

BADANIA DROGOWE AUTOMATYCZNEJ SKRZYNI BIEGÓW (ASB) SAMOCHODU TERENOWEGO

TADEUSZ DZIUBAK¹, PAWEŁ SZCZEPANIAK²

Wojskowa Akademia Techniczna (WAT)

Streszczenie

W pracy omówiono budowę i zasadę działania konwencjonalnej automatycznej skrzyni biegów ZF-4HP24, eksploatowanej w samochodzie terenowym Land Rover Range Rover P38A. Przedstawiono wyniki badań drogowych polegających na pomiarze ciśnień płynu ATF w punktach diagnostycznych układu hydraulicznego automatycznej skrzyni biegów. Wykonano badanie lepkości (dla temperatury eksploatacyjnej) świeżego płynu ATF oraz płynu ATF po przebiegu eksploatacyjnym, pobranego z badanej ASB. Badania drogowe przeprowadzono przed oraz po obsłudze polegającym na wymianie płynu ATF i filtra ssawnego ASB. ASB, poddana badaniom drogowym przed wymianą płynu ATF i filtra ssawnego, wykazywała usterki w działaniu, zwłaszcza po osiągnięciu temperatury eksploatacyjnej płynu ATF.

Słowa kluczowe: automatyczne skrzynie biegów (ASB), płyn ATF, lepkość kinematyczna, test ciśnienia ASB

1. Wstęp

Współczesna automatyczna skrzynia biegów (ASB) jest zespołem o skomplikowanej budowie, wymagającym właściwego użytkowania i specjalistycznej obsługi. W przypadku większości popularnych skrzyń biegów obsługa polega na okresowym kontrolowaniu poziomu płynu ATF i ewentualnym jego uzupełnianiu [4, 12, 13]. Z praktyki eksploatacyjnej oraz badań eksperymentalnych [3] wynika, że w wyniku użytkowania ASB właściwości płynów ATF degradują się, co negatywnie wpływa na pracę ASB. Okresowa wymiana płynu ATF wraz z filtrem ssawnym często pozwala przywrócić prawidłową pracę ASB i przedłużyć przebieg eksploatacyjny do naprawy głównej. Podczas obsługi konieczne jest jednak zachowanie ostrożności i należytej staranności, aby nie wprowadzić zanieczyszczeń z zewnątrz do płynu ATF i instalacji hydraulicznej [6, 7]. Firma ZF Friedrichshafen AG zaleca wymianę płynu ATF i filtra układu hydraulicznego w ASB po przebiegu 100000 km, niezależnie od sposobu użytkowania pojazdu i rodzaju skrzyni biegów [10]. Swoje zalecenia

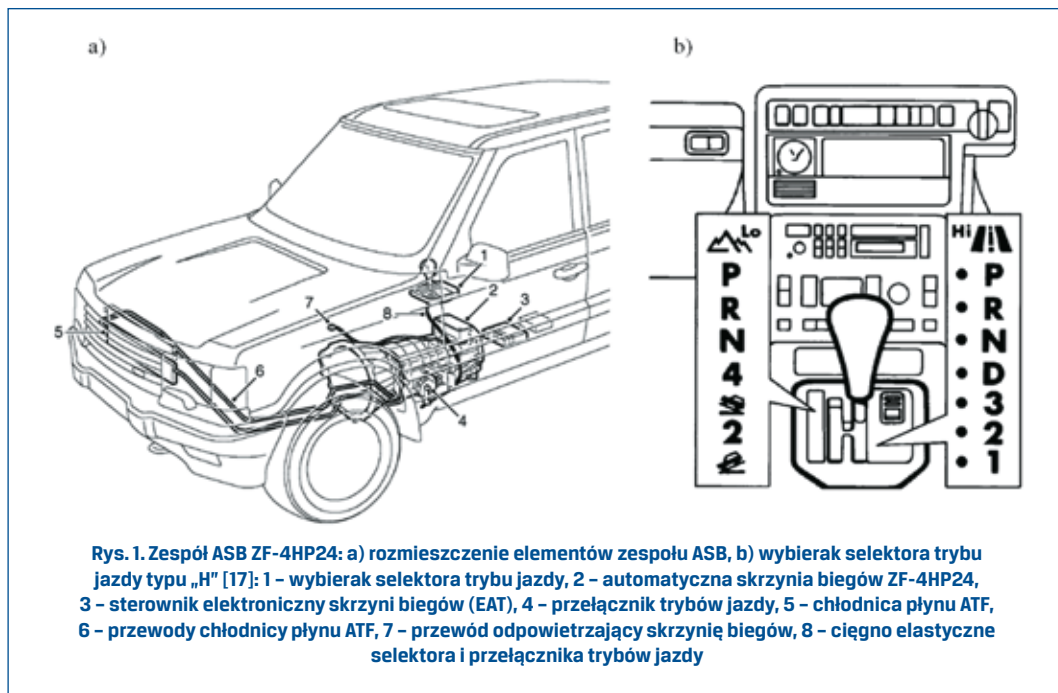
¹ Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu, ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, e-mail: tdziubak@wat.edu.pl, tel. 22 683 71 21

² Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu, ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, e-mail: pszczepaniak@wat.edu.pl

odmiennie formułuje firma Allison Transmission, która dzieli cykle użytkowania (*Duty cycle*) na ogólny (*General*) i ciężki (*Severe*). Obsługiwanie ASB, polegające na wymianie płynu ATF i jego filtra, wykonywane jest zgodnie z normą rozumianą jako liczba kilometrów przebiegu pojazdu (20000÷240000 km) lub liczba godzin użytkowania (500÷4000 godzin) albo czas pomiędzy kolejnymi obsługiwaniem (6÷48 miesięcy). Wartości przebiegów zależą nie tylko od rodzaju cyklu użytkowania, ale również od typu ASB [11]. Z praktyki eksploatacyjnej wynika również, że uszkodzeniom częściej podlegają ASB zabudowane w pojazdach z silnikami o dużej mocy i momencie obrotowym. W praktyce warsztatowej spotyka się przypadki, gdzie po przeprowadzonej wymianie płynu ATF oraz jego filtra w ASB, wykazującej usterki w działaniu, stwierdzono poprawne działanie zespołu. Podczas obsługiwania należy stosować materiały eksploatacyjne (płyny ATF i filtry) wysokiej jakości, zalecane przez producenta i przeznaczone do danego typu ASB. Stosowanie nieprawidłowego płynu ATF lub filtra powoduje uszkodzenie ASB [8]. Celem niniejszej pracy było przeprowadzenie badań eksperymentalnych, które miały wykazać czy przeprowadzenie obsługiwania ASB, polegającego na wymianie płynu ATF i filtra ssawnego, spowoduje poprawę pracy ASB wykazującej usterki w działaniu i mającej znaczny przebieg eksploatacyjny (około 150000 km). W ramach badań eksperymentalnych przeprowadzonych podczas jazdy eksploatacyjnej, mierzono ciśnienia w punktach diagnostycznych układu hydraulicznego ASB przed i po obsługiwaniu.

