

Krzysztof KUBAS<sup>1</sup>

## **POMIAR WYBRANYCH PARAMETRÓW PRZEKŁADNI Z PASEM POLIKLINOWYM 5PK**

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wyniki badań mających na celu pomiar wybranych parametrów przekładni pasowej z pasem poliklinowym, będącej integralną częścią stanowiska badawczego. W ramach przeprowadzonych prac przeprowadzono pomiar sztywności wzdłużnej pasa, parametrów masowych elementów ruchomych stanowiska, i wstępne pomiary wartości oporów pasa i poślizgów podczas pracy przekładni.

**Słowa kluczowe:** przekładnia pasowa, tarcie, stanowisko badawcze

## **INVESTIGATION CHOSEN PARAMETERS OF THE TRANSMISSION WITH POLY-V BELT 5PK**

**Summary:** In paper presented some results of measurements of poly-V belt transmission, made on specialized research stand. As part of the work carried out, the measurement of the longitudinal belt stiffness, the mass parameters of the movable elements of the stand, and preliminary measurements of the belt resistance and slip values during transmission work.

**Keywords:** belt transmission, friction, research stand

### **1. Wprowadzenie**

Badania przekładni pasowych były m.in. przedmiotem prac [1, 4, 5, 6, 11, 19]. W pracach tych autorów można znaleźć wyniki analiz tarcia w przekładni pasowej, poślizgu pasa, zjawiska kontaktu pomiędzy pasem a kołem poly-V, a także analizy sztywności i tłumienności wzdłużnej i skrętnej pasa. Część tych prac obejmowała również badania przekładni zanieczyszczonych. Wśród prac obejmujących badania można również przytoczyć pracę [9], w której dokonywano pomiaru własności elastycznych pasa wielorowkowego wraz z warstwą nośną. Badania obejmowały rozciąganie pasa i ściskanie gumy.

Warto również wspomnieć o pracach [17, 18, 22], w których badane są straty mocy w przekładniach pasowych i wpływ rodzajów materiału i wstępnego napięcia pasa na współczynnik tarcia.

---

<sup>1</sup> Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów, email: kkubas@ath.bielsko.pl

Badania przekładni pasowych służą opracowywaniu coraz to wierniej odwzorowujących rzeczywistość modeli przekładni pasowych, w tym modeli tarcia. Opracowaniem modeli tarcia dokładnie odwzorowujących zachowanie się pasa trącego po kole pasowym zajmowali się m.in. Leamy et al [15, 16] opracowując tzw. „piecewise linear friction models”, wśród których można wymienić choćby „Coulomb-like tri-linear creep-rate-dependent friction law”, a także Kim [10] opracowując „elastic / perfectly plastic friction law”.

Szczególną uwagę trzeba zwrócić również na prace dotyczące modeli przekładni pasowych z pasem modelowanym jako elastyczny pręt [2, 3], struna o odpowiedniej sztywności osiowej i ewentualnie giętej [7, 8, 20, 21].

Niniejsza praca stanowi kontynuację prac autora [13, 14].

## 2. Stanowisko badawcze

Większość zaprezentowanych badań wykonano na specjalnie przygotowanym do tego celu stanowisku badawczym, który przedstawiono na rys.1.

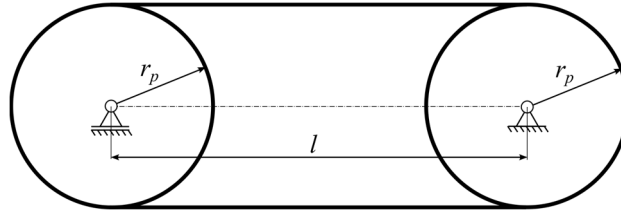


Rysunek 1. Stanowisko do badania tarcia przekładni pasowej

Stanowisko składa się z dwóch silników, które niezależnie napędzają koła pasowe. Dzięki zainstalowanym czujnikom siły i momentu oraz enkoderom inkrementalnym możliwy jest pomiar wstępnego napięcia pasa, prędkości kątowych kół wraz z występującymi poślizgami oraz momentu oporu w przekładni. Można zatem odtworzyć zarówno sytuację normalnej pracy przekładni, jak i wymuszać jej poślizg pod wpływem znacznego momentu oporu. Szczegółowy opis stanowiska można znaleźć w pracy [12].

Tak opracowane stanowisko może być przydatne zarówno do badania zjawisk tarcia suchego, jak i poślizgów wywołanych zanieczyszczeniami.

