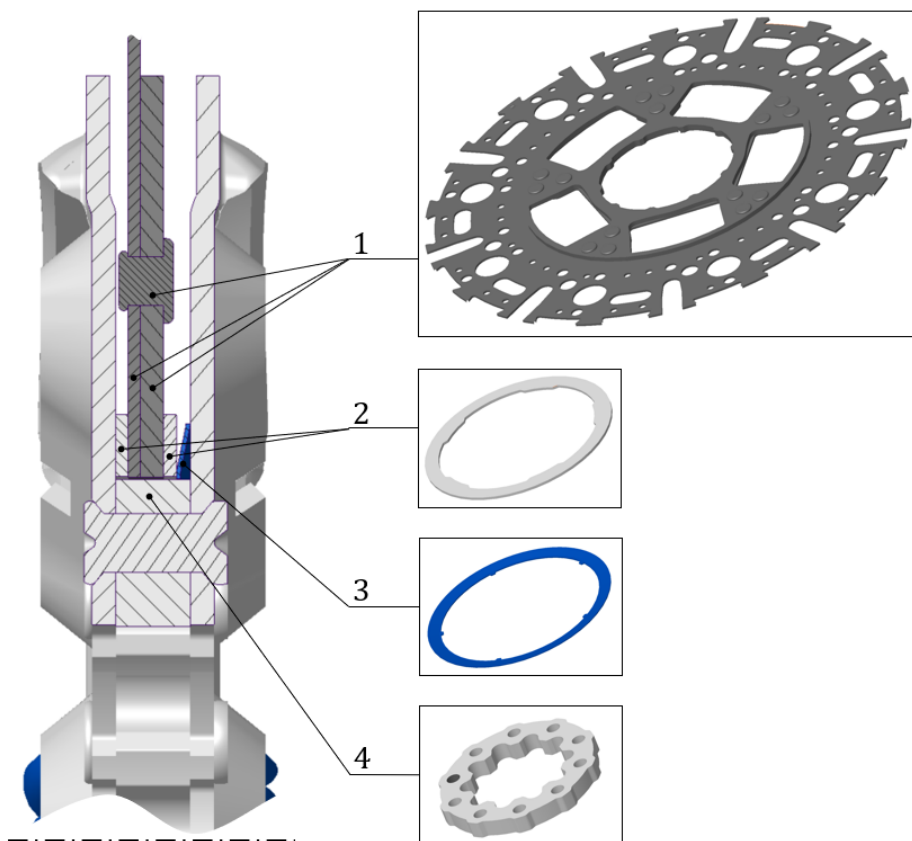
Wymiar gabarytowy średnicy 430 mm wynika ze średnicy dysku (1), do którego nitowane są okładziny cierne tarczy sprzęgła głównego. Dysk ten wraz z tarczą zabierakową wewnętrzną (2) po połączeniu nitami (3) stanowi zintegrowaną, kombinowaną tarczę wewnętrzną tłumika. Głównym zadaniem kombinowanej tarczy jest przenoszenie momentu obrotowego (rys. 2.2) z okładzin ciernych sprzęgła na umieszczone obwodowo sprężyny śrubowe tłumika (7, 8). W modelu tłumika 125816 połączono w sposób równoległy pięć sprężyn zewnętrznych (7), oraz pięć wewnętrznych (8), które zainstalowano w oknach tarcz zabierakowych. Końcowa sztywność skrętna tłumika drgań wynika z sumy sztywności liniowej wszystkich tych sprężyn oraz z promienia, na którym zostały zainstalowane. Za pomocą wzoru (2.11) można wyznaczyć końcową sztywność skrętną tłumika drgań [N·m/rad]. Należy jednak pamiętać, że z uwagi na specyficzną kinematykę ruchu, wynik może odbiegać od rzeczywistej sztywności skrętnej, gdyż w wyniku postępującego uginania się sprężyn, pierwotnie równoległe powierzchnie podparcia tych sprężyn ulegają nachyleniu względem siebie, tracąc równoległość.

$$k = k_S \cdot r_S^2 \quad (2.11)$$

gdzie:

- k - sztywność skrętna tłumika drgań [N·m / rad],
- k_S - sumaryczna sztywność liniowa wszystkich sprężyn śrubowych tłumika [N/m],
- r_S - promień montażowy sprężyn mierzony od osi obrotu tłumika do osi sprężyn [m].

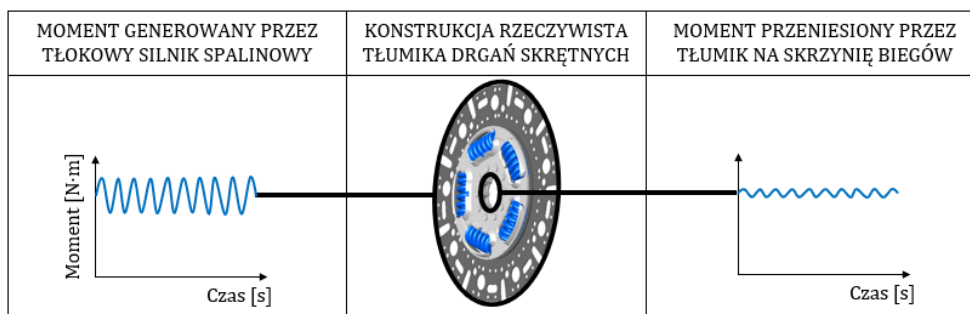
Sprężyny śrubowe tłumika, przekazują moment obrotowy na dwie tarcze zabierakowe zewnętrzne (4), które są trwale ze sobą połączone za pomocą piasty (5) oraz nitów (6) zapewniających stabilne połączenie. Piastra tłumika drgań przekazuje moment obrotowy na wał wejściowy skrzyni biegów poprzez kolejną piastę (wewnętrzną) widoczną na rys. 1.1 niebędącą jednak elementem rozpatrywanego głównego tłumika drgań skrętnych. Rys. 2.14 ilustruje częściowy model głównego tłumika drgań skrętnych o średnicy 254 mm, ze szczególnym uwzględnieniem elementów odpowiedzialnych za tłumienie drgań skrętnych.



Rys. 2.14. Model ciernego tłumika drgań skrętnych – element tłumiący [opracowanie własne na podstawie [2]]

Tarcie ślizgowe zachodzi pomiędzy kombinowaną tarczą zabierakową wewnętrzną (1) a dwoma pierścieniami ciernymi (2), które dociskane są wzajemnie za pomocą talerzowej sprężyny (3), statycznie ugiętej w złożeniu tłumika drgań. Pierścienie cierne osadzone są na piaście (4) za pomocą połączenia wielowypustowego z niewielkim luzem, który pozwala na bardzo ograniczony ruch kątowy względem piasty (cecha niepożądana), a zarazem zapewnia możliwość osiowego przesuwania się pierścieni ciernych podczas postępującego zużycia ściernego (cecha pożądana).

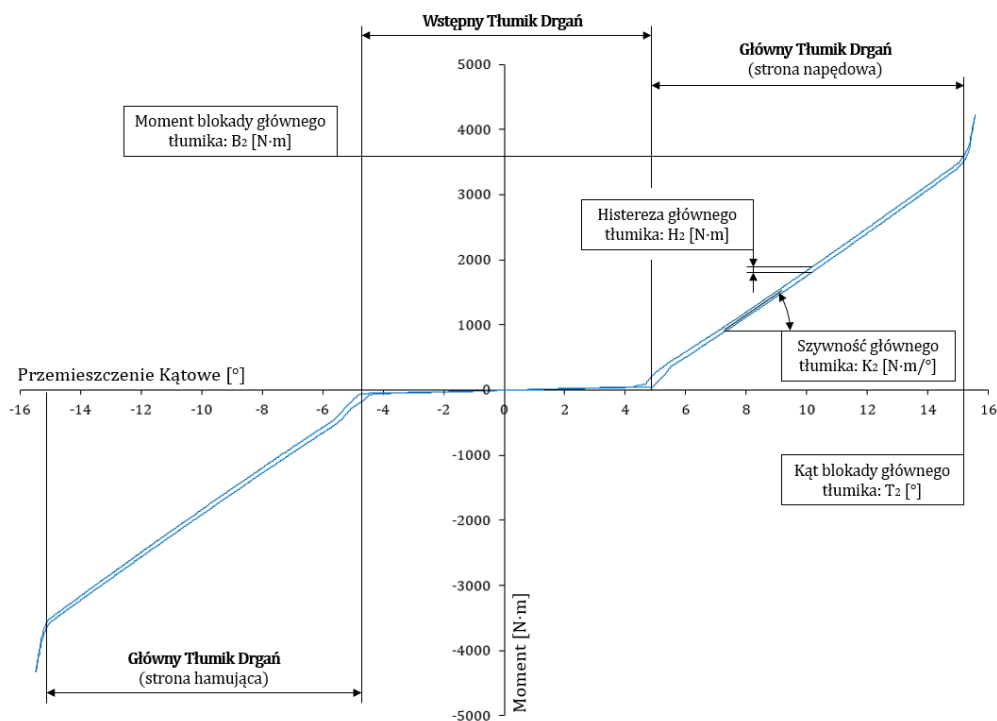
Podczas pracy tłumika, elementy oznaczone kolorem ciemnoszarym oscylują względem elementów jasnoszarych (rys. 2.14), a także talerzowej dociskowej. Rys. 2.15 przedstawia rzeczywistą konstrukcję głównego tłumika drgań skrętnych wraz z oznaczeniem elementów wejścia i wyjścia momentu obrotowego.



Rys. 2.15. Konstrukcja rzeczywista ciernego tłumika drgań skrętnych [opracowanie własne na podstawie [2]]

Wszystkie wymienione w opisie konstrukcji elementy tłumika, wykonane są ze stali poddanej obróbce cieplnej, obejmującej hartowanie i odpuszczanie (40 – 55 HRC) [2].

Rys. 2.16 przedstawia zmierzoną charakterystykę nowego, dwustopniowego, symetrycznego tłumika drgań skrętnych układu napędowego pojazdu ciężarowego (model tarczy sprzęgła: 128995) w pełnym zakresie przemieszczenia kąтового, wyskalowanego w stopniach (zamiast w radianach), zgodnie z powszechną praktyką przemysłową.



Rys. 2.16. Charakterystyka nowego ciernego tłumika drgań skrętnych [opracowanie własne na podstawie [2]]

W zakresie przemieszczenia kąтового od $-4,7^\circ$ do $4,9^\circ$ ($4^\circ \pm 1^\circ$) występuje tłumik wstępny (1 stopień) o niskiej sztywności, którego cel stosowania opisano w podrozdziale 1.1. Należy pamiętać, że każdorazowo, kiedy przez układ napędowy jest przekazywana na moc między silnikiem i kołami napędowymi, tłumik wstępny znajduje się w stanie zablokowanym, po osiągnięciu końca swojego zakresu ruchu. Wszystko poza tym wstępnym zakresie dotyczy charakterystyki tłumika głównego (2 stopień) o znacznie wyższej sztywności, gdzie na obu skrajach zakresu działania tego stopnia następuje kolejny wzrost sztywności (± 3600 N·m), związany z osiągnięciem blokady kątovej tłumika (*hard stop*). Moment obrotowy blokady tłumika głównego wyznacza się mnożąc maksymalny moment obrotowy zastosowanego tłokowego silnika spalinowego przez współczynnik bezpieczeństwa (1,2 -1,5), który dobiera się na podstawie analizy możliwości wystąpienia przeciążeń w układzie napędowym danego typu pojazdu. W zależności od tego, czy chwilowy moment obrotowy działający na układ napędowy jest dodatni (np. gdy pojazd przyspiesza) czy ujemny (np. gdy pojazd „hamuje silnikiem”), tłumik drgań będzie pracował na stronie napędowej (*drive side*) lub hamującej (*coast side*) tej charakterystyki. W przypadku gdy obciążenie układu napędowego pojazdu będzie stałe w czasie, co odpowiada warunkom jazdy ze stałą prędkością po równej nawierzchni, tłumik będzie oscylował w pewnym zakresie przemieszczenia kątovej tej charakterystyki, tworząc pętle histerezy tarcia o stałym polu (rys. 2.11). W takiej sytuacji, w zależności od aktualnego obciążenia układu napędowego, pętla histerezy znajduje się bliżej górnej części charakterystyki (np. gdy skrzynia ładunkowa pojazdu jest załadowana ciężkim towarem), lub części dolnej (np. gdy skrzynia ładunkowa jest pusta).

Na zmierzonej charakterystyce (rys. 2.16) można również zauważyć cztery parametry, które weryfikowane są dla każdego wyprodukowanego głównego tłumika drgań (oddzielnie dla strony napędowej i hamującej). W oparciu o specyfikację techniczną firmy Eaton [2], parametry te są identyfikowane następującymi symbolami:

- K_2 - sztywność skrętna głównego tłumika drgań [N·m /°],
- H_2 - histereza momentu tarcia głównego tłumika drgań [N·m],
- T_2 - maksymalne robocze przemieszczenie kątowe tłumika drgań [°],
- B_2 - maksymalny roboczy moment skręcający tłumika drgań [N·m].

2.2.3. Przegląd nietypowych konstrukcji tłumików drgań skrętnych

VBlade Damper (rys. 2.17) to konstrukcja opracowana przez firmę Valeo [43], chroniona około osiemdziesięcioma patentami obejmującymi projekt, komponenty, mechanizmy oraz technologie wykonania. W odróżnieniu od tradycyjnych tłumików wykorzystujących sprężyny śrubowe, *VBlade* stosuje dwie sprężyny łukowe o złożonej geometrii. Takie rozwiązanie umożliwia uzyskanie pożądanej charakterystyki momentu skręcającego w funkcji kąta skręcenia dzięki odpowiedniemu profilowaniu sprężyn łukowych, co przekłada się na zmienną sztywność skrętną tłumika.



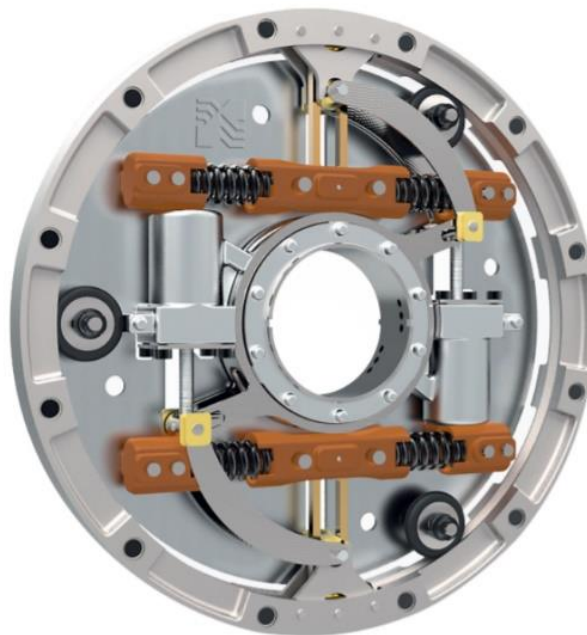
Rys. 2.17. Tłumik drgań *VBlade* firmy Valeo [43]

Kolejnym rozwiązaniem stosowanym w celu tłumienia drgań skrętnych jest wykorzystanie cieczy roboczej, co znajduje zastosowanie w konstrukcji tłumika *Hydrodamp* [44] opracowanej przez firmę Voith (rys. 2.18). Dzięki hydraulicznemu mechanizmowi działania w tłumiku *Hydrodamp* nie występuje zużycie ścierne elementów odpowiedzialnych za wytworzenie tarcia, co przekłada się na zwiększoną trwałość tłumika. Zewnętrzna część tłumika zawiera zespół komór wypełnionych cieczą, w których zachodzi cykliczne przetłaczanie medium z jednoczesnym dławieniem przepływu. Straty wynikające z tego procesu są wykorzystywane do tłumienia drgań, podobnie jak ma to miejsce w hydraulicznych amortyzatorach stosowanych w zawieszeniach pojazdów.



Rys. 2.18. Tłumik drgań *Hydrodamp* firmy Voith [44]

Ostatnim omawianym rozwiązaniem jest koncepcja *Variable Spring Absorber* [45], opracowana przez firmę BorgWarner (rys. 2.19). Tłumik ten tłumia drgania skrętne w szerokim zakresie amplitud drgań skrętnych, generowanych podczas pracy jednostki napędowej, umożliwiając stosowanie zarówno częściowej dezaktywacji cylindrów oraz obniżonego zakresu prędkości obrotowej biegu jałowego tłokowego silnika spalinowego. Zasadniczą cechą tej koncepcji jest możliwość aktywnej zmiany sztywności skrętnej, co pozwala na dostrojenie charakterystyki tłumika do zmieniających się wymagań (np. dezaktywacja niektórych cylindrów).



Rys. 2.19. Tłumik *Variable Spring Absorber* firmy BorgWarner [45]

2.2.4. Warunki eksploatacji tłumika drgań

Warunki pracy tłumika drgań silnie zależą od przeznaczenia pojazdu. Przykładowo temperatura pracy tłumika po uruchomieniu pojazdu stabilizuje się w zakresie 60°C do 80°C [2], może jednak incydentalnie wzrastać z uwagi na ciepło wydzielane podczas załączania sprzęgła głównego, gdzie w przypadku ciężarówki transportu międzynarodowego, okładziny organiczne sprzęgła w trakcie poślizgu osiągają 150°C do 200°C (krótkotrwale nawet do 300°C), a w przypadku ciężarówki przeznaczonej do pracy w przemyśle wydobywczym (kopalnie), okładziny ceramiczne osiągają 300°C do 350°C (krótkotrwale do 450°C) [2]. Podczas projektowania nowej rodziny modeli tłumików drgań, należy zatem uwzględnić warunki krytyczne, w jakich tłumiki te mogą pracować. Takie podejście jest ekonomicznie uzasadnione, ponieważ pozwala na użycie tych samych części w różnych modelach w obrębie jednej rodziny produktów, tzn. w tłumikach o tej samej średnicy zewnętrznej, lecz stosowanych w pojazdach o różnym przeznaczeniu. Poza zmienną temperaturą pracy inne warunki pracy tłumika, które należy wziąć pod uwagę to:

- Prędkość obrotowa (wyważenie tłumika i odporność na rozerwanie przez siły odśrodkowe),
- Zmęczeniowe cykle naprężeń (zmiennie momenty obrotowe, udary),
- Środowisko pracy (zapylenie produktami zużycia, możliwy kontakt z olejem),
- Wibracje skrętne od tłokowego silnika spalinowego (amplituda, częstotliwość),
- Częstotliwości drgań własnych układu napędowego (amplituda, częstotliwość).

2.3. Stanowiska do pomiaru charakterystyk ciernego tłumika drgań skrętnych

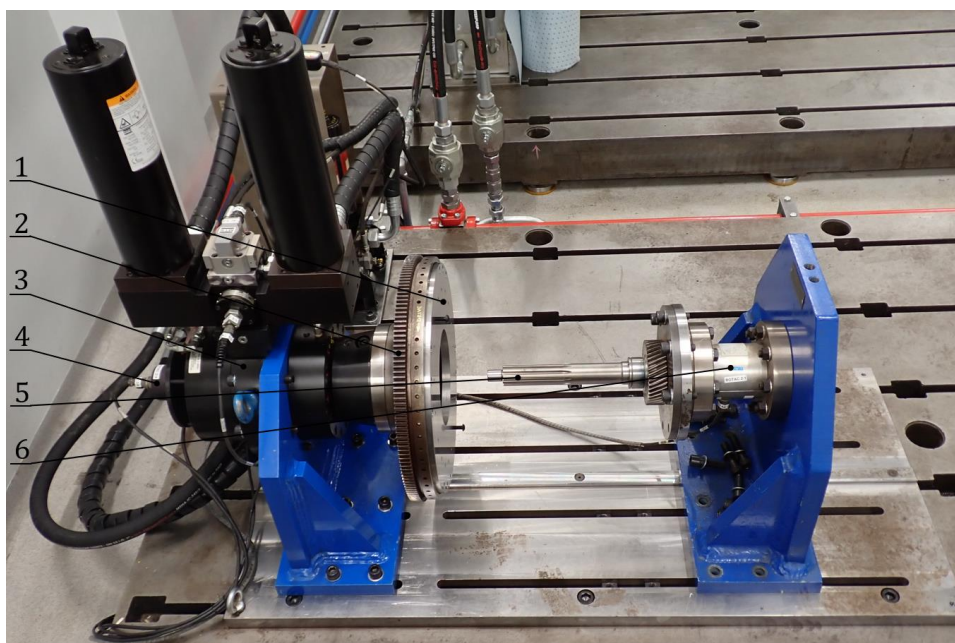
Pomiar podstawowej charakterystyki tarcia tłumika drgań (rys. 2.16) wykonuje się na stanowisku testowym, gdzie warunki pomiaru często odbiegają od warunków eksploatacji w pojeździe (brak wpływu prędkości obrotowej, brak wibracji itd.). Stanowisko testowe, najczęściej z hydraulicznym siłownikiem skrętnym, wykorzystuje pomiar wielkości fizycznych momentu (czujnik momentu skręcającego) oraz przemieszczenia kąтового (np. enkoder absolutny). W przypadku wyznaczania charakterystyki tarcia, dane pomiarowe z czujników rejestruje się podczas powolnego skręcania badanego tłumika drgań wykonanego w trzech krokach, tj.:

- skręt tłumika z położenia środkowego do osiągnięcia blokady kątownej tłumika po stronie napędowej,
- zmiana kierunku oraz skręt tłumika do osiągnięcia blokady kątownej tłumika po stronie hamującej,
- zmiana kierunku oraz skręt do ponownego osiągnięcia położenia środkowego tłumika.

2.3.1. Rotary Fatigue Bench 2 firmy Eaton

Przykładem stanowiska pomiarowego charakterystyk ciernych tłumików drgań skrętnych pojazdów ciężarowych jest *Rotary Fatigue Bench 2* (rys. 2.20) będący na wyposażeniu laboratorium badawczo-rozwojowego firmy Eaton, i na którym wykonano pomiar charakterystyki tłumika pokazanej na rys. 2.16. Stanowisko to jest przeznaczone głównie do testów zmęczeniowych tłumików drgań, ale również trwałościowych i funkcjonalnych. *Rotary Fatigue Bench 2* jest uzbrojone w siłownik hydrauliczny skrętny model 215.45 firmy MTS, który umożliwia generowanie momentu skręcającego do 5650 N·m dla drogi kątownej +/-45°. Badany tłumik można poddać oscylacji o częstotliwości do 20 Hz dla przemieszczenia kątownego około +/-2° lub do 4 Hz dla całkowitej drogi kątownej tłumika tj. +/-20°.

W czasie testu tarcza sprzęgła głównego ze zintegrowanym tłumikiem jest dociskana przez stalową płytę (1) do koła zamachowego (2) przemieszczającego się kątowno wraz z hydraulicznym siłownikiem skrętnym (3). Na wale siłownika jest umocowany enkoder absolutny (4), który umożliwia pomiar położenia kątownego tłumika. Piasta tłumika osadzona jest na nieruchomym wale (5) połączonym z przetwornikiem momentu skręcającego (6).

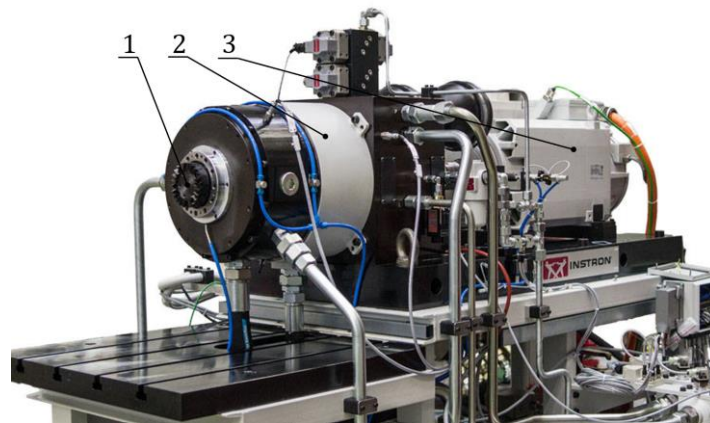


Rys. 2.20. Stanowisko pomiarowe *Rotary Fatigue Bench 2* będący na wyposażeniu firmy Eaton [2]

2.3.2. Dynamic Torsion Test System firmy Instron

Przykładem zaawansowanego stanowiska badawczego wykorzystywanego do testowania tłumików drgań skrętnych stosowanych w układach napędowych pojazdów jest *Dynamic Torsion Test System* firmy Instron, przedstawiony na rys. 2.21. Urządzenie to, oprócz możliwości wyznaczenia podstawowej charakterystyki tarcia tłumika drgań, pozwala na prowadzenie dynamicznych badań zmęczeniowych oraz trwałościowych – również dla dwumasowych kół zamachowych – w warunkach zbliżonych do rzeczywistych, tj. przy zadanej prędkości obrotowej. Dodatkowo system umożliwia wyznaczanie złożonych charakterystyk skrętnych, w tym pętli histerezy momentu tarcia w funkcji prędkości obrotowej lub momentu obrotowego, co pozwala na szczegółową analizę zachowania tłumika w różnych warunkach obciążeniowych.

Badany tłumik mocowany jest do piasty (1) wirującego siłownika *Hydropuls* (2), opartego na zasadzie wirnika łopatkowego, który generuje nominalne momenty skrętne sięgające 2500 N·m oraz wysokoczęstotliwościowe drgania skrętne. Dzięki temu możliwe jest odwzorowanie dynamicznych obciążeń, jakie występują w układach napędowych pojazdów. Siłownik wiruje z kontrolowaną prędkością dzięki silnikowi elektrycznemu (3), co pozwala na analizę zachowania tłumika w różnych warunkach dynamicznych. Po przeciwnej stronie tłumika można zamontować dodatkowy osprzęt, który umożliwia odwzorowanie sztywności skrętnej i momentu bezwładności całego układu napędowego pojazdu.

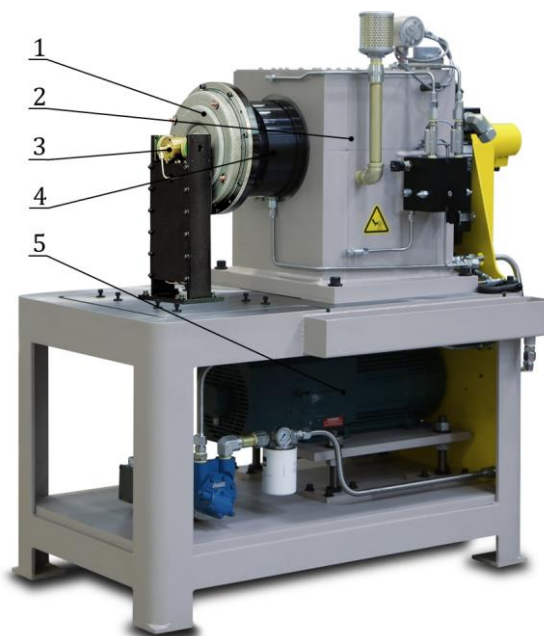


Rys. 2.21. *Dynamic Torsion Test System* firmy Instron [36]

2.3.3. Spinning Torsion System firmy MTS

Kolejnym przykładem zaawansowanego technicznie stanowiska wykorzystywanego do testowania tłumików drgań jest *Spinning Torsion System* firmy MTS (rys. 2.22). Urządzenie to umożliwia badania kompletnych sprzęgieł układów napędowych pojazdów, ale może również zostać skonfigurowane w celu testowania wyizolowanego podsystemu tłumika drgań skrętnych.

Badane sprzęgło lub tłumik drgań (1) montuje się, podobnie jak na stanowisku firmy Instron, do piasty wału połączonego z zabudowanym wirującym silownikiem skrętnym (2). Stanowisko firmy MTS wyposażone jest w czujnik położenia kąтового (3) oraz wirujący przetwornik momentu obrotowego (4), co umożliwia pełną analizę charakterystyki dynamicznej tłumika drgań. Dodatkowo, dla potrzeb badań w warunkach podwyższonej temperatury, system przewiduje możliwość instalacji komory środowiskowej. Maksymalne wartości robocze zależą od wybranego modelu stanowiska, jednak w przypadku badań tłumików drgań stosowanych w ciężkich pojazdach użytkowych silnik stanowiska zapewnia moment obrotowy 4500 N·m oraz prędkość obrotową 4000 obr/min.



Rys. 2.22. *Spinning Torsion System* firmy MTS [37]

2.4. Procesy tribologiczne zachodzące w ciernym tłumiku drgań skrętnych

Pomimo pozornie nieskomplikowanej budowy typowego ciernego tłumika drgań skrętnych układu napędowego, zmieniające się w trakcie eksploatacji procesy tarcia i zużycia zachodzące na styku powierzchni ślizgowych mają charakter złożony i trudny do kontroli. Zarówno zasada działania, jak i metody obliczania charakterystyk tłumików drgań zostały szczegółowo opisane w literaturze [16, 17, 18]. Należy jednak zauważyć, że publikacje dotyczące aspektów związanych z ich zużywaniem się występują rzadko [19, 20], w przeciwieństwie do licznych opracowań poświęconych zagadnieniom zużycia sprzęgieł głównych [21, 22, 34, 35] czy hamulców [23, 24, 31, 32, 33], w których również występuje styk pierścieniowy, o pełnym przekryciu powierzchni, lub segmentowy. Warto jednak podkreślić, że mimo podobieństw w geometrii styku, warunki pracy tarcia w tłumikach drgań różnią się zasadniczo. Przykładowo, w tłumikach drgań występuje ruch nawrotny zamiast jednokierunkowego, a także stała siła docisku powierzchni ślizgowych zamiast zmiennej. Te różnice znacząco wpływają na charakter i intensywność procesów tribologicznych, co wymaga odrębnego podejścia badawczego oraz uwzględnienia specyficznych warunków eksploatacyjnych [25, 26]. Jednocześnie, zauważone fakty stanowią istotne luki w aktualnym stanie wiedzy, odnoszącej się do rozważanej, szczególnej grupy ciernych podzespołów układów mechanicznych. Można stwierdzić, że właśnie te braki w stanie poznania procesów tarcia i zużycia w obrębie tłumików drgań zintegrowanych z tarczami sprzęgieł ciernych istotną stanowią przeszkodę na drodze do osiągnięcia zadowalającej trwałości i niezawodności całych układów napędowych pojazdów ciężarowych.

2.4.1. Mechanizm ślizgowego tarcia suchego

Proces tarcia suchego, kinetycznego wymaga dostarczenia energii mechanicznej (np. drgań skrętnych) koniecznej do przezwyciężenia oporów ruchu względnego dwóch ciał. Opory te są wynikiem oddziaływania wielu złożonych procesów zachodzących w strefie kontaktu ślizgowego [30], gdzie następuje emisja energii cieplnej, co skutkuje lokalnym i nierównomiernym wzrostem temperatury. W przypadku ślizgowego tarcia suchego zawsze dochodzi do bezpośredniego kontaktu między dwoma ciałami stałymi. W trakcie trwania ruchu ślizgowego w strefie kontaktu ciał dochodzi do licznych lokalnych interakcji między mikronierównościami obu przeciwległych powierzchni. Towarzyszą im efekty wynikające z oddziaływań molekularnych na powierzchni i zjawisk występujących w strefie podpowierzchniowej. Każde takie mikrozderzenie generuje opór w postaci wektora mikrosiły skierowanej przeciwnie do kierunku ruchu. Suma tych mikrosił w danym momencie na określonej powierzchni nazywana jest siłą tarcia suchego. Konsekwencją tych interakcji w większej skali jest koncentracja naprężeń kontaktowych, których efektem są mikroskopijne pęknięcia w warstwie wierzchniej i oderwania fragmentów materiału [25, 27, 28]. Właściwości warstw wierzchnich ciał, a przede wszystkim ich twardość względna, chropowatość oraz inne odchylenia od kształtu idealnego (płaskiego), bezpośrednio wpływają na intensywność procesów tarcia i zużycia, gdzie w wyniku oddziaływania czysto mechanicznego (skrawanie, bruzdowanie) lub mechaniczno-cieplnego (rozszerzalność cieplna materiału może dodatkowo powodować jego uwypuklanie), dochodzi do ubytku objętości tych ciał [25, 26]. Nagromadzenie ciepła w miejscach największego obciążenia często prowadzi do uplastycznienia materiału i jego lokalnej deformacji. W takich warunkach rosnące naciski zwiększają powierzchnię kontaktu, co skutkuje intensyfikacją zużycia i może doprowadzić do przegrzania stykających się powierzchni [25, 29]. Zjawisko to może objąć większą część obszaru styku, co w skrajnych

przypadkach może doprowadzić do całkowitego zatarcia mechanizmu, jednak w kontrolowanych warunkach tarcia ślizgowego lokalne interakcje mikronierówności powodują wyzwolenie impulsu energii cieplnej w małej objętości i przez krótki czas [25].

Ślizgowe tarcie suche w warunkach styku płaskiego stanowi proces wieloaspektowy, którego analiza wymaga uwzględnienia zarówno parametrów makroskopowych jak i mikroskopowych. Do parametrów makroskopowych zalicza się m.in. geometrię styku, rodzaj ruchu, wielkość obciążenia, względną prędkość ślizgania oraz wymianę ciepła. Z kolei wśród parametrów mikroskopowych wymienia się skład chemiczny warstwy wierzchniej, jej chropowatość powierzchni, stan obróbki cieplnej i chemicznej, obecność zanieczyszczeń itd. Tarcie oraz jego efekty mają istotny wpływ na trwałość i niezawodność układów mechanicznych, zrozumienie mechanizmów zachodzących w procesie tarcia ma zatem zasadnicze znaczenie zarówno z punktu widzenia eksploatacyjnego, jak i naukowego.

2.4.2. Moment tarcia tłumika drgań

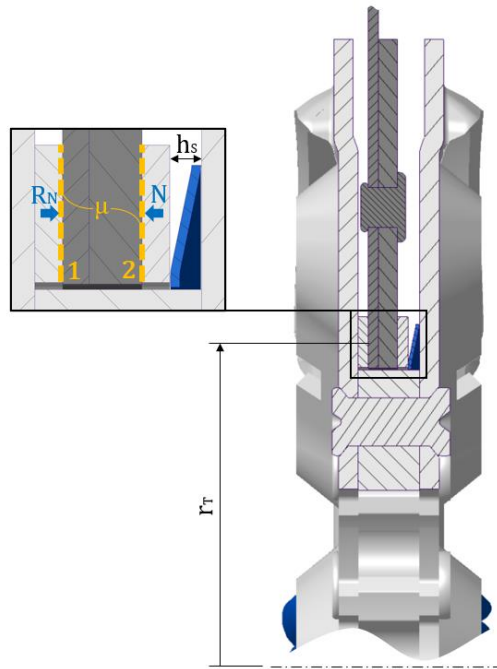
Skutkiem procesów tarcia ślizgowego jest zamiana pracy dostarczanej przez drgania skrętne na pracę związaną z pokonaniem oporu momentu tarcia, który jest skutkiem łącznego działania wielu procesów w strefie styku. W praktyce przemysłowej, do obliczeń sumarycznego momentu tarcia ciernego tłumika drgań skrętnych charakteryzującego się ruchem obrotowo-nawrotnym, stosuje się przekształcony model układu ciał w styku ślizgowym de Amontonsa-Coulomba, który nie uwzględnia wpływu obciążenia ani prędkości ślizgania [46, 47, 48, 49]. Sumaryczny moment tarcia tłumika stanowi zatem iloczyn czterech czynników (2.12), wynikających z konstrukcji tłumika, geometrii jego elementów oraz zastosowanych materiałów, stąd:

$$M_T = N \cdot r_T \cdot \mu \cdot z \quad (2.12)$$

gdzie:

- M_T - moment tarcia elementu tłumiącego [N·m],
- N - siła normalna talerzowej sprężyny dociskowej tłumika [N],
- r_T - średni promień tarcia pierścieni ciernych tłumika [m],
- μ - współczynnik tarcia ślizgowego [-],
- z - liczba par powierzchni ciernych [-].

Należy podkreślić, że moment tarcia pasywnego tłumika drgań może ulegać istotnym zmianom w trakcie pełnego cyklu życia tego podukładu, jednak podczas prawidłowej eksploatacji, w przypadku modelu 125816, jego wartość powinna mieścić się w przedziale od 90 N·m do 220 N·m [2]. Rys. 2.23 przedstawia przekrój poprzeczny tłumika głównego 125816, w którym zobrazowano interakcję elementów generujących moment tarcia. Po lewej stronie znajduje się powiększony fragment przedstawiający strefę kontaktu dwóch par ślizgowych powierzchni ciernych (oznaczonych jako 1 i 2), które charakteryzują się pewnym współczynnikiem tarcia ($\mu \approx 0,3$ – dla nowego tłumika). Wywierana przez statycznie ugiętą talerzową sprężynę dociskową (do wysokości: $h_s \approx 2,4$ mm – dla nowego tłumika) siła normalna ($N \approx 2650$ N – dla nowego tłumika) działa prostopadle do powierzchni kontaktu ślizgowego i jednocześnie tworzy siłę reakcji (R_N) o tej samej wartości i kierunku, lecz o przeciwnym zwrocie, zgodnie z zasadami statyki. Średni promień tarcia ($r_T = 0,065$ m) wynika zaś bezpośrednio z geometrii pierścieni ciernych tłumika [2].