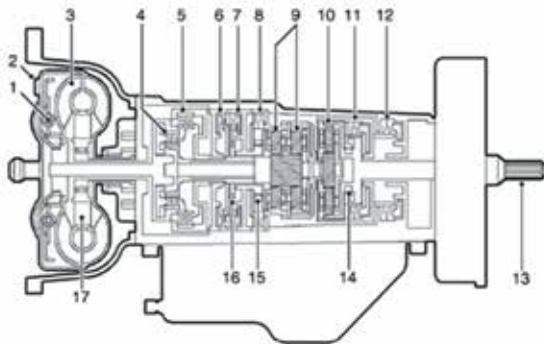
2. Przedmiot badań

Przedmiotem eksperymentalnych badań drogowych była automatyczna skrzynia biegów ZF-4 HP24, zabudowana w samochodzie terenowym marki Land Rover Range Rover 4,6 HSE w dwóch stanach technicznych (przed i po obsługiwaniu). Jest to konwencjonalna ASB z przekładnią hydrokinetyczną, wyposażona w cztery przełożenia do jazdy w przód oraz w bieg wsteczny. Badana ASB jest sterowana z wykorzystaniem parametrów pracy silnika i pojazdu (obciążenie, położenie przepustnicy, prędkość obrotowa silnika, prędkość pojazdu) za pomocą układu elektronicznego EAT. Na podstawie sygnałów z układu EAT realizowane jest działanie sterownika elektrohydraulicznego ASB, polegające na kierowaniu dopływem płynu ATF do odpowiednich siłowników zaciskających sprzęgła i hamulce wielotarczowe mokre, które sprzęgają lub hamują elementy przekładni planetarnych. Zespół ASB ZF-4HP24 poza samą skrzynią biegów obejmuje również inne elementy: selektor wyboru trybu jazdy, sterownik elektroniczny skrzyni biegów – EAT, przełącznik trybów jazdy połączony mechanicznie za pomocą cięgna z selektorem wyboru trybu jazdy, chłodnicę płynu ATF, dzięki której możliwe jest utrzymanie temperatury płynu ATF około 80°C. Badana ASB wyposażona jest w mechanizm typu „H” selektora wyboru trybu jazdy (rys. 1b). Mechanizm ten łączy pracę ASB i reduktora mechanicznego uruchamianego za pomocą siłownika elektrycznego. Biegi szosowe „Hi” realizowane są tylko poprzez skrzynię automatyczną, biegi terenowe „Lo” dodatkowo przez mechaniczną przekładnię redukcijną. Uruchomienie reduktora mechanicznego następuje poprzez przełożenie dźwigni selektora na stronę oznaczoną „Lo”.



Moc i moment obrotowy z wału korbowego silnika do ASB przenosi przekładnia hydrokinetyczna, nazywana również konwerterem [4, 5, 10-13, 20]. W skład konwertora wchodzi: wirnik pompy zintegrowany z obudową przymocowaną za pośrednictwem tarczy napędowej do wału korbowego silnika, wirnik turbiny połączony z wałem wejściowym skrzyni biegów oraz wirnik kierownicy. Dystans pomiędzy tymi elementami zapewniają pierścienie ślizgowe i łożyska. Konwerter jest całkowicie wypełniony płynem ATF. Wirnik pompy pobiera płyn ATF wokół jej osi i przemieszcza go siłą odśrodkową na łopatki turbiny. Płyn ATF znajdujący się na łopatkach turbiny posiada energię kinetyczną i powoduje jej ruch obrotowy. Energia kinetyczna płynu ATF powstała w wyniku obracania wirnika pompy jest zamieniana na energię ruchu obrotowego turbiny. Płyn ATF jest ponownie pobierany do osi konwertora, a więc obszaru o niższym ciśnieniu, aby znaleźć się na łopatkach pompy. Przepływ płynu ATF wewnątrz przekładni hydrokinetycznej zależy od różnicy prędkości obrotowych pompy i turbiny. Przy znacznych różnicach prędkości obu wirników płyn ATF opuszczający turbinę uderza w łopatki wirnika pompy i próbuje je obracać w kierunku przeciwnym. Skutkiem tego zjawiska byłoby hamowanie wirnika pompy, a więc straty energii. Zjawisko to eliminowane jest działaniem wirnika kierownicy, który umieszczony jest pomiędzy wirnikiem pompy i turbiny. Płyn ATF, wypływając z wirnika turbiny, uderza w przednie powierzchnie łopatek kierownicy, dążąc do jej obrócenia w kierunku przeciwnym do obrotów wirnika pompy. Kierownica zablokowana jest przez działanie sprzęgła jednokierunkowego, a więc nie obraca się, co powoduje, że kierunek strumienia cieczy zostaje zmieniony i wspomaga obrót wirnika pompy. Ukierunkowany przepływ płynu ATF wewnątrz konwertora umożliwia dwu-, a nawet trzykrotne zwiększenie momentu obrotowego na osi wirnika pompy przy dużych wartościach poślizgu między pompą i turbiną, jakie występują przy ruszaniu

z miejsca lub przyspieszaniu. Poślizg obniża sprawność przekładni. Przy dużym poślizgu energia ruchu obrotowego wirnika pompy konwertora przekształcana jest na ciepło płynu ATF.

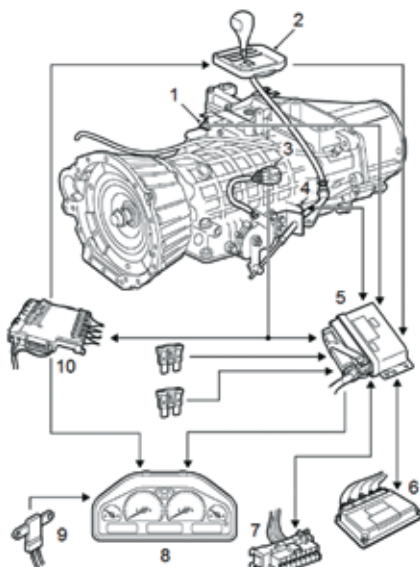


Bieg	Wartość przełożenia
1	2,480:1
2	1,480:1
3	1,480:1
4	0,728:1
R	2,086:1

Rys. 2. Automatyczna skrzynia biegów ZF-4HP24: 1 - sprzęgło „Lock-up”, 2 - obudowa przekładni hydrokinetycznej, 3 - turbina, 4 - sprzęgło wielotarczowe jazdy do przodu, 5 - sprzęgło wielotarczowe jazdy do tyłu, 6, 7, 8 - hamulec wielotarczowy, 9 - przekładnia planetarna typu Simpson, 10 - prosta przekładnia planetarna, 11 - sprzęgło wielotarczowe, 12 - hamulec wielotarczowy, 13 - wał wyjściowy, 14, 15, 16 - mechanizm wolnego koła (sprzęgło jednokierunkowe), 17 - kierownica przekładni hydrokinetycznej ze sprzęgłem jednokierunkowym [17]