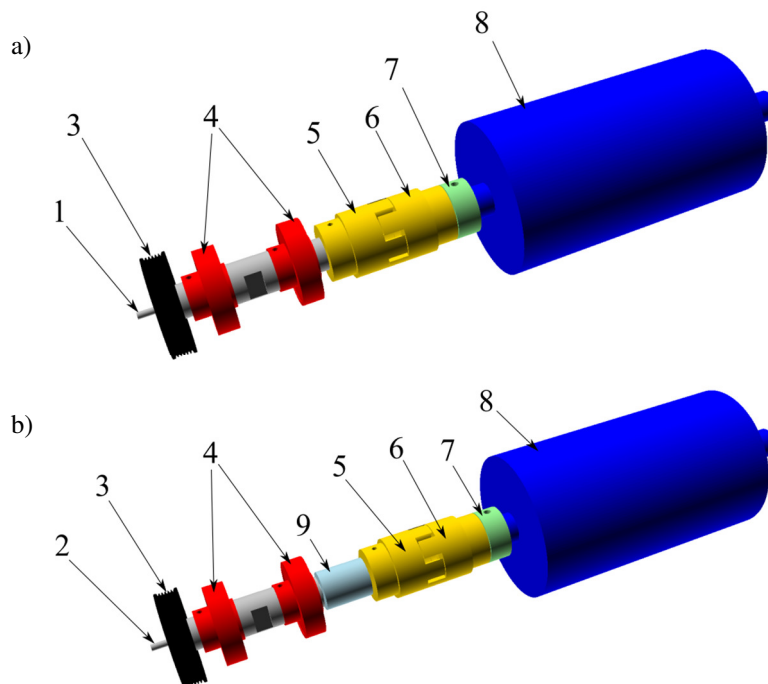
Stanowisko zawiera przekładnię przedstawioną schematycznie na rys.2. W przekładni tej zastosowano koła pasowe poliklinowe PK. Wartości promieni kół wynoszą  $r_p = 0.06\text{ m}$ , natomiast odległość między środkami kół  $l$  jest regulowana i wynika z długości pasa i siły naciągu.



Rysunek 2. Schemat analizowanej przekładni

Celem dokładniejszego odwzorowania rzeczywistego modelowanego obiektu, w szczególności elementów ruchomych stanowiących całość wraz z kołami pasowymi, dokonano pomiarów masowych parametrów tych elementów. Na rys.3 przedstawiono zespoły lewego i prawego wału, w których skład wchodzi:

- 1 - wał lewy,
- 2 - wał prawy,
- 3 - koła pasowe (takie same dla zespołu lewego i prawego),
- 4 - wewnętrzne bieżnie łożysk mocujących wał do obudowy stanowiska (wszystkie te same),
- 5 i 6 - elementy sprzęgieł (takie same dla zespołu lewego i prawego),
- 7 - pierścienie ustalające (takie same dla zespołu lewego i prawego),
- 8 - wirniki silników,
- 9 - oś wewnętrzna momentomierza.



Rysunek 3. Ważniejsze elementy stanowiska badawczego wchodzące w skład:  
a) zespołu wału lewego, b) zespołu wału prawego

Należy wspomnieć, iż zespół lewego i prawego wału różni się jedynie samym wałem 1 i 2 (prawy wał 2 jest krótszy) i dołączonym do prawego wału momentomierzem 9. Masowy moment bezwładności wirnika 8 odczytano z dokumentacji technicznej silnika zastosowanego na stanowisku. Masowe momenty bezwładności pozostałych elementów uzyskano poprzez odwzorowanie ich geometrii w programie Autodesk Inventor. W obliczeniach pominięto drobne elementy typu śruby i nakrętki.

W wyniku obliczeń uzyskano następujące wartości masowych momentów bezwładności względem ich osi obrotu:

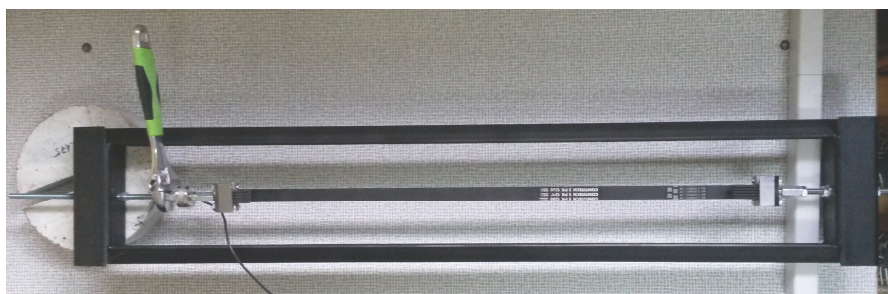
- zespół lewego wału:  $0,06584 \text{ kg m}^2$ ,
- zespół prawego wału:  $0,06583 \text{ kg m}^2$ .

Jak widać, pomimo różnic pomiędzy zespołem lewego i prawego wału, wartości masowych momentów bezwładności są do siebie bardzo zbliżone. Wynika to z faktu, iż wirniki silników stanowią zdecydowaną większość, bo ponad 90% całkowitego momentu bezwładności zespołu wału.

W dalszej kolejności dokonano wstępnego pomiaru momentu oporu w łożyskach wału koła pasowego, używając do tego celu zamontowany czujnik momentu. Pomiary były wykonywane przy rozłączonej przekładni (braku pasa). Dokonano pomiaru momentu oporu w warunkach ustalonych prędkości kątowych koła pasowego, przyjmując arbitralną wartość  $750 \text{ obr/min}$ . Podczas pomiarów nie zauważono znaczącego wzrostu momentu oporu, który nie przekroczył wartości  $0,6 \text{ Nm}$ .