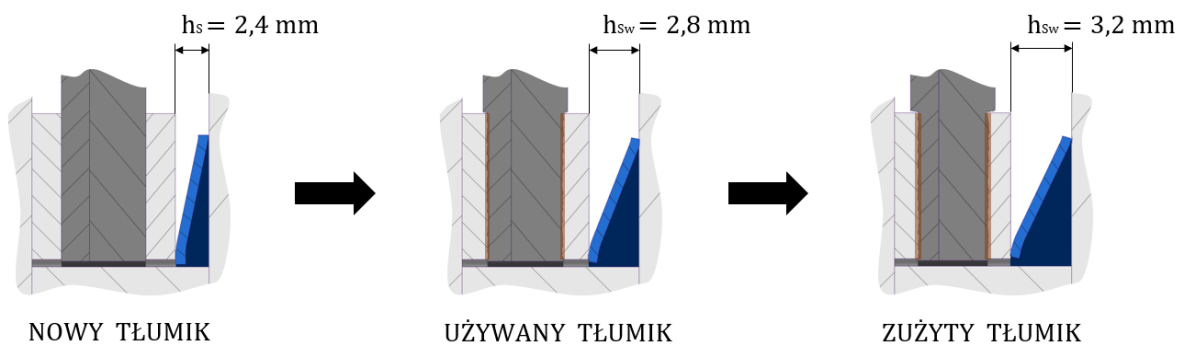


Rys. 2.23. Interakcja elementów odpowiedzialnych za generację tarcia [opracowanie własne na podstawie [2]]

2.4.3. Zużycie ściernie tłumika drgań i jego wpływ na moment tarcia

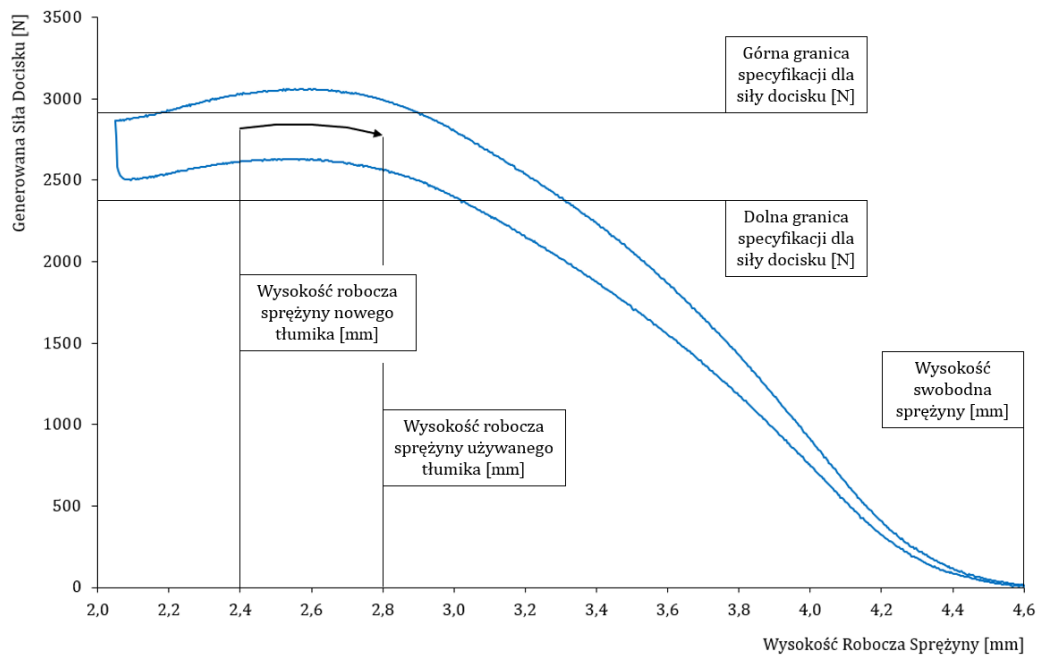
Zużycie elementów ciernych tłumika drgań układu napędowego pojazdu następuje w sposób ciągły podczas ruchu pojazdu. W początkowym relatywnie krótkim okresie eksploatacji tłumika (około 200 tysięcy cykli drgań skrętnych [2]), zużycie ściernie prowadzi do docierania się elementów ciernych, co skutkuje szybkim wzrostem współczynnika tarcia i zgodnie z równaniem (2.12) również wzrostem momentu tarcia. Po tym etapie przypuszcza się, że współczynnik tarcia stabilizuje się na pewnym poziomie i pozostaje względnie niezmienny przez dalszy okres użytkowania.

Niezależnie jednak od etapu docierania, to konstrukcyjnie przewidziane zużycie ściernie powoduje ciągłą, stopniową utratę objętości elementów ciernych tłumika tj. dwóch pierścieni ciernych oraz kombinowanej tarczy zabierakowej wewnętrznej (rys. 2.14). Nieustanna utrata materiału z warstwy wierzchniej w strefach kontaktu ślizgowego (oznaczonych jako 1 i 2 na rys. 2.23) skutkuje przesuwaniem się tych elementów w lewą stronę i rozprężaniem się statycznie ugiętej talerzowej sprężyny dociskowej, co zilustrowano na rys. 2.24.



Rys. 2.24. Postępujące rozprężanie sprężyny dociskowej tłumika drgań [opracowanie własne]

Siła normalna utrzymująca zacisk elementów ciernych tłumika wynika z aktualnej roboczej wysokości talerzowej sprężyny dociskowej statycznie ugiętej w złożeniu tłumika drgań, ale również z jej charakterystyki ugięcia w funkcji obciążenia. W praktyce przemysłowej, charakterystykę sprężyny dociskowej tłumika często przedstawia się jako wysokość roboczą sprężyny h_s w funkcji siły docisku z uwagi na ustaloną na etapie projektowania przestrzeń sprężyny w złożeniu tłumika (rys. 2.23). Taka charakterystyka wyznaczona doświadczalnie ułatwia weryfikację punktu pracy sprężyny, tj. wartości generowanej przez sprężynę siły, dla danej przestrzeni w złożeniu tłumika. Rys. 2.25 pokazuje prawidłową charakterystykę nowej talerzowej sprężyny dociskowej tłumika drgań (model 130C75), gdzie zmieniająca się w trakcie eksploatacji tłumika drgań siła docisku sprężyny została zilustrowana w postaci czarnej strzałki.



Rys. 2.25. Charakterystyka talerzowej sprężyny dociskowej tłumika drgań [opracowanie własne na podstawie [2]]

W onaczonym zakresie wysokości roboczej sprężyny (2,4 mm – 2,8 mm), nieliniowość charakterystyki sprężyny talerzowej, przy odpowiednim doborze punktu pracy, umożliwia utrzymanie w przybliżeniu stałego zacisku [38] elementów ciernych tłumika, niezależnie od postępującego rozprężania się sprężyny z powodu zużycia tych elementów (rys. 2.24). Zgodnie z widocznym kształtem charakterystyki, dalszy proces eksploatacji będzie powodował postępujący spadek siły zacisku elementów ciernych, gdzie w okolicach wysokości roboczej 3,2 mm nastąpi przekroczenie dolnej granicy specyfikacji dla siły docisku tj. siły 2385 N [2].

Rosnący na etapie docierania współczynnik tarcia μ , oraz późniejszy spadek siły zacisku elementów ciernych N są głównymi czynnikami wpływającymi na wartość momentu tarcia M_T tłumika drgań podczas eksploatacji. Pozostałe czynniki tj. średni promień tarcia r_T oraz liczba par powierzchni ciernych z nie zmieniają się. Promień tarcia tłumika drgań może zmieniać się nieznacznie szczególnie we wczesnym ale krótkim etapie docierania z powodu odchyłek płaskości powierzchni ślizgowych pierścieni ciernych, jednak z uwagi na geometrię pierścieni i tarczy zabierakowej wewnętrznej (rys. 2.14) promień tarcia nie może być

mniej niż 0,06 m i większy niż 0,07 m [2]. Średni promień tarcia r_T dotartego tłumika oblicza się za pomocą równania [39]:

$$r_T = \frac{2 \cdot (r_{Tz}^3 - r_{Tw}^3)}{3 \cdot (r_{Tz}^2 - r_{Tw}^2)} \quad (2.13)$$

gdzie:

- r_T - średni promień tarcia pierścieni ciernych tłumika [m],
- r_{Tz} - zewnętrzny promień pierścienia ciernego tłumika [m],
- r_{Tw} - wewnętrzny promień pierścienia ciernego tłumika [m].

Liczba par powierzchni ciernych z jest wielkością stałą i całkowitą, określoną przez konstrukcję tłumika, która nie ulega zmianie w trakcie eksploatacji. Można jednak w tym miejscu zauważyć, że wzór na moment tarcia tłumika (2.12) jest poprawny wyłącznie dla jednakowych par powierzchni ciernych tj. o jednakowym promieniu i współczynniku tarcia. Gdyby konstrukcja tłumika uwzględniała wiele par powierzchni ciernych o zróżnicowanej geometrii oraz materiałach elementów ciernych, wzór należałoby zapisać w następujący sposób:

$$M_T = N \cdot (r_{T1} \cdot \mu_1 + r_{T2} \cdot \mu_2 + r_{Tn} \cdot \mu_n) \quad (2.14)$$

gdzie:

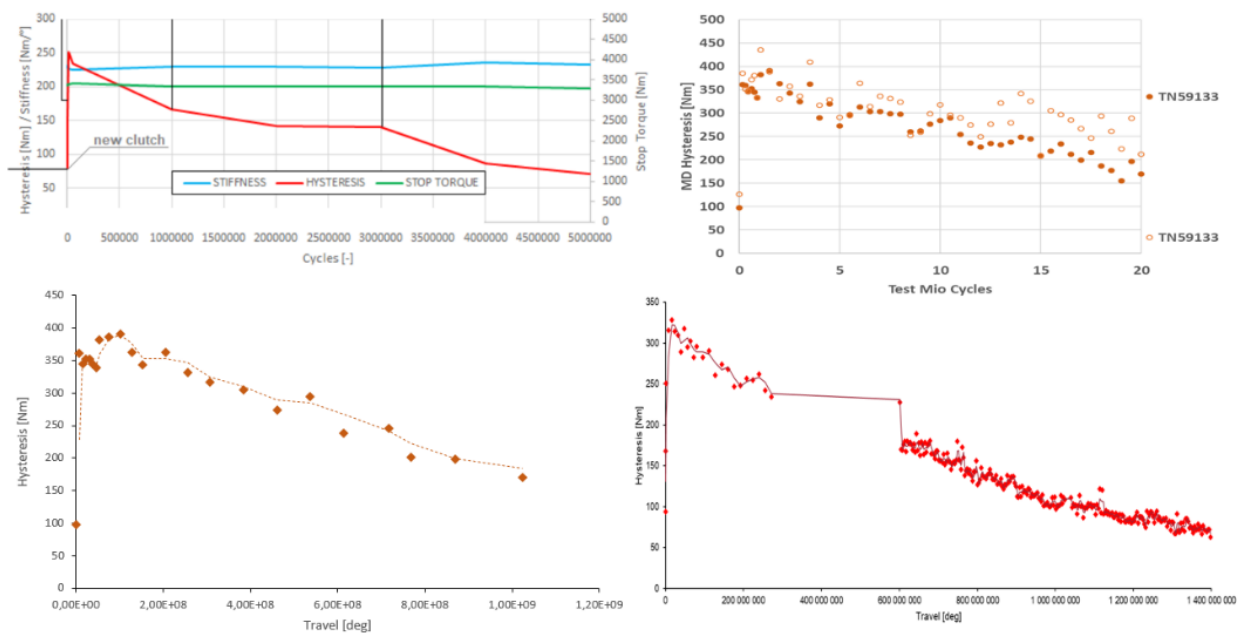
- M_T - moment tarcia elementu tłumiącego [N·m],
- N - siła normalna talerzowej sprężyny dociskowej tłumika [N],
- r_{T1} - średni promień tarcia pierwszej pary cierniej [m],
- μ_1 - współczynnik tarcia pierwszej pary cierniej [-],
- r_{T2} - średni promień tarcia drugiej pary cierniej [m],
- μ_2 - współczynnik tarcia drugiej pary cierniej [-],
- r_{Tn} - średni promień tarcia kolejnej pary cierniej [m],
- μ_n - współczynnik tarcia kolejnej pary cierniej [-].

2.4.4. Stabilność momentu tarcia tłumika drgań na przykładzie tłumików firmy Eaton

Aby zapewnić stabilny moment tarcia w trakcie eksploatacji pasywnego, ciernego tłumika drgań skrętnych, konieczne jest zapewnienie stabilności wszystkich jego parametrów zgodnie ze wzorem (2.12). Pasywne tłumiki drgań charakteryzują się tym, iż istnieje w nich tylko możliwość rozpraszania energii lub magazynowania jej okresowo oraz nie ma możliwości regulacji ich parametrów. W półaktywnych tłumikach, podobnie jak w tłumikach pasywnych, stosowane są wyłącznie elementy bierne - urządzenie działa bez zewnętrznego źródła energii ani systemu sterowania. Jednak dzięki zastosowaniu odpowiednich mechanizmów, jego parametry mogą w ograniczonym zakresie dostosowywać się do zmiennych warunków pracy, takich jak zmieniająca się amplituda fluktuacji momentu obrotowego silnika [40] lub do zmian momentu tarcia tłumika wynikających z postępującego zużycia jego elementów ciernych. Aktywne tłumiki drgań wymagają zewnętrznego źródła energii [41, 42], ale dzięki temu możliwe jest dostosowywanie w sposób ciągły charakterystyki tłumika w odpowiedzi na zmienne warunki pracy. Przykładowo w tłumikach elektromagnetycznych można zmieniać natężenie pola magnetycznego (moment oporowy) na podstawie odczytów z czujników wibracji. Istnieją również zaawansowane rozwiązania aktywnych tłumików drgań,

które kompensują drgania poprzez generowanie drgań w przeciwfazie do drgań pochodzących ze źródła mocy w układzie napędowym. Współcześnie, w większości drogowych pojazdów użytkowych z klasyczną skrzynią przekładniową i sprzęgłem ciernym tłumienie drgań skrętnych za silnikiem wciąż opiera się głównie na pasywnych tłumikach drgań skrętnych zainstalowanych w układach napędowych. Wynika stąd nieustająca potrzeba kontynuowania prac badawczo-rozwojowych, mających na celu dalszą poprawę trwałości i niezawodności tego typu tłumików.

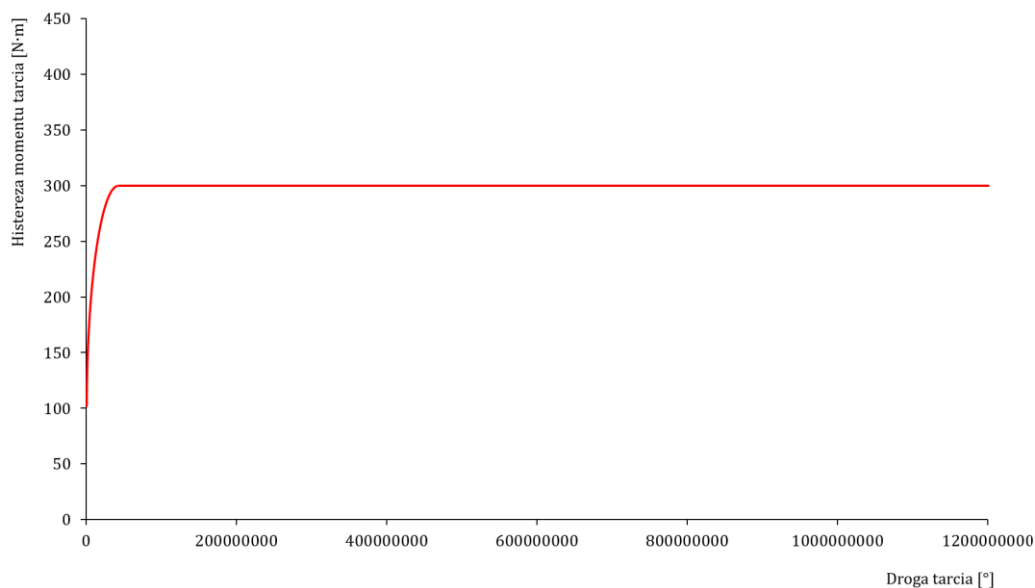
W przypadku pasywnych, ciernych tłumików drgań skrętnych firmy Eaton, zarówno dla produktów o średnicy zewnętrznej 232 mm, 254 mm, jak i 285 mm (produkt najnowszy), przeprowadzono wiele przyspieszonych badań zmęczeniowych i trwałościowych podczas rozwoju tych produktów, tj. zanim wprowadzono te produkty do seryjnej produkcji. Rys. 2.26 przedstawia cztery przykłady wyników takich badań, w których krzywe lub punkty w odcieniach czerwieni oznaczają wartość histerezy momentu tarcia tłumika w funkcji liczby wykonanych cykli oscylacji tłumika (dwa górne wykresy) lub w funkcji pokonanej przez tłumik drogi kątowej (dwa dolne wykresy). Histereza momentu tarcia, zgodnie ze wzorem (2.3), stanowi podwojoną wartość momentu tarcia tłumika. Jak można zauważyć, krzywe histerezy momentu tarcia na wszystkich wykresach wykazują skokowy wzrost na początkowym etapie docierania tłumika (od około 100 N·m do nawet 400 N·m), a następnie stopniowy niemal liniowy spadek aż do zakończenia badania. Wszystkie cztery badania różniły się między sobą warunkami oraz mogły dotyczyć różnych modeli tłumików drgań, stąd porównywanie konkretnych wartości histerezy momentu tarcia w tym przypadku byłoby niezasadne. Jednak zaobserwowany we wszystkich przypadkach skokowy wzrost histerezy momentu tarcia, a następnie powolny, ale stały spadek stanowi powtarzalny schemat.



Rys. 2.26. Przykłady dotychczas wykonanych badań zmęczeniowych oraz trwałościowych tłumików drgań [2]

Z perspektywy długoterminowej eksploatacji pasywnych tłumików drgań, kluczowe znaczenie ma utrzymanie histerezy momentu tarcia na stałym poziomie, gdzie stabilność tego parametru nie tylko umożliwia przewidywalną pracę mechanizmu, ale przede wszystkim sprzyja efektywnemu tłumieniu najbardziej uciążliwych amplitud drgań skrętnych, dla których tłumik został zaprojektowany. Rys. 2.27

ilustruje idealny przebieg histerezy momentu tarcia w funkcji drogi tarcia, stanowiący wzorzec, do którego dąży się w ramach niniejszej pracy.



Rys. 2.27. Idealny przebieg histerezy momentu tarcia w funkcji drogi tarcia [opracowanie własne]

2.5. Podsumowanie stanu wiedzy

W literaturze szeroko opisano zjawiska związane z kształtowaniem momentu tarcia oraz właściwościami dynamicznymi tłumików drgań, jednak stosunkowo niewiele miejsca poświęca się wpływowi zużycia eksploatacyjnego na stabilność procesów zachodzących na styku ślizgowych powierzchni ciernych. Pomimo pozornie nieskomplikowanej budowy, tribologiczny charakter pracy ciernych tłumików drgań, wynikający z tarcia ślizgowego o ruchu obrotowo-nawrotnym oraz o stałych naciskach powierzchniowych, sprawia, że efekty zużycia ściernego mają tu specyficzny i trudny do przewidzenia charakter. Szczególne znaczenie ma fakt, że w przeciwieństwie do hamulców czy głównych skojarzeń roboczych sprzęgieł ciernych pojazdów, tłumiki drgań pracują w sposób ciągły oraz w zmiennym środowisku eksploatacyjnym (choć moc tarcia tłumika jest stosunkowo niższa).

Zachowanie tłumika drgań, zarówno od strony energetycznej jak i mechanicznej, wykazało istnienie ściśle określonego powiązania pomiędzy geometrią konstrukcji, właściwościami materiałów elementów ciernych oraz charakterystyką sprężyny dociskowej a stabilnością generowanego momentu tarcia. Parametry te, choć w założeniu stałe, ulegają zmianie w miarę postępującego zużycia ściernego, co prowadzi do istotnych zmian funkcjonalnych w pracy tłumika. W szczególności, obserwowany w początkowym okresie eksploatacji wzrost współczynnika tarcia związany z procesem docierania, a następnie postępująca utrata siły zacisku wynikającą z rozprężania talerzowej sprężyny dociskowej, powoduje istotne zmiany sumarycznego momentu tarcia i może prowadzić do pogorszenia efektywności tłumienia drgań.

Zgromadzona dotąd wiedza wskazuje na konieczność uwzględnienia aspektów zużycia w konstrukcji i walidacji tłumików drgań. Dotychczasowe modele fizyczne i analizy energetyczne dostarczają fundamentów teoretycznych, jednak praktyczne zagadnienia związane z eksploatacją – jak wpływ zużycia

pozostałych elementów tłumika, pojawienie się produktów zużycia w strefie tarcia czy wpływ warunków temperaturowych – wciąż wymagają pogłębionych badań eksperymentalnych i symulacyjnych. W świetle powyższego, uzasadniona jest potrzeba opracowania ulepszonej metodyki oceny stabilności momentu tarcia tłumika w zależności od jego zużycia eksploatacyjnego, co stanowi zasadniczy cel dalszych badań opisanych w niniejszej rozprawie. Jednocześnie, kluczowe jest przeprowadzenie takiej, szczegółowej analizy funkcjonowania badanego obiektu, aby możliwe było prawidłowe zidentyfikowanie faktycznych cech kontaktu i specyfiki zmian geometrii w obszarach kluczowych dla jego prawidłowego działania. Na przykład w kontakcie sprężyny talerzowej z powierzchniami oporowymi, czy kontakcie pierścienia ślizgowego ze stalową tarczą nośną w konstrukcji tarczy sprzęgłowej. Istotna jest też analiza czynników technologicznych, wykonawczych i ich potencjalnego wpływu na stan systemu tribologicznego w tłumiku podczas całego okresu jego eksploatacji.

Bazując na wiedzy własnej oraz aktualnym stanie poznania procesów fizycznych rządzących charakterystykami tłumików drgań, wynikającym z wykonanego przeglądu literatury, stwierdzono brak jednoznacznego wyjaśnienia przyczyn obserwowanych przebiegów zmienności charakterystyk tego podzespołu układu napędowego (rys. 2.26). Zgodnie ze wzorem (2.12) opisującym moment tarcia tłumika, oraz z przeprowadzoną analizą realnego wpływu konkretnych składowych tego wzoru, stwierdzono fundamentalne znaczenie dwóch parametrów tj. siły normalnej oraz współczynnika tarcia w roboczym skojarzeniu ślizgowym tłumika drgań. Ta, dość oczywista, obserwacja pozwoliła na zauważenie istotnej luki w istniejącej wiedzy, polegającej na braku opisu wspomnianych parametrów w zależności od czasu eksploatacji podzespołu.

3. PRAKTYCZNA GENEZA TEMATYKI BADAWCZEJ

Jednostki napędowe stosowane w pojazdach muszą posiadać charakterystykę momentu obrotowego dostosowaną do wymagań wynikających z rodzaju pojazdu oraz warunków jego eksploatacji. Idealne źródło napędu dla trakcji kołowej powinno cechować się regresywną charakterystyką momentu w funkcji prędkości obrotowej oraz wysoką stabilnością przebiegu tego momentu w czasie – czyli brakiem oscylacji wartości momentu względem wartości średniej. Tłokowy silnik spalinowy, mimo swojej powszechności, posiada charakterystykę znacznie odbiegającą od ideału. Jedną z jego istotnych wad jest nieunikniona fluktuacja momentu obrotowego (rys. 2.2), wynikająca ze specyfiki pracy każdej maszyny tłokowej. Z punktu widzenia kultury pracy układu napędowego, jego niezawodności oraz komfortu eksploatacji, kluczowe znaczenie ma zapewnienie odpowiedniej trwałości i stabilności momentu tarcia ciernego tłumika drgań skrętnych. Dlatego inżynierowie i naukowcy nieustannie doskonalą powszechnie stosowane w układach napędowych pojazdów tłumiki drgań, wprowadzając innowacyjne rozwiązania konstrukcyjne, obejmujące również zastosowanie na elementy cierne odpowiednich materiałów.

3.1. Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy jest analiza zmian parametrów elementu tłumiącego (tzw. pakietu ciernego) w ciernym tłumiku drgań skrętnych w przewidzianym okresie eksploatacji oraz ocena wpływu tych zmian na generowany przez tłumik moment tarcia.

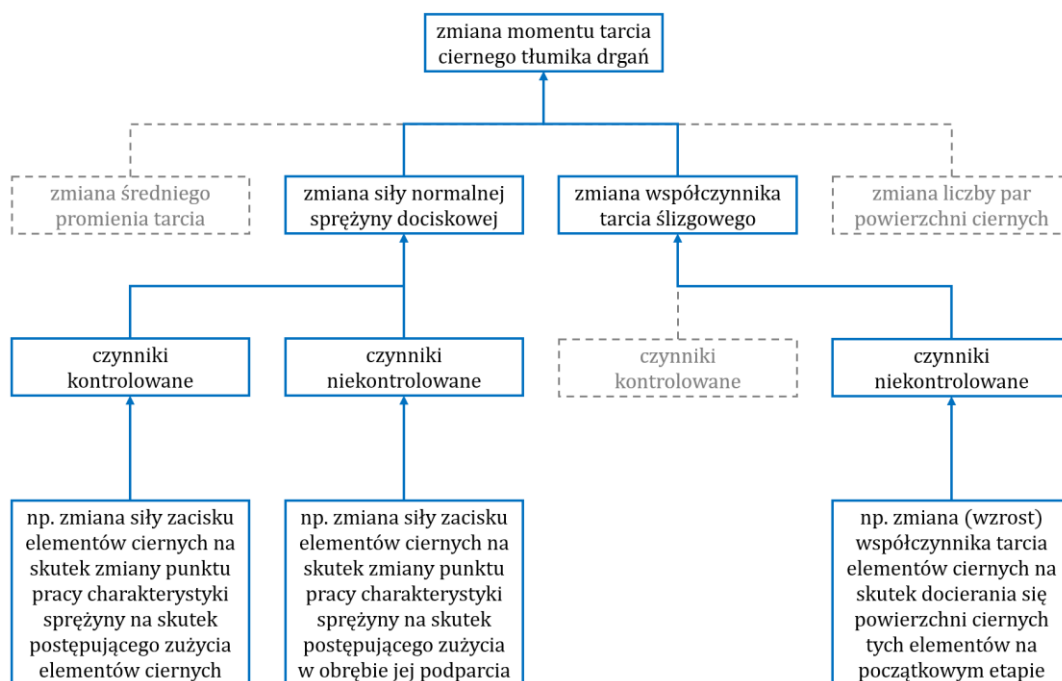
Zakres badań ograniczono do rodziny modeli tłumików o średnicy zewnętrznej 254 mm, której budowę opisano szczegółowo w podrozdziale 2.2.2. Materiał badawczy obejmował odseparowane części elementu tłumiącego (pierścienie cierne, talerzowe sprężyny dociskowe), a także pełne złożenia tłumików drgań zarówno nowych (pochodzących z działu produkcyjnego), jak i eksploatowanych (pozyskanych z działu jakości, od klientów korzystających z napraw gwarancyjnych). Do badań pełnych złożów wybrano reprezentatywny model głównego tłumika drgań o numerze 125816. Jest to tłumik o bliźniaczej konstrukcji względem pozostałych modeli z rodziny 254 mm, różniący się jedynie parametrami elementu sprężystego, tj. sztywnością skrętną. Różnica ta wynika z konieczności dostrojenia tych samych tłumików do różnych konfiguracji układów napędowych pojazdów (rys. 2.3), charakteryzujących się odmiennymi zakresami częstotliwości drgań własnych.

Dodatkowo, na etapie podsumowania stanu wiedzy, wzbogaconego o przegląd literatury, wyodrębniono dwie składowe równania (2.12), które w sposób rzeczywisty mogą wpływać na zmianę momentu tarcia tłumika drgań podczas eksploatacji. W związku z tym, dalsze analizy skoncentrowano na następujących parametrach:

- N - siła normalna talerzowej sprężyny dociskowej tłumika [N],
- μ - współczynnik tarcia ślizgowego elementów ciernych tłumika [-].

Pozostałe składowe równania (2.12) uznano za mające nieistotny (zmiana średniego promienia tarcia) lub mało prawdopodobny (zmiana liczby par powierzchni ciernych) wpływ na wartość momentu tarcia.

W dalszym etapie dokonano również podziału czynników wpływających na zmiany wybranych do dalszej analizy składowych równania (N , μ) na kontrolowane oraz niekontrolowane. Przykładowo, w podrozdziale 2.4.3 opisano mechanizm zużycia elementów ciernych tłumika drgań oraz sposób, w jaki konstrukcja tłumika kompensuje te zmiany tj. dzięki płaskiej charakterystyce talerzowej sprężyny dociskowej. Czynniki tego typu można zaklasyfikować jako kontrolowane, ponieważ wynikają z konstrukcyjnie przewidzianego zużycia części uczestniczących w tarcii. Ich działanie jest znane, a skutki przewidywalne. Podczas pierwszych analiz zużycia elementów pochodzących z eksploatowanych tłumików drgań (zwrotów reklamacyjnych) zidentyfikowano również czynniki niekontrolowane, tj. takie, które skutkowały pogorszeniem niezawodności oraz awariami tłumików w przewidzianym okresie eksploatacji. Ostatecznie zakres pracy zawężono do analizy typów czynników, które zostały zilustrowane na rys. 3.1.



Rys. 3.1. Wybrane czynniki powodujące zmianę momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji [opracowanie własne]

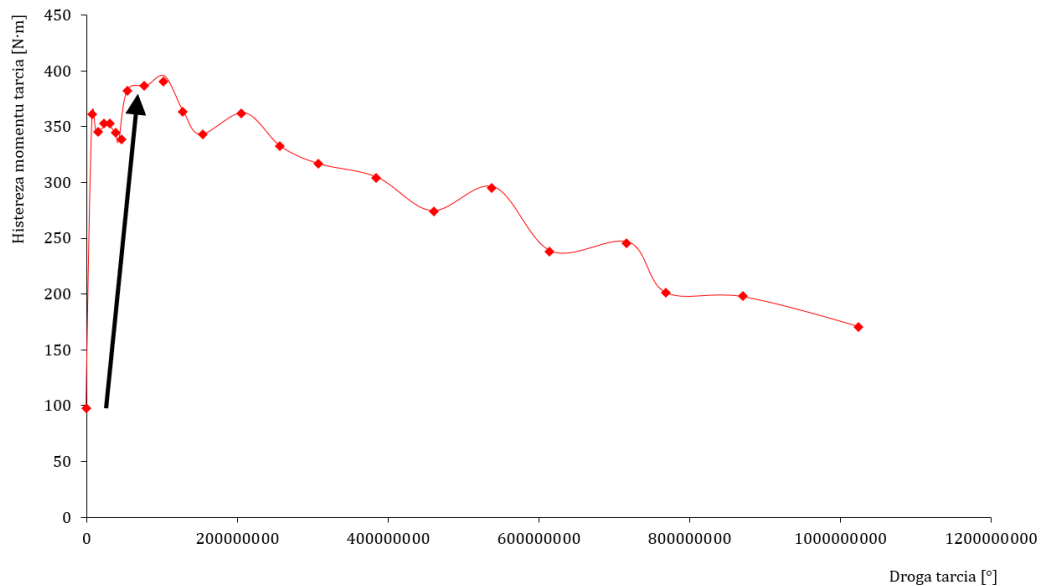
Należy stwierdzić, że brak kontroli nad zmiennością niektórych czynników lub parametrów wpływających istotnie na charakterystykę tarcia tłumika wynika z niewystarczającej wiedzy na ich temat. Wskazanie takich czynników oraz zbadanie wewnętrznych zależności i procesów zachodzących z ich udziałem w tłumiku drgań ma na celu zmianę statusu przynajmniej części z nich na „kontrolowalne”, co w efekcie powinno przełożyć się na zwiększenie niezawodności ciernych tłumików drgań produkowanych przez firmę Eaton.

3.2. Hipotezy badawcze

Hipotezy badawcze opisane w niniejszym podrozdziale dotyczą zmian zachodzących podczas eksploatacji elementu tłumiącego w ciernym tłumiku drgań skrętnych i odnoszą się do zawężonego zakresu prac przedstawionego na rys. 3.1. Ze względu na ewolucję stanu wiedzy w kolejnych etapach realizacji, hipotezy formułowano stopniowo. W związku z tym każda z nich została poprzedzona wprowadzeniem uwzględniającym aktualny kontekst merytoryczny.

3.2.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania

We wczesnym okresie eksploatacji tłumika drgań, powierzchnie styku ślizgowego elementów ciernych docierają się, zwiększając tym samym powierzchnie styku. Przyjmuje się, że okres ten charakteryzuje się skokowym wzrostem współczynnika tarcia, stąd w trakcie przyspieszonych badań zmęczeniowych i trwałościowych tłumików drgań (rys. 2.26) obserwuje się kilkukrotny (3-4-krotny) wzrost histerezy momentu tarcia, którego przykład pokazano na rys. 3.2.



Rys. 3.2. Skokowy wzrost histerezy momentu tarcia tłumika w trakcie przykładowego badania trwałościowego wykonanego w laboratorium firmy Eaton [2]

Tak znaczący wzrost może wynikać z obecności w styku ślizgowym technologicznej, tymczasowej powłoki antykorozyjnej na bazie oleju, którą zabezpiecza się niektóre elementy tłumika podczas ich produkcji. Po zakończeniu okresu docierania zakłada się, że współczynnik tarcia stabilizuje się na pewnym poziomie. Wszystkie te założenia posłużyły do wypracowania pierwszej hipotezy badawczej, tj.:

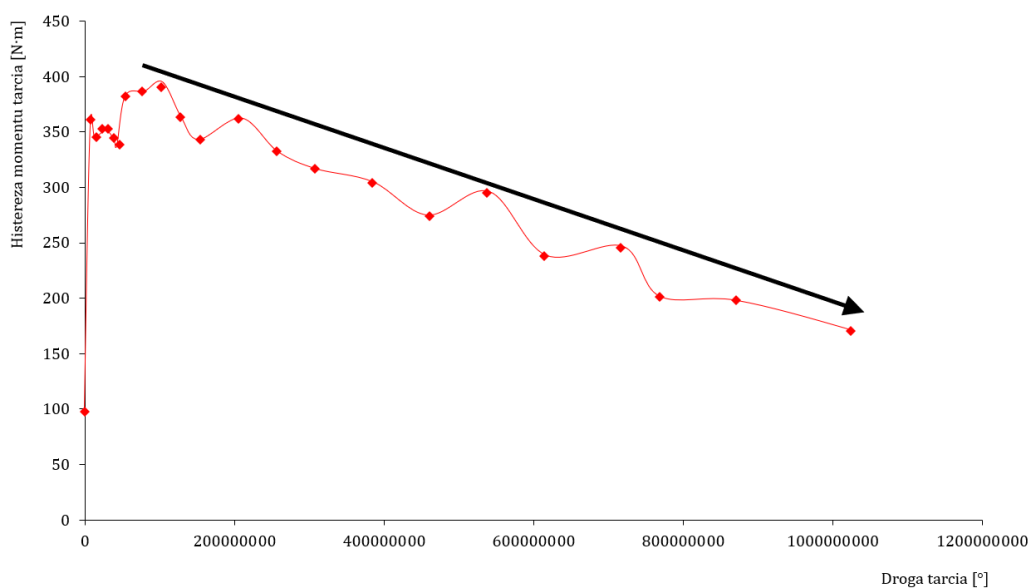
Hipoteza 1: **Moment tarcia ciernego tłumika drgań skrętnych ulega zwiększeniu na wczesnym etapie eksploatacji w wyniku wzajemnego docierania się warstw wierzchnich elementów ślizgowych, co prowadzi do kilkukrotnego wzrostu współczynnika tarcia tłumika, którego stabilizacja kończy ten etap eksploatacji.**

W konsekwencji stwierdzono konieczność zbadania zmienności współczynnika tarcia w pojedynczej parze cierniej, wyizolowanej z układu tłumika drgań. Izolacja tej pary ma na celu wyeliminowanie wpływu pozostałych elementów tłumika, takich jak sprężyny śrubowe czy druga para cierna. Aby uzyskać wiarygodne wyniki, pomiary te przeprowadza się na specjalistycznych stanowiskach badawczych, takich jak tribometry, które umożliwiają utrzymanie stałości wybranych parametrów testowych (np. siły normalnej), co pozwala na uzyskanie powtarzalnych i rzetelnych wyników.