Aby zapobiegać stratom energii i przegrzewaniu płynu ATF, współczesne konwertory wyposaża się w sprzęgło cierne „Lock-up”, które składa się z tłoka przesuwającego z tarczą cierną. Tłok ma możliwość przesuwu osiowego. Przesuw tłoka w kierunku obudowy pompy powoduje docisk tarczy cierniej do wewnętrznej powierzchni obudowy i sprzęgnięcie pompy z turbiną. Sterownik EAT ASB generuje sygnał, który za pośrednictwem zaworu w sterowniku elektrohydraulicznym kieruje strumień płynu ATF poprzez kanał w wale turbiny do tłoka zamykającego sprzęgło „Lock-up”. W ASB ZF-4HP24 sprzęgło „Lock-up” konwertora uruchamiane jest przy prędkości pojazdu 48÷72 km/h i czwartym przełożeniu [16]. Sercem każdej konwencjonalnej ASB jest zespół przekładni planetarnych, który realizuje określone przełożenia. Teoretycznie z pojedynczej przekładni planetarnej może być realizowanych siedem przełożeń, w tym jedno bezpośrednio i dwa ze zmianą kierunku obrotów. W praktyce prosta przekładnia planetarna realizuje dwa przełożenia użyteczne.

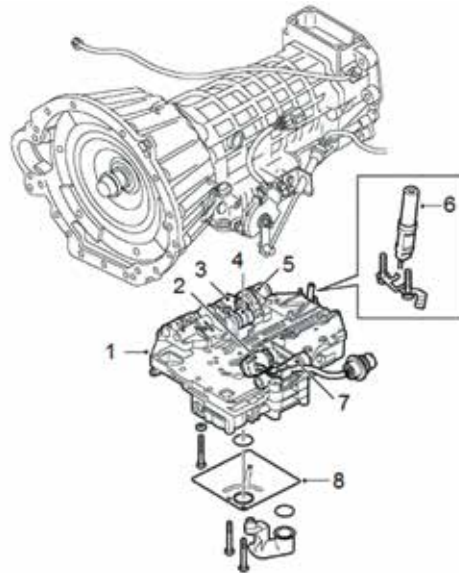
Z tego względu w ASB stosuje się szeregi planetarne, np. Simpsona i Ravigneaux [4, 5, 16]. Zmiana przełożeń w szeregach planetarnych możliwa jest dzięki sygnałom ze sterownika EAT. Sygnały z układu EAT realizują działanie sterownika elektrohydraulicznego ASB, którego podstawowym zadaniem jest generowanie ciśnień o określonych wartościach w odpowiednich gałęziach instalacji hydraulicznej. Najbardziej istotne jest ciśnienie głównej linii zasilania siłowników.



Rys. 3. Schemat systemu elektronicznego automatycznej skrzyni biegów ZF-4HP24: 1 - złącze sterownika EAT, 2 - selektor trybu jazdy, 3 - złącze sygnałowe wyboru trybu jazdy, 4 - złącze czujnika prędkości jazdy, 5 - sterownik elektroniczny skrzyni biegów EAT, 6 - sterownik silnika ECU, 7 - złącze diagnostyczne, 8 - zestaw wskaźników, 9 - czujnik temperatury płynu ATF, 10 - główny sterownik elektroniczny BeCM [17]

Wartość ciśnienia linii zasilania siłowników regulowana jest zależnie od momentu obrotowego przenoszonego na wał turbiny i wynikających stąd zmian w obciążeniu hamulców i sprzęgieł ciernych wielotarczowych mokrych. Podobnie sterowane jest zasilanie konwertora. Zawory sterujące kierują dopływem płynu ATF do odpowiednich siłowników zaciskających sprzęgła i hamulce wielotarczowe mokre oraz do tłoka sprzęgła ciernego „Lock-up”. Zawór manualny (7 rys. 4) sterowany jest przez kierowcę dźwignią selektora wyboru trybu jazdy. Zawory elektrohydrauliczne MV 1 i MV 2 załączają sprzęgła i hamulce, a więc kierują dopływem płynu ATF do siłowników w celu zmiany przełożeń. Zawór elektrohydrauliczny MV 3 odpowiedzialny jest za załączanie sprzęgła ciernego „Lock-up” konwertora. Zawór elektrohydrauliczny MV 4 jest zaworem proporcjonalnym, odpowiedzialnym za regulowanie ciśnienia głównej linii zasilania siłowników w celu zachowania dobrej jakości przełączania biegów [19].

Dla każdego siłownika sprzęgła czy hamulca wielotarczowego mokrego przypisany jest akumulator hydrauliczny, który łagodzi skutki uderzeń hydraulicznych i pulsacji płynu ATF w linii zasilania danego siłownika [21].



Rys. 4. Sterownik elektrohydrauliczny: 1 – blok zaworów, 2 – elektromagnetyczny zawór regulacji ciśnienia (MV 4), 3, 4 – elektromagnetyczny zawór zmiany biegów (MV 2 i MV 1), 5 – elektromagnetyczny zawór załączania sprzęgła „Lock-up” (MV 3), 6 – czujnik prędkości obrotowej wału wyjściowego, 7 – zawór regulacyjny manualny, 8 – filtr ssawny układu hydraulicznego [17]