### 3. Wstępny pomiar sztywności wzdłużnej fragmentu pasa

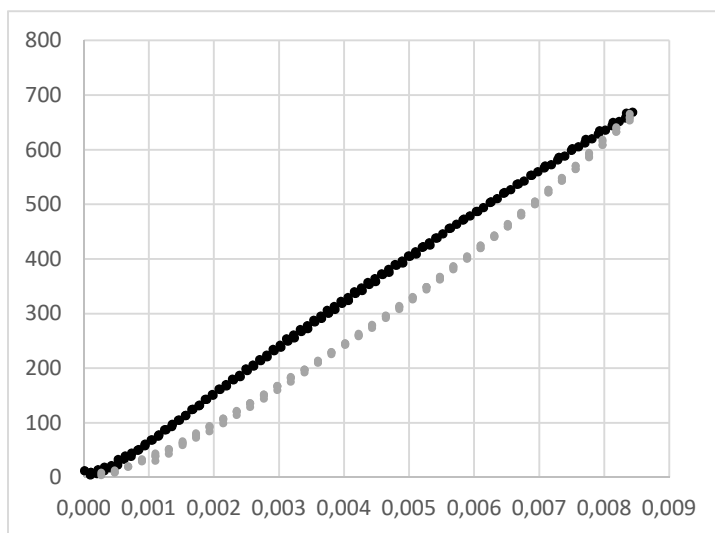
Badanie to polegało na pomiarze siły napinającej pas, powstającej pod wpływem jego napinania. Do tego celu opracowano specjalną ramę. Końce rozciątego pasa zostały zamocowane za pośrednictwem specjalnie do tego celu zaprojektowanych uchwytów. Napinanie pasa odbywało się za pośrednictwem śruby napinającej. Odształcenie wzdłużne śruby napinającej i odształcenie ramy można było uznać za pomijalnie małe. Pomiar siły napinającej odbywał się za pośrednictwem czujnika tensometrycznego siły KMM20. Na rys.4 przedstawiono stanowisko pomiarowe z zamontowanym pasem.



Rysunek 4. Pomiar sztywności wzdłużnej pasa

Rozciąganie pasa rejestrowano po każdorazowym obrocie śruby o kąt  $60^\circ$ , co odpowiadało rozciągnięciu się pasa o długość około  $0,21 \text{ mm}$ . Pomiar polegał na stopniowym napinaniu pasa do pewnej arbitralnej wartości, a następnie stopniowym jego odciążaniu. Czynność tę powtarzano kilkakrotnie.

Na rys.5 przedstawiono uzyskane wartości zmierzonej siły, przedstawione w funkcji deformacji wzdłużnej. Zaprezentowane wyniki przeliczone zostały na jednostkę długości pasa.



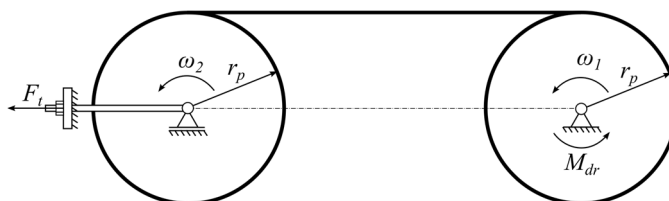
Rysunek 5. Zmierzone wartości siły napinającej, wyrażone w funkcji odkształcenia wzdłużnego pasa

● dociążanie, ● odciążanie

Jak można zauważyć, w rezultacie cyklicznego dociążania i odciążania pasa uzyskano różne krzywe o nieco różniącym się kształcie, które w rezultacie tworzą pewne pętle histerezy. Przyczyną „rozchylania się” tych krzywych może być dość długotrwałe odprężanie się pasa, spowodowane przemieszczaniem się warstwy nośnej w gumie. Jak można zauważyć, sztywność pasa, przy jego napięciu największą siłą, wyniósł około 78600 N/m, co w przeliczeniu na jeden rowek wyniosło nieco ponad 15700 N/m.

#### 4. Wyznaczanie sztywności nierozciętego pasa zamontowanego na kołach

Badanie polegało na pomiarze rosnącej wartości siły napinającej pas 5pk 1200 pod wpływem rosnącej odległości między kołami. Tak skonfigurowane stanowisko składało się z dwóch kół pasowych, a koło lewe wraz z wałem (silnik napędzający lewe koło został rozłączony) mogło przemieszczać się poziomo i w ten sposób napinać pas. Napinanie pasa odbywało się za pośrednictwem śruby napinającej układ lewego koła. Na rys.6 przedstawiono schematycznie budowę tak skonfigurowanego stanowiska.



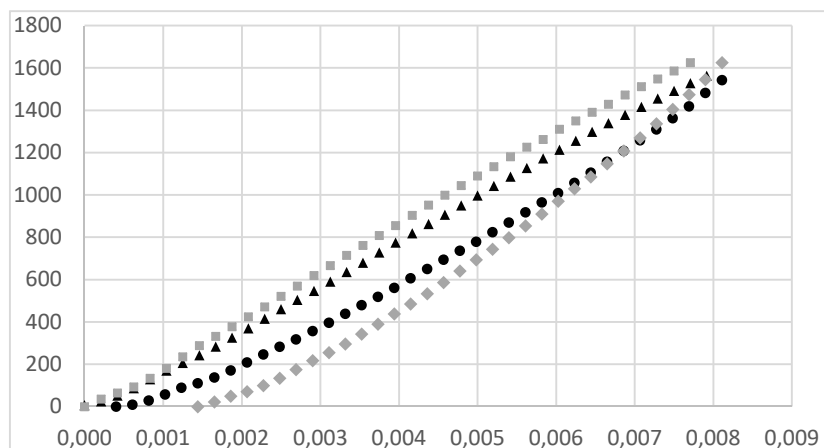
Rysunek 6. Schemat budowy stanowiska z uwzględnioną śrubą napinającą układ lewego koła

W pierwszej kolejności dokonano pomiaru nieporuszającej się przekładni. Pomiar był dokonywany od zerowej wartości siły napinającej pas do wartości około  $F_t = 1600\text{N}$ , stopniowo zwiększając siłę napinającą pas poprzez obrót śruby napinającej o kąt  $60^\circ$ . Po każdorazowym zwiększeniu siły napinającej, odczekiwano 2 minuty a następnie wykonywano pomiar. Czas pomiędzy napinaniem pasa a dokonaniem pomiaru miał posłużyć osadzeniu się pasa w rowkach koła.