3.2.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania

Z uwagi na złożoność procesów tarcia zachodzących na pierścieniowym styku powierzchni ślizgowych tłumika, trudno jest utrzymać współczynnik tarcia tłumika na stałym poziomie. Stalowe pierścienie ciernie tłumika pod koniec procesu wytwarzania są hartowane i pokrywane środkiem antykorozyjnym na bazie oleju, który nie jest usuwany w procesie montażu tłumika, co znacząco obniża opory tarcia w początkowym etapie docierania nowego tłumika. W kolejnym etapie docierania warstwa wierzchnia pierścieni ciernych (wynikająca z procesu hartowania), jest systematycznie usuwana, a tarcie odbywa się częściowo na materiale rodzimym, co prowadzi do obniżenia nacisków powierzchniowych (zwiększa się powierzchnia styku), ale również do pojawiania się produktów zużycia na styku tarcia. Tarcie tłumika odbywa się w ruchu obrotowo-zwrotnym (oscylacyjnym), a cały podsystem tłumika drgań dodatkowo obraca się zgodnie z chwilową prędkością obrotową silnika, co prowadzi do przemieszczania się produktów zużycia w kierunku zewnętrznej średnicy pierścieni ciernych i ostatecznie do częściowego usuwania tych produktów ze strefy tarcia. Produktami zużycia stalowych pierścieni ciernych są przede wszystkim tlenki metali, które charakteryzują się wysoką twardością. Pojawienie się takich produktów zużycia w styku tarcia może mieć dwojaki efekt: produkty te mogą w pewnym obszarze współpracujących ślizgowo powierzchni obniżać miejscowe opory tarcia, z uwagi na pojawienie się substancji rozdzielającej powierzchnie w styku ciernym. Jednocześnie produkty te częściowo mogą zachować się jak ścierniwo, które zwiększy miejscowe opory tarcia i przyspieszy zużycie ściernie.

Zakłada się, że moment tarcia w tłumiku drgań wzrasta skokowo w okresie jego docierania, co wynika z rosnącego współczynnika tarcia. Następnie, zgodnie z dostępną wiedzą, po zakończeniu procesu docierania współczynnik tarcia powinien się ustabilizować i oscylować w określonym, przewidywalnym zakresie. Tymczasem w wynikach przyspieszonych badań zmęczeniowych i trwałościowych tłumików drgań firmy Eaton (rys. 2.26) zaobserwowano stopniowy spadek momentu tarcia w trakcie całego okresu eksploatacji, którego przykład pokazano na rys. 3.3.



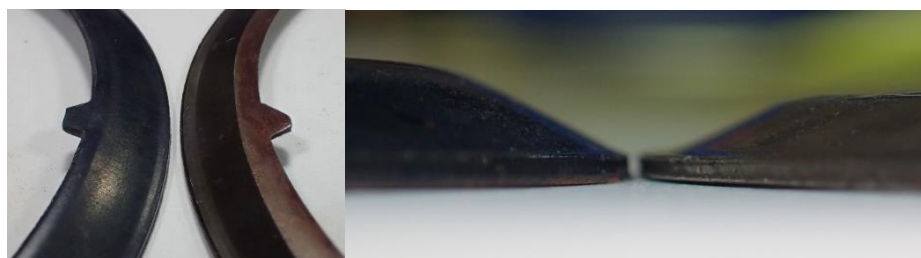
Rys. 3.3. Liniowy spadek histerezy momentu tarcia tłumika w trakcie przykładowego badania trwałościowego wykonanego w laboratorium firmy Eaton [2]

W związku z rozbieżnością pomiędzy przewidywaniami teoretycznymi dotyczącymi zachowania współczynnika tarcia a wynikami badań sformułowano drugą hipotezę badawczą, tj.

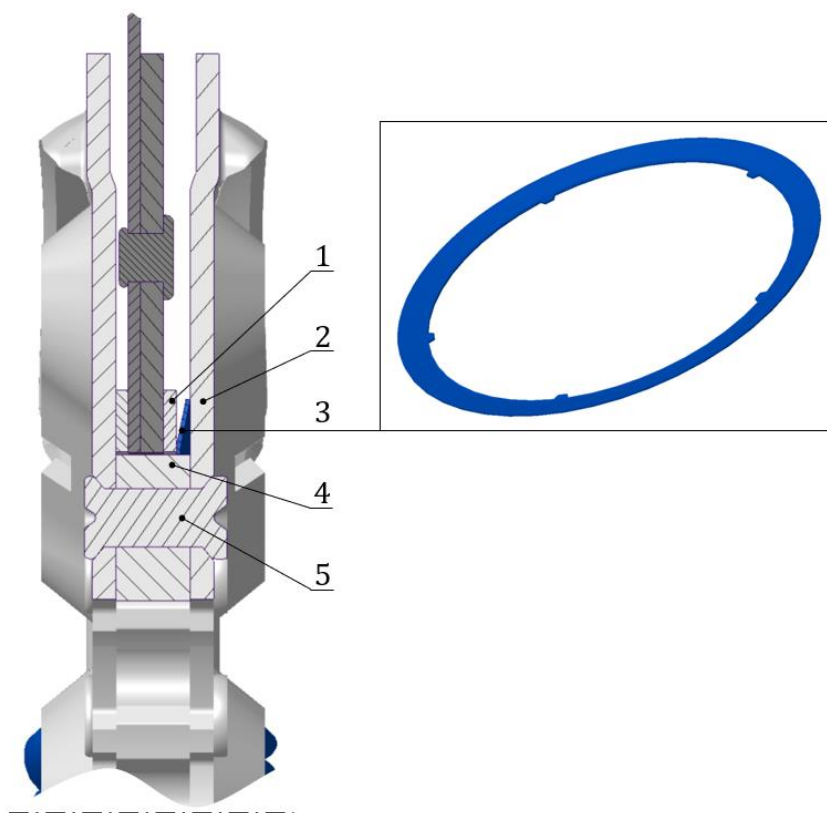
Hipoteza 2: **Wartość współczynnika tarcia w kontaktach ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych stabilizuje się po okresie docierania tłumika, co oznacza, że późniejsze zmiany momentu tarcia wynikają ze zmieniającej się siły zacisku elementów ciernych.**

3.2.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji

W dalszym etapie prac tj. podczas analizy zwrotów reklamacyjnych tłumików drgań typu 125816 pozyskanych z działu jakości klienta stwierdzono, że głównym czynnikiem powodującym znaczną utratę momentu tarcia w analizowanej konstrukcji tłumika może być pasożytnicze, niekontrolowane zużycie w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej, które jest niezgodne z założeniami konstrukcyjnymi. W celu zobrazowania tego zużycia, na rys. 3.4 przedstawiono porównanie nowej talerzowej sprężyny dociskowej z egzemplarzem zużytym. Na rys. 3.5 zaś, umiejscowienie tej sprężyny w złożeniu tłumika.

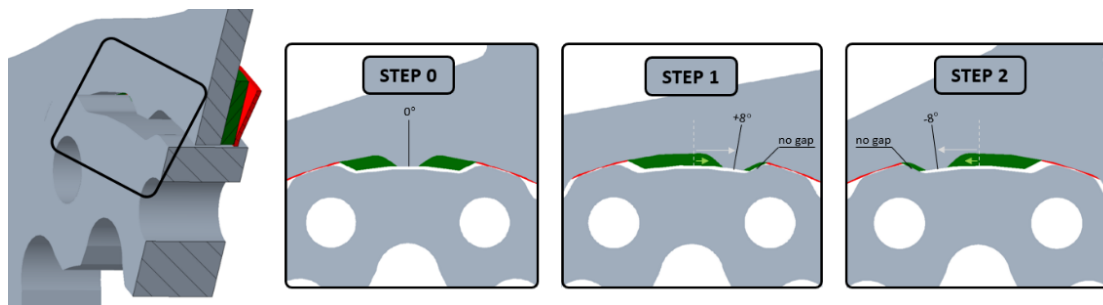


Rys. 3.4. Porównanie nowej talerzowej sprężyny dociskowej (po lewej) ze zużytą (po prawej)



Rys. 3.5. Umiejscowienie talerzowej sprężyny dociskowej w złożeniu tłumika [opracowanie własne na podstawie [2]]

Z uwagi na położenie talerzowej sprężyny dociskowej (3) — pomiędzy tarczą zabierakową zewnętrzną lewą (2) a pierścieniem ciernym lewym (1) — sprężyna ta nie powinna ulegać zużyciu ściernemu. Tarcza zabierakowa (2) jest połączona z piastą (4) za pomocą nitów (5), natomiast pierścień cierny (1) połączony jest z tą samą piastą poprzez specjalnie zaprojektowane połączenie wielowypustowe, umożliwiające jego swobodne przesuwanie się w osi tłumika w trakcie postępującego kontrolowanego zużycia. W praktyce okazuje się, że wypusty pierścieni ciernych często wykazują pewien luz kątowy względem zewnętrznego wielowypustu piasty. Luz ten wynika z tolerancji wykonania części i może się powiększać w wyniku trwałego odkształcenia wypustów pierścienia na powierzchniach obciążonych kontaktowo. W zakresie kąta skrętu tłumika, odpowiadającego temu luzowi, może dochodzić do sytuacji, w której pierścień cierny nie przemieszcza się ślizgowo względem tarczy zabierakowej wewnętrznej (co odpowiada zużyciu kontrolowanemu), lecz pozostaje z nią w kontakcie i razem z nią przemieszcza się względem sprężyny dociskowej. Powoduje to jej zużycie ścierne, które należy traktować jako zużycie niekontrolowane. Rys. 3.6 przedstawia schemat mechanizmu zużycia sprężyny dociskowej, w którym celowo zwiększono kątowy luz połączenia wielowypustowego, aby lepiej zobrazować opisywany proces.



Rys. 3.6. Schemat powstawania niekontrolowanego zużycia w obrębie talerzowej sprężyny dociskowej tłumika 125816 [opracowanie własne na podstawie [2]]

Zakładając, że tłumik zacznie oscylować w zakresie $\pm 8^\circ$, z każdą zmianą kierunku ruchu pierścieni cierny przesunie się kątowo aż do skasowania się luzu połączenia wielowypustowego. Do takiej sytuacji dojdzie tylko w przypadku gdy moment tarcia pomiędzy pierścieniem ciernym a tarczą zabierakową wewnętrzną, będzie wyższy od momentu tarcia, z którejkolwiek strony kontaktu sprężyny dociskowej. Sprężyna dociskowa ma budowę stożkową, jeśli więc współpracuje po obu stronach z podobnymi materiałowo częściami (zbliżony współczynnik tarcia), zacznie się ślizgać na mniejszej średnicy, co wynika z mniejszego promienia tarcia, a co za tym idzie mniejszego oporu tego kontaktu. W przypadku analizowanej konstrukcji tłumika 125816 sprężyna dociska pierścień cierny w pobliżu jego wewnętrznej średnicy i tam właśnie, z uwagi na niższy promień tarcia oraz wysokie naciski powierzchniowe, dochodzi do największego zużycia. Istnieje zatem pewien kompromis wynikający z potrzeby swobodnego przemieszczania się pierścieni ciernych w osi tłumika, a ryzykiem zużywania się sprężyny dociskowej. Bazując na obserwacjach z dokonanej analizy eksploatowanych tłumików drgań, sformułowano trzecią hipotezę badawczą:

Hipoteza 3: **Moment tarcia ciernego tłumika drgań skrętnych ulega zmniejszeniu w wyniku niekontrolowanego zużycia w rejonie podparcia talerzowej sprężyny dociskowej. Zużycie ścierne sprężyny prowadzi do jej rozprężania w złożeniu tłumika, a w konsekwencji powoduje zmianę punktu pracy na charakterystyce sprężyny, skutkującą spadkiem siły zacisku elementów ciernych.**

4. BADANIA DOŚWIADCZALNE

W ramach realizacji badań eksperymentalnych przedstawionych w niniejszej rozprawie wykorzystano infrastrukturę dwóch niezależnych laboratoriów badawczych. Pierwsze z nich, zlokalizowane na Politechnice Gdańskiej, stanowi uniwersalne zaplecze doświadczalne umożliwiające testowanie właściwości fizycznych, mechanicznych oraz tribologicznych wybranych skojarzeń materiałowych i elementów mechanicznych. Drugie laboratorium znajduje się w siedzibie firmy Eaton w Tczewie, w której zatrudniony jest autor niniejszej rozprawy. Jest to wyspecjalizowane środowisko badawcze, skoncentrowane na zespołach tłumików drgań skrętnych, umożliwiające prowadzenie testów funkcjonalnych i walidacyjnych w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem istniejących platform badawczych, które w wybranych przypadkach poddano modyfikacjom dostosowującym je do założonych celów eksperymentalnych. Zakres przeprowadzonych badań obejmował szereg zróżnicowanych pomiarów, których realizacja była rozłożona w czasie, co wynikało z ograniczonej dostępności stanowisk badawczych oraz próbek testowych. Pomimo tej nieliniowości w harmonogramie eksperymentów, w niniejszej pracy wyniki zostały przedstawione w sposób uporządkowany, zgodny z kolejnością postawionych hipotez badawczych, tj. według struktury zaprezentowanej w podrozdziale 3.2.

4.1. Metodyka badań doświadczalnych

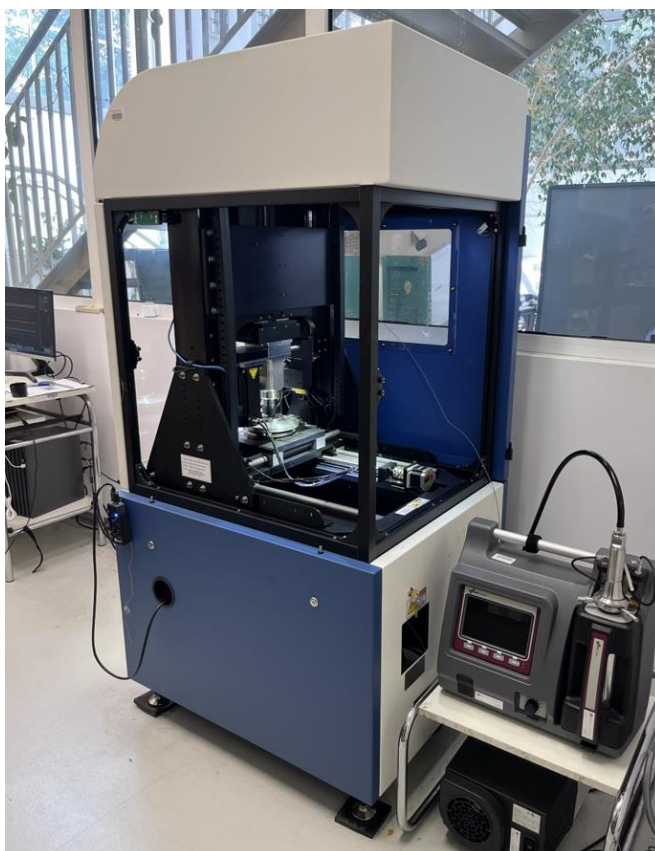
Celem niniejszego podrozdziału jest szczegółowe przedstawienie metodologii przeprowadzonych badań eksperymentalnych, ze szczególnym uwzględnieniem zakresu prac oraz zastosowanej infrastruktury badawczej. Opisano wykorzystane stanowiska pomiarowe, dokonane w nich modyfikacje wynikające z potrzeb eksperymentalnych, a także charakterystykę wybranych próbek poddanych analizie. Ponadto, przedstawiono warunki fizyczne, w jakich realizowano poszczególne etapy badań, co pozwala na pełniejsze zrozumienie kontekstu uzyskanych wyników.

4.1.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania

W celu zaobserwowania charakterystycznego skokowego wzrostu współczynnika tarcia, występującego we wczesnym etapie eksploatacji tłumika drgań skrętnych, przeprowadzono badania mające na celu analizę zmienności tego parametru w kontrolowanych warunkach laboratoryjnych. Zjawisko to wiąże się z procesem docierania powierzchni styku ślizgowego elementów ciernych, prowadzącym do zwiększenia rzeczywistej powierzchni kontaktu. Aby wyeliminować wpływ pozostałych komponentów tłumika zdecydowano się na izolację pojedynczej pary cierniej z układu. Takie podejście umożliwiło precyzyjne określenie zmian współczynnika tarcia, którego wartość wyznaczano pośrednio – jako stosunek siły tarcia (obliczanej na podstawie zmierzonego momentu tarcia i promienia styku) do siły normalnej działającej prostopadle do powierzchni kontaktu. Niniejszy podrozdział przedstawia szczegółowy opis zastosowanej metodyki badawczej, w tym użyty do badań tribometr Tribometr MFT-5000 firmy Rtec Instruments (rys. 4.1), warunki eksperymentu itp.

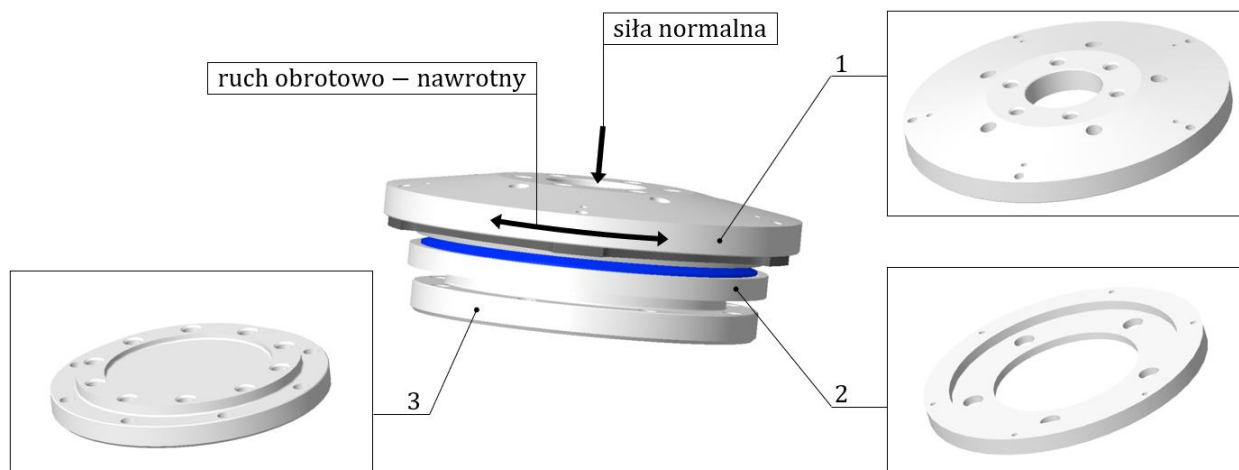
W przypadku konfiguracji tribometru przygotowanej do badań wyizolowanej pary ślizgowej tłumika drgań zastosowano górny napęd obrotowy (maksymalna prędkość 2500 obr/min) z poczwórnym czujnikiem siły 8000 N (rozdzielczość 150 mN) i zintegrowanym czujnikiem momentu obrotowego 20 N·m. Dzięki

dodatkowym komorom i czujnikom stanowisko pozwala również kontrolować i monitorować wilgotność, temperaturę do 1200°C (rozdzielczość 0,1°C), co pozwoliło monitorować w pobliżu styku ślizgowego wydzielane w trakcie badania ciepło [50, 51].



Rys. 4.1. Tribometr MFT-5000 firmy Rtec Instruments (laboratorium Politechniki Gdańskiej)

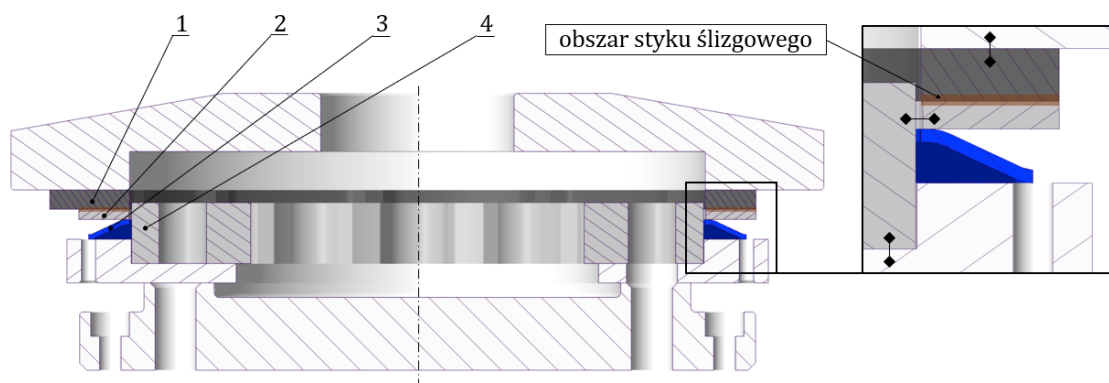
W celu odpowiedniego montażu elementów tłumika do napędu tribometru zaprojektowano i wykonano oprzyrządowanie, które charakteryzuje się niskim momentem bezwładności, co umożliwia dynamiczne zmiany prędkości w ruchu obrotowo-nawrotnym. Rys. 4.2 przedstawia konfigurację układu badawczego, która zawiera zarówno elementy ślizgowe tłumika, jak i komponenty samego oprzyrządowania.



Rys. 4.2. Oprzyrządowanie do badań wyizolowanej pary ślizgowej tłumika drgań [opracowanie własne]

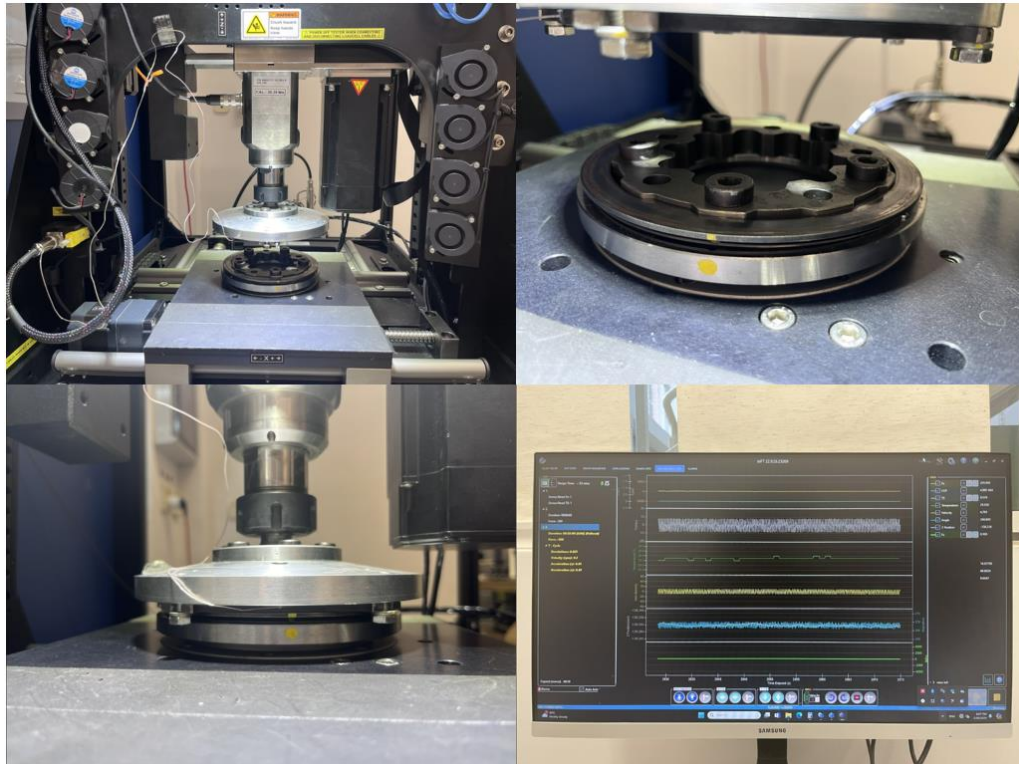
Ruchoma tarcza (1) zamocowana do górnego napędu tribometru została wykonana ze stopu aluminium EN AW-2007 (PA6) w celu zapewnienia niskiego momentu bezwładności. Część nieruchoma oprzyrządowania została podzielona na dwie tarcze (2) oraz (3), które wykonane zostały ze stali 40HM. Tarcza (2) to element specjalnie dopasowany do montażu elementów tłumika o średnicy zewnętrznej 254 mm, który może podlegać wymianie ze względu na możliwość zużycia w wyniku kontaktu ze sprężyną dociskową tłumika. W przypadku badań innej rodziny tłumika tarcza ta będzie musiała zostać wymieniona. Tarcza (3) stanowi uniwersalne połączenie oprzyrządowania ze stołem roboczym tribometru, niezależnie od badanej rodziny modeli tłumików drgań.

Rys. 4.3 ilustruje przekrój poprzeczny modelu zaprojektowanego oprzyrządowania, na którym wyszczególniono elementy tłumika drgań użyte w badaniach. Do ruchomej tarczy oprzyrządowania dokręcony jest wycięty fragment tarczy zabierakowej wewnętrznej tłumika (1), ograniczający tę tarczę do części odpowiedzialnej za tarcie ślizgowe. Fragment tarczy zabierakowej dociskany jest przez napęd tribometru do pierścienia ciernego (2), który z kolei opiera się po drugiej stronie na talerzowej sprężynie dociskowej (3). W celu ograniczenia ruchu kątownego pierścienia ciernego oprzyrządowanie zawiera również piastę tłumika (4), która pozostaje w połączeniu wielowypustowym z tym pierścieniem. Dodatkowo, po prawej stronie rysunku pokazano powiększony fragment, na którym zaznaczono obszar styku ślizgowego pierścienia ciernego z tarczą zabierakową tłumika, a także oznaczono elementy, które są ze sobą mechanicznie połączone. W zależności od siły normalnej wywieranej przez napęd tribometru sprężyna talerzowa ugina się do wynikowej wysokości, a połączenie wielowypustowe pierścienia z piastą umożliwia swobodne ugięcie sprężyny, aż do momentu stabilizacji siły normalnej.



Rys. 4.3. Przekrój oprzyrządowania do badań wyizolowanej pary powierzchni ślizgowych [opracowanie własne]

Ślizgowe tarcie suche zachodzi pomiędzy ruchomym (oscylującym skrętnie) fragmentem tarczy zabierakowej (1), a kątowno unieruchomionym pierścieniem ciernym (2). Podczas badania oprogramowanie sterujące elementami wykonawczymi tribometru zapewniało kontrolowane, stałe obciążenie ślizgowych elementów ciernych o wartości 200 N. Jest to wartość siły normalnej, którą uznano za maksymalną z uwagi na ograniczenie związane z możliwością pomiaru momentu tarcia do 20 N·m (dla promienia tarcia 0,065 m). Rys. 4.4 przedstawia gotowe stanowisko badawcze, na którym wykonano testy trwałościowe wyizolowanej pary powierzchni ślizgowych tłumika drgań.



Rys. 4.4. Tribometr MFT-5000 przebrojony do badań wyizolowanych elementów ślizgowych tłumika drgań w ruchu oscylacyjnym (laboratorium Politechniki Gdańskiej)

Badanie zostało podzielone na 16 etapów (16 x 52 min), pomiędzy którymi dokonywano inspekcji. Każdy etap polegał na próbie trwałościowej, w której realizowano ruch obrotowo-nawrotny z częstotliwością około 3,5 Hz, aż do osiągnięcia ustalonego czasu 52 minut. Poniżej zestawiono wszystkie parametry dla jednego etapu:

- Obciążenie próbki: 200 N (stałe),
- Rodzaj ruchu: obrotowo-nawrotny (oscylacyjny) o przebiegu trójkątnym,
- Przesunięcie kątowe: 0,021 [obr] tj. 0,132 [rad] lub 7,6 [°] (amplituda: około +/- 3,8°),
- Prędkość kątowa: 9,3 [obr/min] tj. 0,973 [rad/s],
- Częstotliwość oscylacji: około 3,5 [Hz] (wynikowa),
- Częstotliwość rejestrowania sygnałów: 50 [Hz],
- Łączny czas etapu: 52 [min],
- Droga kątowa etapu: 3034 [rad],
- Droga liniowa etapu: 197.2 [m].

W przypadku inspekcji (17 x 1 min), której głównym celem był pomiar współczynnika tarcia, ruchoma część oprzyrządowania wykonywała ruch obrotowy, a sygnały pomiarowe rejestrowano z podwojoną częstotliwością próbkowania. Przebiegi współczynników tarcia dla każdej inspekcji wyznaczono na podstawie przeliczenia rejestrowanych sygnałów pomiarowych, tj. siły normalnej (utrzymywanej na stałym poziomie), oraz momentu tarcia. Do obliczeń zastosowano średni promień tarcia 0,065 m. Następnie, na podstawie wyznaczonych przebiegów współczynników tarcia, obliczono ich średnie wartości, które reprezentowały każdą inspekcję.

Poniżej zestawiono wszystkie parametry dla jednej inspekcji:

- Obciążenie próbki (stałe): 200 [N],
- Rodzaj ruchu: obrotowy jednostajny,
- Prędkość kątowna: 9.3 [obr/min] tj. 0,973 [rad/s],
- Częstotliwość rejestrowania sygnałów: 100 [Hz],
- Łączny czas inspekcji: 2 [min],
- Droga kątowna inspekcji: 10 w prawo + 10 w lewo = 20 [obr] tj. 125,66 [rad],
- Droga liniowa inspekcji: około 8.2 [m].

Pierścienie cierne w końcowej fazie produkcji pokrywane są środkiem antykorozyjnym na bazie oleju, który zabezpiecza jego powierzchnie do chwili rozpoczęcia eksploatacji tłumika drgań w pojeździe. Środek ten nie jest zatem usuwany w trakcie produkcji tłumika, stąd początek okresu docierania elementów ślizgowych tłumika odbywa się w warunkach tarcia mieszanego. Z tego powodu, przed pierwszym etapem niniejszego badania, współczynnik tarcia został wyznaczony dwukrotnie: w ramach inspekcji „0” tj. z zachowaniem środka antykorozyjnego, oraz w ramach inspekcji „1” po oczyszczeniu powierzchni ślizgowych. Celem tego zabiegu była obserwacja wpływu pokrycia elementów tłumika środkiem antykorozyjnym na współczynnik tarcia tłumika drgań

Dodatkowo, aby określić zużycie ściernie badanego pierścienia ciernego, podczas każdej inspekcji trzykrotnie zmierzono masę tego elementu i obliczono wartość średnią. Pozwoliło to wyrazić postępujące zużycie ściernie w formie procentowej utraty masy. Pomiary wykonano z użyciem precyzyjnej wagi elektronicznej WPA 40/160/C/1 (rozdzielczość 0.1 mg, zakres pomiarowy od 1 mg do 160 g), którą przedstawiono na rys. 4.5.

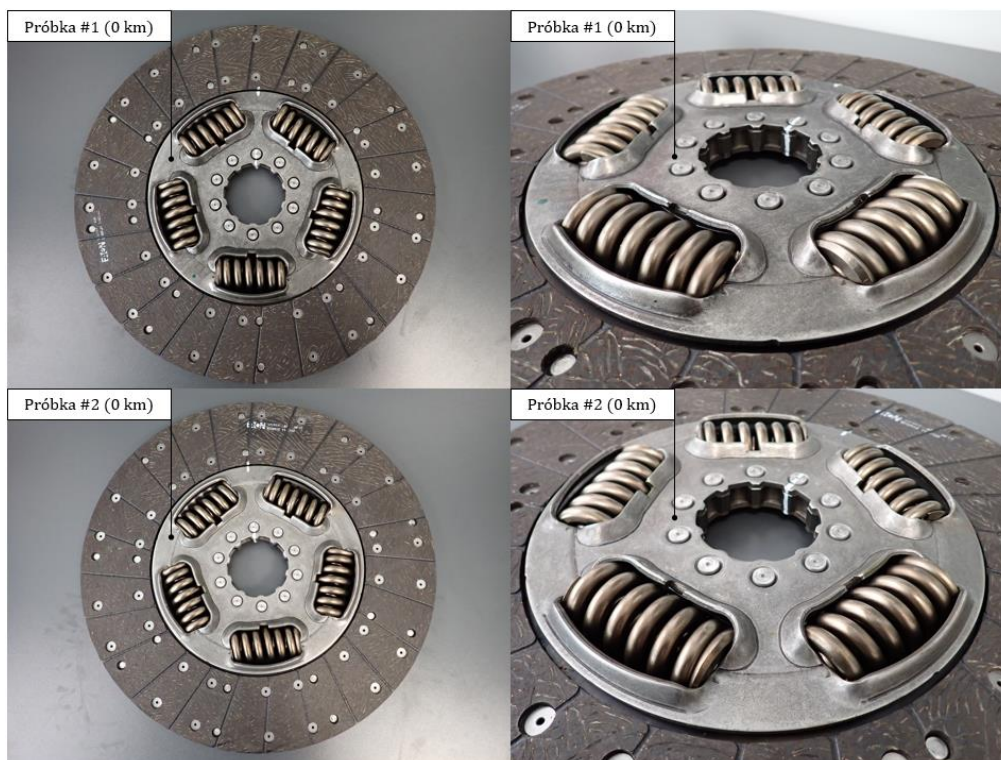


Rys. 4.5. Pomiar masy pierścienia za pomocą wagi WPA 40/160/C/1 (laboratorium Politechniki Gdańskiej)

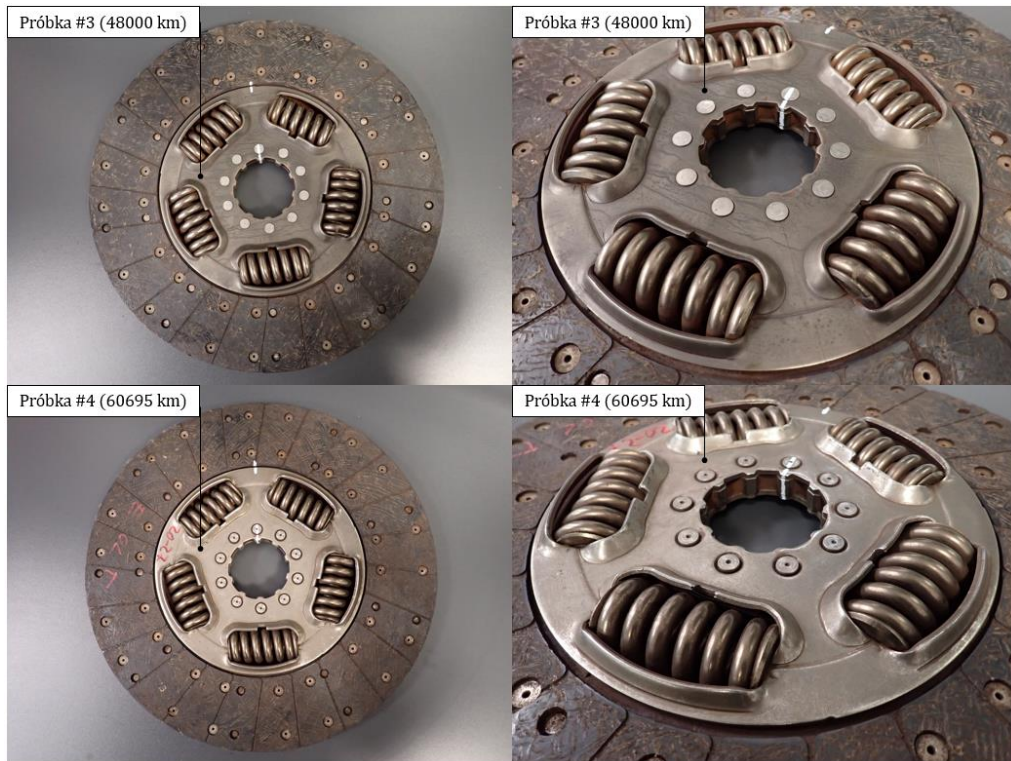
4.1.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania

Celem przeprowadzonych badań wykonanie wstępnych pomiarów do opracowania metody pośredniego pomiaru współczynnika tarcia dla kompletnych zespołów tłumików drgań skrętnych, z wykorzystaniem dostępnych stanowisk pomiarowych w laboratorium firmy Eaton. Metoda ta, oparta na serii powtarzalnych pomiarów, ma umożliwić obserwację trendu zmian wartości współczynnika tarcia w trakcie eksploatacji elementów ciernych tłumików drgań po okresie docierania. Jako reprezentatywny materiał badawczy wykorzystano sześć tłumików drgań o średnicy zewnętrznej 254 mm, model 125816, w tym: dwa nowe, dwa używane oraz dwa zużyte przedwcześnie. Wszystkie tłumiki pochodziły z pojazdów eksploatowanych w zbliżonych warunkach – ciągników siodłowych Volvo FH13 wyposażonych w układy napędowe tego samego typu, poruszających się głównie po autostradach europejskich. W przypadku tego typu pojazdów szacuje się, że tłumik drgań osiąga trwałość pozwalającą na pokonanie przebiegu rzędu 500000 km. Dobór tłumików używanych i zużytych oparto na analizie rzeczywistego przebiegu pojazdów, liczoną od momentu montażu nowego tłumika (kompletu sprzęgła) do chwili jego demontażu i przekazania do badań. Ostatecznie do analizy wybrano następujące egzemplarze tłumików:

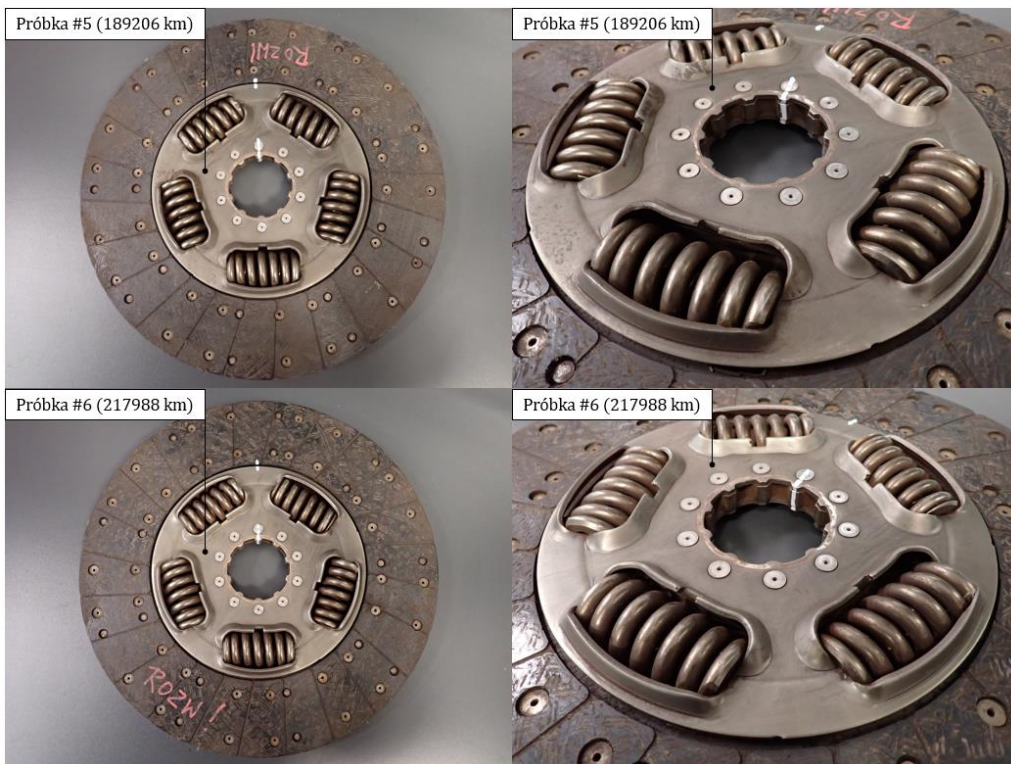
- dwa nowe tłumiki drgań: 0 km (rys. 4.6),
- dwa używane tłumiki (sprawne): 48000 km i 60695 km (rys. 4.7),
- dwa przedwcześnie zużyte tłumiki: 189206 km i 217988 km (rys. 4.8).