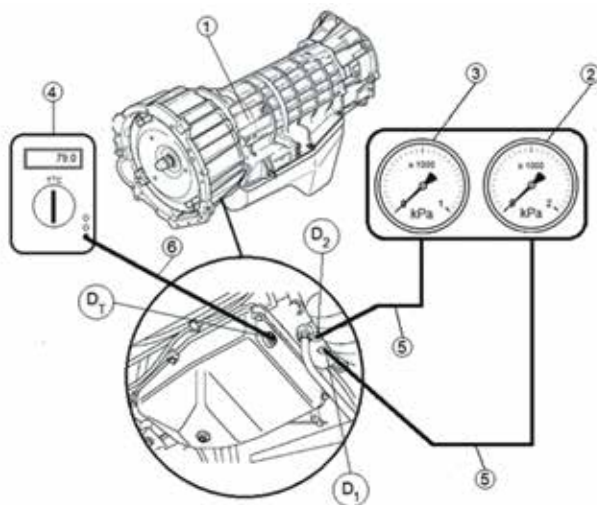
3. Badania eksperymentalne

Badania eksperymentalne drogowe polegały na pomiarze ciśnienia głównego zasilania linii siłowników (p_{D1}) i ciśnienia konwertora (p_{D2}) w dwóch punktach diagnostycznych ASB ZF-4HP24. Zachowano te same warunki badań dla skrzyni biegów przed obsługiwaniem i po obsługiwaniu, które polegało na częściowej wymianie płynu ATF oraz filtra ssawnego układu hydraulicznego. Podczas obsługiwania możliwa jest tylko wymiana płynu znajdującego się w misce olejowej oraz tego, który spłynie grawitacyjnie z magistrali hydraulicznej. Wymianie nie ulegnie płyn ATF znajdujący się w konwerterze (około 20÷25 %) oraz płyn ATF znajdujący się w chłodnicy płynu (5-10%). Według książki napraw [17] w ASB powinno być 11 litrów oleju. Podczas obsługiwania wymianie podlega około 8 litrów. Po wymianie, podczas pracy ASB płyn świeży i pozostały w ASB ulegną zmieszaniamu. Niektóre konwertyory w samochodach, na przykład w samochodzie Mercedes, posiadają korek spustowy płynu ATF z konwertora. Według książki napraw [17] do badanej ASB należy stosować mineralny hydrauliczny płyn ATF o specyfikacji DEXRON III, o charakterystycznym czerwonym kolorze i lepkości kinematycznej w 100°C $v_{100} = 8 \text{ mm}^2/\text{s}$. Badanie przeprowadzono, wykorzystując standardową procedurę pomiaru ciśnień w punktach diagnostycznych [12, 13]. Podczas badań stosowano urządzenie diagnostyczne do pomiarów ciśnień i temperatury płynu układu hydraulicznego ASB, składające się z dwóch manometrów o zakresach pomiarowych: 0÷2000 kPa i 0÷1000 kPa oraz kl. 1 dokładności i multimetru o zakresie 0÷400°C

i dokładności $\pm 1^\circ\text{C}$. Prędkość obrotową silnika ustalano według obrotomierza będącego na wyposażeniu tablicy wskaźników pojazdu.

Pomiarów ciśnień dokonywano podczas jazdy przy ustalonej temperaturze ($80\pm 2^\circ\text{C}$) płynu ATF w pełnym zakresie przełożeń (od 1 do 4), dla prędkości obrotowych silnika w zakresie $1000\div 4500$ obr./min i przy położeniu dźwigni selektora wybieraka biegów w pozycji „D”, zgodnie z opracowaną metodyką badań ASB.

1. Zamontowano na desce rozdzielczej w przedziale pasażerskim samochodu urządzenie diagnostyczne zawierające manometry pomiarowe oraz multimetr,
2. Manometry pomiarowe podłączono elastycznymi przewodami hydraulicznymi (5 rys. 6) za pomocą adapterów mechanicznych do punktów diagnostycznych D_1 i D_2 ASB ZF-4HP24,
3. Zamontowano sondę temperaturową (6 rys. 6) multimetru (4 rys. 6) na końcu wskaźnika prętowego poziomu płynu ATF – punkt pomiaru temperatury DT ,
4. U uruchomiono silnik, a następnie celem uzyskania temperatury eksploatacyjnej dla (temperatura powinna mieć wartość $80\pm 2^\circ\text{C}$ [17, 20]) całej objętości płynu ATF w ASB, pojazd pokonał 30 km w ruchu miejskim,



Rys. 5. Schemat układu pomiarowego: 1 - ASB ZF-4HP24, 2 - manometr o zakresie pomiarowym $0\div 2000$ kPa, 3 - manometr o zakresie pomiarowym $0\div 1000$ kPa, 4 - multimetr uniwersalny, 5 - przewody hydrauliczne wraz z adapterami, 6 - sonda do pomiaru temperatury płynu ATF wraz z przewodem elektrycznym, D1 - punkt diagnostyczny pomiaru ciśnienia głównego zasilania pD1, D2 - punkt diagnostyczny pomiaru ciśnienia pD2 w konwerterze, DT - punkt pomiaru temperatury T płynu ATF w misce olejowej

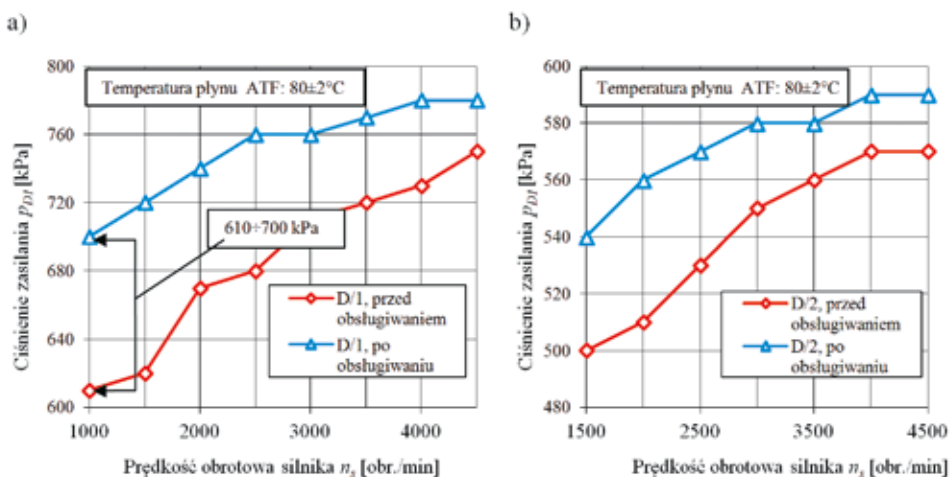
5. Po uzyskaniu stabilnej temperatury eksploatacyjnej płynu ATF w ASB przystąpiono do pomiarów ciśnienia głównego zasilania linii siłowników (p_{D1}) i ciśnienia konwertora (p_{D2}) w dwóch punktach diagnostycznych ASB ZF-4HP24. W tym celu:
- ustawiano pojazd na prostym odcinku drogi o długości około 3 km na terenie zamkniętym,
 - po ustawieniu dźwigni selektora wyboru trybu jazdy w pozycję „D/1” i ruszeniu pojazdem, ustalano, według obrotomierza będącego na wyposażeniu pojazdu, prędkość obrotową silnika, poczynając od $n_s = 1000$ obr./min aż do $n_s = 4500$ obr./min, co 500 obr./min,
 - dla każdej ustalonej prędkości obrotowej silnika dokonywano trzykrotnego (co 10 sekund) odczytu ciśnienia głównego zasilania linii siłowników (p_{D1}) i ciśnienia konwertora (p_{D2}), kontrolując przy tym temperaturę eksploatacyjną płynu ATF,
 - w ten sam sposób dokonano pomiarów ciśnień p_{D1} i p_{D2} , wybierając kolejne przełożenia aż do „4”,
 - jako wynik pomiaru przyjęto średnią arytmetyczną z trzech pomiarów ciśnień dla danej prędkości obrotowej silnika n_s i realizowanego przełożenia.