W następnej kolejności należało sprawdzić, jak na zmierzone wartości siły napinającej wpływa pracująca przekładnia. W tym celu założono, że przekładnia będzie rozpędzona do założonej prędkości około 200 obr/min (co daje około 21 rad/s).

Aby przeliczyć wartość siły napinającej pas, należało wartość siły napinającej zespół koła lewego podzielić na połowę. Takie uproszczenie było możliwe, gdyż już wcześniej zauważono pomijalnie małe opory w łożyskach wału koła pasowego a przekładnia pracuje w warunkach ustalonych.

Na rys.7 przedstawiono przebiegi siły wzdłużnej w napiętym pasie w funkcji odkształcenia wzdłużnego pasa zarówno w przypadku nieruchomej, jak i pracującej przekładni.



Rysunek 7. Zmierzone wartości siły napinającej, wyrażone w funkcji odkształcenia wzdłużnego pasa, wyznaczone dla pasa zamontowanego w przekładni, w przypadkach:

- × dociążania (nieruchoma przekładnia), ◆ odciążenia (nieruchoma przekładnia),
- ▲ dociążania (pracująca przekładnia), ● odciążenia (pracująca przekładnia)

Jak można zauważyć na podstawie otrzymanych przebiegów, nachylenie poszczególnych krzywych nieznacznie się różni. W przypadku nieruchomej przekładni pętla jest nieznacznie bardziej rozchylona (większe wartości siły w przypadku dociążania i mniejsze w przypadku odciążania, w stosunku do pracującej przekładni). Jest to spowodowane niewystarczającym osadzeniem się pasa w rowku, pomimo założonego odczekiwane czasu 2 minut.

Przy tak dokonywanych pomiarach obliczona sztywność jednostkowej długości pasa, dla maksymalnej wartości siły napinającej, wyniosła około 83500 N/m, co w przeliczeniu na pojedynczy rowek daje ponad 16700 N/m.

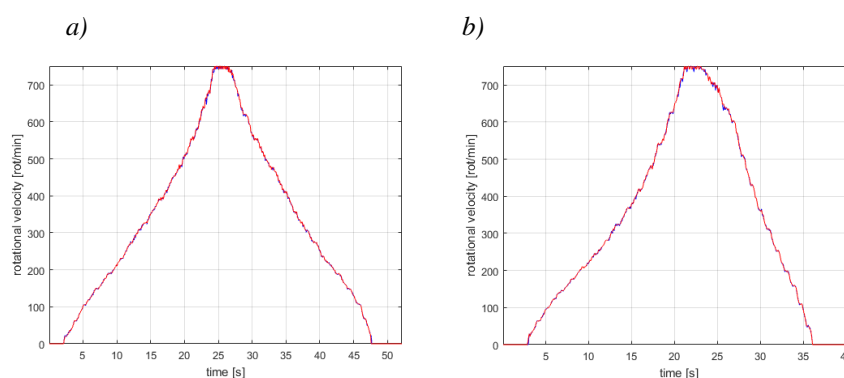
## 5. Pomiar momentu oporu w funkcji prędkości przekładni

W następnej kolejności zdecydowano na pomiar przekładni przy założeniu momentu napędzającego jedno z kół pasowych (prawe koło). Do tego celu posłużył silnik elektryczny, którego prędkość obrotowa regulowana była ręcznie. Wzrost prędkości nie był gwałtowny, dzięki czemu uniknięto znacznych sił dynamicznych, wynikających z sił bezwładności. Ręczna regulacja układu nie wpływała negatywnie na pomiar, ponieważ wszystkie potrzebne parametry pracy przekładni były jednocześnie rejestrowane.

Ponadto, dla potrzeb niniejszych eksperymentów założono, że silnik koła biernego będzie się obracał swobodnie wraz z kołem pasowym. Uzyskany moment na wale koła czynnego będzie zatem zależał od oporów pracy pasa, oporów łożysk wałów i łożysk lewego silnika.

Niniejszy eksperyment pozwoli również zmierzyć wartości poślizgów w przypadku nieobciążonej przekładni.

Na rys.8 przedstawiono uzyskane czasowe przebiegi prędkości obrotowych obu kół pasowych, w wybranych przypadkach siły napinającej  $F_t = 250\text{ N}$  i  $500\text{ N}$ .