Rys. 4.6. Nowe cierne tłumiki drgań skrętnych wykorzystane w badaniach



Rys. 4.7. Używane cierne tłumiki drgań skrętnych wykorzystane w badaniach



Rys. 4.8. Przedwcześnie zużyte cierne tłumiki drgań skrętnych wykorzystane w badaniach

W przypadku tłumików drgań skrętnych układów napędowych, które charakteryzują się ruchem obrotowo-zwrotnym, współczynnik tarcia jest stosunkiem momentu tarcia do siły normalnej, pomnożonej przez średni promień tarcia oraz liczbę par powierzchni będących w kontakcie ślizgowym. Zgodnie z przekształconym równaniem (2.12) możemy zapisać, że:

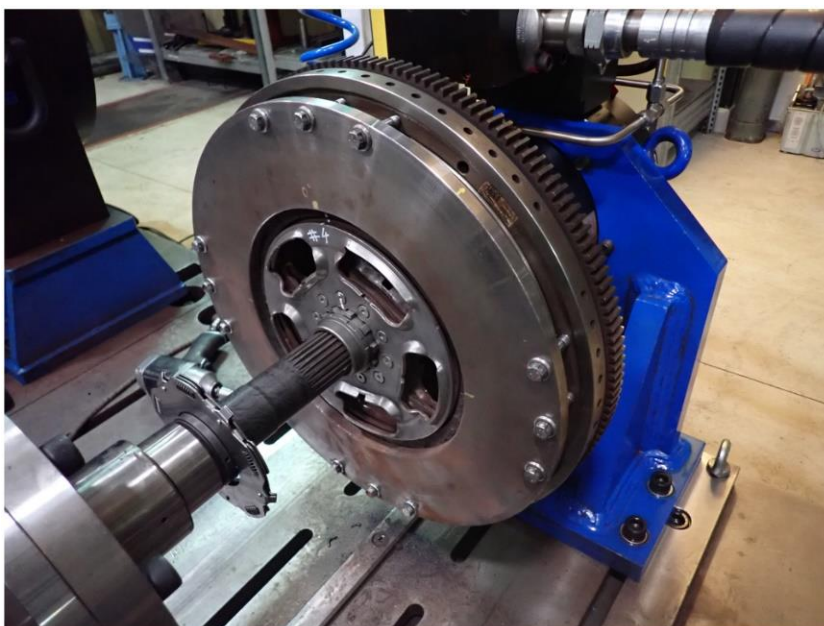
$$\mu = \frac{M_T}{N \cdot r_T \cdot z} \quad (4.1)$$

gdzie:

- μ - współczynnik tarcia ślizgowego [-],
- M_T - moment tarcia elementu tłumiącego [N·m],
- N - siła normalna talerzowej sprężyny dociskowej tłumika [N],
- r_T - średni promień tarcia pierścieni ciernych tłumika [m],
- z - liczba par powierzchni ciernych [-].

Wyznaczenie współczynnika tarcia wybranych do badań tłumików polegało zatem na pomiarach momentu tarcia oraz pomiarach siły normalnej, działającej na elementy podlegające tarcia ślizgowemu, a następnie wykonaniu obliczeń zgodnie ze równaniem (4.1), przy założeniu stałych wielkości wynikających z konstrukcji analizowanego modelu tłumika, tj. dwóch par powierzchni będących w kontakcie ślizgowym oraz średniego promienia tarcia 0.065 m obliczonego z równania (2.13).

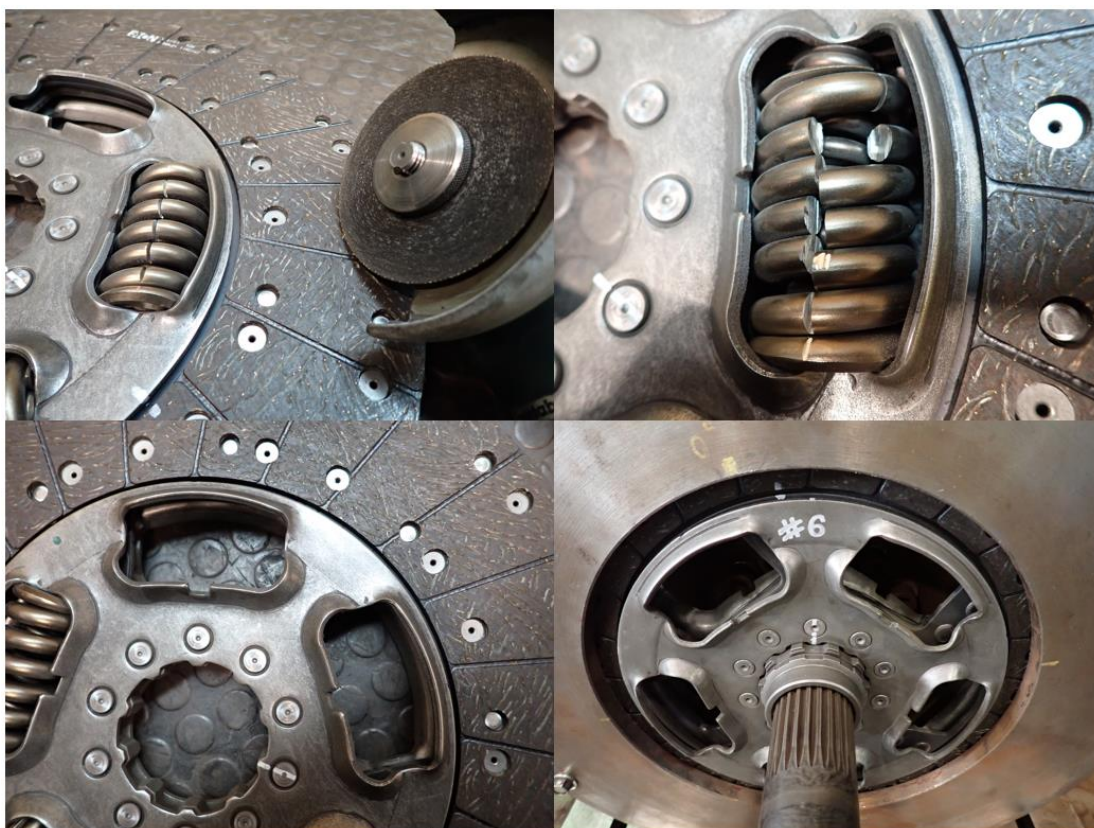
Pomiary momentu tarcia wykonano na stanowisku testowym z hydraulicznym siłownikiem skrętnym opisanym szerzej w podrozdziale 2.3.1 i pokazanym na rys. 4.9. Badany tłumik drgań (tarcza sprzęgła) z usuniętymi sprężynami śrubowymi został osadzony na nieruchomym wale i dociśnięty stalową płytą do tarczy koła zamachowego. Tarcza koła zamachowego podczas badania skręca się wraz z wałem hydraulicznego siłownika skrętnego, inicjując tarcie ślizgowe w styku elementów ciernych tłumika.



Rys. 4.9. Rotary Fatigue Bench 2 przebrojony do pomiaru momentu tarcia w tłumikach drgań

Dla wszystkich pomiarów ustalono prędkość kątową $2,34^\circ/\text{s}$, co odpowiada stałej liniowej prędkości tarcia około 0,63 m/s. W celu minimalizacji wpływu dodatkowych źródeł tarcia na pomiar momentu tarcia wybranych tłumików drgań usunięto ich sprężyny obwodowe (rys. 4.10). Te dodatkowe źródła tarcia to przede wszystkim:

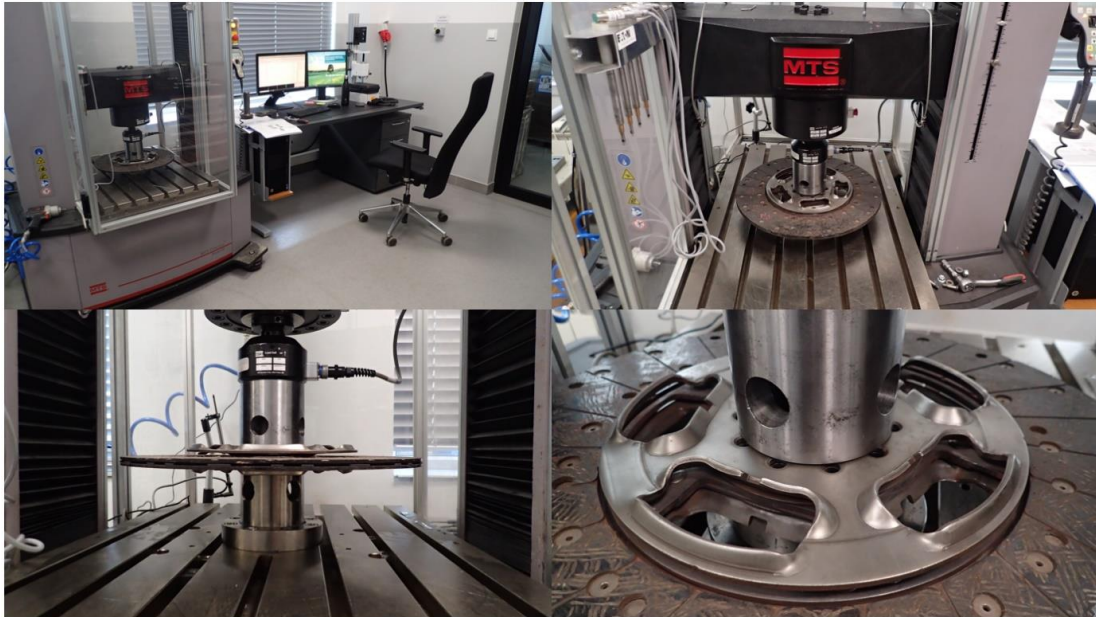
- Tarcie podstaw sprężyn obwodowych tłumika w gniazdach tarcz zabierakowych,
- Tarcie połączonych części tłumika przenoszących moment skręcający (np. połączenia nitowe).



Rys. 4.10. Usunięcie sprężyn śrubowych w badanych tłumikach drgań

W praktyce dodatkowe źródła tarcia są uwzględnione w ogólnej charakterystyce tarcia tłumika drgań (rys. 2.16), w przypadku tłumików o skrajnie różnym zużyciu jednak mogą powodować znaczące rozbieżności, dla tego porównywanie wyników współczynnika tarcia byłoby obarczone dużym błędem.

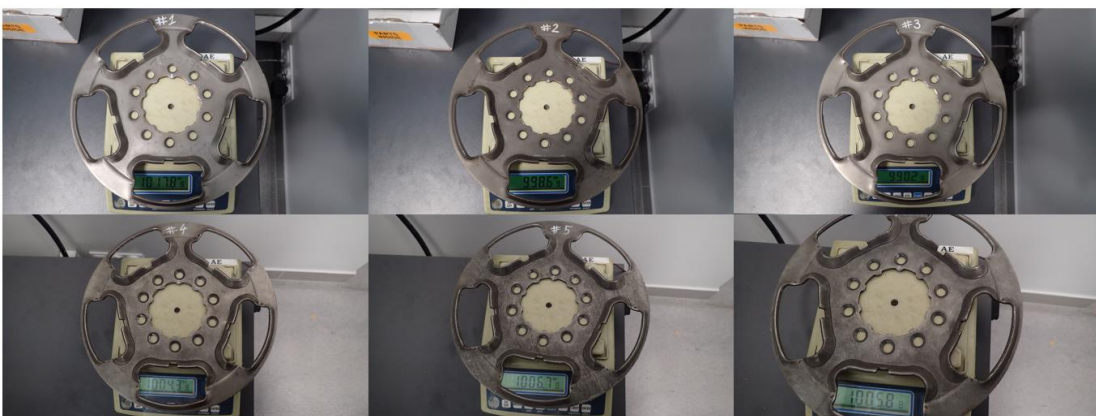
Pomiary siły normalnej tłumika wykonano na maszynie wytrzymałościowej MTS model C45.305 (rys. 4.11), wyposażonej w czujnik siły oraz czujnik przemieszczenia liniowego. Ponieważ w zmontowanym tłumiku talerzowa sprężyna dociskowa jest statycznie ugięta pomiędzy zanitowanymi tarczami zabierakowymi tłumika, w celu pomiaru jej siły należało usunąć główne nity tłumika. Po usunięciu tych nitów sprężyna rozpręża się, unosząc tym samym jedną z tarcz zabierakowych i tworząc szczelinę pomiędzy tą tarczą a piastą (rys. 4.12). Pomiar siły normalnej tłumika polegał na ponownym naciśnięciu rozprężonej sprężyny poprzez uniesioną tarczę, aż do ponownego styku tarczy z piastą (który objawiał się gwałtownym wzrostem sztywności widocznym na wykresie siła-przemieszczenie), a następnie ponownym rozprężeniu w celu uwzględnienia histerezy tarcia na wyznaczonej charakterystyce. Dla wszystkich pomiarów ustalono posuw 0.1 mm/s. Kolejnym etapem było odczytanie wartości siły z charakterystyki w miejscu jej załamania (wzrost sztywności), którą można traktować jako siłę normalną panującą w złożeniu tłumika przed jego demontażem. Ostatnim etapem był pomiar masy uniesionej tarczy zabierakowej (rys. 4.13) i skorygowanie odczytanej z charakterystyki siły normalnej tłumika o wartość ciężaru tarczy, ponieważ w trakcie pomiaru tarcza powodowała obciążenie wstępne sprężyny około 10 N.



Rys. 4.11. Maszyna wytrzymałościowa przebrojona do pomiaru siły normalnej w tłumikach drgań



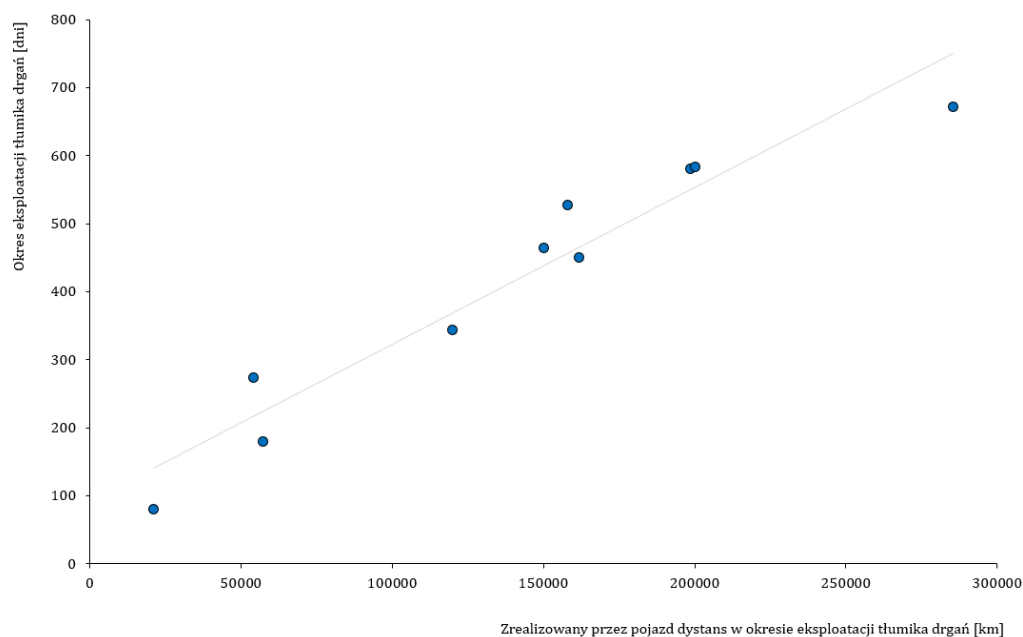
Rys. 4.12. Uniesiona tarcza zabierakowa po całkowitym rozprężeniu sprężyny dociskowej



Rys. 4.13. Pomiar masy tarcz zabierakowych badanych tłumików drgań

4.1.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji

W celu zaobserwowania trendów zmian parametrów tribologicznych, przeprowadzono szczegółową analizę 10 tłumików drgań skrętnych o średnicy zewnętrznej 254 mm, model 125816, które różniły się jedynie okresem eksploatacji. Wszystkie analizowane egzemplarze pochodziły z pojazdów, w których doszło do przedwczesnych awarii, a zgłaszanym powodem reklamacji był hałas generowany przez nadmierne drgania skrętne układu napędowego. Tłumiki te stanowiły punkt wyjścia do przeprowadzenia pogłębionych analiz mających na celu identyfikację mechanizmów prowadzących do ich przedwczesnego zużycia. Wyniki tych wstępnych badań posłużyły jako podstawa do zaprojektowania usystematyzowanych eksperymentów, które stanowią zasadniczy przedmiot niniejszej rozprawy. Choć awarie tłumików drgań mogą być traktowane jako zdarzenia o charakterze losowym, ich występowanie jest bezpośrednio związane z procesami tribologicznymi zachodzącymi w warunkach rzeczywistej eksploatacji. Z tego względu można je interpretować jako naturalne eksperymenty tribologiczne, realizowane poza kontrolowanym środowiskiem laboratoryjnym. Analiza takich przypadków dostarcza cennych informacji na temat mechanizmów zużycia, trwałości elementów ciernych oraz wpływu warunków eksploatacyjnych na ich zachowanie. W celu zobrazowania okresu eksploatacji poszczególnych próbek do awarii, na rys. 4.14 przedstawiono zależność pomiędzy pokonanym przebiegiem pojazdów a całkowitym okresem użytkowania wybranych tłumików drgań skrętnych (uwzględniającym również czas postoju). Wykres został opracowany na podstawie danych pozyskanych z formularzy zwrotów reklamacyjnych, stanowiących źródło informacji o historii eksploatacyjnej analizowanych komponentów.



Rys. 4.14. Dane eksploatacyjne 10 tłumików drgań modelu 125816 (254 mm) poddanych przedwczesnej awarii [opracowanie własne na podstawie [2]]

Jak można zauważyć, zależności dla wszystkich tłumików są zbliżone, co niewątpliwie wynika z podobnych warunków pracy: wszystkie tłumiki pochodzą z ciągników siodłowych Volvo FH13 poruszających się głównie po autostradach krajów europejskich, wyposażonych w silniki o pojemności 13000 cm³ oraz w

zautomatyzowane 12-biegowe skrzynie biegów I-Shift. Rys. 4.15 oraz rys. 4.16 przedstawiają dwa przykłady używanych tłumików drgań, które zostały wybrane do analizy zużycia.



Rys. 4.15. Używany tłumik drgań 125816 (254 mm) po przejechaniu przez pojazd 150000 km



Rys. 4.16. Używany tłumik drgań 125816 (254 mm) po przejechaniu przez pojazd 158000 km

Po rozłożeniu tłumików wykonano analizę wizualną i dokumentację fotograficzną ich elementów, które następnie zostały dokładnie oczyszczone z produktów zużycia. Po oczyszczeniu, dla każdego tłumika wykonano szereg pomiarów wybranych elementów tj.:

- Pierścień cierny A (umieszczony pomiędzy tarczą zabierakową zewnętrzną a wewnętrzną), którego przykład zużycia kontrolowanego (konstrukcyjnie przewidzianego) pokazano na rys. 4.17,
- Pierścień cierny B (umieszczony pomiędzy tarczą zabierakową wewnętrzną a tarczową sprężyną dociskową), którego zużycie kontrolowane pokazano na rys. 4.18, a niekontrolowane na rys. 4.19,
- Sprężyna dociskowa (umieszczona pomiędzy pierścieniem ciernym B a tarczą zabierakową zewnętrzną), której zużycie niekontrolowane pokazano na rys. 4.20.



Rys. 4.17. Kontrolowane zużycie pierścienia ciernego A



Rys. 4.18. Kontrolowane zużycie pierścienia ciernego B



Rys. 4.19. Niekontrolowane zużycie pierścienia ciernego B



Rys. 4.20. Niekontrolowane zużycie talerzowej sprężyny dociskowej

Wyniki zostały przedstawione jako procentowe zużycie, wyznaczone metodami utraty masy oraz utraty objętości. Ponieważ elementy pochodzące z analizowanych używanych tłumików nie były zmierzone przed ich eksploatacją, w celu obliczenia procentowego zużycia wyniki te zostały przyrównane do wartości

średnich, obliczonych z wyników pomiarów 10 nowych części, zmierzonych w ten sam sposób i w tym samym czasie. Masę zmierzono na wadze elektronicznej Camlab ACB 3000 (rozdzielczość 0.1 g). Pomiary grubości ścianki elementów wykonano za pomocą mikrometru HOLEX 0-25mm (DIN 863), a rowki, utworzone w elementach współpracujących przez zagłębienie się talerzowej sprężyny dociskowej, za pomocą wysokościomierza TESA micro-hite plus M600 wyposażonego w końcówkę pomiarową z kulką o średnicy 2 mm (dopuszczalny błąd pomiaru 0.002 mm, rozdzielczość 0.0001 mm). W przypadku pierścieni ciernych pomiary wykonano dla 5 punktów pomiarowych (co 72°), a następnie obliczono średnią. W przypadku sprężyn dociskowych pomiary wykonano na wewnętrznej (kontakt sprężyny z pierścieniem ciernym) oraz zewnętrznej średnicy (kontakt sprężyny z tarczą zabierakową zewnętrzną), w obu przypadkach bazując ponownie na średniej z 5 punktów pomiarowych. Dodatkowo zmierzono swobodną wysokość sprężyn dociskowych w stanie bez obciążenia również za pomocą wysokościomierza TESA micro-hite plus M600.

Zgodnie z założeniami konstrukcyjnymi, nowa talerzowa sprężyna dociskowa w złożeniu tłumika posiada średnie ugięcie 1,93 mm, co pozwala osiągnąć siłę dociskającą powierzchnie cierne o wartości około 2800 N. Podczas eksploatacji analizowanych tłumików nastąpiło niekontrolowane zużycie w rejonie podparcia sprężyny dociskowej, które objawiło się jej osiowym rozprężeniem. Rozprężenie to nie jest tożsame ze spadkiem ugięcia sprężyn spowodowanym oddaleniem się od siebie powierzchni podparcia sprężyn, na przykład w wyniku zużycia zaciskanych pierścieni ciernych. W analizowanym przypadku wysokość początkowa zużytych sprężyn (w stanie bez obciążenia) będzie pomniejszona o ich zużycie osiowe. Poziom rozprężenie osiowe sprężyn z powodu niekontrolowanego zużycia tłumików podczas ich eksploatacji oszacowano za pomocą równania:

$$f_{relax} = w_p + w_{sp} + w_{st} + w_t \quad (4.2)$$

gdzie:

- f_{relax} – rozprężenie sprężyny dociskowej podczas eksploatacji tłumika w pojeździe [mm],
- w_p – zużycie osiowe pierścienia ciernego w kontakcie ze sprężyną dociskową [mm],
- w_{sp} – zużycie osiowe sprężyny dociskowej w kontakcie z pierścieniem ciernym [mm],
- w_{st} – zużycie osiowe sprężyny dociskowej w kontakcie z tarczą zabierakową [mm],
- w_t – zużycie osiowe tarczy zabierakowej w kontakcie ze sprężyną dociskową [mm].

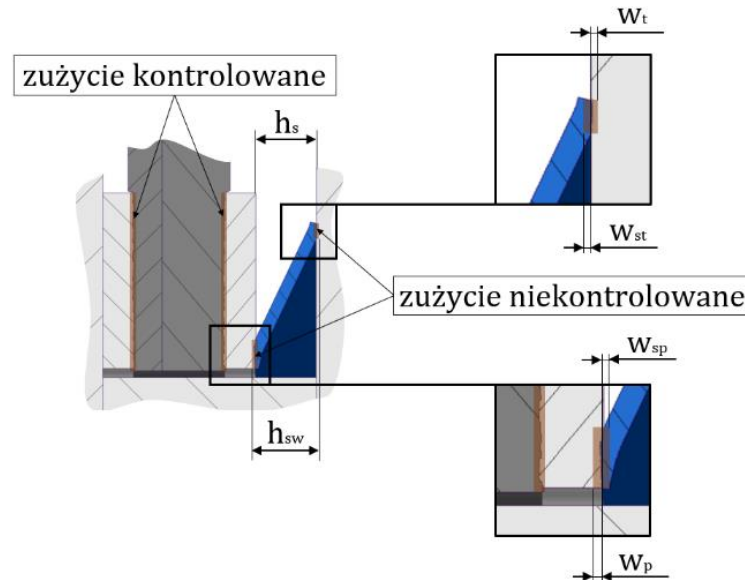
Pomiary zużycia części umożliwiły również obliczenie wysokości zużytych sprężyn dociskowych zmontowanych w używanych tłumikach (ugiętych statycznie), które to pozwolą oszacować zmianę sił docisku pierścieni ciernych analizowanych tłumików podczas ich eksploatacji. Wysokości zużytych sprężyn w stanie zmontowanym oliczono:

$$h_{sw} = h_s + w_p + w_t \quad (4.3)$$

gdzie:

- h_{sw} – wysokość używanej sprężyny dociskowej zmontowanej w używanym tłumiku [mm],
- h_s – wysokość nowej sprężyny dociskowej zmontowanej w nowym tłumiku [mm],
- w_p – zużycie osiowe pierścienia ciernego w kontakcie ze sprężyną dociskową [mm],
- w_t – zużycie osiowe tarczy zabierakowej w kontakcie ze sprężyną dociskową [mm].

Rys. 4.21 przedstawia niekontrolowane zużycie w obrębie sprężyny dociskowej tłumika. Dodatkowo na rysunku zaznaczono zużycie kontrolowane pomiędzy pierścieniami ciernymi a tarczą zabierakową wewnętrzną, aby zobrazować przewagę pola powierzchni elementów ciernych odpowiedzialnych za zużycie kontrolowane nad polem powierzchni styku sprężyny z powierzchniami elementów dociskanych tą sprężyną.



Rys. 4.21. Niekontrolowane zużycie w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej [opracowanie własne]

We wzorze (4.3) nie uwzględniono zużycia samej sprężyny dociskowej, ponieważ wyznaczenie siły normalnej polega na odczytaniu wartości obciążenia generowanego przez sprężynę podczas jej ugięcia do wysokości h_{sw} tj. do wysokości wynikającej z zabudowy sprężyny w używanym tłumiku, niezależnie od jej zużycia (symulacja systemu używanego tłumika). Aby to zrobić, wykonano pomiary charakterystyk zużytych sprężyn dociskowych, które wykonano na maszynie wytrzymałościowej MTS Criterion C45.305. Do pomiarów wykorzystano czujnik siły MTS LPS.204 o zakresie pomiarowym 20 kN (klasa 0.5, ANSI C12.20). Przed pomiarem każdej sprężyny wykonano 3 naciśnięcia wstępne, a następnie pomiar docelowy, który polegał na powolnym naciśnięciu badanej sprężyny (0.5 mm/s) od obciążenia wstępnego 5 N do osiągnięcia minimalnej wysokości roboczej sprężyny 1.8 mm, a następnie powolnym odprężeniu do pozycji początkowej, aby uwzględnić histerezę tarcia sprężyny talerzowej.

4.2. Wyniki badań doświadczalnych

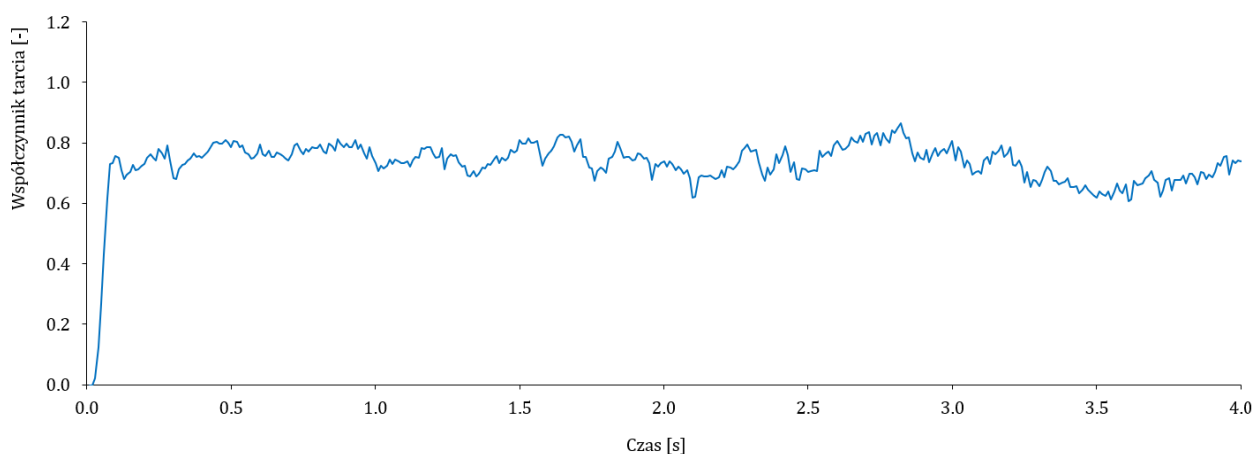
Rozdział przedstawia rezultaty eksperymentalnych badań trybologicznych przeprowadzonych w celu określenia wpływu zużycia elementów ciernych tłumików drgań skrętnych na ich zdolność do generowania i utrzymywania stabilnego momentu tarcia w trakcie eksploatacji. Analizie poddano zarówno tłumiki nowe, jak i używane, w tym jednostki charakteryzujące się przedwczesnym zużyciem. Skoncentrowano się na ocenie zmian geometrii i właściwości mechanicznych pierścieni ciernych oraz talerzowych sprężyn dociskowych. Wyniki badań obejmują zarówno wartości ilościowe, jak i dokumentację fotograficzną zmian powierzchni.

W szczególności wykazano znaczący wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie tulejowej sprężyny dociskowej na utratę siły normalnej, co w konsekwencji prowadzi do rozprężenia zespołu tłumika oraz spadku efektywności tłumienia drgań. Uzupełnieniem tych analiz są wyniki pomiarów momentu tarcia oraz sił osiowych, które umożliwiły wyznaczenie współczynników tarcia dla poszczególnych stanów eksploatacyjnych tłumików. Dodatkowo przeprowadzono odrębne badania laboratoryjne z wykorzystaniem izolowanej pary powierzchni ślizgowych tłumika, pozwalające na monitorowanie zmian współczynnika tarcia oraz zużycia masowego pierścieni ciernych w warunkach kontrolowanego ruchu obrotowo-nawrotnego.

4.2.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania

Wyniki badań współczynników tarcia przedstawiono dla dwóch reprezentatywnych zestawów elementów ślizgowych tłumika. Każdy zestaw obejmował pierścień cierny współpracujący w kontakcie ślizgowym z wyciętym fragmentem tarczy zabierakowej wewnętrznej. Badania przeprowadzono zgodnie z metodyką typowo stosowaną w pracach badawczo-rozwojowych w koncernie. Warto zauważyć, że te zestawy nie są w pełni identyczne. Poza różnicami wynikającymi z tolerancji wykonania, pierwszy pierścień cierny (próbka 1) charakteryzuje się mniejszym luzem kątowym w połączeniu wielowypustowym z piastą.

Tabela 4.1 (próbka 1) oraz 4.2 (próbka 2) zawierają wszystkie zgromadzone wyniki, z podziałem na poszczególne inspekcje oraz etapy. Uwzględniono w nich zarówno czas testu, jak i wartość wykonanych cykli drgań w ruchu obrotowo-nawrotnym (dotyczy tylko etapów). Pokonaną drogę tarcia zaprezentowano jako drogę kątową wyskalowaną w radianach oraz w stopniach, a także jako drogę liniową przeliczoną na metry. Droga kątowa wynosiła 125,66 rad dla każdej inspekcji, oraz 3032 rad dla każdego etapu. W tabelach wartości czasu, cykli, oraz drogi tarcia są sumowane, co oznacza że każda kolejna inspekcja i etap przedstawia skumulowaną, całkowitą pokonaną wartość. Dla każdej inspekcji przedstawiono uśredniony współczynnik tarcia, masę pierścienia ciernego, oraz jego procentowe zużycie masowe. Dla każdej inspekcji współczynnik tarcia został obliczony zgodnie z zależnością (4.1) bazując na przebiegach momentu tarcia oraz siły normalnej. Po przeliczeniu danych wejściowych utworzono przebieg współczynnika tarcia w funkcji czasu, którego wybrany przykład pokazano na rys. 4.22. Na podstawie takich przebiegów obliczono średnie wartości współczynników tarcia dla każdej inspekcji.