Przy wykonywaniu pomiarów dla realizowanych przełożeń „1÷3” wykorzystuje się elektroniczną funkcję sterownika ASB, która pozwala ograniczyć górne przełożenie. Dla położenia dźwigni selektora w pozycję D/1 możliwa jest jazda tylko na jednym przełożeniu, analogicznie dla D/2 możliwa jest jazda tylko na przełożeniach „1” i „2”, dla D/3 jazda na przełożeniach „1”, „2” i „3”, dla dźwigni w położeniu D na wszystkich – czterech przełożeniach.

4. Analiza wyników badań drogowych

Wyniki pomiarów ciśnienia głównego zasilania linii siłowników (p_{D1}) i ciśnienia konwertora (p_{D2}) układu hydraulicznego ASB przedstawiono na rysunkach 6, 9 i 12. Na podstawie uzyskanych wykresów ciśnień zaobserwować można działanie zaworu proporcjonalnego MV 4, który zmienia strumień płynu ATF i reguluje ciśnienie linii zasilania siłowników hydraulicznych ASB w zależności od sygnałów ze sterownika EAT [16, 17]. Układ hydraulicznego sterowania nie posiada czujnika ciśnienia płynu ATF w układzie hydraulicznym, a więc nie ma możliwości korekcji ciśnienia zaworu elektromagnetycznego MV 4 w pętli sprzężenia zwrotnego ze sterownikiem EAT. Jeżeli układ hydrauliczny jest niewydolny, co spowodowane jest tym że, przecieki wewnętrzne płynu ATF w skojarzeniach są zbyt duże lub opór przepływu filtra uniemożliwia pompie hydraulicznej prawidłowe zasysanie płynu ATF [4], wartości ciśnień regulowanych przez zawór MV 4 będą niższe niż w przypadku pełnej sprawności układu hydraulicznego. Należy podkreślić że, wartości ciśnień głównego zasilania linii w danym stanie pracy ASB wynika przede wszystkim ze stopnia zużycia eksploatacyjnego elementów. Zmiany ciśnienia zasilania p_{D1} płynem ATF siłowników hydraulicznych ASB, w zależności od prędkości obrotowej silnika n_s (wirnika pompy hydraulicznej) dla przełożeń „1” i „2” pokazano na rys. 6.

Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika n_s następuje wzrost ciśnienia płynu ATF w instalacji hydraulicznej, niezależnie od stanu technicznego ASB. Wartość ciśnienia zasilania p_{D1} siłowników ograniczana jest działaniem zaworu regulacyjnego MV 4. Ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy realizacji przełożenia „1” przed obsługiwaniem zmienia się od $p_{D1} = 610$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1000$ obr./min do $p_{D1} = 750$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min. Po obsługiwaniu ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy realizacji przełożenia „1” przyjmuje wartość $p_{D1} = 700$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1000$ obr./min i $p_{D1} = 780$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min.

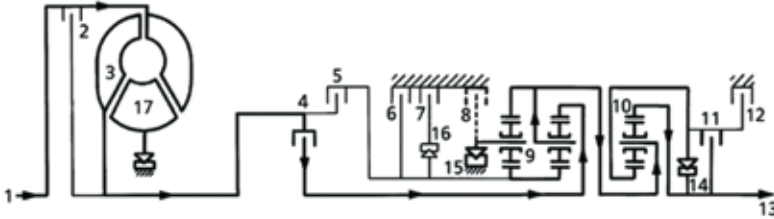


Rys. 6. Ciśnienia zasilania p_{D1} płynu ATF świeżego i po eksploatacji przy położeniu dźwigni selektora w pozycji „D”: a) przełożenie „1”, b) przełożenie „2”

Nastąpił więc wzrost ciśnień po obsługiwaniu odpowiednio o 12,8% dla $n_s = 1000$ obr./min i 4,29% dla $n_s = 4500$ obr./min, co wynika bezpośrednio z większej lepkości płynu ATF po wymianie, a więc i mniejszych strat hydraulicznych w skojarzeniach „tłok-cylinder” siłowników, jak i w pompie zębatej. Wymiana filtra ssawnego na nowy, a więc o mniejszym oporze zasysania, skutkuje zwiększeniem jej wydajności i wytworzonego ciśnienia w układzie hydraulicznym.

Zgodnie z wartością podaną w instrukcji warsztatowej [20], dla prędkości obrotowej biegu jałowego (około $n_s = 1000$ obr./min) oraz położenia dźwigni selektora w pozycji D/1, ciśnienie zasilania powinno zawierać się w zakresie $p_{D1} = 630 \div 710$ kPa. Uzyskana podczas pomiarów wartość ciśnienia zasilania p_{D1} siłowników przed obsługiwaniem jest za niska o 20 kPa, a po wykonaniu obsługiwania jest w górnej części zakresu tolerancji (rys. 6a). Przy realizacji przełożenia „1” płynem ATF zasilane są sprzęgła 4 i 11. Napęd przenoszony jest przez przekładnię planetarne z jednoczesnym działaniem mechanizmu wolnego koła 15, do wału wyjściowego skrzyni biegów 13, zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 7.

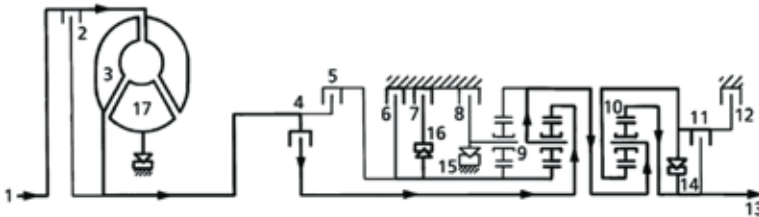
Przebiegi ciśnień zasilania p_{D1} siłowników przy realizacji przełożenia „2” i „3” są podobne jak podczas realizacji przełożenia „1”, ale przyjmują niższe wartości w całym zakresie prędkości obrotowych silnika n_s . Ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy położeniu dźwigni selektora w pozycję D i realizacji przełożenia „2” przed obsługiwaniem zmienia się od $p_{D1} = 500$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1500$ obr./min do $p_{D1} = 570$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min.



Rys. 7. Schemat przepływu mocy dla przełożenia „1”. Dźwignia selektora w pozycji D/1 [17, 20]

Po obsługiwaniu ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy realizacji przełożenia „2” przyjmuje wartość $p_{D1} = 540$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1500$ obr./min i $p_{D1} = 590$ kPa dla prędkości obrotowej silnika 4500 obr./min. Są to wartości większe odpowiednio o 7,4% dla $n_s = 1500$ obr./min i 3,39% dla $n_s = 4500$ obr./min niż przed obsługiwaniem. Przyczyny wzrostu ciśnień i w tym przypadku spowodowane są większą lepkością płynu i mniejszym oporem przepływu filtra ssawnego, co jest wynikiem wykonanego obsługiwania ASB.