Rysunek 8. Przebiegi czasowe prędkości kątowych kół w przypadkach wartości sił napinających:

a) 250N, b) 500N

— — koło czynne, — — koło bierne

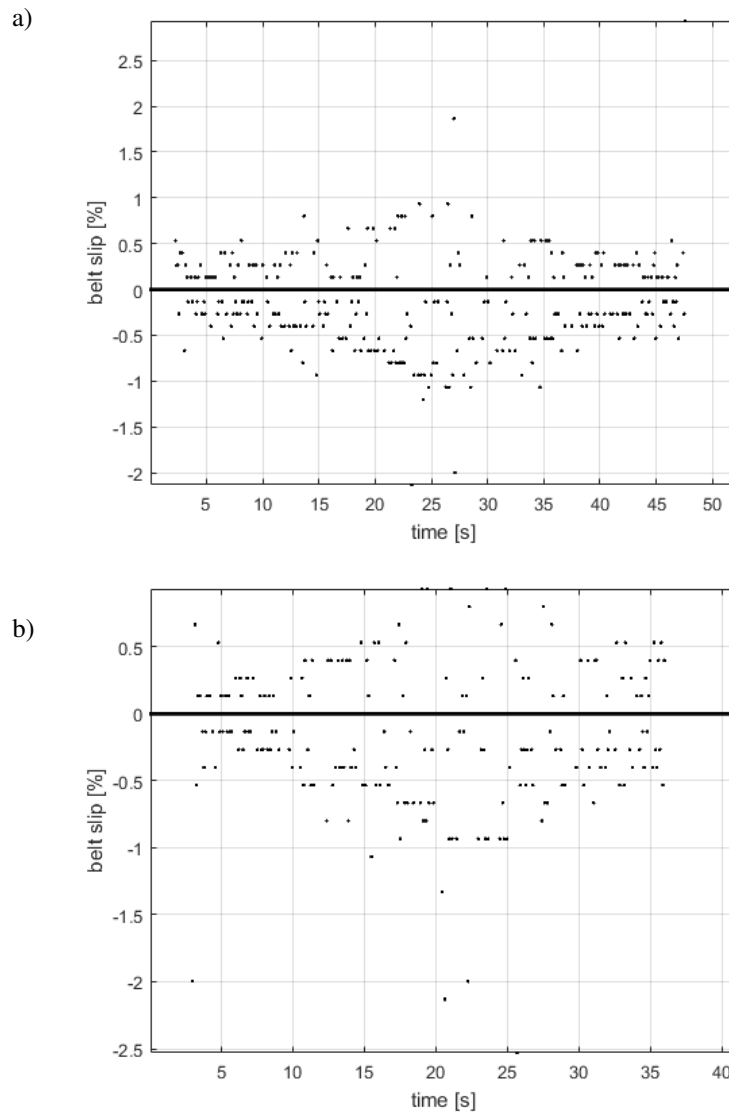
Niniejsze przebiegi pozwoliły na wyznaczenie wartości poślizgów w przekładni, które można określić następującym wzorem:

$$p = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\% \quad (1)$$

gdzie:  $n_1$  – prędkość obrotowa koła czynnego,

$n_2$  – prędkość obrotowa koła biernego.

Na rys.9 przedstawiono uzyskane czasowe przebiegi poślizgu w przekładni, wyznaczone dla przypadków siły napinającej  $F_T = 250$  N i 500 N.



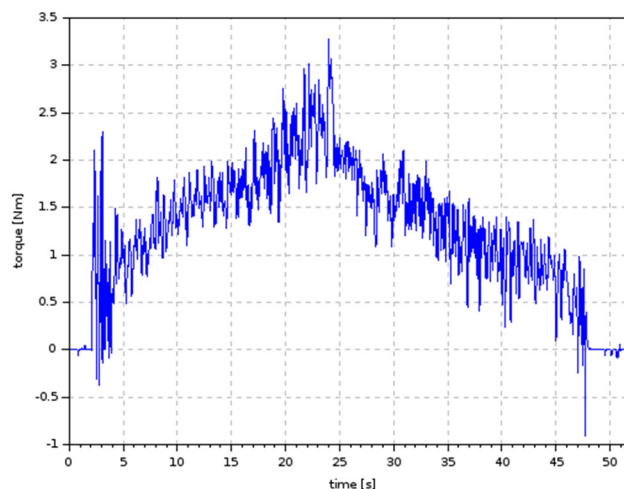
Rysunek 9. Wartości poślizgu przekładni, w przypadkach wartości sił napinających:  
a) 250N, b) 500N



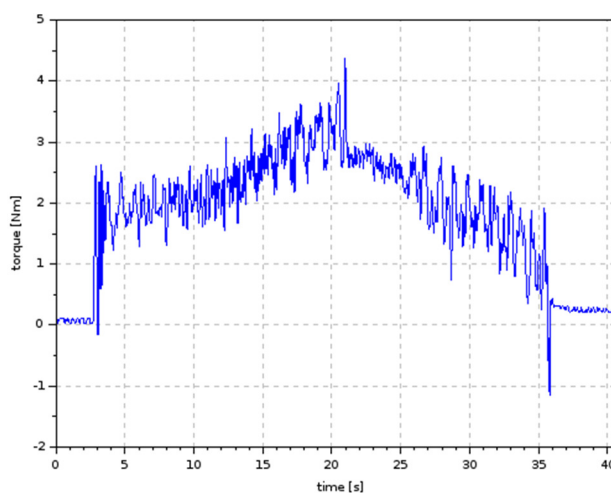
Jak należało się spodziewać, w przypadku nieobciążonej przekładni, wartość tego poślizgu jest nieznaczny i nie przekracza 2,5%. Warto tutaj odnotować, iż w przypadku normalnej pracy (obciążonej) przekładni wartości poślizgów mogą nawet przekraczać wartości 10%.