Rys. 4.22. Przebieg współczynnika tarcia w trakcie pierwszych 4 sekund pomiaru

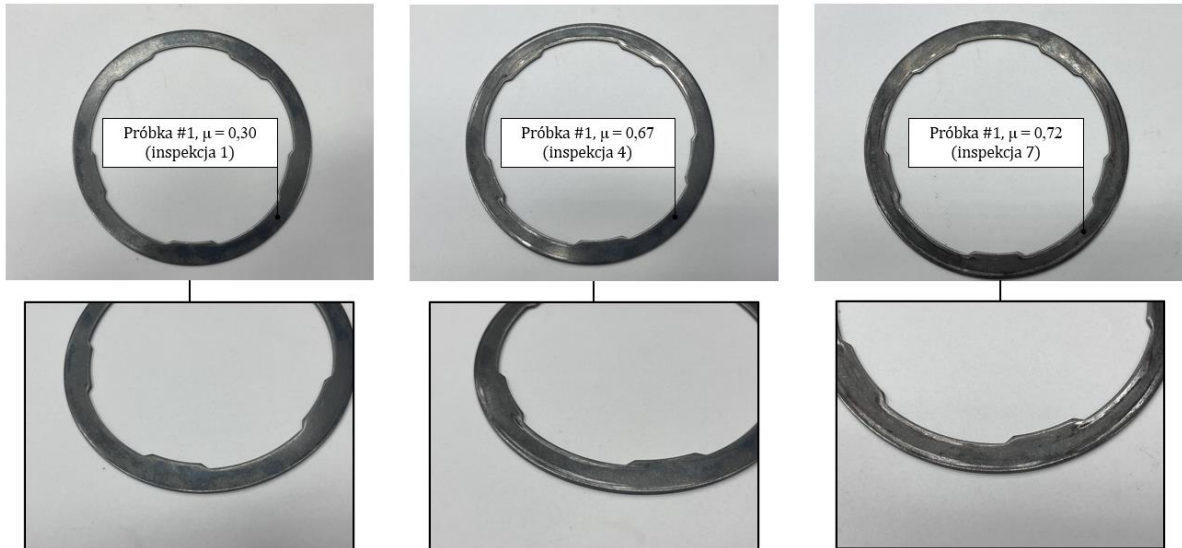
Tabela 4.1. Wyniki badań współczynnika tarcia oraz zużycia masowego dla próbki 1

Inspekcja	Etap	Czas testu	Cykle drgań	Pokonana droga kątowa		Droga tarcia	Współczynnik tarcia	Masa	Zużycie
				[rad]	[°]				
0*	-	2	-	126	7200	8,2	0,21	-	-
1	-	4	-	251	14400	16,3	0,30	74,4269	-
-	1	56	11000	3285	188235	-	-	-	-
2	-	58	-	3411	195435	221,7	0,50	74,4220	0,0066
-	2	110	22000	6445	369270	-	-	-	-
3	-	112	-	6571	376470	427,1	0,60	74,4191	0,0105
-	3	164	33000	9605	550306	-	-	-	-
4	-	166	-	9730	557505	632,5	0,67	74,4183	0,0116
-	4	218	44000	12764	731341	-	-	-	-
5	-	220	-	12890	738541	837,8	0,71	74,4172	0,0130
-	5	272	55000	15924	912376	-	-	-	-
6	-	274	-	16050	919576	1043,2	0,72	74,4155	0,0153
-	6	326	66000	19084	1093411	-	-	-	-
7	-	328	-	19209	1100611	1248,6	0,72	74,4153	0,0156
-	7	380	77000	22243	1274447	-	-	-	-
8	-	382	-	22369	1281646	1454,0	0,75	74,4143	0,0169
-	8	434	88000	25403	1455482	-	-	-	-
9	-	436	-	25529	1462682	1659,4	0,76	74,4140	0,0173
-	9	488	99000	28563	1636517	-	-	-	-
10	-	490	-	28688	1643717	1864,7	0,74	74,4138	0,0177
-	10	542	110000	31722	1817552	-	-	-	-
11	-	544	-	31848	1824752	2070,1	0,75	74,4130	0,0188
-	11	596	121000	34882	1998588	-	-	-	-
12	-	598	-	35008	2005787	2275,5	0,72	74,4118	0,0203
-	12	650	132000	38042	2179623	-	-	-	-
13	-	652	-	38167	2186823	2480,9	0,76	74,4117	0,0205
-	13	704	143000	41201	2360658	-	-	-	-
14	-	706	-	41327	2367858	2686,2	0,75	74,4109	0,0215
-	14	758	154000	44361	2541693	-	-	-	-
15	-	760	-	44487	2548893	2891,6	0,75	74,4097	0,0231
-	15	812	165000	47521	2722729	-	-	-	-
16	-	814	-	47646	2729928	3097,0	0,76	74,4082	0,0252
-	16	866	176000	50680	2903764	-	-	-	-
17	-	868	-	50806	2910964	3302,4	0,76	74,4071	0,0266

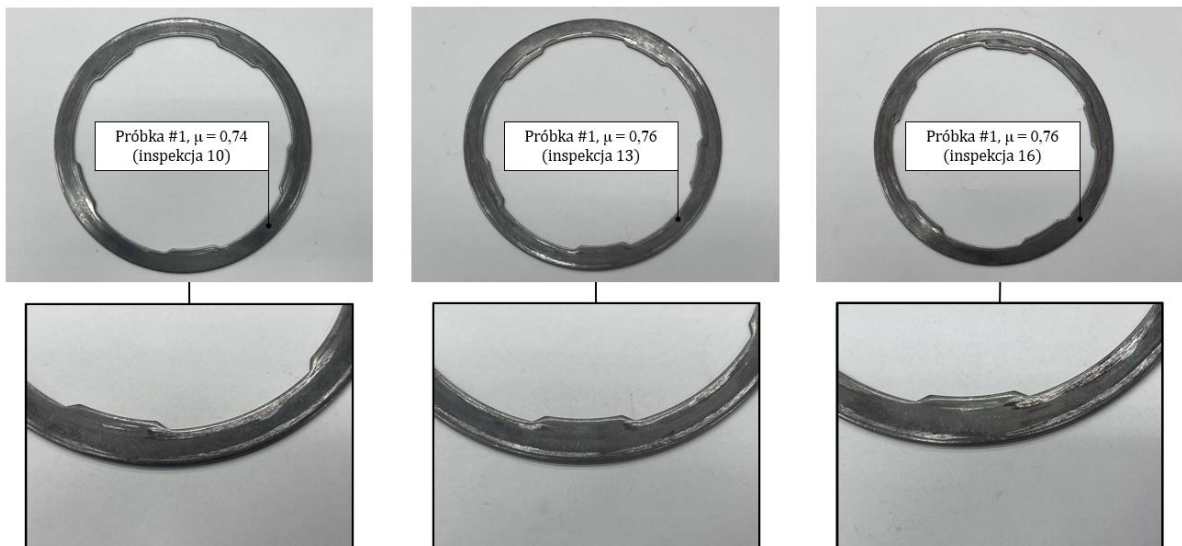
Tabela 4.2. Wyniki badań współczynnika tarcia oraz zużycia masowego dla próbki 2

Inspekcja	Etap	Czas	Cykle drgań	Pokonana droga kątowa		Droga tarcia	Współczynnik tarcia	Masa	Zużycie
				[rad]	[°]				
0*	-	2	-	126	7200	8,2	0,22	-	-
1	-	4	-	251	14400	16,3	0,28	73,2301	-
-	1	56	11000	3285	188235	-	-	-	-
2	-	58	-	3411	195435	221,7	0,39	73,2297	0,0006
-	2	110	22000	6445	369270	-	-	-	-
3	-	112	-	6571	376470	427,1	0,44	73,2286	0,0020
-	3	164	33000	9605	550306	-	-	-	-
4	-	166	-	9730	557505	632,5	0,48	73,2276	0,0035
-	4	218	44000	12764	731341	-	-	-	-
5	-	220	-	12890	738541	837,8	0,56	73,2271	0,0041
-	5	272	55000	15924	912376	-	-	-	-
6	-	274	-	16050	919576	1043,2	0,61	73,2264	0,0051
-	6	326	66000	19084	1093411	-	-	-	-
7	-	328	-	19209	1100611	1248,6	0,63	73,2251	0,0069
-	7	380	77000	22243	1274447	-	-	-	-
8	-	382	-	22369	1281646	1454,0	0,66	73,2244	0,0078
-	8	434	88000	25403	1455482	-	-	-	-
9	-	436	-	25529	1462682	1659,4	0,67	73,2233	0,0093
-	9	488	99000	28563	1636517	-	-	-	-
10	-	490	-	28688	1643717	1864,7	0,66	73,2225	0,0104
-	10	542	110000	31722	1817552	-	-	-	-
11	-	544	-	31848	1824752	2070,1	0,64	73,2207	0,0129
-	11	596	121000	34882	1998588	-	-	-	-
12	-	598	-	35008	2005787	2275,5	0,66	73,2198	0,0141
-	12	650	132000	38042	2179623	-	-	-	-
13	-	652	-	38167	2186823	2480,9	0,68	73,2191	0,0151
-	13	704	143000	41201	2360658	-	-	-	-
14	-	706	-	41327	2367858	2686,2	0,69	73,2178	0,0168
-	14	758	154000	44361	2541693	-	-	-	-
15	-	760	-	44487	2548893	2891,6	0,69	73,2171	0,0178
-	15	812	165000	47521	2722729	-	-	-	-
16	-	814	-	47646	2729928	3097,0	0,69	73,2165	0,0187
-	16	866	176000	50680	2903764	-	-	-	-
17	-	868	-	50806	2910964	3302,4	0,70	73,2155	0,0199

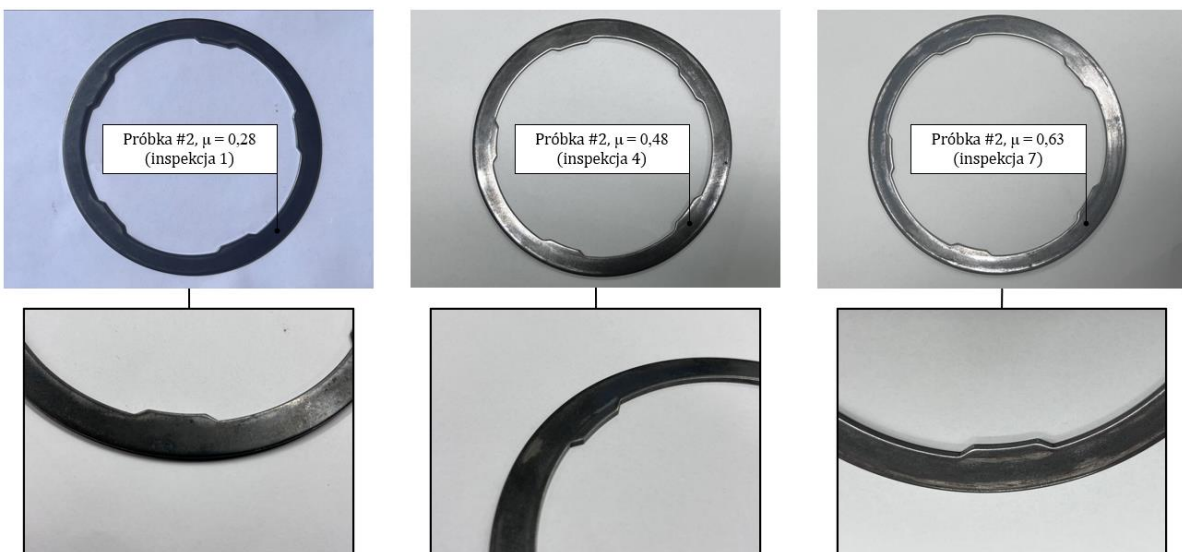
Rys. 4.23 oraz rys. 4.24 przedstawia dokumentację fotograficzną próbki 1, natomiast rys. 4.25 oraz rys. 4.26 dla próbki 2. Fotografie te zostały wykonane podczas wybranych inspekcji i ukazują zmiany na powierzchniach ślizgowych badanych pierścieni ciernych.



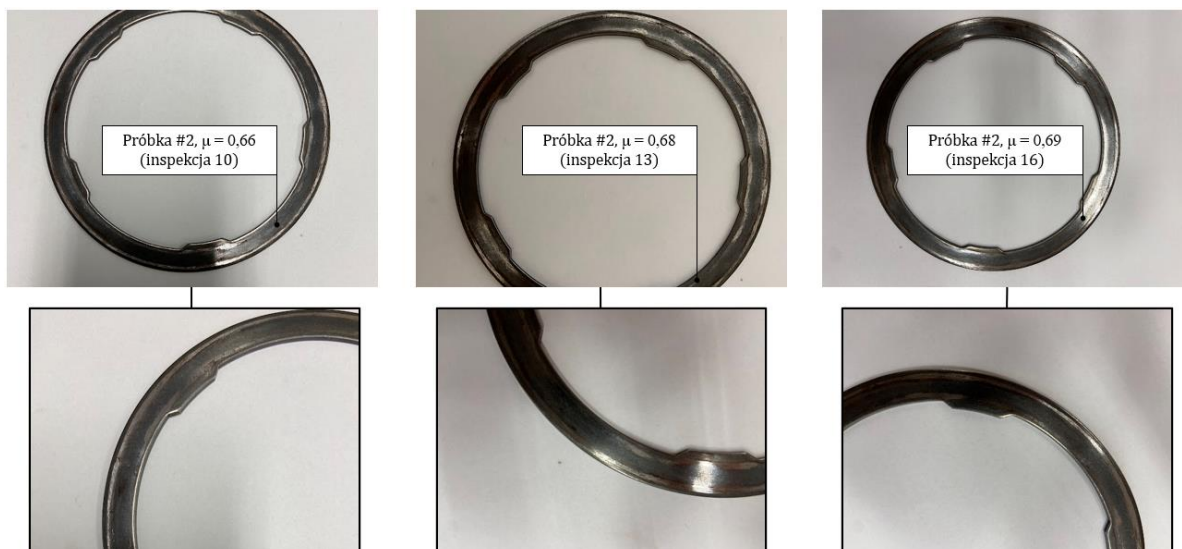
Rys. 4.23. Dokumentacja fotograficzna próbki 1 podczas inspekcji 1, 4, oraz 7



Rys. 4.24. Dokumentacja fotograficzna próbki 1 podczas inspekcji 10, 13, oraz 16

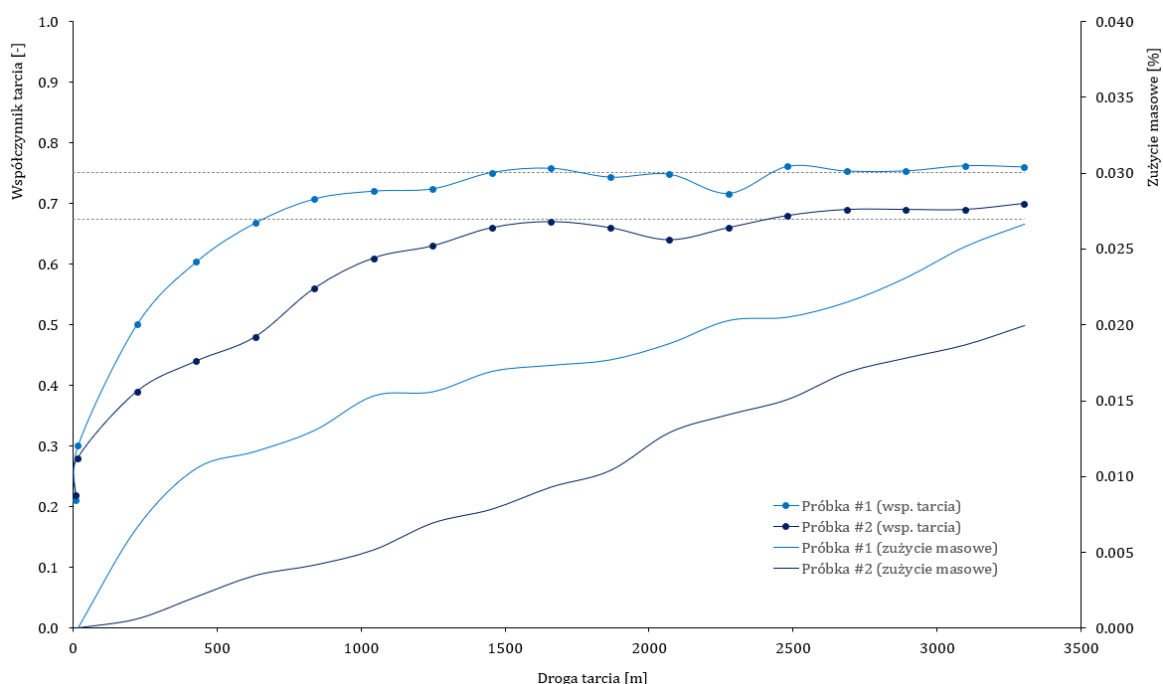


Rys. 4.25. Dokumentacja fotograficzna próbki 2 podczas inspekcji 1, 4, oraz 7



Rys. 4.26. Dokumentacja fotograficzna próbki 1 podczas inspekcji 10, 13, oraz 16

Jako podsumowanie przeprowadzonych badań, rys. 4.27 prezentuje kluczowe wyniki całego badania tribologicznego obu próbek. Wspólny wykres ukazuje uśrednione wartości współczynnika tarcia, oraz procentowego zużycia masowego w funkcji pokonanej liniowej drogi tarcia.

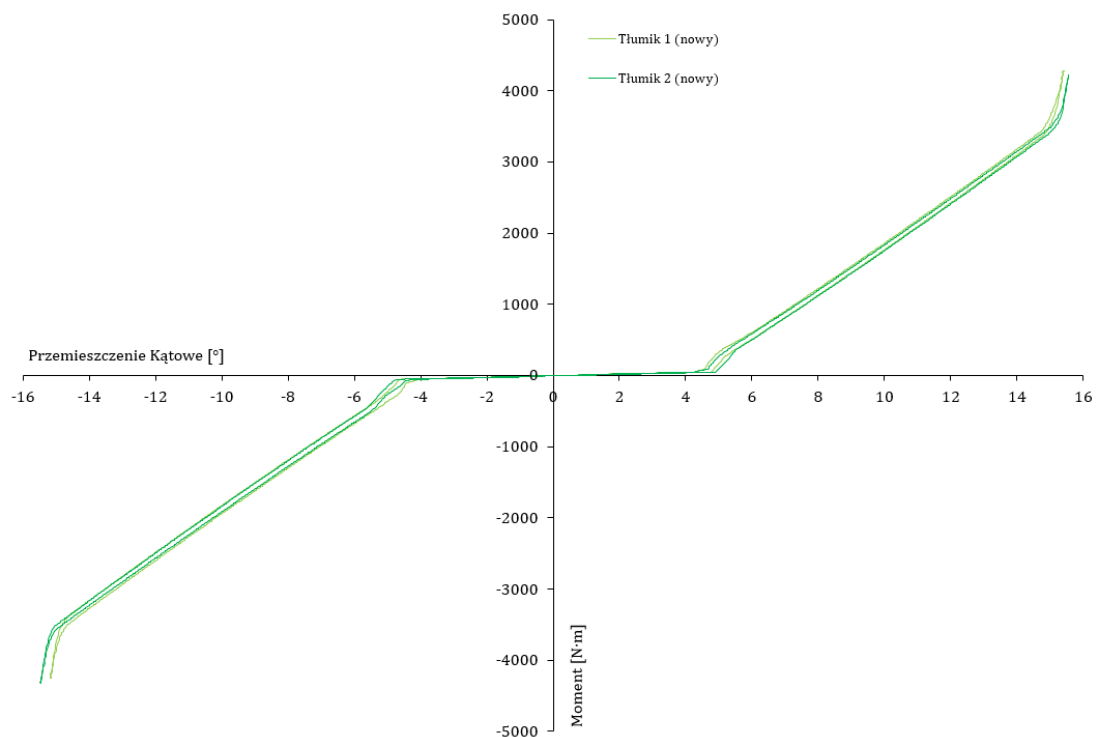


Rys. 4.27. Wyniki badań współczynnika tarcia oraz zużycia masowego dla obu próbek

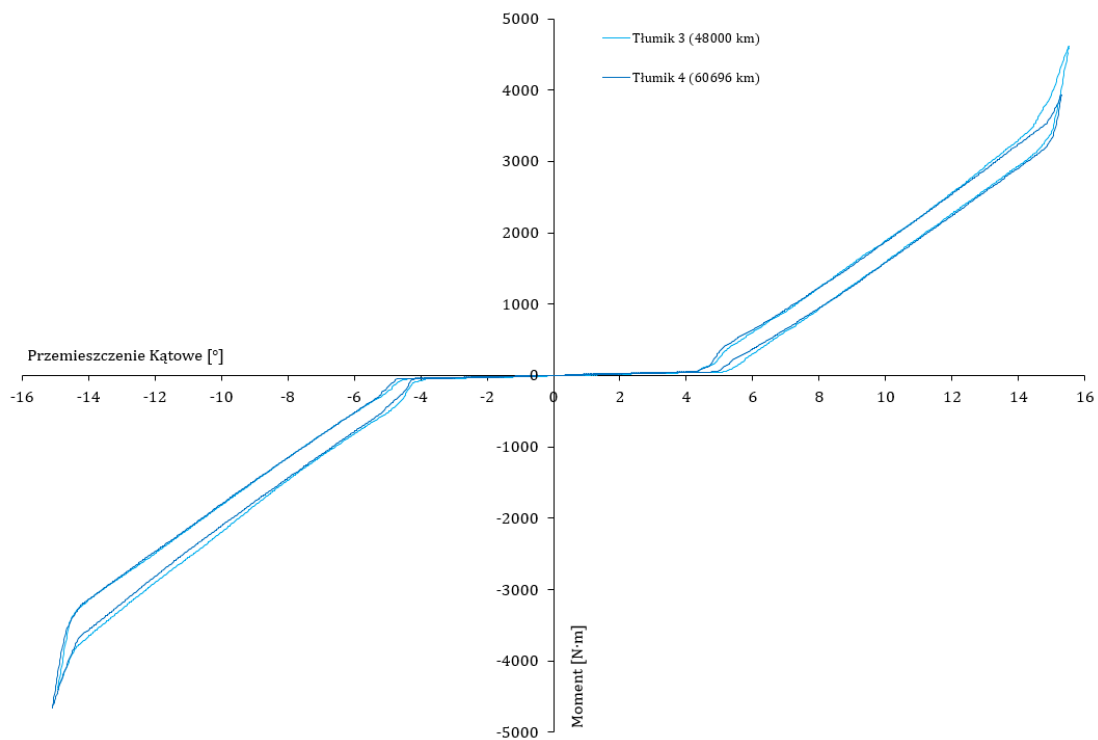
4.2.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania

Wyniki badań zostały przedstawione na rys. 4.31 oraz rys. 4.32, gdzie zarówno pomiary momentu tarcia jak i siły normalnej badanych tłumików zostały oznaczone jednakowymi kolorami, które odpowiadają za stan eksploatacyjny danego tłumika. Wartości odczytane z wykresów posłużyły następnie do obliczeń współczynników tarcia analizowanych tłumików zgodnie z równaniem (4.1), a wszystkie dane do obliczeń zostały zebrane w tabeli 4.3.

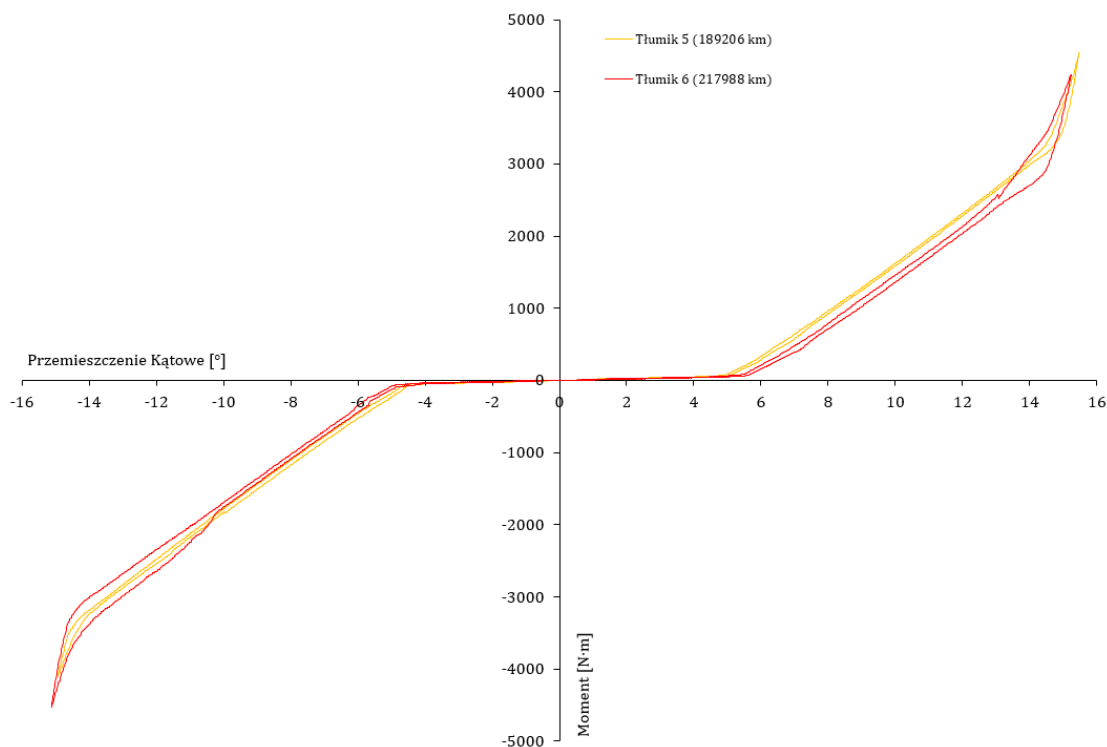
Niezależnie od wymaganych do obliczeń danych, w pierwszej kolejności wyznaczono charakterystyki wszystkich tłumików, które zaprezentowano na rys. 4.28 (tłumiki nowe), rys. 4.29 (tłumiki używane), oraz rys. 4.30 (tłumiki przedwcześnie zużyte).



Rys. 4.28. Charakterystyki nowych tłumików drgań (0 km)

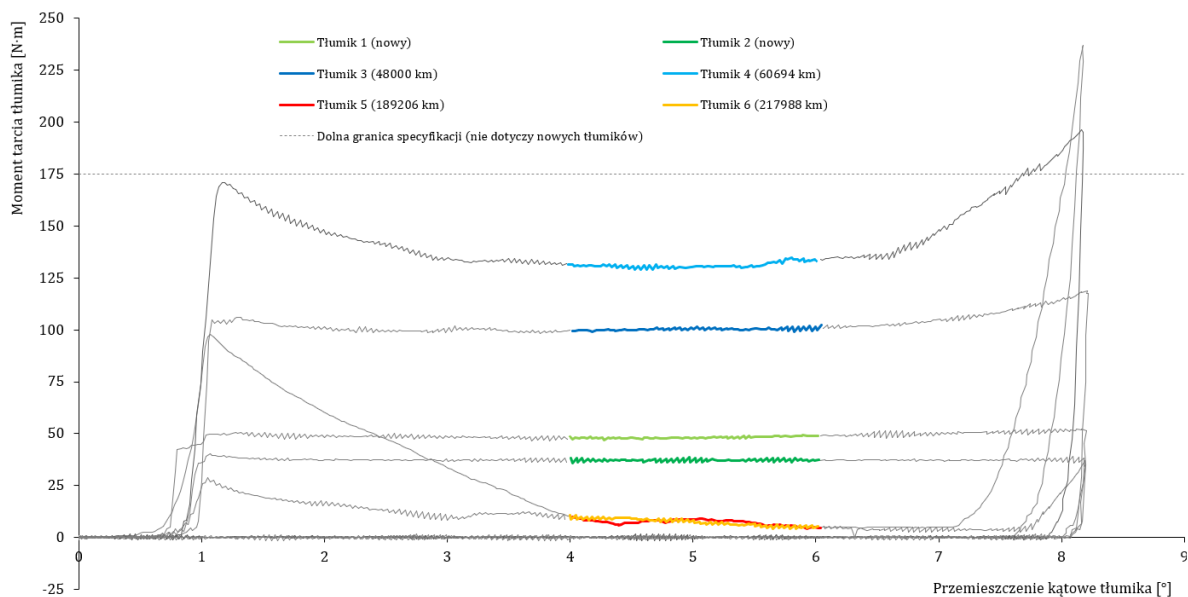


Rys. 4.29. Charakterystyki używanych, sprawnych tłumików drgań (48000 km oraz 60696 km)



Rys. 4.30. Charakterystyki przedwcześnie zużytych tłumików drgań (189206 km oraz 217988 km)

Rys. 4.31 prezentuje przebiegi pomiarów momentu tarcia w stosunku do przemieszczenia kąowego analizowanych tłumików drgań. Moment tarcia został mierzony z częstotliwością próbkowania 100 Hz przez drogę kąową 8° od momentu okolicy blokady tłumika wstępnego i rozpoczęcia pracy tłumika głównego (w zakresie od 4° do 12° na rys. 4.28, rys. 4.29, oraz rys. 4.30). Aby uniknąć wpływu malejącej prędkości ślizgania i innych czynników na mierzony moment tarcia, do obliczeń średniej wartości tego momentu posłużyły próbki pomiarowe odczytane z wewnętrznego zakresu przebiegu tj. od 4° do 6° (rys. 4.31).

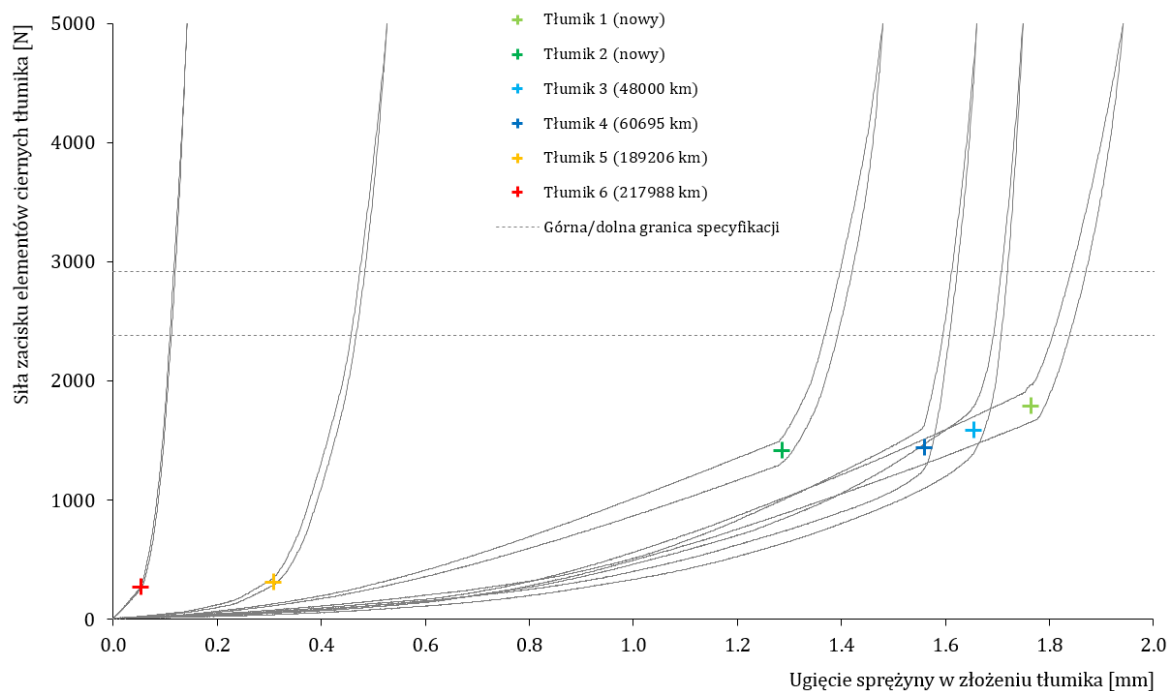


Rys. 4.31. Wyniki pomiarów momentów tarcia tłumików drgań

Jak można zauważyć, tłumiki nowe charakteryzują się, w przybliżeniu, stałym momentem tarcia w całym zakresie wybranym do celów porównawczych. Moment tarcia tłumików używanych tj. po dotarciu i

stosunkowo krótkim okresie eksploatacji jest znacznie wyższy, niż w przypadku tłumików nowych i nieco zaburzony z uwagi na dodatkowe źródła tarcia spowodowane zużyciem różnych części tłumika. W przypadku tłumików zużytych moment tarcia jest znacznie mniejszy od zmierzonych w pozostałych wariantach eksperymentu oraz mocno zaburzony, co wynika to z braku zacisku talerzowej sprężyny dociskowej i utraty współosiowości przemieszczających się względem siebie części tłumika (części są luźne i trą o części sąsiadujące). Pomimo braku wystarczającego zacisku sprężyny, obliczono średnią wartość momentu tarcia dla tych tłumików z najniższego przebiegu pomiarowego bliskiemu zera.

Rys. 4.32 prezentuje wykresy siły w funkcji ugięcia talerzowych sprężyn dociskowych, które zostały rozprężone w złożeniach analizowanych tłumików drgań. Wartość siły mierzono z częstotliwością 100 Hz od obciążenia wstępnego 5 N do wartości 5000 N, a następnie do ponownego rozprężenia sprężyny w celu uwzględnienia histerezy sił tarcia. Punkt gwałtownego wzrostu sztywności, wynikającego z ponownego zetknięcia się tarczy zabierakowej z piastą, został oznaczony na charakterystykach za pomocą znacznika. Wartości sił odczytanych ze znaczników odpowiadają sile normalnej panującej w zmontowanych tłumikach.



Rys. 4.32. Wyniki pomiarów sił normalnych występujących w tłumikach drgań

W przypadku charakterystyk tłumików nowych i używanych, tj. z niewielkim przebiegiem, odczytana siła normalna jest na podobnym poziomie, co oznacza, że tłumiki podczas eksploatacji nie utraciły zacisku na pierścieniach ciernych. Tłumiki zużyte utraciły swój zacisk w stopniu umożliwiającym wywołanie poślizgu nawet ręcznie, a załamania wykresów w okolicach 300 N mogą wynikać z odkształconych tarcz zabierakowych tłumika, które zaniżyły sztywność osiową tych tłumików na początkowym etapie pomiaru.

Do odczytanych z wykresów sił normalnych (rys. 4.32) dodano ciężary tarcz zabierakowych zewnętrznych (9,72 N – 9,99 N), które obciążały wstępnie talerzowe sprężyny dociskowe podczas pomiaru. Tabela 4.3 przedstawia zebrane dane oraz wyniki obliczeń współczynników tarcia dla analizowanych tłumików drgań skrętnych.

Tabela 4.3. Wyniki obliczeń współczynników tarcia tłumików drgań

Parametr Tłumika		Tłumik 1 (nowy)	Tłumik 2 (nowy)	Tłumik 3 (48000 km)	Tłumik 4 (60695 km)	Tłumik 5 (189206 km)	Tłumik 6 (217988 km)
MT	[N·m]	48,22	37,21	100,29	131,06	7,35	7,45
N	[N]	1798,4	1423,9	1595,0	1450,3	322,9	277,7
rT	[m]	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
Z	[-]	2	2	2	2	2	2
M	[-]	0,21	0,20	0,48	0,70	0,18*	0,21*

W przypadku tłumików zużytych mamy do czynienia z węzłem tarcia, który nie wykazuje wymaganych nacisków powierzchniowych w styku ślizgowym, obliczeniowe współczynniki tarcia tych tłumików (oznaczone *) wynikają ze szczytkowej wartości momentu tarcia (rys. 4.31) oraz siły normalnej (rys. 4.32), która może wynikać z pewnego zdeformowania tarczy zabierakowej i jej nieliniowej sztywności. Ze względu na znaczną niepewność, wyniki te powinny być traktowane z ostrożnością, chociaż wskazują jednoznacznie na decydującą rolę stanu napięcia roboczego sprężyny talerzowej dla osiągnięcia prawidłowej charakterystyki tłumika drgań.

4.2.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji

Pierścienie cierne, uzyskane z demontażu tłumików, które stały się przyczyną reklamacji sprzętów z powodu przedwczesnej utraty zdolności tłumienia drgań, stały się cennym materiałem do oceny procesów zużycia w warunkach realnej eksploatacji. Tabela 4.4 zawiera wyniki pomiarów grubości i masy pierścieni ciernych, na podstawie których obliczono procentowe zużycie objętościowe oraz masowe pierścienia A (zużycie kontrolowane). W przypadku pierścienia B, obliczono zużycie objętościowe dla jego powierzchni ślizgowej (zużycie kontrolowane), a także dla przeciwnej strony będącej w kontakcie z talerzową sprężyną dociskową (zużycie niekontrolowane). To niekontrolowane zużycie jest obliczone na podstawie pomiarów głębokości rowka, który powstał na skutek kontaktu ślizgowego ze sprężyną. Dla pierścienia B, obliczono również całkowite zużycie masowe, które reprezentuje zarówno zużycie kontrolalne, jak i niekontrolowane.