Przy realizacji przełożenia „2” płynem ATF zasilane są siłowniki sprzęgła 4, 11 i hamulców 6, 7 – rys. 8. Mechanizm wolnego koła 15 nie przeciwdziała obrotowi. Wałek koła słonecznego przekładni 9 jest zablokowany. Mechanizmy wolnego koła 14 i 16 przeciwdziałają obrotowi. Przekładnia planetarna 10 przenosi napęd do wału wyjściowego skrzyni biegów 13.

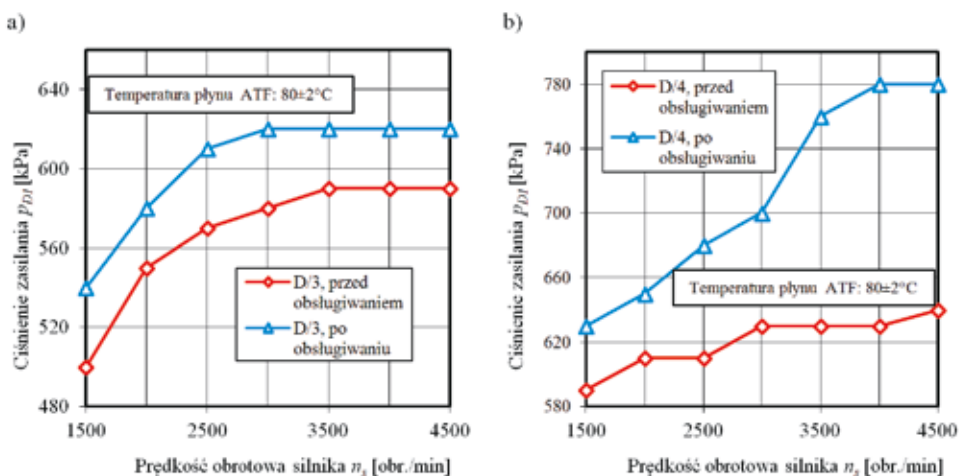


Rys. 8. Schemat przepływu mocy dla przełożenia „2”. Dźwignia selektora w pozycji D/2 [17, 20]

Ze schematów przepływu mocy przez automatyczną skrzynię biegów ZF-4HP24 widać, że przy realizacji przełożenia „1” (rys. 7) płynem ATF zasilane są tylko dwa siłowniki zaciskające sprzęgła 4 i 11. Realizując przełożenie „2”, sterownik elektrohydrauliczny kieruje płyn ATF

do siłowników sprzęgieł 4 i 11, a także do siłowników hamulców 6 i 7. Większa liczba zasilanych siłowników to potencjalna możliwość większych przecieków hydraulicznych, stąd większe spadki ciśnień zasilania przy podobnych nastawach zaworu regulacyjnego MV 4.

Ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy położeniu dźwigni selektora w pozycji D i realizacji przełożenia „3” (rys. 9a) przed obsługiwaniem zmienia się od $p_{D1} = 500$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1500$ obr./min do $p_{D1} = 590$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min.



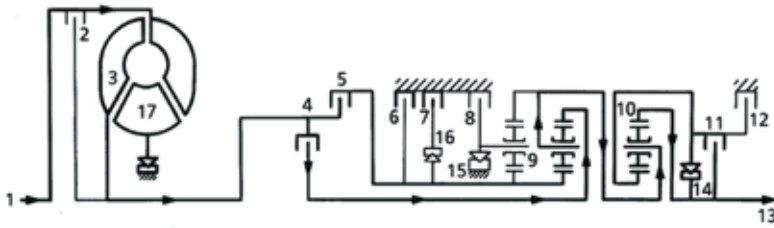
Rys. 9. Ciśnienia zasilania p_{D1} płynu ATF świeżego i po eksploatacji przy położeniu dźwigni selektora w pozycji „D”: a) przełożenie „3”, b) przełożenie „4”

Po obsługiwaniu ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy realizacji przełożenia „3” przyjmuje wartość $p_{D1} = 560$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1500$ obr./min i $p_{D1} = 620$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min, czyli odpowiednio większe o 10,7% dla $n_s = 1500$ obr./min i 4,84% dla $n_s = 4500$ obr./min niż przed obsługiwaniem.

Przy realizacji przełożenia „3” sprzęgła 4, 5 i 11 oraz hamulca 7 są załączone – rys. 10. Mechanizmy wolnego koła 15 i 16 nie przeciwdziałają obrotowi. Przekładnia planetarna 10 przenosi napęd do wału wyjściowego skrzyni biegów 13.

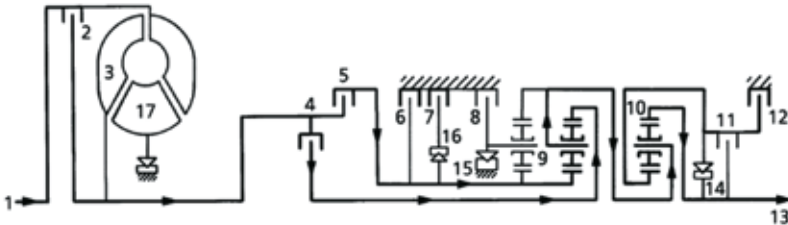
Ciśnienie zasilania p_{D1} siłowników przy położeniu dźwigni selektora w pozycji D i realizacji przełożenia „4” (rys. 9b) przed obsługiwaniem zmienia się od $p_{D1} = 590$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1500$ obr./min do 640 kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min.

Po obsługiwaniu ciśnienie zasilania siłowników przy realizacji przełożenia „4” przyjmuje wartość $p_{D1} = 650$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1500$ obr./min i $p_{D1} = 780$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min, czyli odpowiednio większe o 9,23% dla $n_s = 1500$ obr./min i 17,9% dla $n_s = 4500$ obr./min niż przed obsługiwaniem.



Rys. 10. Schemat przepływu mocy dla przełożenia „3”. Dźwignia selektora w pozycji D/3 [17, 20]

Przy realizacji przełożenia „4” płynem ATF zasilane są siłowniki sprzęgła 4, 5 i hamulców 7, 12 – rys. 11. Mechanizmy wolnego koła 14, 15, 16 nie przeciwdziałają obrotowi. Wałek koła słonecznego przekładni 10 jest zablokowany. Przekładnia planetarna 10 przenosi napęd do wału wyjściowego skrzyni biegów 13.