Na rys.10. przedstawiono czasowe przebiegi uzyskanego momentu oporu w przekładni, zmierzone za pośrednictwem momentomierza zamontowanego w wale czynnego koła. Moment oporu osiągnął maksymalną wartość około 3,3 Nm w przypadku wstępnego napięcia pasa siłą 250 N oraz 4,4 Nm – w przypadku napięcia siłą 500 N.

a)

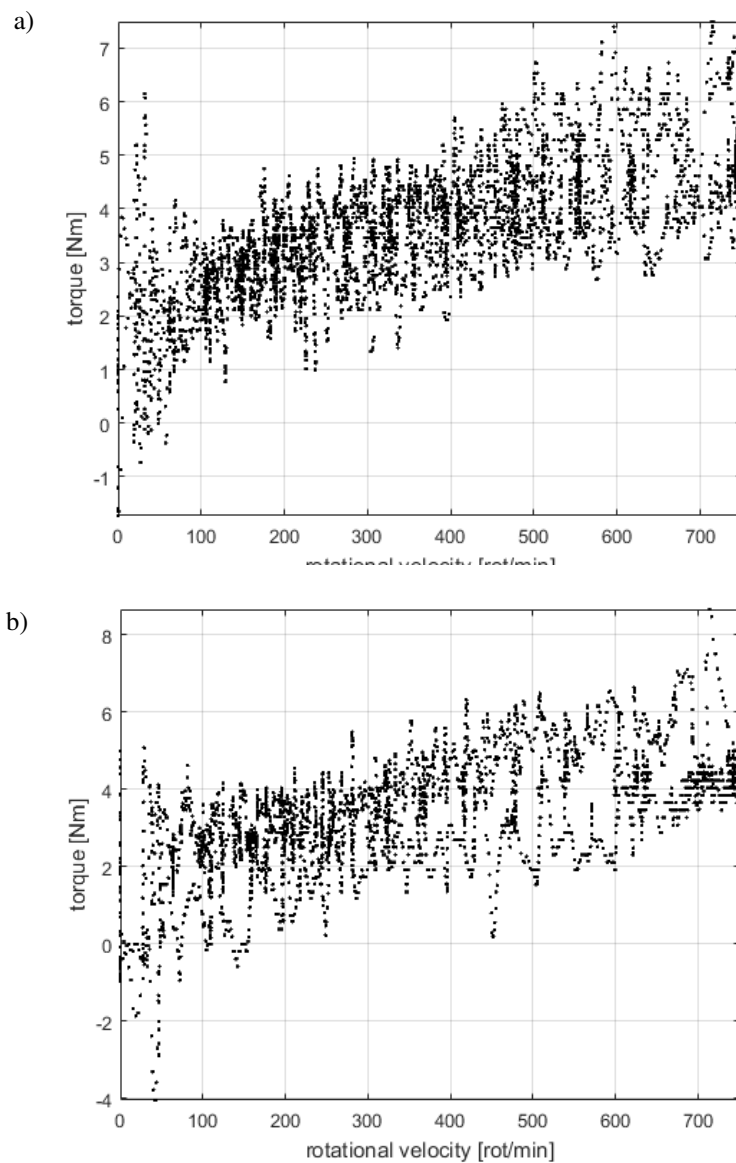


b)



*Rysunek 10. Czasowe przebiegi momentu oporu, wyznaczone dla przypadków wartości siły napinającej: a) 250N, b) 500N*

W następnej kolejności, uzyskane przebiegi momentów oporu przedstawiono w funkcji prędkości obrotowej koła czynnego. Przebiegi te przedstawiono na rys.11.



*Rysunek 11. Wartości momentu oporu w przekładni w funkcji prędkości kątowej, wyznaczone dla przypadków wartości siły napinającej:  
a) 250N, b) 500N*

Na uzyskanych przebiegach można zauważyć, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej przekładni wzrasta również moment oporu. Porównując ze sobą oba rozpatrywane przypadki wstępnego napięcia pasa siłami 250 N i 500 N, zauważono również nieznaczny wzrost tego momentu, aczkolwiek nachylenie jest nieznacznie mniejsze.

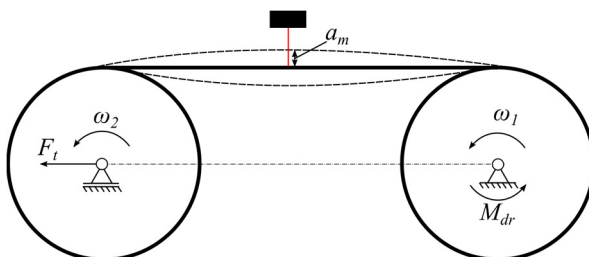
Wyznaczono ponadto proste aproksymacyjne, wykorzystując do tego celu aproksymację w sensie najmniejszych kwadratów. Zależności te przedstawiają następująco:

$$M_{op} = 6.317 \cdot 10^{-3} \cdot \nu + 0.6955 - \text{dla siły napinającej } 250\text{N}, \quad (2)$$

$$M_{op} = 5.139 \cdot 10^{-3} \cdot \nu + 1.6446 - \text{dla siły napinającej } 500\text{N}. \quad (3)$$

## 6. Gwałtowny start i stop

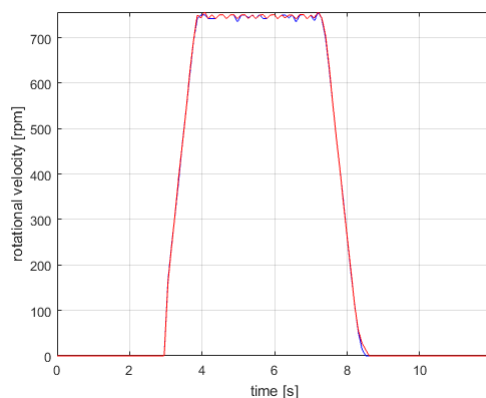
W tym etapie starano się zmierzyć poślizg, moment oporu i drgania luźnej części pasa w trakcie gwałtownego startu i hamowania przekładni. Konfigurację stanowiska potrzebną w przypadku niniejszych badań przedstawiono schematycznie na rys.12.