Tabela 4.4. Pomiary pierścieni ciernych używanych tłumików drgań

Dane eksploatacyjne wybranych tłumików drgań			Pierścień cierny A				Pierścień cierny B (w kontakcie ze sprężyną)					
			Zużycie powierzchni ślizgowej (kontrolowane)		Zużycie całkowite (kontrolowane)		Zużycie powierzchni ślizgowej (kontrolowane)		Zużycie w kontakcie ze sprężyną (niekontrolowane)		Zużycie całkowite	
Nr.	Przebieg pojazdu	Okres eksploatacji	Grubość	Zużycie (objętościowe)	Masa pierścienia	Zużycie (masowe)	Grubość	Zużycie (objętościowe)	Głębokość rowka	Zużycie (liniowe)	Masa pierścienia	Zużycie (masowe)
[-]	[km]	[dni]	[mm]	[%]	[g]	[%]	[mm]	[%]	[mm]	[%]	[g]	[%]
Nowy	0	0	2,13	0,0	74,91	0,0	2,13	0,0	0,00	0,0	74,91	0,0
1	21064	80	2,03	4,8	71,60	4,4	2,11	1,2	0,14	6,8	72,40	3,4
2	54050	273	1,97	7,8	70,60	5,8	2,09	1,9	0,11	5,3	72,30	3,5
3	57389	180	2,07	3,0	73,10	2,4	2,12	0,4	0,17	8,2	73,60	1,7
4	120000	344	1,95	8,4	70,60	5,8	2,09	1,8	0,22	10,1	72,00	3,9
5	150000	465	2,01	5,6	70,20	6,3	2,09	1,9	0,17	8,1	72,40	3,4
6	158000	528	1,97	7,4	71,00	5,2	2,11	1,2	0,16	7,7	73,00	2,5
7	161602	450	2,05	3,9	72,90	2,7	2,13	0,0	0,34	15,9	71,60	4,4
8	198698	581	2,03	4,8	71,80	4,2	2,10	1,5	0,24	11,1	72,50	3,2
9	200107	584	2,00	6,1	70,80	5,5	2,12	0,4	0,11	5,3	73,40	2,0
10	285425	672	1,98	7,2	69,30	7,5	2,14	-0,4	0,21	9,7	72,30	3,5

W przypadku pierścieni ciernych A można zauważyć zbliżoną procentową utratę grubości (3.0% ÷ 8.4%) oraz procentową utratę masy (2.4% ÷ 7.5%). Wynika to ze zużycia pierścieni zgodnego z założeniami konstrukcyjnymi tj. równomiernego zużycia całej powierzchni ciernej pierścieni (kontrolowane zużycie). W przypadku pierścieni B utrata grubości jest znikoma (-0.4% ÷ 1.9%) co wynika z nieznacznego zużycia powierzchni ciernej. Znak „-” oznacza, że grubość używanego pierścienia była większa od obliczonej średniej grubości z 10 nowych pierścieni ciernych, co wynika z tolerancji wymiarowych nowych części. Dla pierścieni B możemy jednak zauważyć zwiększoną utratę masy (1.7% ÷ 4.4%), która nie wynika tylko ze zużycia powierzchni ciernej pierścieni, ale również z niekontrolowanego zużycia powierzchni przeciwległej tj. w kontakcie ze sprężyną dociskową.

Utworzone na pierścieniach ciernych B pogłębienia, w miejscu kontaktu z talerzową sprężyną dociskową, spowodowały pewne odprężenie sprężyn dociskowych tj. zmianę wysokości sprężyn w złożeniach analizowanych tłumików, a co za tym idzie prawdopodobną zmianę siły normalnej, dociskającej pierścienie cierne. Kolejnym czynnikiem powodującym rozprężenie sprężyn dociskowych jest zużycie samych sprężyn, którego wyniki pomiarów pokazano w tabeli 4.5. Na podstawie obliczeń utraty grubości obliczono procentowe zużycie objętościowe dla każdej powierzchni roboczej stożkowej sprężyny tj. wewnętrznej będącej w kontakcie z pierścieniem ciernym, oraz zewnętrznej będącej w kontakcie z tarczą zabierakową zewnętrzną (rys. 2.14). Na podstawie pomiarów swobodnej wysokości sprężyn obliczono ich procentową utratę wysokości, a na podstawie pomiarów kąta stożka sprężyn – ich procentową utratę kąta.

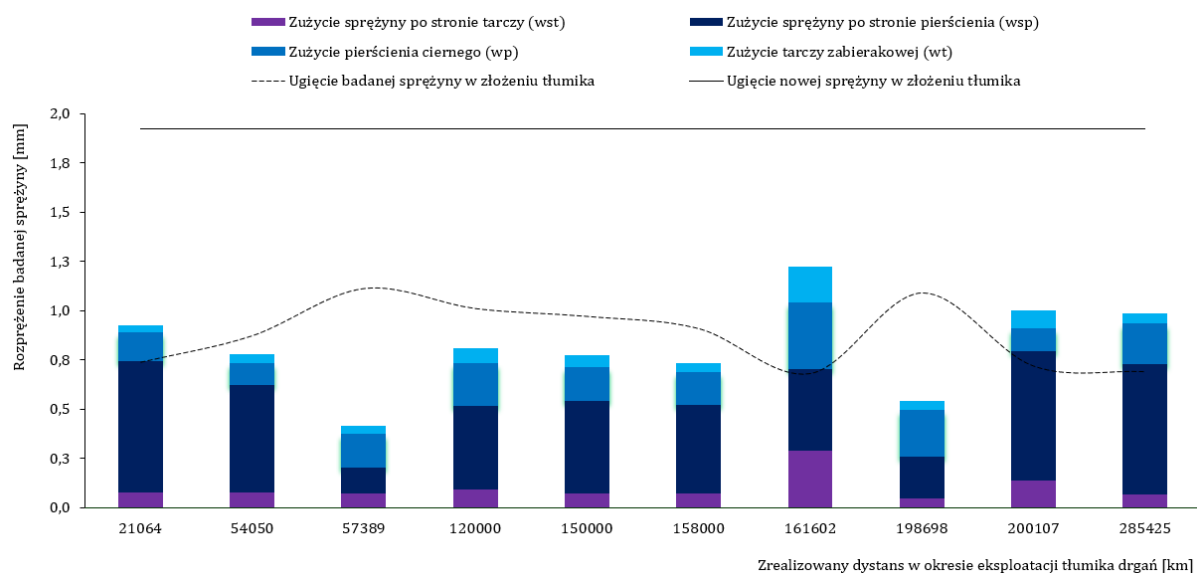
Tabela 4.5. Pomiary sprężyn dociskowych używanych tłumików drgań

Dane eksploatacyjne wybranych tłumików drgań			Talerzowa sprężyna dociskowa									
			Zużycie wewnętrznej powierzchni kontaktu		Zużycie zewnętrznej powierzchni kontaktu		Zużycie całkowite (niekontrolowane)		Utrata wysokości swobodnej sprężyny		Utrata kąta stożka sprężyny (plastyczne odkształcenie)	
Nr.	Przebieg pojazdu	Okres eksploatacji	Grubość	Zużycie (objętościowe)	Grubość	Zużycie (objętościowe)	Masa sprężyny	Zużycie (masowe)	Wysokość swobodna sprężyny	Utrata wysokości sprężyny	Kąt stożka sprężyny	Utrata kąta stożka sprężyny
[-]	[km]	[dni]	[mm]	[%]	[mm]	[%]	[g]	[%]	[mm]	[%]	[°]	[%]
Nowy	0	0	1,00	0,0	0,98	0,0	29,1	0,0	4,33	0,0	26,48	0,0
1	21 064	80	0,33	67,1	0,90	7,9	24,4	16,2	3,32	23,3	25,80	2,6
2	54 050	273	0,45	54,6	0,90	7,9	25,9	11,0	3,43	20,7	25,70	2,9
3	57 389	180	0,87	13,1	0,90	7,5	27,7	4,8	3,73	13,9	25,72	2,9
4	120 000	344	0,57	42,6	0,88	9,7	26,0	10,7	3,70	14,4	25,96	2,0
5	150 000	465	0,53	47,0	0,90	7,7	25,8	11,3	3,60	16,7	26,64	-0,6
6	158 000	528	0,54	45,4	0,90	7,3	26,0	10,7	3,52	18,7	26,06	1,6
7	161 602	450	0,58	41,4	0,68	29,8	25,1	13,7	3,60	16,8	26,04	1,7
8	198 698	581	0,78	21,5	0,93	4,8	26,4	9,3	3,77	12,9	26,42	0,2
9	200 107	584	0,34	66,1	0,84	14,3	23,8	18,2	3,32	23,2	26,24	0,9
10	285 425	672	0,33	66,5	0,91	7,1	25,2	13,4	3,35	22,7	26,96	-1,8

W przypadku talerzowych sprężyn dociskowych zaobserwowano znaczną utratę grubości ścianki na powierzchni oporowej wewnętrznej stożka (13.1% ÷ 67.1%) tj. w kontakcie z pierścieniem ciernym B. Wysokie procentowe zużycie sprężyn w porównaniu do pogłębień pierścieni B wynika z różnej grubości nowych części (1.0 mm w przypadku sprężyn oraz 2.13 mm w przypadku pierścieni), porównując jednak

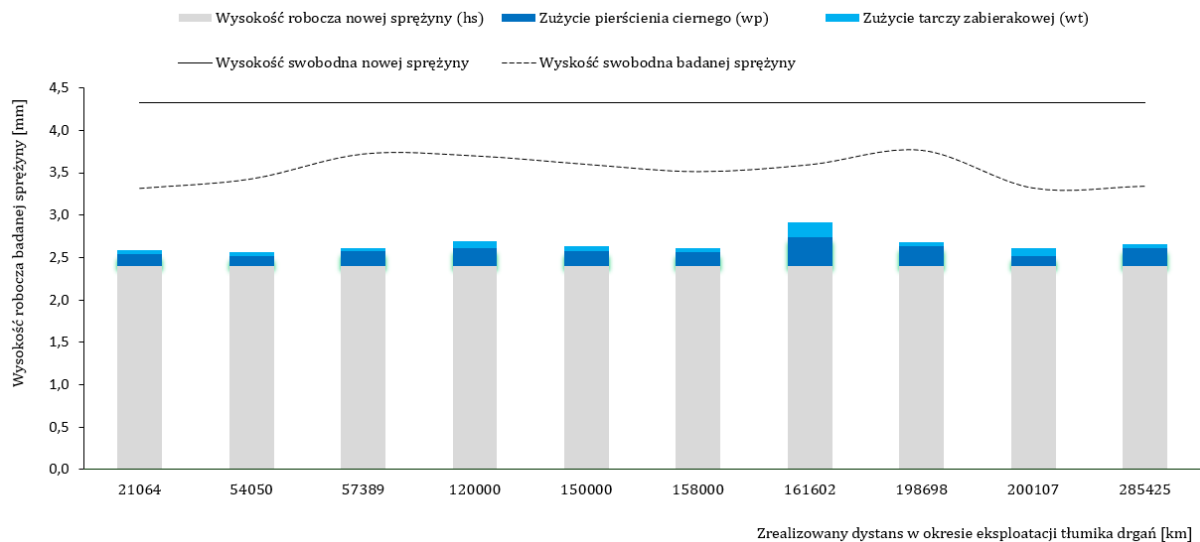
geometryczne zużycie obu części, można zauważyć większe zużycie sprężyn, co może wynikać z różnic materiałowych obu części. Średnica zewnętrzna stożka sprężyn statystycznie nie doznała znacznej utraty grubości ($4.8\% \div 29.8\%$), za wyjątkiem próbki nr 7 oraz 9. Dodatkowe pomiary sprężyn objęły pomiar zużycia masowego, pomiar wysokości sprężyn bez obciążenia oraz pomiar kąta stożka również bez obciążenia. Jak się okazało procentowa utrata wysokości sprężyn bez obciążenia ($12.9\% \div 23.3\%$), wynika wyłącznie z utraty grubości ścianek, ponieważ nie stwierdzono utraty kąta stożka dla używanych sprężyn ($-1.8\% \div 2.9\%$), a co za tym idzie, materiał sprężyn nie doznał utraty swoich własności mechanicznych podczas eksploatacji z uwagi na wpływ temperatury panującej w obrębie tłumika.

Wraz z niekontrolowanym zużyciem ściernym w trakcie eksploatacji analizowanych tłumików nastąpiło rozprężenie tulejowych sprężyn dociskowych. Rozprężenie to oszacowano za pomocą wzoru (4.2) oraz przedstawiono na rys. 4.33 jako sumę niekontrolowanego zużycia liniowego w obrębie sprężyny dociskowej, określonego na podstawie ubytku grubości ścianek tych elementów. Dodatkowo za pomocą linii ciągłej pokazano statyczne ugięcie nowej sprężyny zmontowanej w tłumiku przed eksploatacją, linią przerywaną zaś ugięcie zużytej sprężyny po zakończeniu eksploatacji.



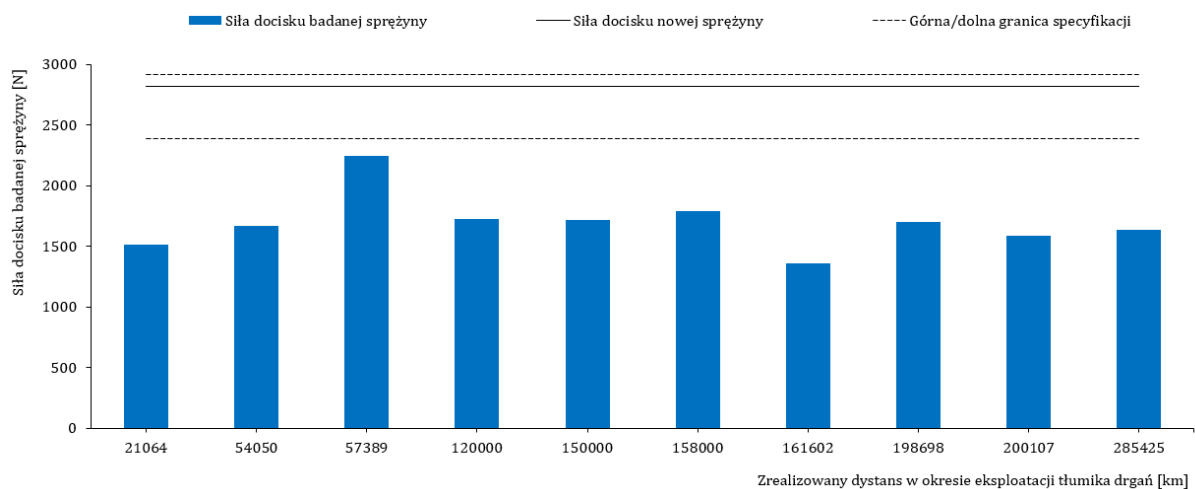
Rys. 4.33. Rozprężenie osiowe sprężyn dociskowych podczas eksploatacji tłumików

Oszacowanie spadku sił normalnych używanych tłumików na podstawie wyznaczonego ugięcia sprężyn nie jest jednak możliwe z uwagi na nieliniowość ich charakterystyk, których przebieg zmienia się z powodu zużycia ściernego powierzchni sprężyn – dochodzi do zmiany geometrii przekroju sprężyny. Dlatego kolejnym etapem było oszacowanie wysokości, jaką osiągnęły talerzowe sprężyny dociskowe w złożeniach tłumików na etapie zakończenia eksploatacji, wyłącznie z powodu analizowanego zużycia w rejonie sprężyn (4.3). Wyniki obliczeń zaprezentowano na wykresie słupkowym (rys. 4.34), gdzie każdy słupek zawiera stałą wysokość początkową sprężyny ugiętej statycznie w złożeniu nowego tłumika (tj. 2,4 mm), oraz wartości liniowego zużycia elementów będących w kontakcie z talerzową sprężyną dociskową tj. pierścienia ciernego i tarczy zabierakowej zewnętrznej. Dodatkowo na wykresie pokazano linię oznaczającą wysokość swobodną sprężyny nowej tj. całkowicie odprężonej (linia ciągła), oraz linię oznaczającą wysokość swobodną sprężyny zużytej (linia przerywana).



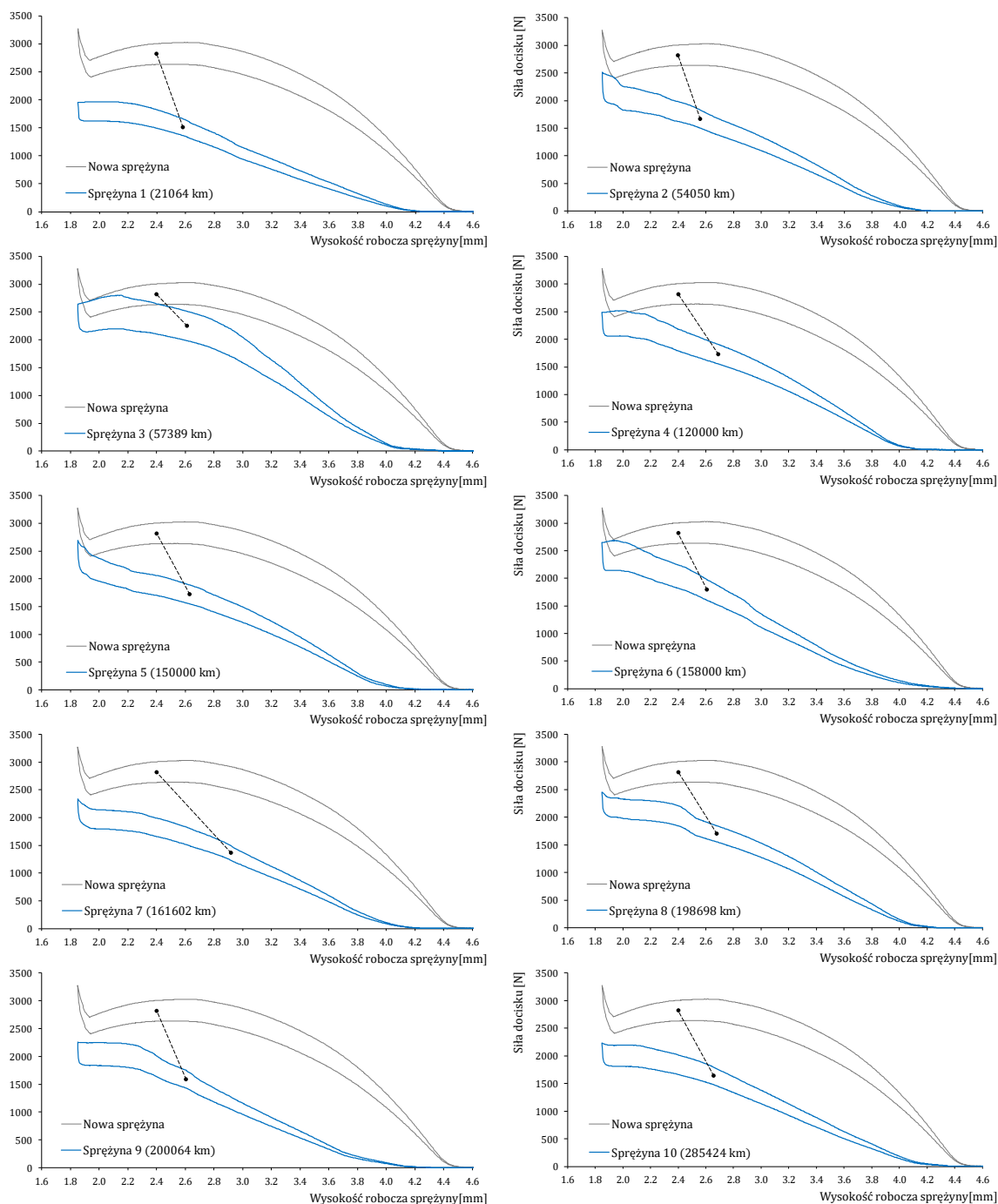
Rys. 4.34. Wyniki obliczeń wysokości sprężyn statycznie ugiętych w używanych tłumikach

Rys. 4.35 przedstawia odczytane wartości sił z charakterystyk sprężyn pochodzących z używanych tłumików, w stanie odkształcenia, odpowiadającym zaciśnięciu sprężyny w zmontowanym tłumiku. Na wykresie za pomocą linii ciągłej pokazano typowe obciążenie nowej sprężyny dociskowej zmontowanej w nowym tłumiku tj. 2818 N (średnia wartość z 10 pomiarów), liniami przerywanymi zaś pokazano granice, w jakich to obciążenie powinno się znajdować (2385 + 2915 N). Jak można zauważyć, siła zacisku elementów ciernych we wszystkich tłumikach drgań znalazła się poniżej dolnej granicy specyfikacji.



Rys. 4.35. Siły zacisku elementów ciernych w złożeniach analizowanych tłumików drgań

Charakterystyki sprężyn dociskowych z wszystkich analizowanych tłumików drgań zostały zaprezentowane na zbiorczym rys. 4.36. Każda charakterystyka używanej sprężyny (kolor niebieski) została przyrównana do charakterystyki nowej sprężyny (kolor szary). Linia przerywana pokazuje spadek siły docisku zużytej sprężyny w stosunku do nowej z uwagi na zmianę geometrii sprężyny w złożeniu tłumika z powodu niekontrolowanego zużycia. Jak można zauważyć, linie te rozpoczynają się i kończą wewnątrz pętli charakterystyk (punkty) z uwagi na histerezę tarcia występującego podczas pomiaru sprężyn (opory ruchu w miejscach podparcia), która to nie występuje w złożeniu tłumika, gdy sprężyna jest ugięta do wartości wynikającej z wymiarów elementów tłumika i dociska elementy cierne w sposób statyczny.



Rys. 4.36. Charakterystyki talerzowych sprężyn dociskowych z używanych tłumików drgań

4.3. Dyskusja wyników badań doświadczalnych

Celem niniejszego podrozdziału jest krytyczna analiza wyników badań eksperymentalnych przeprowadzonych w odniesieniu do tribologicznego zachowania ciernego tłumika drgań skrętnych. W szczególności skupiono się na ocenie wpływu dwóch kluczowych czynników determinujących wartość momentu tarcia, tj. siły normalnej generowanej przez talerzową sprężynę dociskową oraz wartości współczynnika tarcia w skojarzeniu ciernym w tłumiku drgań. Uwzględniono zarówno kontrolowane, jak i

niekontrolowane mechanizmy zużycia, które mogą prowadzić do degradacji funkcjonalności tłumika w trakcie jego eksploatacji. Dyskusja opiera się na kompleksowym zestawie danych pomiarowych, obejmujących zarówno wyniki badań stanowiskowych prowadzonych dla pełnych złożeń tłumików drgań, jak i wyniki badań tribologicznych wyizolowanych par ciernych. Szczególną uwagę poświęcono obserwacji postępującego rozprężania sprężyny dociskowej, które prowadzi do spadku siły zacisku elementów ciernych, a tym samym do obniżenia momentu tarcia. Dodatkowo przeanalizowano zmienność współczynnika tarcia w zależności od etapu zużycia.

4.3.1. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji w okresie docierania

Celem przeprowadzonych badań było określenie dynamiki zmian współczynnika tarcia oraz intensywności zużycia masowego w wyizolowanych parach ciernych tłumika drgań, poddanych cyklicznym testom tribologicznym w kontrolowanych warunkach. Uzyskane wyniki, zestawione dla dwóch reprezentatywnych próbek w tabelach 4.1 i 4.2 oraz podsumowane graficznie na rysunku 4.27, umożliwiły ilościową i jakościową ocenę wpływu postępującej drogi tarcia na wartość współczynnika tarcia badanych próbek. Przyglądając się dokładnie результатам wykonanych badań, można zauważyć:

- W analizowanej próbce 1 zaobserwowano szybki wzrost współczynnika tarcia od początkowego poziomu 0,21 do stabilizacji na poziomie 0,75 (około 3,5-krotny wzrost), osiągniętych już po około 1500 m drogi tarcia. Wzrost ten miał charakter wyraźnie nieliniowy i był najbardziej intensywny w pierwszych 500 m. W tym samym zakresie zaobserwowano również największe tempo zużycia masowego, osiągające wartość 0,0173% po niespełna 1700 m. Dalsze etapy badań cechowała względna stabilizacja współczynnika tarcia, który oscylował w przedziale 0,74 - 0,76, oraz systematyczny, lecz mniej intensywny wzrost zużycia masowego, sięgający 0,0266% pod koniec testu (3300 m drogi tarcia).
- W przypadku próbki 2 początkowy współczynnik tarcia był nieco wyższy (0,22), jednak wzrost jego wartości następował wolniej i był mniej gwałtowny niż w próbce 1. Współczynnik tarcia ustabilizował się na poziomie 0,67 również po około 1500 m drogi tarcia (około 3-krotny wzrost). Tempo zużycia masowego było proporcjonalne i osiągnęło wartość 0,0199% pod koniec testu (3300 m drogi tarcia). Na podstawie tych obserwacji można wnioskować, że próbka 2 cechowała się większą stabilnością tribologiczną.
- Porównanie wykresów dla obu próbek (rys. 4.27) ujawnia podobieństwa w tendencji zmian – skokowy wzrost współczynnika tarcia w początkowej fazie oraz jego stabilizacja w dalszym przebiegu. Różnice dotyczą głównie szybkości osiągnięcia wartości granicznych oraz tempa zużycia materiałowego. Próbka 1 charakteryzowała się wyraźnie intensywniejszym zużyciem przy porównywalnym poziomie współczynnika tarcia, co sugeruje większą koncentrację nacisków lub mniejszą powierzchnię rzeczywistego styku.

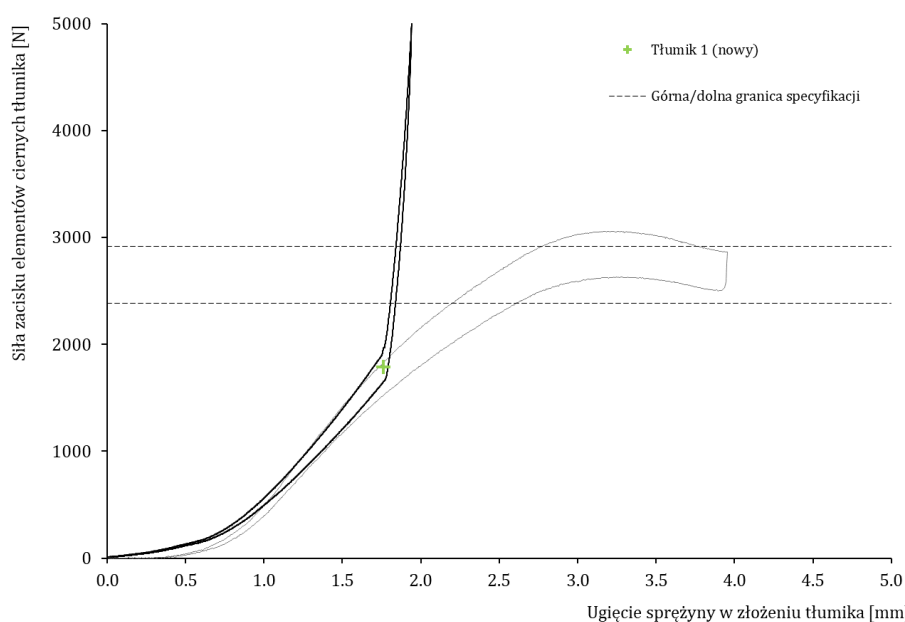
4.3.2. Wpływ zmiany współczynnika tarcia elementów ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji po okresie docierania

W początkowym okresie eksploatacji tłumików drgań obserwuje się gwałtowny wzrost współczynnika tarcia, wynikający z docierania się warstw wierzchnich pierścieni ciernych oraz usuwania środka antykorozyjnego z ich powierzchni (rys. 4.27). Zmiana ta istotnie wpływa na chwilowy wzrost momentu tarcia tłumika, co jest zgodne z przewidywaniami dla etapu docierania. Po zakończeniu tego procesu wartości współczynnika stabilizują się, a dominujący wpływ na moment tarcia przejął siła normalna. Analizując szczegółowo wyniki przeprowadzonych badań, można stwierdzić:

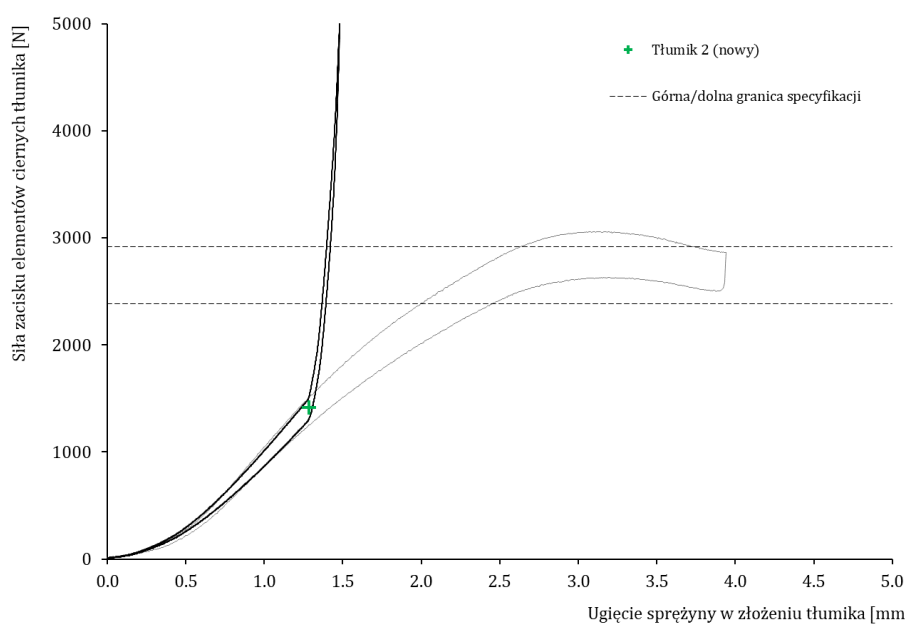
- Niski współczynnik tarcia nowych tłumików drgań wynika częściowo z obecności środka antykorozyjnego na powierzchniach części będących w styku ślizgowym. Równolegle prowadzone badania wyizolowanych elementów ślizgowych tłumika (podrozdział 4.2.1) potwierdziły wartość współczynnika tarcia około 0,2 dla części z obecnością środka, oraz wykazały wzrost do poziomu około 0,3 po jego usunięciu metodami chemicznymi (odtłuszczenie). Pomiar ten dotyczy pierścieni nowych, na których powierzchnia robocza nie nosi śladów zużycia eksploatacyjnego,
- Przy niezmięnionej sile zacisku elementów ciernych nowych i używanych tłumików drgań (rys. 4.32), można stwierdzić, że współczynnik tarcia tłumików rośnie w okresie od 0 do około 55 tys. przejechanych przez pojazd kilometrów z poziomu 0,20 - 0,21 do poziomu 0,48 - 0,70, co w praktyce eksploatacyjnej oznacza kilkukrotny wzrost momentu tarcia tłumika wyłącznie z powodu docierania się elementów ciernych. Należy jednak podkreślić, że taki wzrost charakteryzuje się przebiegiem regresywnym, co oznacza, że do osiągnięcia poziomu 0,48 - 0,70 mogło dojść już na wczesnym etapie tego okresu,
- Wyznaczenie obliczeniowe wartości współczynnika tarcia tłumików przedwcześnie zużytych, tj. takich, które nie wykazują wymaganego zacisku pierścieni ciernych, nie jest możliwe. Załamania na zmierzonych charakterystykach (tłumik 5 oraz 6 na rys. 4.32) mogą wynikać z niedoskonałości powierzchni (płaskości) tarcz zabierakowych oraz w konsekwencji ich nieliniowej sztywności,
- Brak wymaganej siły zacisku elementów ślizgowych tłumików przedwcześnie zużytych, tj. przy przebiegu na poziomie 190 tys. do 220 tys. przejechanych przez pojazd kilometrów, prawdopodobnie wynika z niewystarczającego ugięcia talerzowych sprężyn dociskowych na etapie montażu tych tłumików, co skutkuje przedwczesną utratą geometrycznego zacisku przy niewielkim liniowym zużyciu eksploatacyjnym pierścieni ciernych (utracie grubości w strefie tarcia),
- W celu obserwacji zmiany współczynnika tarcia w okresie eksploatacyjnym od 50 tys. do 200 tys. przejechanych kilometrów należy pozyskać dodatkowe próbki i uzupełnić wyniki badań, jednak można przyjąć ostrożne założenie, że w przypadku ich uzyskania zostanie potwierdzony ogólny trend, zaobserwowany dla już posiadanej grupy próbek.

W toku analizy wyników badań nad współczynnikiem tarcia elementów ślizgowych tłumika drgań skrętnych, zaobserwowano istotną korelację pomiędzy stanem wstępnego napięcia talerzowych sprężyn dociskowych a stabilnością generowanego momentu tarcia podczas eksploatacji. W związku z tym niniejszy podrozdział uwzględni te obserwacje w kontekście analizy czynników wpływających na wartość siły zacisku, podkreślając konieczność uwzględnienia tych wniosków w dalszych rozważaniach i projektowaniu

konstrukcyjnym. Pomimo że pierwotnie badania koncentrowały się na zmianach współczynnika tarcia, kluczowym spostrzeżeniem okazało się, iż **sprężyny dociskowe w nowych tłumikach nie osiągają zamierzonego, konstrukcyjnego poziomu ugięcia** (patrz rys. 4.37 oraz rys. 4.38), co skutkuje ich pracą w nieoptymalnym zakresie charakterystyki sprężyny dociskowej (punkt pracy znajduje się na krzywej opadającej charakterystyki). Konsekwencją tego jest zjawisko stopniowego spadku siły normalnej już od początku eksploatacji z uwagi na postępujące rozprężanie się talerzowej sprężyny dociskowej z powodu kontrolowanego zużycia elementów tłumika pozostających w kontakcie ślizgowym. Ta obserwacja stanowi jednocześnie zaskoczenie i fundamentalnie ważną wskazówkę do wnioskowania o rzeczywistych przyczynach przedwczesnej utraty charakterystyki tłumienia w badanych elementach tłumiących drgania mechaniczne.



Rys. 4.37. Charakterystyka talerzowej sprężyny dociskowej w złożeniu nowego tłumika 1



Rys. 4.38. Charakterystyka talerzowej sprężyny dociskowej w złożeniu nowego tłumika 2

4.3.3. Wpływ niekontrolowanego zużycia w rejonie talerzowej sprężyny dociskowej ciernego tłumika drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia tłumika podczas eksploatacji

Przyspieszone zużycie w rejonie podparcia sprężyny dociskowej, w przypadku analizowanych tłumików drgań, spowodowało pewne rozprężenie sprężyn dociskowych, a także wpłynęło na kształt charakterystyk tych sprężyn, który to efekt jest konsekwencją zmian w przekroju czynnym sprężyny, poprzez lokalne ubytki materiału w strefach narażonych na zużycie ścierne. Można także bez wątplenia stwierdzić, że podczas eksploatacji analizowanych tłumików nastąpił znaczny spadek zacisku elementów na powierzchniach roboczych tzw. pakietu ciernego (w każdym przypadku siła spadła poniżej dolnego limitu wyznaczonego przez producenta) i w konsekwencji spadek zdolności tłumików do efektywnego tłumienia drgań skrętnych.