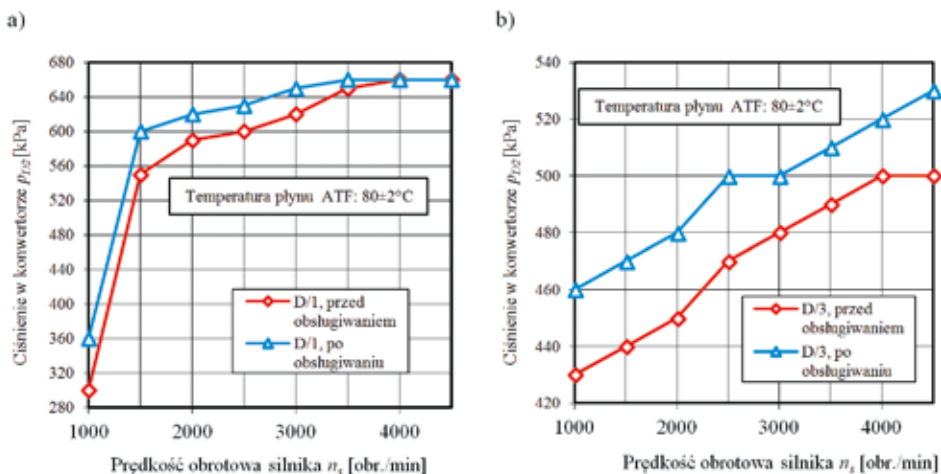


Rys. 11. Schemat przepływu mocy dla przełożenia „4”. Dźwignia selektora w pozycji D/4 [17, 20]

Na rys. 12 przedstawiono przebiegi ciśnień p_{D2} płynu ATF w konwerterze ASB, przy położeniu dźwigni selektora w pozycji D i realizowanych przełożeniach „1” i „3”. Ciśnienie w konwerterze p_{D2} przy położeniu dźwigni selektora w pozycji D i realizacji przełożenia „1” (rys. 12a) przed obsługiwaniem zmienia się od $p_{D2} = 300$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1000$ obr./min do $p_{D2} = 660$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min. Po obsługiwaniu ciśnienie w konwerterze p_{D2} przy realizacji przełożenia „1” przyjmuje wartość $p_{D2} = 360$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1000$ obr./min i $p_{D2} = 660$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min, czyli odpowiednio większe o 16,7% dla $n_s = 1000$ obr./min niż przed obsługiwaniem i nie zmienia się dla $n_s = 4500$ obr./min.

Pomierzone ciśnienia p_{D2} w konwerterze przy realizacji przełożenia „1” mają taki sam przebieg przed i po wykonaniu obsługiwania, a dla prędkości obrotowej silnika z zakresu $n_s = 2000 \div 4500$ obr./min mają tylko nieznacznie wyższe wartości. Dla prędkości obrotowych silnika zmiennych w zakresie $n_s = 1000 \div 1500$ obr./min obserwuje się gwałtowny (ponad 100%) wzrost ciśnienia p_{D2} w konwerterze. Ciśnienie w konwerterze p_{D2} przy położeniu dźwigni selektora w pozycji D i realizacji przełożenia „3” (rys. 12b) przed obsługiwaniem zmienia się od $p_{D2} = 430$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 1000$ obr./min

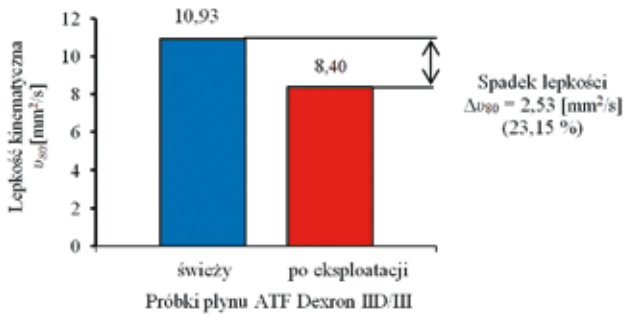
do $p_{D2} = 500$ kPa dla prędkości obrotowej silnika $n_s = 4500$ obr./min. Po obsługiwaniu ciśnienie w konwertorze p_{D2} przy realizacji przełożenia „3” przyjmuje wartość większą odpowiednio o 18,8 % dla $n_s = 1000$ obr./min i 5,66 % dla $n_s = 4500$ obr./min. Za zmianę przełożeń odpowiadają zawory elektromagnetyczne dwupołożeniowe typu „otwarty – zamknięty”: MV 1 i MV 2.



Rys. 12. Ciśnienia p_{D2} w konwertorze dla płynu ATF świeżego i po eksploatacji przy położeniu dźwigni selektora w pozycji „D”: a) przełożenie „1”, b) przełożenie „3”

W przypadku pomiarów ciśnień p_{D1} dla ASB przed obsługiwaniem zaobserwowano ich duże pulsacje, a zastosowana metoda pomiaru nie pozwoliła ocenić ich wartości. Po wymianie płynu na świeży pulsacje ciśnienia p_{D1} znacznie zmalały. Dla badających jest to istotna informacja o wpływie wykonanych czynności obsługowych na parametry pracy układu hydraulicznego ASB. Należy pamiętać, że badana ASB wykazywała drobne nieprawidłowości w działaniu, które uwidoczniły się w niskiej jakości zmiany przełożeń (szarpnięcia), wyczuwalnych poślizgach przy jeździe ze znacznym obciążeniem. Parametrami oceny jakości przełączania biegów (*Shift quality process*) jest czas zmiany przełożenia, który określa, jak długo trwa poślizg zestawu sprzęgieł i hamulców realizujących dane przełożenie oraz impuls ciśnienia w linii zasilania siłowników realizujących dane przełożenie podczas jego zmiany [1, 2, 15]. Należy również podkreślić fakt, że wadliwe działanie badanej ASB przed obsługiwaniem nasilało się w miarę wzrostu temperatury płynu ATF i elementów ASB, a więc spadku lepkości i ciśnienia w układzie hydraulicznym. Stwierdzono, że wymiana płynu ATF na świeży, o większej lepkości kinematycznej i filtra ssawnego na nowy skutkowała wzrostem ciśnienia zasilania linii siłowników hydraulicznych w określonych stanach pracy ASB oraz wyeliminowała zaburzenia w jej działaniu.

Dodatkowo wykonano badania lepkości kinematycznej płynu ATF Dexron IID/III pobranego z badanej ASB: przed obsługiwaniem (po przebiegu pojazdu $S_p = 148345$ km) oraz świeżego, który został wymieniony podczas obsługiwania (rys. 13).



Rys. 13. Lepkość kinematyczna ν_{80} badanych płynów ATF Dexron IID/III: po przebiegu pojazdu $S_p = 148345$ km oraz świeżego

Badanie lepkości płynów ATF wykonano w temperaturze 80°C odpowiadającej temperaturze eksploatacyjnej ASB. Według normy PN-EN ISO 3104:2004 lepkość płynu ATF określa się w temperaturach 40 i 100°C [14]. Zdaniem autorów badanie lepkości płynu w temperaturze 80°C pomoże w ustaleniu przyczyn zaburzeń pracy badanej automatycznej skrzyni biegów.