Rysunek 12. Konfiguracja stanowiska do badania gwałtownego startu i zatrzymania przekładni

Założono, że przekładnia będzie wstępnie napięta siłą  $F_t = 250$  N.

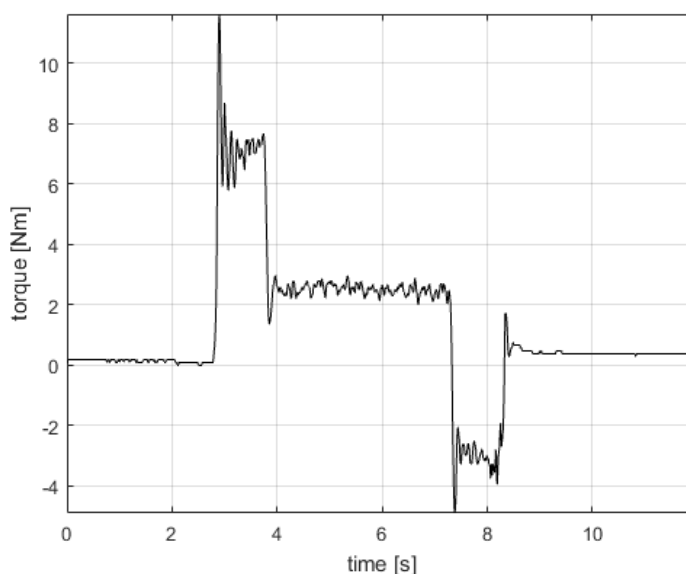
Na rys.13 przedstawiono czasowe przebiegi prędkości kątowych kół, uzyskane podczas badania.



Rysunek 13. Przebiegi prędkości obrotowych kół czynnego i biernego w przypadku gwałtownego startu i zatrzymania przekładni  
— – koło czynne, — – koło bierne

Jak widać z wykresu, w okresie od 2,95 s do 3,87 s przekładnia rozpędziła się do założonej arbitralnej prędkości około 745 obr/min. Po około 3,3 s, w przedziale czasu od 7,20 s do 8,61 s nastąpiło gwałtowne zatrzymanie przekładni. W chwili zatrzymania się przekładni nastąpił największy jej poślizg i wyniósł on około 14%. Poślizg ten powstał pod wpływem znacznych sił bezwładności koła biernego. Zachowano bowiem, jak to było i w poprzednim etapie badań, swobodnie obracający się wirnik silnika koła biernego.

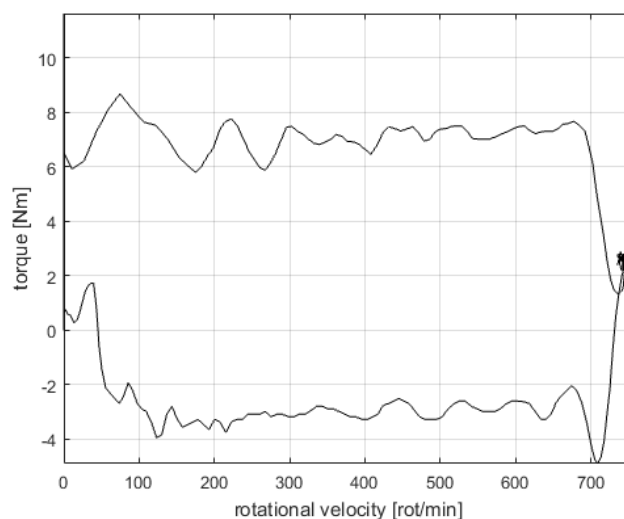
Na rys.14 przedstawiono uzyskany czasowy przebieg momentu oporu w przekładni.



Rysunek 14. Czasowy przebieg momentu oporu w przypadku gwałtownego startu i zatrzymania przekładni

Jak widać z przedstawionego przebiegu, najwyższa wartość tego momentu została zanotowana w chwili startu przekładni, czyli w chwili 2,95 s. Moment oporu wyniósł wtedy 11,6 Nm. W fazie przyspieszania wartość momentu oscylowała w zakresie od 5,78 Nm do 8,43 Nm. Po rozpędzeniu się przekładni do zadanej prędkości, wartość momentu wynosiła około 2,6 Nm. Nagłe rozpoczęcie hamowania przekładni spowodowało pojawienie się ujemnych wartości momentu, który osiągnął minimalną wartość w chwili początkowej i wyniósł -4,89 Nm. W rezultacie dalszego hamowania odnotowano wartości momentu z przedziału pomiędzy -3,94 Nm a -2,11 Nm. Powstanie mniejszych bezwzględnych wartości momentu, uzyskanych w przypadku hamowania, w porównaniu to tych uzyskanych podczas startu przekładni, spowodowane jest tym, iż w chwili startu przekładni, koło czynne musi pokonać zarówno siły bezwładności, jak i tarcia. W trakcie zatrzymywania przekładni, siły tarcia niejako „pomagają” w tym procesie.