- W przypadku pierścienia A, będącego elementem poddanym zużyciu wyłącznie kontrolowanemu, zaobserwowano przewidywalne zużycie powierzchni ślizgowej. Procentowa utrata grubości mieściła się w zakresie od 3,0% do 8,4%, natomiast zużycie masowe osiągnęło wartości od 2,4% do 7,5%. Świadczy to o równomiernym, konstrukcyjnie przewidzianym charakterze zużycia,
- W pierścieniu B zaobserwowano natomiast większą zmienność i niejednorodność zużycia. Pomimo niewielkiej utraty grubości w przedziale od -0,4% do 1,9%, odnotowano znacznie wyższe zużycie masowe tj. od 1,7% do 4,4%, co wynikało z pojawienia się głębokiego rowka w strefie kontaktu z talerzową sprężyną dociskową (tj. niekontrolowanego zużycia wynikającego z oddziaływań krawędziowych),
- Sprężyny wykazywały istotne różnice w zużyciu pomiędzy powierzchniami wewnętrznymi (kontakt z pierścieniem B) i zewnętrznymi (kontakt z tarczą zabierakową). Największe zużycie dotyczyło powierzchni wewnętrznej, tj. nawet 67,1%. Dla powierzchni zewnętrznych wartości te były niższe, lecz również istotne (4,8%–29,8%). Pomimo znacznej utraty grubości, kąt stożka sprężyn pozostał w granicach tolerancji konstrukcyjnych, co oznacza, że materiał sprężyn nie uległ degradacji strukturalnej, a jego właściwości mechaniczne zostały zachowane,
- Zmierzona utrata wysokości swobodnej sprężyn (od 12,9% do 23,3%) oraz zmiana geometrii elementów współpracujących w złożeniu (zużycie pierścienia i tarczy) spowodowały istotne rozprężenie sprężyn dociskowych. Rozprężenie to doprowadziło do przesunięcia punktu pracy sprężyny poza optymalny zakres jej charakterystyki,
- Rys. 4.35 wskazuje jednoznacznie, że siła zacisku elementów ciernych we wszystkich analizowanych tłumikach spadła poniżej dolnej granicy dopuszczalnej specyfikacji (2385 N), osiągając wartości średnio o 30% niższe od wartości nominalnej dla nowej sprężyny (2818 N). Charakterystyki sprężyn zużytych ukazują istotne różnice w porównaniu z charakterystyką nowej sprężyny. Spadek siły docisku dla tego podobnego ugięcia statycznego w złożeniu wskazuje na rzeczywiste zmniejszenie skuteczności działania całego mechanizmu tłumienia,
- Interesującym wnioskiem odnoszącym się do wykonanej analizy jest fakt, że poziom niekontrolowanego zużycia w obrębie sprężyn nie jest zależny od okresu eksploatacji tłumików. Przykładowo dla próbki z przebiegiem 21064 km jak i dla próbki z przebiegiem 200107 km możemy zaobserwować zużycie

sprężyn na zbliżonym poziomie. W obu przypadkach defekt wystąpił po osiągnięciu przez pojazd przebiegu znacznie poniżej wartości zakładanej, jako wymagania eksploatacyjne. Fakt ten może sugerować, że zużycie w obrębie podparcia sprężyny przebiega najintensywniej na bardzo wczesnym etapie eksploatacji tłumików, z prawdopodobną tendencją do spadku tempa zużycia w miarę zmniejszania się siły napięcia sprężyny oraz stopniowego tępienia się jej krawędziowego podparcia.

4.4. Badania doświadczalne uzupełniające

W ramach wykonywania pomiarów charakterystyk badanych tłumików drgań skrętnych na stanowisku pomiarowym *Rotary Fatigue Bench 2* opisanym w podrozdziale 2.3.1 konieczna była ocena wpływu tego stanowiska na mierzone charakterystyki. Dzięki zaprojektowaniu i wykonaniu zestawu specjalistycznych tarcz pomiarowych, których geometria, masa oraz parametry montażowe odpowiadają rzeczywistym komponentom tłumika, wykonano pomiary sztywności skrętnej stanowiska pomiarowego oraz pomiary momentu tarcia generowanego przez to stanowisko w warunkach pomiaru tłumika drgań skrętnych. Projekt i wykonanie tarcz zostało zrealizowane w ramach praktyki zawodowej dwóch studentów Politechniki Gdańskiej pod opieką autora niniejszej rozprawy, a także w ramach pracy dyplomowej inżynierskiej pt. Analiza i próba minimalizacji wpływu wybranych właściwości stanowiska testowego na wynik pomiaru charakterystyki tłumika drgań skrętnych [52].

4.4.1. Pomiar histerezy momentu tarcia generowanej przez stanowisko pomiarowe w warunkach pomiaru charakterystyki ciernego tłumika drgań skrętnych

Zadaniem pierwszej tarczy pomiarowej (rys. 4.39) było wyznaczenie przebiegu momentu tarcia generowanego przez stanowisko pomiarowe w zakresie przemieszczenia kąтового hydraulicznego siłownika skrętnego oraz w zakresie obciążenia siłownika momentem skręcającym, które odpowiadało warunkom pomiaru tłumika drgań na tym stanowisku.



Rys. 4.39. Specjalna tarcza do pomiaru momentu tarcia generowanego przez stanowisko pomiarowe

Zaprojektowana tarcza zapewnia kompatybilność z trzema różnymi profilami wielowypustów wału wejściowego skrzyni biegów (10, 18 oraz 24 zęby), na którym osadzony jest tłumik drgań. Umożliwia również przemieszczenie kątowe w zakresie od -19° do $+19^\circ$. Tarcza cechuje się jednolitą konstrukcją, pozbawioną połączeń elementów (np. nitowanych), które w warunkach zmiennego obciążenia momentem skręcającym mogłyby generować mikroruchy ślizgowe, stanowiące dodatkowe źródło tarcia. Dodatkowo, okładziny cierne zostały przyklejone do powierzchni tarczy, co zapewnia pełne przyleganie i eliminuje konieczność stosowania połączeń nitowych. W uproszczeniu, konstrukcja tarczy odpowiada tłumikowi drgań generującemu jedynie szczałkowe tarcie podczas pracy pod obciążeniem.

Łącznie przeprowadzono cztery pomiary zgodnie z metodą pomiaru charakterystyki tłumika drgań (opisaną w podrozdziale 2.2.2), definiując cykl obciążenia momentem skręcającym ± 3500 N·m. Pomiary #1 oraz #2 zostały jednak przeprowadzone przy zwiększonym czasie pomiaru i zwiększonej częstotliwości próbkowania w porównaniu do procedury pomiaru charakterystyki tłumika drgań.

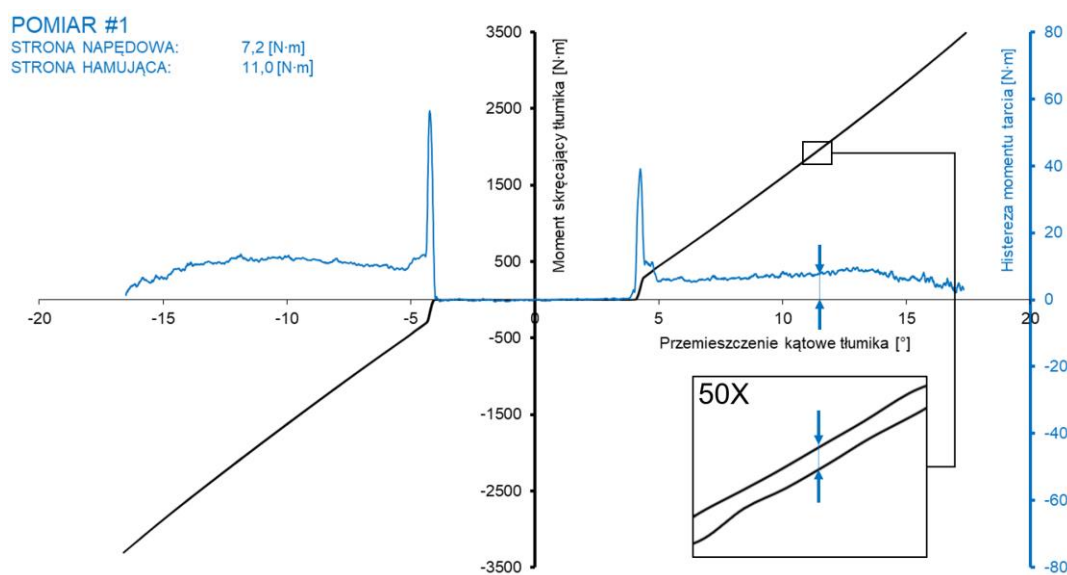
Warunki dla pomiarów #1 oraz #2:

- Przemieszczenie: ± 17 [°]
- Czas pomiaru: 40 [s]
- Średnia prędkość: 1,7 [°/s]
- Częstotliwość zapisu: 500 [Hz]

Warunki dla pomiarów #3 oraz #4:

- Przemieszczenie: ± 17 [°]
- Czas pomiaru: 20 [s]
- Średnia prędkość: 3,4 [°/s]
- Częstotliwość zapisu: 100 [Hz]

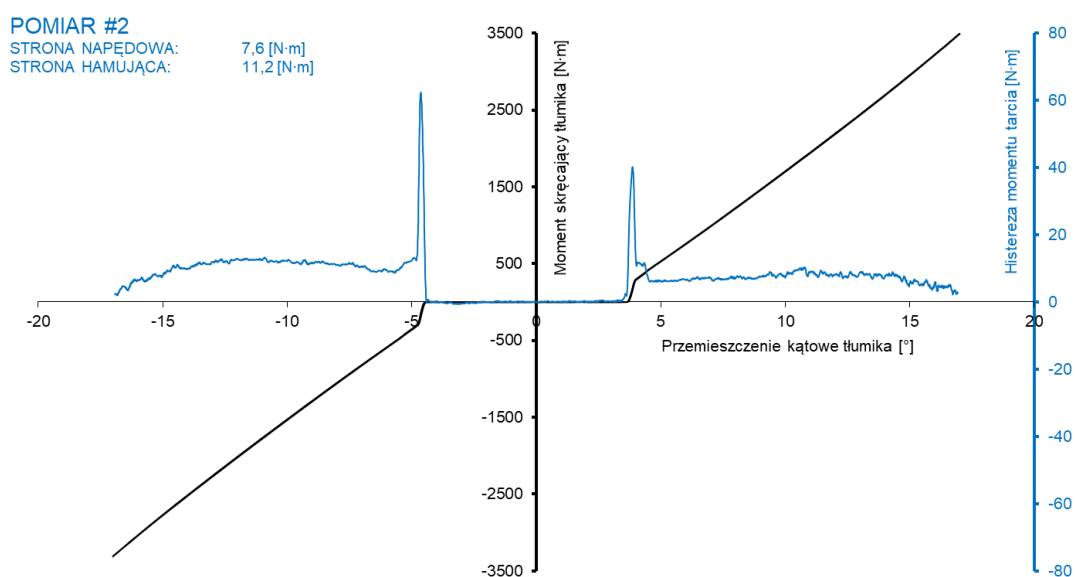
Rys. 4.40 prezentuje wynik pierwszego pomiaru histerezy momentu tarcia generowanej przez stanowisko pomiarowe i obrazuje w jaki sposób utworzony został niebieski przebieg histerezy momentu tarcia bazując na wynikach zmierzonej charakterystyki specjalnej tarczy (kolor czarny).



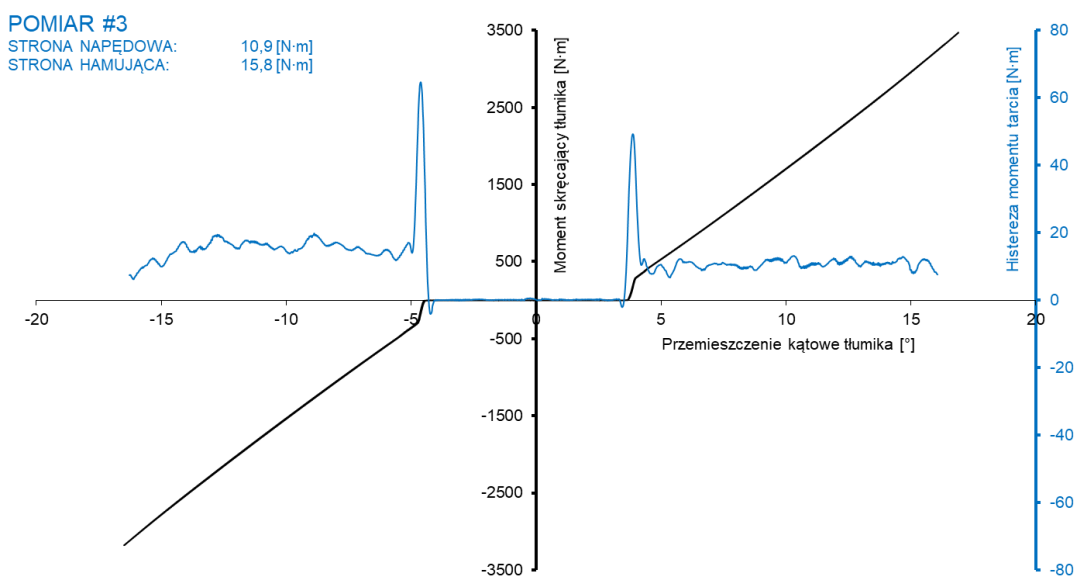
Rys. 4.40. Pomiar #1: histereza momentu tarcia generowana przez stanowisko przy prędkości 1,7°/s

W zakresie przemieszczenia kąowego od -4° do $+4^\circ$ tarcza zapewnia luz kąowy, co jest wynikiem braku wstępnego tłumika drgań w tym układzie pomiarowym. W tym zakresie hydrauliczny siłownik skrętny porusza się, jednak nie jest obciążony momentem skręcającym, stąd wartość momentu tarcia jest w przybliżeniu zerowa. W chwili rozpoczęcia pracy głównego tłumika drgań następuje charakterystyczny skok momentu tarcia, co wynika z kontaktu zębów połączenia wielowypustowego piasty tłumika. Następnie siłownik stanowiska porusza się pod zmiennym obciążeniem, generując uśrednioną histerezę momentu tarcia na poziomie $7,2 \text{ N}\cdot\text{m}$ po stronie napędowej (*drive side*), oraz $11,0 \text{ N}\cdot\text{m}$ po stronie hamującej (*coast side*) charakterystyki. Wartości średnie odczuto dla zakresu przemieszczenia kąowego od $\pm 5^\circ$ do $\pm 15^\circ$. Nie ma pewności co do źródła tego tarcia, jednak z perspektywy określenia wpływu całego systemu pomiarowego na pomiar charakterystyki tłumika nie jest to istotne.

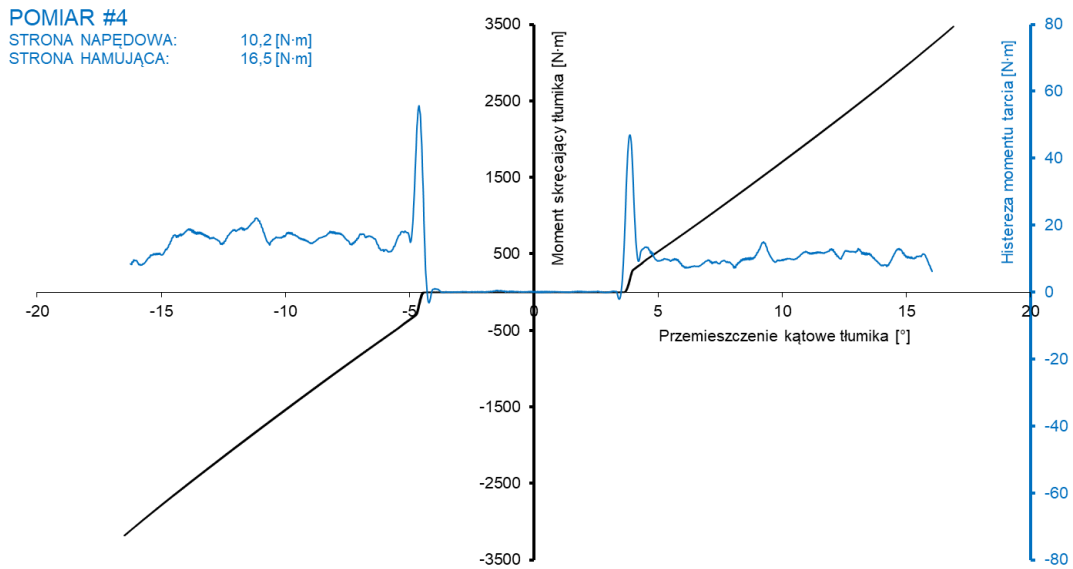
Pozostałe wyniki pomiarów zaprezentowano na rys. 4.41 do 4.43.



Rys. 4.41. Pomiar #2: histereza momentu tarcia generowana przez stanowisko przy prędkości $1,7^\circ/\text{s}$



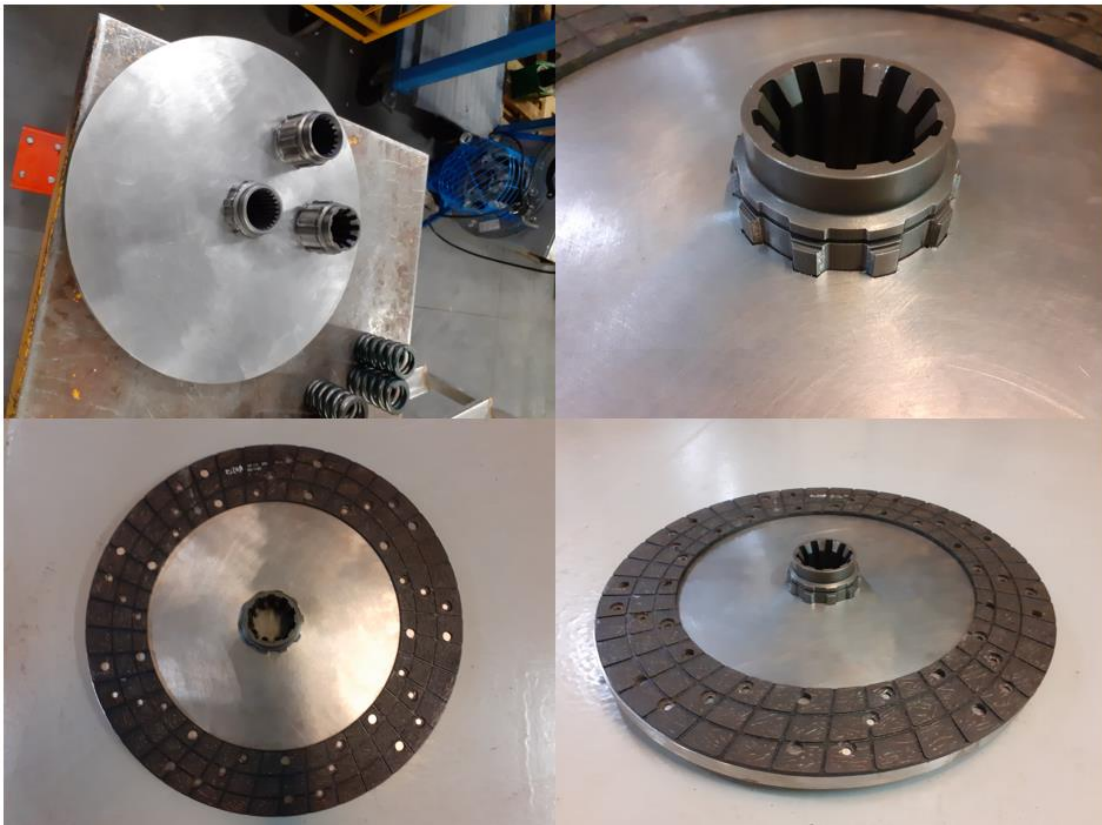
Rys. 4.42. Pomiar #3: histereza momentu tarcia generowana przez stanowisko przy prędkości $3,4^\circ/\text{s}$



Rys. 4.43. Pomiar #4: histereza momentu tarcia generowana przez stanowisko przy prędkości 3,4°/s

4.4.2. Pomiar sztywności skrętnej stanowiska pomiarowego w warunkach pomiaru charakterystyki ciernego tłumika drgań skrętnych

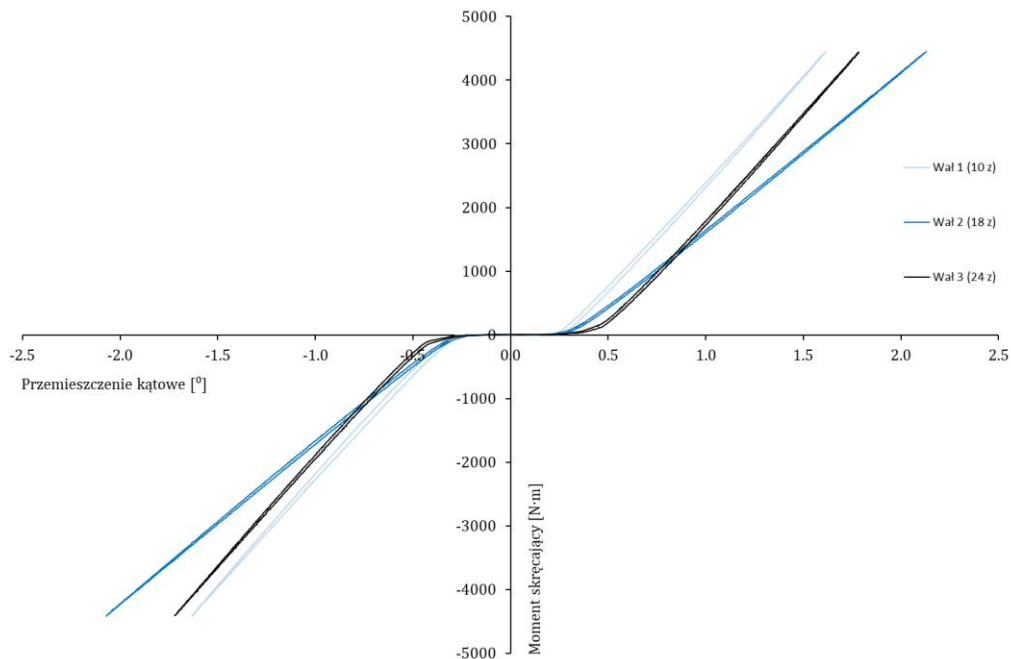
Zadaniem drugiej tarczy pomiarowej było wyznaczenie sztywności skrętnej systemu pomiarowego w zakresie obciążenia siłownika momentem skręcającym, które odpowiadało warunkom pomiaru charakterystyki tłumika drgań na tym stanowisku. W tym celu zaprojektowano i wykonano tarczę o możliwie najwyższej sztywności skrętnej, którą pokazano na rys. 4.44.



Rys. 4.44. Specjalna tarcza do pomiaru sztywności skrętnej stanowiska pomiarowego

W zależności od użytego podczas pomiaru wału wejściowego skrzyni biegów (10, 18 lub 24 zęby), sztywność systemu pomiarowego będzie się różnić. Stąd, tarcza do pomiaru sztywności ponownie zapewnia kompatybilność z trzema różnymi profilami wielowypustów wału wejściowego skrzyni biegów (10, 18 oraz 24 zęby). Rys. 4.45 przedstawia charakterystyki sztywności skrętnej systemu pomiarowego z użyciem trzech różnych wałów wejściowych skrzy biegów, z których wyznaczono sztywności skrętne:

- 3385 N·m/° dla systemu pomiarowego z wałem wielowypustem o 10 zębach,
- 2500 N·m/° dla systemu pomiarowego z wałem wielowypustem o 18 zębami,
- 3400 N·m/° dla systemu pomiarowego z wałem wielowypustem o 24 zębami.



Rys. 4.45. Sztywność skrętna systemu pomiarowego z wielowypustowym wałem o 10, 18 i 24 zębami

4.4.3. Podsumowanie badań doświadczalnych uzupełniających

W toku pracy opracowano funkcjonalny system pomiarowy oparty na wymiennych tarczach pomiarowych, umożliwiającą ocenę właściwości stanowiska pomiarowego. Przeprowadzone badania pozwoliły na wyodrębnienie wpływu samego stanowiska na uzyskiwane wyniki pomiarów charakterystyk umików drgań, co w dotychczasowych pomiarach było częściowo pomijane.

Analiza wyników pomiarów histerezy momentu tarcia, generowanej przez stanowisko pomiarowe, wykazała, że w warunkach zmiennego obciążenia momentem skręcającym system pomiarowy oparty na hydraulicznym siłowniku skrętnym generuje pewien moment tarcia własnego. W przypadku pomiaru charakterystyki eksploatowanego tłumika drgań o skrajnie wysokiej histerezie momentu tarcia, wynoszącej około 400 N·m, wpływ momentu tarcia generowanego przez stanowisko pomiarowe skutkuje błędem interpretacyjnym około 3% (2,55% do 4,13%). Natomiast dla tłumika o skrajnie niskiej wartości histerezy momentu tarcia, rzędu 100 N·m, błąd interpretacyjny wzrasta i osiąga wartość około 13% (10,2% do 16,5%), co należy uznać za istotne odchylenie wpływające na wiarygodność wyników pomiarowych.

W odniesieniu do wpływu sztywności skrętnej stanowiska pomiarowego, parametr ten jest obecnie uwzględniany w analizie charakterystyk ciernych tłumików drgań skrętnych. Na podstawie surowych danych pomiarowych przeprowadza się korekcję, której celem jest zwiększenie sztywności wynikowej mierzonej charakterystyki. Porównanie charakterystyk uzyskanych przed i po korekcji wykazało jednak, że wprowadzana modyfikacja ma istotny wpływ na wartość histerezy momentu tarcia. Odnotowano, że po korekcji wartość ta może być zawyżona (błąd interpretacyjny), co wynika z konstrukcji układu — element cierny tłumika znajduje się w połączeniu równoległym z elementem sprężystym, wobec czego wartość histerezy momentu tarcia powinna być niezależna od zmian sztywności skrętnej tego układu.

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych uzyskano istotny materiał poznawczy, umożliwiający sformułowanie wniosków dotyczących rzeczywistego zachowania ciernych tłumików drgań skrętnych w zależności od fazy ich cyklu życia. Zaobserwowano przypadki, w których charakterystyka tłumika po montażu odbiegała od założeń projektowych, co znajdowało odzwierciedlenie w przedwczesnym zużyciu elementów ciernych oraz utracie efektywności tłumienia. Wykazano również, że w pojedynczych przypadkach może dochodzić do niekorzystnego nałożenia się wielu czynników, które łącznie prowadzą do przyspieszonej degradacji kluczowych elementów podzespołu. Pozyskana wiedza stanowi punkt wyjścia do opracowania skutecznych działań zaradczych oraz poprawy obecnej konstrukcji i procesu montażu w celu poprawy trwałości i niezawodności tłumika. Wśród najistotniejszych czynników zidentyfikowanych w toku badań należy wymienić:

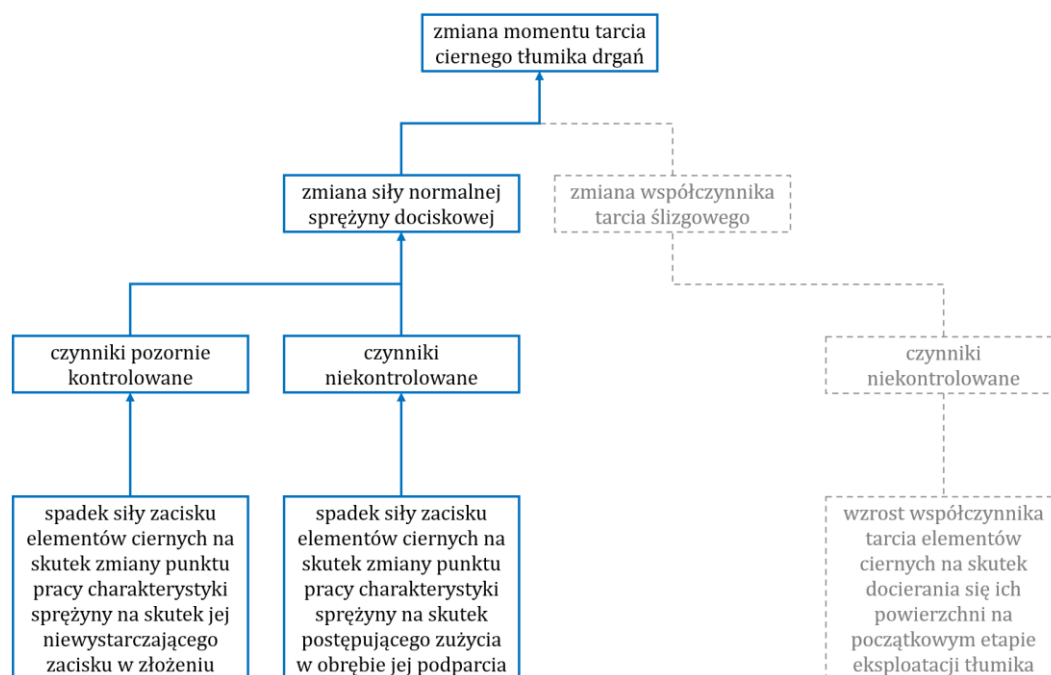
- Istotny wpływ geometrii złożenia tłumika drgań na obniżoną, rzeczywistą wysokość roboczą talerzowej sprężyny dociskowej, a w konsekwencji – na postępujący spadek siły zacisku elementów ciernych w złożeniu tłumika drgań podczas eksploatacji,
- Istotny wpływ luzu kąowego połączenia wielowypustowego pomiędzy pierścieniami ciernymi a piastą zewnętrzną tłumika drgań na intensyfikację zużycia w rejonie podparcia sprężyny dociskowej, a co za tym idzie – na postępujący spadek siły zacisku elementów ciernych w złożeniu tłumika drgań podczas eksploatacji,
- Istotny wpływ skokowej zmiany wartości współczynnika tarcia (kilkukrotny wzrost) od pokonanej drogi tarcia wyizolowanego pierścienia ciernego na etapie docierania tłumika, obserwowany w warunkach kontrolowanych prób tribologicznych w ruchu obrotowo-nawrotnym (oscylacyjnym),
- Wpływ dodatkowych źródeł tarcia wewnątrz tłumika drgań, np. w trakcie eksploatacji tłumika drgań dochodzi do niechcianego kontaktu piasty z tarczą zabierakową wewnętrzną, co może generować niepożądane tarcie i zaburzać interpretację charakterystyki momentu tarcia,
- Wpływ systemu pomiarowego na uzyskiwaną charakterystykę tłumika, wynikający z właściwości układu generującego moment skręcający oraz potencjalnych luzów, a także skrętnej sztywności własnej stanowiska pomiarowego.

W dalszej części niniejszego rozdziału przedstawiono wnioski dotyczące czynników uznanych za istotne dla stabilności momentu tarcia tłumika drgań podczas eksploatacji. Ponieważ zostały one sformułowane na podstawie łącznej analizy wyników wszystkich badań doświadczalnych, zastosowany podział nie będzie tożsamy z tym, który przedstawiono w rozdziale 4 dotyczącym badań doświadczalnych. Zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 3.1, w celu ułatwienia interpretacji wniosków, podział odnosi się do wybranych składowych równania momentu tarcia tłumika drgań (2.12) tj.:

- N - siła normalna talerzowej sprężyny dociskowej tłumika [N],
 μ - współczynnik tarcia ślizgowego elementów ciernych tłumika [-].

5.1. Wnioski dotyczące wpływu zmiany wartości siły zacisku skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji

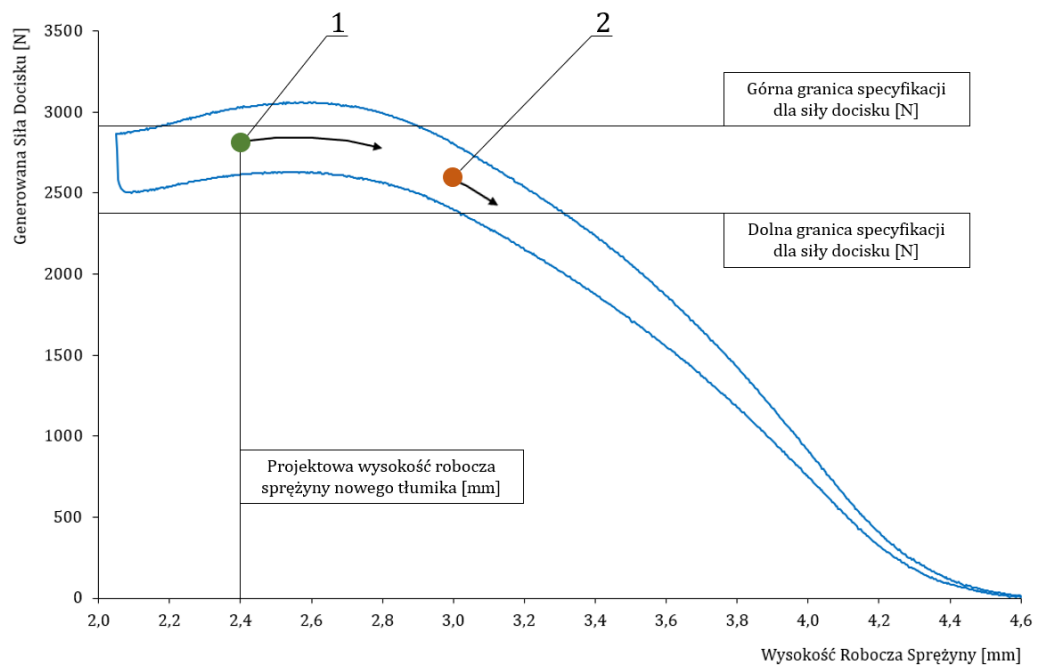
Zarówno zużycie w obszarze podparcia talerzowej sprężyny dociskowej, jak i zaobserwowany brak osiągnięcia projektowanego poziomu jej ugięcia już na etapie montażu, stanowią istotne wyzwania trudne do zdiagnozowania, zarówno w procesie produkcyjnym, jak i podczas początkowego okresu eksploatacji w pojeździe. Po wykonaniu połączenia nitowanego piasty z tarczami zabierakowymi, weryfikacja siły normalnej w warunkach produkcyjnych (kontrola jakości) nie jest możliwa. W ramach testu końcowego linii produkcyjnej możliwa jest jedynie kontrola charakterystyki histerezy momentu tarcia tłumika drgań, która zależy od siły normalnej generowanej przez sprężynę dociskową w stanie statycznego ugięcia. Rys. 5.1 przedstawia dwa istotne problemy, które wpływają pośrednio na stabilność momentu tarcia tłumika drgań, gdzie dotychczasowe „czynniki kontrolowane” zostały określone jako „czynniki pozornie kontrolowane” ze względu na brak osiągnięcia projektowanego poziomu ugięcia talerzowej sprężyny dociskowej już na etapie montażu, co sprawia, że płaski zakres przebiegu jej charakterystyki przestaje mieć zastosowanie. Oznacza to utratę pożytku z bardzo istotnej cechy użytkowej sprężyn talerzowych – bardzo małej zmienności siły napięcia sprężyny w dużej części zakresu dostępnego ugięcia.



Rys. 5.1. Istotne problemy związane ze składową siły normalnej równania na moment tarcia [opracowanie własne]

Jednakże ten sam poziom momentu tarcia może odpowiadać różnym punktom pracy na charakterystyce sprężyny, z uwagi na nieliniowość jej charakterystyki. Rys. 5.2 ilustruje dwa hipotetyczne punkty pracy na tej charakterystyce, które mimo że mieszczą się w granicach dopuszczalnej specyfikacji, odpowiadają zupełnie różnym zakresom eksploatacyjnym. Strzałki, wyprowadzone od każdego z punktów, pokazują kierunek zmian, wraz z postępowym zmniejszaniem ugięcia sprężyn, w wyniku zużycia pakietu ciernego. Tłumik drgań, którego punkt pracy znajduje się w położeniu 1, będzie utrzymywał stabilną wartość siły normalnej w granicach tolerancji nawet przez długi okres eksploatacji (do momentu rozprężenia sprężyny o 0,8 mm). W przypadku punktu 2, wartość siły normalnej pozostanie w granicach specyfikacji jedynie w początkowym okresie pracy, do momentu rozprężenia sprężyny o 0,2 mm. Chociaż oba tłumiki

podczas kontroli końcowej mogą wykazywać prawidłową wartość histerezy momentu tarcia (mieszczącą się w granicach specyfikacji), to tłumik rozpoczynający eksploatację w punkcie 2 bardzo szybko przekroczy dolną granicę siły zacisku, tracąc tym samym zdolność do skutecznego tłumienia drgań.