Spadek lepkości względem świeżego płynu ATF Dexron IID/III pobranego z badanej automatycznej skrzyni biegów, określony w 80°C, wynosi $\Delta_{\nu_{80}} = 23,15\%$. Spadek lepkości $\Delta_{\nu_{80}}$ płynu ATF po przebiegu (względem świeżego) jest na podobnym poziomie jak dla próbki pobranej ze sprawnej konwencjonalnej ASB po przebiegu około 100000 km i badanej eksperymentalnie w 40 °C ($\Delta_{\nu_{40}} = 24,49\%$) i w 100 °C ($\Delta_{\nu_{100}} = 19,95\%$) [3].

5. Podsumowanie

Uzyskane wyniki badań ciśnień płynu ATF w punktach diagnostycznych układu hydraulicznego ASB ZF – 4HP24 świadczą o potencjalnym wpływie zmian eksploatacyjnych parametrów płynu ATF i stanu technicznego filtra ssawnego (oporu przepływu) na pracę ASB, o znacznym przebiegu eksploatacyjnym (około 150000 km) Urządzenie diagnostyczne użyte do eksperymentalnych badań drogowych nie daje możliwości oceny jakościowej pracy automatycznej skrzyni biegów, w tym jakości przełączania biegów ani wielkości pulsacji ciśnienia zasilania. W tym celu należałoby rejestrować w czasie przebieg ciśnienia zasilania siłowników hydraulicznych podczas próby drogowej. Uzyskane wyniki rejestracji pozwoliłyby określić czas zmian poszczególnych przełożeń oraz charakter przebiegów ciśnień płynu ATF [1, 2, 9, 15]. Obniżenie ciśnienia płynu ATF w instalacji hydraulicznej ASB w pewnych warunkach ruchu pojazdu powoduje proporcjonalne zmniejszenie siły nacisku siłownika działającego na sprzęgło lub hamulec wielotarczowy realizujący dane przełożenie, co wiąże się z nadmiernym poślizgiem. Skutkiem zwiększonego poślizgu jest „spalenie” oraz łuszczenie materiału okładzin ciernych sprzęgła wykonanych z celulozy lub włókien aramidowych, a nawet ich zgrzanie [18, 19]. W miarę wzrostu poślizgu rośnie lokalnie

temperatura płynu ATF w obszarze tarcia, powodując jego nadmierne utlenianie, ponadto duże prędkości pomiędzy powierzchniami ciernymi intensyfikują proces ścinania płynu ATF [19]. Zmiany właściwości fizykochemicznych płynu ATF powodują nieprawidłowości w pracy układu hydraulicznego. Z kolei te nieprawidłowości w działaniu prowadzą do pogorszenia właściwości fizykochemicznych płynu ATF. Wadliwe działanie badanej ASB przed obsługiwaniem nasilało się w miarę nagrzewania płynu ATF, a więc w miarę zmniejszania się lepkości płynu ATF. Może to mieć związek ze znacznym zużyciem elementów zespołu, czego skutkiem są nadmierne przecieki wewnętrzne w części zasilanej ciśnieniem głównym instalacji hydraulicznej. Wymiana płynu ATF na świeży, który w temperaturze eksploatacyjnej ma odpowiednio większą lepkość kinematyczną niż płyn po znacznym przebiegu (ponad 20%), zmniejsza przecieki hydrauliczne na skojarzeniu „łtok-cylinder” siłownika w takim stopniu, że możliwe jest zapewnienie prawidłowej pracy układu hydraulicznego ASB mimo znacznego zużycia eksploatacyjnego elementów ASB.

Literatura

- [1] J. GYU-HONG J., BAEK-HYUN CH., KYO-II L.: *Dynamic Analysis and Closed-loop Shifting Control of EF-Automatic Transmission with Proportional Control Solenoid Valves*. FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, 2000.
- [2] KUO K.L.: *Simulation and Analysis of the Shift Process for an Automatic Transmission*. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2011.
- [3] DZIUBAK T., SZCZAWIŃSKI P., SZCZEPANIAK P.: *Wpływ przebiegu eksploatacyjnego płynu ATF na jakość pracy i trwałość automatycznych skrzyń biegów (ASB) samochodów osobowych*, Biul. WAT, 62, 2013.
- [4] SOBIERAJ W.: *Poradnik Serwisowy – automatyczne skrzynie biegów*. Instalator Polski, Warszawa, 2005.
- [5] MICKNASS W., POPIOL R., SPRENGER A.: *Sprzęgła, skrzynki biegów, wały i półosie napędowe*. Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji Łączności, 2005.
- [6] Filter Manufacturers Council: *Non-Serviceable Automotive Transmission Filters*. Technical Service Bulletin 97-6, North Carolina, USA, 2009.
- [7] Filter Manufacturers Council: *Automotive Transmission Fluid Evacuation Service*. Technical Service Bulletin 98-2, North Carolina, USA, 2011.
- [8] Filter Manufacturers Council: *Hydraulic Filter Performance Criteria*. Technical Service Bulletin 97-1, North Carolina, USA, 2009.
- [9] KIM J.C., CHEONG S.Y., CHEONG Y.M.: *Prediction of Cumulative Damage by Analysis of Automatic Transmission Endurance Test Mod*. FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, 2000.
- [10] ZF Automotive Services NA: *Technical Information Transmission Oil Recommendation*. USA, 2012.
- [11] Allison Transmission: *Fluid and Filter Change Recommendations*. USA, 2011.
- [12] Technical service information: *HYDRA-MATIC 4L40-E/5L40-E*. AUTOMATIC TRANSMISSION SERVICE GROUP, Miami, USA, 2002.
- [13] Technical service information: *ZF version 5HP-30*. Automatic Transmission service group, Miami, USA, 1998.
- [14] PN-EN ISO 3104:2004, *Przetwory naftowe. Ciecze przezroczyste i nieprzezroczyste. Oznaczanie lepkości kinematycznej i obliczanie lepkości dynamicznej*.
- [15] LECHNER G., NAUNHEIMER H.: *Automotive Transmissions, fundamentals, selection, design and applications*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1999.
- [16] Land Rover: *Range Rover Automatic Transmission System Information Document*. UK, 1997.
- [17] Rover Technical Communication: *Workshop manual RANGE ROVER LRLO326ENG*. UK, 1999.
- [18] MATSUOKA T., OHASHI A., NAKAYAMA T.: *Effect of lubricating oils on flaking of a wet clutch*. Drive Train Lubricants Group, Lubricants Research Laboratory, Mitsubishi Oil Co. 4-1, Kawasaki-ku, Kawasaki-shi, 210, Japan, 1995.

- [19] MOROZUMI H., SHOUJI Y.: *Development of test procedures for wet friction materials compatibility with Automatic transmission fluid*. Materials Engineering Department, Nissan Motor Co., Ltd., Kanagawa, Japan, 2000.
- [20] Jaguar Cars Limited: *ZF 4HP22/24 Automatic Transmission Service Manual*. UK, 1994.
- [21] Toyota technical training: *Automatic Transmission Diagnosis – Course 273*.