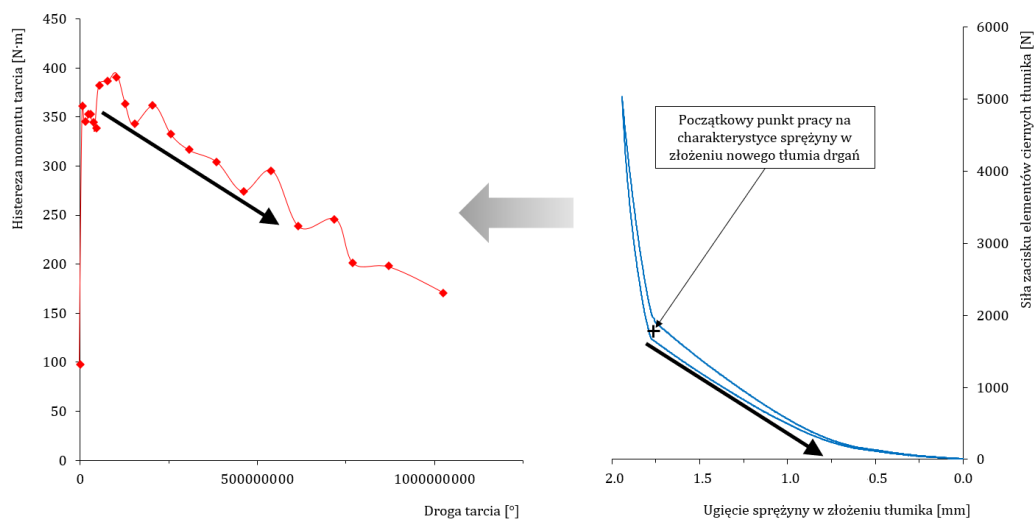


Rys. 5.2. Możliwe punkty pracy charakterystyki sprężyny dociskowej po montażu tłumika [opracowanie własne na podstawie [2]]

W przypadku niekontrolowanego zużycia w rejonie podparcia talerzowej sprężyny dociskowej, zużycie to prowadzi do istotnych zmian geometrycznych sprężyny w złożeniu, co również wpływa na spadek siły zacisku elementów ciernych. Utrata parametrów siłowych docisku nie wynika ze zmian właściwości materiału sprężyny, lecz wyłącznie z postępującej utraty masy i geometrii w strefach kontaktu oraz z towarzyszącego im odkształcenia geometrycznego. Tłumiki, które wykazywały znaczny stopień zużycia nie tylko w obrębie pierścieni ciernych, ale również w talerzowej sprężynie dociskowej, cechowały się mniejszą wartością momentu tarcia i niższą efektywnością tłumienia drgań, co może prowadzić do pogorszenia parametrów funkcjonalnych całego układu napędowego. Konsekwencją obniżenia zdolności tłumienia tłumika jest zwiększona amplituda drgań skrętnych przenoszonych z silnika na układ napędowy, co w dłuższej perspektywie może doprowadzić do kaskadowych awarii w elementach układu przeniesienia napędu. Na przykład pęknięcia zmęczeniowego zębów kół zębatych przekładni czy pęknięcia przegubów wałów napędowych. Bardziej natychmiastowym skutkiem będzie wzrost hałasu pochodzącego od układu napędowego i pogorszenie komfortu użytkownika pojazdu, co w przypadku pojazdów objętych gwarancją producenta będzie podstawą do roszczenia i naprawy gwarancyjnej.

Analizując wyniki badań trwałościowych tłumików drgań pokazanych rys. 2.26, można dojść do wniosku, że konsekwencją rozpoczęcia eksploatacji tłumika drgań charakteryzującego się punktem pracy talerzowej sprężyny dociskowej znajdującym się na krzywej opadającej charakterystyki tej sprężyny, będzie postępujący, jednostajny spadek siły zacisku elementów ślizgowych tłumika i tym samym jednostajny spadek histerezy momentu tarcia (po początkowym okresie docierania i stabilizacji współczynnika tarcia w pakiecie ciernym).

Rys. 5.3 przedstawia tę obserwację na jednym z przykładowych wyników badań trwałościowych, gdzie po dotarciu powierzchni ślizgowych tłumika drgań objawiającym się gwałtownym wzrostem histerezy momentu tarcia, histereza ta spada w sposób liniowy, zgodnie z postępującym rozprężaniem się talerzowej sprężyny dociskowej w złożeniu tłumika spowodowanym postępującym, kontrolowanym zużyciem elementów ślizgowych tłumika, które bezpośrednio koreluje z pokonaną drogą tarcia.



Rys. 5.3. Zależność liniowego spadku histerezy momentu tarcia podczas badania trwałościowego tłumika drgań od zmiany punktu pracy na charakterystyce talerzowej sprężyny dociskowej zmierzonej w złożeniu tłumika

5.1.1. Hipotezy badawcze dotyczące wpływu zmiany wartości siły zacisku skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji

Na podstawie obserwowanego podczas badań nad współczynnikiem tarcia braku osiągnięcia projektowanego poziomu ugięcia talerzowej sprężyny dociskowej już na etapie montażu (rys. 4.37 i 4.38), a także stabilizacji współczynnika tarcia podczas testów na tribometrze (rys. 4.27), potwierdzono drugą hipotezę, mającą zastosowanie zarówno w podrozdziale 5.1 jak i 5.2:

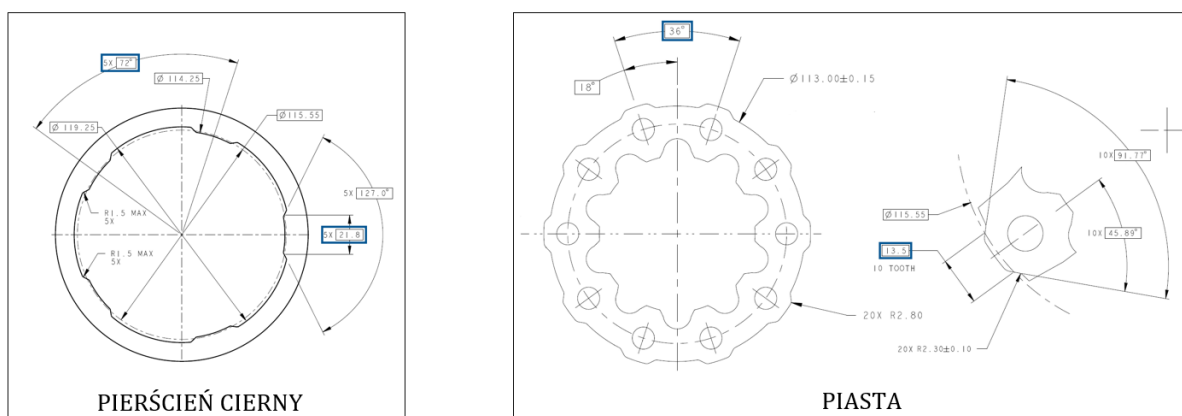
Potwierdzono hipotezę 2: **Wartość współczynnika tarcia w kontaktach ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych stabilizuje się po okresie docierania tłumika, co oznacza, że późniejsze zmiany momentu tarcia wynikają ze zmieniającej się siły zacisku elementów ciernych.**

Bazując na wykonanych badaniach (rys. 4.36) i obserwacji opisanych we wnioskach, uznano również trzecią hipotezę za potwierdzoną, co pozwoliło na opracowanie zmian konstrukcyjnych, których wdrożenie znacząco poprawi trwałość momentu tarcia podczas eksploatacji ciernych tłumików drgań.

Potwierdzono hipotezę 3: **Moment tarcia ciernego tłumika drgań skrętnych ulega zmniejszeniu w wyniku niekontrolowanego zużycia w rejonie podparcia talerzowej sprężyny dociskowej, co prowadzi do rozprężania się sprężyny w złożeniu tłumika, a w konsekwencji powoduje zmianę punktu pracy na charakterystyce sprężyny, skutkując spadkiem siły zacisku elementów ciernych.**

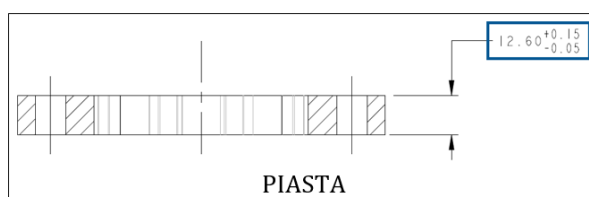
5.1.2. Element wdrożeniowy dotyczący ograniczenia wpływu zmiany wartości siły zacisku skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji

W przypadku ograniczenia ryzyka wystąpienia niekontrolowanego zużycia w rejonie podparcia talerzowej sprężyny dociskowej, zastosowane tolerancje wymiarowe połączenia wielowypustowego uznano za zbyt szerokie. Na przykładzie pierścienia ciernego 200C265, zaprojektowana szerokość dla pięciu wypustów tego pierścienia ($5 \times 72^\circ \pm 1^\circ$) wynosi $21,8 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$. Pierścień ten osadzony jest na piaście 165C293, która posiada 10 wypustów ($10 \times 36^\circ \pm 1^\circ$) o szerokości $13,5 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$, gdzie tylko jeden bok każdego wypustu piasty styka się z wypustem pierścienia. Planuje się obniżenie zakresu tolerancji dla wymiaru szerokości wypustów obu elementów do $\pm 0,25 \text{ mm}$. Rys. 5.4 przedstawia te wymiary na fragmencie rysunków wykonawczych tych elementów.



Rys. 5.4. Wymiary, dla których należy zawęzić tolerancje w celu zmniejszenia ryzyka wystąpienia zużycia w rejonie podparcia talerzowej sprężyny dociskowej [2]

W przypadku braku osiągnięcia projektowanego poziomu ugięcia talerzowej sprężyny dociskowej na etapie montażu tłumika drgań, zaplanowano wykonanie kolejnych pomiarów siły normalnej z udziałem wielu zestawów złożów nowych tłumików drgań wszystkich rodzin modeli (tj. o średnicy zewnętrznej 232 mm, 254 mm, oraz 285 mm). Wyniki tych pomiarów mają umożliwić wyznaczenie najkorzystniejszej wartości wymiaru definiującego przestrzeń w złożeniu tłumika, w której znajduje się statycznie ugięta talerzowa sprężyna dociskowa. Większe ugięcie sprężyny w złożeniu tłumika ma spowodować zmianę punktu pracy w korzystny rejon charakterystyki tej sprężyny. Jedną z rozważanych modyfikacji obecnej konstrukcji w tym przypadku jest obniżenie wymiaru szerokości piasty, pokazanej na rys. 5.5, czego konsekwencją będzie zwiększone ugięcie sprężyny dociskowej. Taka zmiana będzie jednak wymagała walidacji w postaci przyspieszonych badań trwałościowych dla kilku próbek z każdej rodziny modeli tłumików drgań. Z uwagi na długi czas przeprowadzenia tych badań, zostaną one wykonane poza zakresem niniejszej rozprawy doktorskiej.

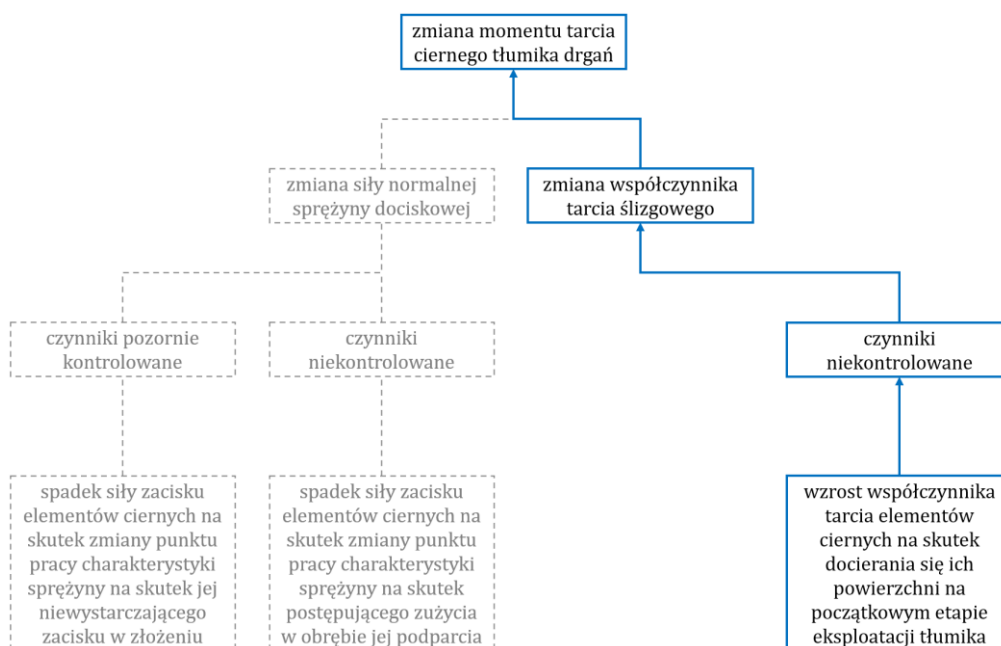


Rys. 5.5. Wymiar, który należy zredukować w celu zwiększenia ugięcia talerzowej sprężyny dociskowej w złożeniu ciernego tłumika drgań skrętnych [2]

Opracowane, pozornie niewielkie modyfikacje konstrukcyjne (obejmujące zmiany pojedynczych wymiarów lub ich tolerancji), których wdrożenie wiąże się ze stosunkowo niskim kosztem, mają na celu osiągnięcie wymiernego efektu w postaci istotnej poprawy trwałości oraz stabilności momentu tarcia ciernych tłumików drgań skrętnych w okresie eksploatacji.

5.2. Wnioski dotyczące wpływu zmiany współczynnika tarcia skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji

Wartość momentu tarcia, zaobserwowana na charakterystykach badanych tłumików drgań skrętnych, wykazuje istotną zależność od ich stanu eksploatacyjnego (tabela 4.3). Tłumiki nowe charakteryzują się względnie niskim i stabilnym momentem tarcia w całym zakresie przemieszczenia kąowego. W przypadku tłumików używanych obserwuje się utrzymanie podwyższonego, lecz nadal stabilnego poziomu momentu tarcia, którego wzrost jest konsekwencją rosnącego współczynnika tarcia, przy zachowaniu zbliżonej wartości siły normalnej (rys. 4.32). Natomiast tłumiki przedwcześnie zużyte wykazują wyraźną degradację momentu tarcia, wynikającą z braku zacisku elementów ślizgowych. Zjawiska te prowadzą do nieprzewidywalnych zmian charakterystyki tłumika, co może skutkować niestabilnością działania całego układu napędowego. Jednocześnie pokazują one, że od pewnego momentu wczesnej eksploatacji zaczynają nakładać się dwie składowe: wzrost współczynnika tarcia oraz spadek siły zacisku elementów ciernych. Rys. 5.6 przedstawia jeden istotny, obecnie niekontrolowany konstrukcyjnie problem rosnącego współczynnika tarcia na etapie docierania tłumika, który bezpośrednio wpływa na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji.



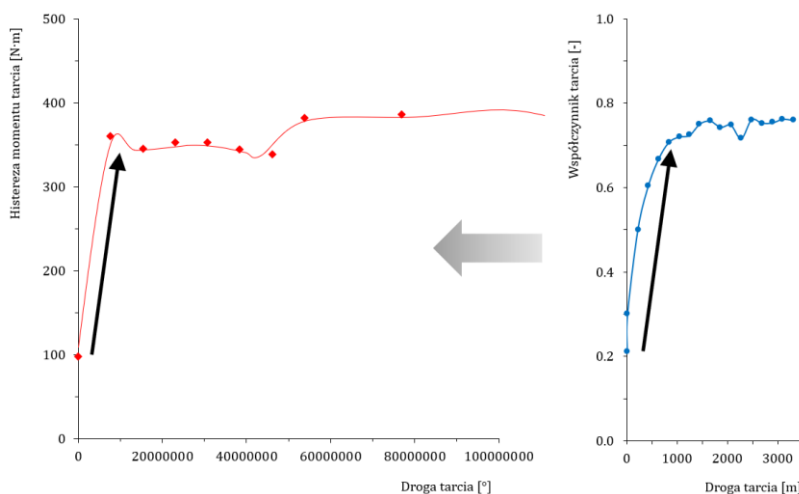
Rys. 5.6. Istotny problem związany ze składową wsp. tarcia równania na moment tarcia [opracowanie własne]

Współczynniki tarcia, wyznaczone na podstawie pomiarów siły normalnej oraz momentu tarcia dla pełnych złożeń tłumików drgań (tabela 4.3), wykazują istotne zróżnicowanie w zależności od okresu eksploatacji. Tłumiki nowe charakteryzowały się wartością współczynnika tarcia na poziomie około 0,2, podczas gdy w przypadku tłumików używanych (sprawnych) wartości te dochodziły nawet do 0,7 (tłumik 4), co odpowiada 3,5-krotnemu wzrostowi po przebiegu rzędu 61 tys. km. W przypadku tłumików

przedwcześnie zużytych (tłumik 5 i 6), obliczone współczynniki tarcia były obarczone znaczną niepewnością z uwagi na brak właściwego docisku elementów ślizgowych, uniemożliwiający poprawną rejestrację parametrów tribologicznych. W związku z powyższym, wartości te nie powinny być uwzględniane w niniejszej analizie porównawczej.

Wnioski z badań wyizolowanej pary cierniej, prowadzonych przy kontrolowanej, stałej sile zacisku, jednoznacznie potwierdzają obecność wyraźnej fazy docierania (rys. 4.27), w której współczynnik tarcia wykazuje dynamiczny wzrost. Należy podkreślić, że tak znaczny wzrost współczynnika (z poziomu 0,2 do 0,7) jest częściowo związany z obecnością cienkiej warstwy środka antykorozyjnego na bazie oleju, obecnej na powierzchniach kontaktowych. Jednak nawet po dokładnym oczyszczeniu próbek, współczynnik tarcia nadal wykazuje wyraźny wzrost – od wartości 0,3 do 0,7 – co wskazuje, że główną przyczyną tego zjawiska pozostaje wzajemne docieranie się powierzchni trących. Po zakończeniu etapu docierania możliwe jest osiągnięcie względnie stabilnych parametrów tarcia. Warto zaznaczyć, że stabilizacja parametrów tarcia następuje już przy częściowej utracie warstwy wierzchniej pierścienia ciernego, co potwierdza dokumentacja fotograficzna przedstawiona na rys. 4.23 oraz rys. 4.25. Badania tribologiczne przeprowadzone w warunkach kontrolowanego docierania wykazały również, że zarówno współczynnik tarcia, jak i zużycie masowe wykazują rosnącą tendencję w funkcji przebytej drogi tarcia. Zróżnicowanie wyników pomiędzy próbkami 1 i 2 może być przypisane różnicom w luzie kątowym połączenia wielowypustowego pierścienia ciernego z piastą, wynikającym z niejednorodności geometrycznej poszczególnych próbek.

W nawiązaniu do wyników badań trwałościowych tłumików drgań (rys. 2.26), należy stwierdzić, że obserwowany trzy-czterokrotny skokowy wzrost momentu tarcia na początkowym etapie badań jest przede wszystkim konsekwencją wzrostu współczynnika tarcia, wynikającego z docierania się warstw wierzchnich powierzchni ślizgowych i zakłada się, że nie jest on w znacznym stopniu efektem zmian siły normalnej, odpowiedzialnej za utrzymanie wzajemnego zacisku elementów ślizgowych. Teza ta znajduje potwierdzenie zarówno w wynikach badań kompletnego zespołu tłumika, jak i badań wyizolowanych par ślizgowych. Ilustracją tego zjawiska jest rys. 5.7, który prezentuje niemal czterokrotny, skokowy wzrost histerezy momentu tarcia w wybranym przykładzie badania trwałościowego.



Rys. 5.7. Zależność kilkukrotnego wzrostu histerezy momentu tarcia na etapie docierania badania trwałościowego tłumika drgań od kilkukrotnego wzrostu współczynnika tarcia elementów ciernych badanych na tribometrze

5.2.1. Hipotezy badawcze dotyczące wpływu zmiany współczynnika tarcia skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji

Na podstawie wyników pomiarów współczynnika tarcia w różnych stanach eksploatacyjnych, oraz wyciągniętych wnioskach, uznano pierwszą oraz drugą hipotezę za potwierdzoną.

Potwierdzono hipotezę 1: **Moment tarcia ciernego tłumika drgań skrętnych ulega zwiększeniu na wczesnym etapie eksploatacji w wyniku wzajemnego docierania się warstw wierzchnich elementów ślizgowych, co prowadzi do kilkukrotnego wzrostu współczynnika tarcia tłumika, którego stabilizacja kończy ten etap eksploatacji.**

Potwierdzono hipotezę 2: **Wartość współczynnika tarcia w kontaktach ślizgowych ciernego tłumika drgań skrętnych stabilizuje się po okresie docierania tłumika, co oznacza, że późniejsze zmiany momentu tarcia wynikają ze zmieniającej się siły zacisku elementów ciernych.**

5.2.2. Element wdrożeniowy dotyczący ograniczenia wpływu zmiany współczynnika tarcia skojarzenia ślizgowego w ciernym tłumiku drgań skrętnych na stabilność momentu tarcia podczas eksploatacji

W początkowym etapie eksploatacji tłumika drgań skrętnych kluczową rolę odgrywa skokowy wzrost współczynnika tarcia, który stabilizuje się w stosunkowo krótkim czasie, dyskusyjne jest zatem, czy wprowadzanie dodatkowych działań stabilizujących jest konieczne.

Wdrożenie dodatkowej operacji w procesie montażu, tj. operacji usuwania środka antykorozyjnego na bazie oleju z powierzchni ślizgowych pierścieni ciernych, mogłoby zredukować początkowe obniżenie współczynnika tarcia. To rozwiązanie nie jest jednak obecnie brane pod uwagę, ponieważ w przypadku produkcji seryjnej tłumików drgań taka dodatkowa operacja wpłynęłaby znacząco na koszty produkcji. Dodatkowo, obecność tymczasowych zabezpieczeń antykorozyjnych na elementach gotowej, nowej tarczy sprzęgła może być wymagana z uwagi na konieczność zapobiegania uszkodzeniom korozyjnym w okresie między zakończeniem procesu produkcyjnego, a rozpoczęciem eksploatacji (składowanie, transport, montaż, oczekiwanie na odbiór gotowego pojazdu itp.). Planowana jest jednak dyskusja z dostawcą pierścieni ciernych nad zastosowaniem alternatywnych środków antykorozyjnych, które byłyby łatwiejsze do usunięcia w początkowej fazie docierania lub nie wpływałyby znacząco na wartość współczynnika tarcia. Takie podejście może poprawić stabilność parametrów ciernych w początkowym etapie eksploatacji. W celu walidacji alternatywnych środków antykorozyjnych planuje się wykonanie badań porównawczych na tribometrze MFT-5000, w ramach kontynuowania współpracy firmy Eaton z laboratorium tribologicznym Politechniki Gdańskiej.

6. KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

6.1. Walidacja modyfikacji konstrukcyjnych wdrożonych w ramach niniejszej pracy

W ramach niniejszej pracy opracowano i wdrożono szereg modyfikacji konstrukcyjnych, których celem było uzyskanie mierzalnej poprawy trwałości oraz stabilności momentu tarcia ciernych tłumików drgań skrętnych w warunkach eksploatacyjnych. Dalsze etapy badań obejmują walidację zaproponowanych rozwiązań z wykorzystaniem przyspieszonych testów trwałościowych realizowanych w laboratorium firmy Eaton. W szczególności, przedmiotem badań będą złożenia tłumików z zastosowaniem bardziej ugiętych sprężyn dociskowych, co umożliwi ocenę wpływu zmiany punktu pracy w bardziej korzystny obszar charakterystyki talerzowej sprężyny dociskowej na długookresową stabilność momentu tarcia. W ramach prac badawczych analizie zostaną poddane również inne rodziny tłumików drgań, które podczas eksploatacji wykazują zbliżony kształt przebiegu histerezy momentu tarcia (rys. 2.26). Ponadto, w przypadku potwierdzenia przez dostawcę możliwości zastosowania alternatywnych środków antykorozyjnych, planowane jest przeprowadzenie badań porównawczych z użyciem tribometru Politechniki Gdańskiej. Pozwoli to na ocenę wpływu tych środków na wartość współczynnika tarcia w początkowej fazie docierania tłumików drgań.

Jednym z kluczowych kierunków dalszych prac jest walidacja opracowanego rozwiązania konstrukcyjnego umożliwiającego zastosowanie dwóch sprężyn talerzowych dociskowych w tłumiku drgań o średnicy zewnętrznej 285 mm. Koncepcja ta otwiera nowe możliwości konstrukcyjne w obrębie tej rodziny tłumików i ukierunkowana jest na spełnienie wymagań wynikających z obserwowanego trendu *Long Distance Luxury*. Trend ten, opisany w podrozdziale 1.2, związany jest z rosnącą potrzebą projektowania podzespołów układów napędowych pojazdów użytkowych z myślą o minimalizacji interwałów serwisowych. W odniesieniu do tłumików drgań skrętnych zintegrowanych z zespołem sprzęgła głównego, oznacza to dążenie do wydłużenia przebiegu bezobsługowego do poziomu 1000000 km, co umożliwiłoby synchronizację wymiany zespołu sprzęgła z planowanym serwisem przekładni głównej.

6.2. Nowe kierunki badań związane z poprawą stabilności momentu tarcia tłumików drgań

Perspektywiczny kierunek dalszych badań nad poprawą stabilności momentu tarcia ciernych tłumików drgań skrętnych stanowi możliwość odzyskiwania energii drgań skrętnych, która w obecnych rozwiązaniach bezpowrotnie rozpraszana jest w postaci ciepła. Rozwój technologii rekuperacyjnych oraz zastosowanie odzyskanej energii do regulacji momentu oporowego tłumika – na przykład poprzez integrację elektromagnetycznych układów hamujących wykorzystujących prądy wirowe – może doprowadzić do opracowania hybrydowych tłumików drgań. Takie rozwiązania, bazujące na współpracy klasycznych elementów ciernych z układami umożliwiającymi adaptacyjną modulację momentu tarcia w zależności od warunków pracy, potencjalnie pozwoliłyby na wyeliminowanie konieczności zewnętrznego zasilania. Dzięki temu możliwe byłoby osiągnięcie dynamicznego dostosowania charakterystyki tłumienia do aktualnych potrzeb układu napędowego, co stanowi interesującą alternatywę wobec obecnie stosowanych rozwiązań pasywnych.

6.3. Ochrona własności intelektualnej

Jednym z efektów, związanym z prowadzonymi przez autora badaniami tłumików drgań, w tym opisanych w niniejszej pracy, jest współautorstwo opublikowanego międzynarodowego zgłoszenia patentowego [55], dotyczącego opisu konstrukcji głównego tłumika drgań o zmiennej charakterystyce tarcia. Drgania skrętne w układach napędowych pojazdów zazwyczaj osiągają większą amplitudę przy wyższych wartościach momentu obrotowego (czyli przy większym obciążeniu), dlatego opracowano konstrukcję tłumika głównego, która zapewnia wzrost momentu tarcia wraz ze wzrostem obciążenia układu napędowego pojazdu (rys. 6.1).

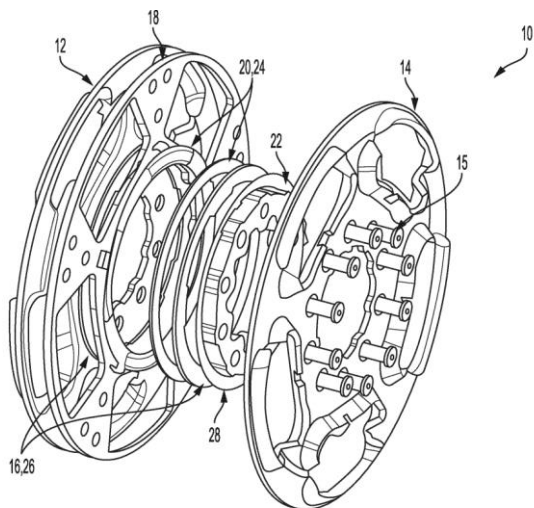


FIG. 1

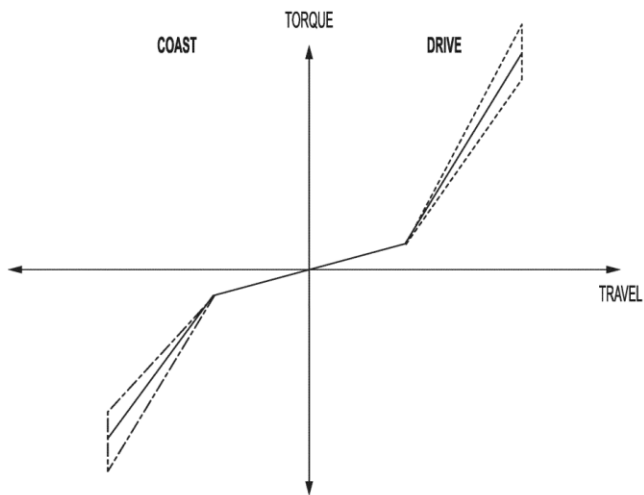


FIG. 6

Rys. 6.1. Wybrane rysunki zgłoszenia patentowego WO2021052631A1 [55]

7. LITERATURA

1. K. Holmberg, A. Erdemir (2017): Influence of tribology on global energy consumption, costs, and emissions. *Friction* 5(3): 263-284.
2. Materiały wewnętrzne firmy Eaton Truck Components, Tczew.
3. J. Jaworski (1984): Okładziny cierne do hamulców i sprzęgieł pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
4. A. Yüceşan, S. Sezer (2016): Vibration isolation with clutch disk pre-damper mechanism for the idle rattle phenomenon. *Journal of Vibration and Control*, 1-17.
5. North American Council for Freight Efficiency (NACFE), Confidence Report (2015): Engine Downsizing. <https://nacfe.org/research/technology/powertrain/downsizing/>.
6. M. Żebrowski, A. Jaworski, S. Wierzbicki (2024): The Application of Cylinder Deactivation to Improve Fuel Economy in a Heavy-Duty Compresses Natural Gas Engine. *Energies*, 17(2), 445.
7. Scania (2024): Long Distance Luxury and Clutch for Life: Enhancing Drivetrain Efficiency. <https://www.scania.com/long-distance-luxury-clutch-for-life>.
8. Scania Poland (2025): Specyfikacje V8. Kompleksowa oferta. <https://www.scania.com/pl/pl/home/products/trucks/v8/v8-specifications.html>.
9. M. Zając (2003): Układy przeniesienia napędu samochodów ciężarowych i autobusów. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
10. J. A. Wajand, J. T. Wajand (2005): Tłokowe silniki spalinowe srednio- i szybkoobrotowe. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
11. J. A. Goliński (1979): Wibroizolacja maszyn i urządzeń. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
12. H. Wu, G. Wu (2016): Driveline torsional analysis and clutch damper optimization for reducing gear rattle. *Shock and Vibration*, vol. 2016, Article ID 8434625, 24 pages.
13. A. Szadkowski, E. Prange, N. G. Naganathan (1995): Hysteresis Effects on Driveline Torsional Vibrations. SAE Technical Paper 951293.
14. J. Horbaty (2013): Drgania skrętne w silniku spalinowym czterosuwowym i problem ich tłumienia. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej* 5(96)/2013.
15. J.-Y. Yoon, R. Singh (2013): Effect of the multi-staged clutch damper characteristics on the transmission gear rattle under two engine conditions, *Journal of Automobile Engineering*, 227(9), 1273-1294.
16. C. L. Gaillard, R. Singh (2000): Dynamic analysis of automotive clutch dampers. *Applied Acoustics* nr 60, pp. 399-424.
17. Z. Skup (2003): Active and passive damping of vibrations by torsional damper during steady state motion of a power transmission system. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, nr 1, pp. 155-167.
18. Z. Skup (2010): Zjawiska nieliniowe w tłumieniu drgań. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa.
19. S. Kumar, A. Jothikumar, S. Datta, S. McCutcheon, A. Venkataraman (2021): Analytical Methodology for the Prediction of the Wear of Damper Springs in Dry Friction Clutches. SAE International, 2021-26-0384.
20. M. Formela, J. Łubiński (2024): Analysis of uncontrolled wear in the area of a Belleville spring of a friction torsional vibration damper in a motor vehicle clutch. *Quarterly Tribologia*, 307(1), 31-41.
21. J. Awrejcewicz, D. Grzelczyk (2011): Modeling and analytical/numerical analysis of wear processes in a mechanical friction clutch. *International Journal of Bifurcation and Chaos*, nr 10, pp. 2861-2869.
22. J. Zwolak, D. Kozik, B. Kruczek (2015): Investigations of processes occurring in a clutch used in a power shift during frictional engagement of gears. *Quarterly Tribologia*, 262(4), 221-229.
23. P. Piec, P. Urbańczyk (2010): Research on rail vehicle brake insert wear. *Quarterly Tribologia*, 233(5), 143-152.

24. A. Wojciechowski, R. Michalski, A. Gołowicz, A. Eminger (2012): Examining friction-wear processes of selected friction pairs used in the disc brakes of the motor vehicles, using a pin-on-disk t-11 testing device. *Quarterly Tribologia*, 245(5), 231-241.
25. J. Łubiński (2017): Wpływ wybranych właściwości maszyny badawczej na wynik eksperymentu tribologicznego z tarciami ślizgowymi. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
26. M. Hebda (2007): Procesy tarcia, smarowania i zużywania maszyn. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Warszawa 2007.
27. B. Gotsmann, M. A. Lantz (2008): Atomistic wear in a single asperity sliding contact. *Physical Review Letters*, 101, 125501.
28. T. Kayaba, K. Hokkirigawa, K. Kato (1984): Experimental analysis of the yield criterion for a hard asperity sliding on a soft flat surface. *Wear*, 96, 255-265.
29. H. Yu, S. Liu, Q. J. Wang, Y. W. Chung (2004): Influence of temperature-dependent yield strength on thermomechanical asperity contacts. *Tribology Letters*, 17, 155-163.
30. D. A. Rigney (1988): Sliding wear of metals. *Annual Review of Materials Science*, 18, 141-163.
31. S. Ścieszka (1998): Hamulce cierne. Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Gliwice, Radom.
32. P. Sokolski, J. Sokolska (2019): Assessment of the influence of the coefficient of friction on the temperature distribution of a disc brake during the braking process. *Quarterly Tribologia*, 288(6), 95-99.
33. S. Laber (2012): Tribological properties of frictional material applied on brakes. *Quarterly Tribologia*, 245(5), 75-83.
34. O. I. Abdullach, J. Schlattmann (2015): The effect of constraint conditions on the contact pressure distribution of multi-disc friction clutches. *Quarterly Tribologia*, 264(6), 9-18.
35. O. I. Abdullach, L. A. Sabri, W. S. Abd Ai-Sahb (2016): Finite element analysis of the thermal behaviour of single-disc clutches during repeated engagements. *Quarterly Tribologia*, 266(2), 9-24.
36. Instron (2025): Dynamic torsion test system. <https://www.instron.com/en/products/testing-systems/structural-durability/structural-durability-solutions/dynamic-torsion-test-system/>.
37. MTS Systems (2025): Model 814 spinning torsion system. <https://www.mts.com/en/products/automotive/subsystem-component-test-systems/814-spinning-torsion-system>.
38. B. Branowski (2013): Sprężyny metalowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa.
39. R. Pakowski (2018): Sprzęgła cierne – obliczanie podstawowych parametrów. Pomoce dydaktyczne dla studentów Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.
40. K. Białas, A. Buchacz, T. Dzitkowski (2009): Synteza drgających aktywnych układów mechanicznych z tłumieniem w ujęciu grafów biegunowych i liczb strukturalnych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice.
41. A. Buchacz, J. Świder (2001): Wspomaganie konstruowania układów redukcji drgań i hałasu maszyn. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
42. Z. Engel (1993): Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa.
43. Valeo (2019): A completely new look at dual mass flywheels - Valeo VBlade. <https://valeo.prowly.com/50687-a-completely-new-look-at-dual-mass-flywheels-valeo-vblade>.
44. Voith (2020): Our Hydrodamp vibration damper series for tractors, construction machinery, buses, trucks and rail vehicles. <https://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hydrodamp.html>.
45. BorgWarner (2022): Variable spring absorber to support downsizing, engine downspeeding and cylinder deactivation. <https://www.borgwarner.com/technologies/transmission-technologies>.
46. L. da Vinci (1492): Codex Atlanticus, manuscripts.
47. L. da Vinci (1518): Codex Arundel, manuscripts.

48. G. de Amontons (1706): De la resistance caus'ee dans le machines. Memoires de l'Academie Royale A., Chez Gerard Kuyper, Amsterdam.
49. A. de Coulomb, Charles (1821): Theorie des machines simples, en ayant egard au frottement de leurs parties, at a la roideur des cordages. Paris: Bachelier, Libraire, Quai des Augustins.
50. Rtec: MFT-5000 Multi-Function Tribometer. <https://rtec-instruments.com/tribometer/universal-tribometer/>.
51. Politechnika Gdańska, WIMiO: Wielofunkcyjny, modułowy tribometr. <https://wimio.pg.edu.pl/laboratorium-tribologii/wyposazenie/rtec-mft-5000>
52. A. Pluto-Prondziński, M. Purkiewicz (2022): Analiza i próba minimalizacji wpływu wybranych właściwości stanowiska testowego na wynik pomiaru charakterystyki tłumika drgań skrętnych. Praca dyplomowa inżynierska, Politechnika Gdańska, Eaton Truck Components.
53. J. Giergiel (1990): Tłumienie drgań mechanicznych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa.
54. G. Pisarenko, A. Jakowlew, W. Matwiejew (1976): Własności tłumienia drgań materiałów konstrukcyjnych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.
55. M. Formela, A. Dębczyński (2022): Variable main damper hysteresis pack, opublikowane międzynarodowe zgłoszenie patentowe nr WO2021052631A1, Eaton Truck Components. <https://patents.google.com/patent/WO2021052631A1/en?q=WO2021052631A1>