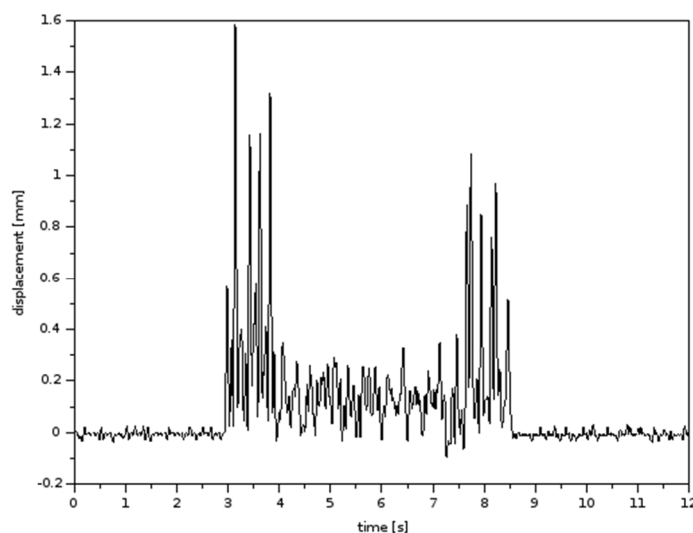
Na rys.15 przedstawiono zależność otrzymanego momentu oporu od prędkości kątowej koła czynnego..



Rysunek 15. Zależność momentu oporu od prędkości obrotowej koła czynnego w przypadku gwałtownego startu i zatrzymania przekładni

Z przedstawionego przebiegu można odczytać, iż wraz ze wzrostem prędkości obrotowej koła czynnego (górna część przebiegu) wartość oporu zwiększa się jedynie nieznacznie. Zaobserwowano również jedynie nieznaczne zmniejszanie momentu oporu w trakcie zatrzymywania przekładni (dolna część przebiegu).

Na rys.16 przedstawiono czasowy przebieg przemieszczenia pionowego biernej (górnej) części pasa. Punkt pomiarowy był zlokalizowany w połowie odległości pomiędzy kołami pasowymi



Rysunek 16. Czasowy przebieg przemieszczenia pionowego biernej części pasa w przypadku gwałtownego startu i zatrzymania przekładni

Jak można zauważyć z przedstawionego przebiegu, gwałtowny start przekładni wywołał znaczny wzrost amplitudy drgań biernej części pasa. W tym okresie zanotowano największe wartości, osiągające nawet 1,6 mm. Co ciekawe, w chwili zatrzymywania przekładni, kiedy mierzona część pasa przenosi większość obciążeń, odnotowano również wzrost, lecz już nie tak znaczny. Wyniósł on bowiem maksymalnie 1,1 mm. W trakcie pracy przekładni, po jej rozpędzeniu a przed rozpoczęciem zatrzymywania, wartości amplitudy drgań nie przekroczyły 0,4 mm.

## 7. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki pozwoliły wyznaczyć wartości sztywności wzdłużnej pasa, potrzebnej do opracowywania modeli dynamiki przekładni pasowych. Ponadto, wyznaczono wartości momentów oporu i poślizgów podczas pracy przekładni pasowych w warunkach nieobciążonych. Zaprezentowane wyniki posłużą do weryfikacji wspomnianych wcześniej modeli.

Należy podkreślić, że przedstawione wyniki nie wyczerpują możliwości zaprezentowanego stanowiska. Przede wszystkim, na etapie dalszych prac, przeprowadzone zostaną badania przekładni pracującej w warunkach obciążonych. W tym celu, zadając odpowiednie wartości prędkości kątowych na obu kołach pasowych, zmierzone będą wartości momentu oporu oraz poślizgów. Ponadto planowane jest równoczesne badanie zmiany temperatury pasa w trakcie ruchu przekładni, a także wykonanie badań stopnia zużycia pasa. Ważne byłoby też przeprowadzenie analiz pasów pochodzących od różnych producentów pod kątem ich właściwości tribologicznych.

## LITERATURA

1. BALTA B., SONMEZ F.O., CENGIZ A.: Speed losses in V-ribbed belt drives, *Mechanism and Machine Theory*, **86** (2015), 1-14, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.11.016.
2. BELYAEV A.K., ELISEEV V.V., IRSCHIK H., OBORIN E.A.: Contact of two equal rigid pulleys with a belt modelled as Cosserat nonlinear elastic rod, *Acta Mechanica*, **228** (2017), 4425-4434, DOI: 10.1007/s00707-017-1942-0.
3. BELYAEV A.K., ELISEEV V.V., IRSCHIK H., OBORIN E.A.: Dynamics of contour motion of belt drive by means of nonlinear rod approach, *Dynamics and Control of Advanced Structures and Machines*, **3** (2019), 21-29, DOI: 10.1007/978-3-319-90884-7.
4. ČEPON G., BOLTEŽAR M.: Dynamics of a belt-drive system using a linear complementarity problem for the belt-pulley contact description. *Journal of Sound and Vibration*, **319** (2009), 1019-1035, DOI: 10.1016/j.jsv.2008.07.005.
5. ČEPON G., MANIN L., BOLTEŽAR M.: Experimental identification of the contact parameters between a V-ribbed belt and a pulley. *Mechanism and Machine Theory*, **45** (2010), 1424-1433, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2010.05.006.
6. ČEPON G., MANIN L., BOLTEŽAR M.: Introduction of damping into the flexible multibody belt-drive model: A numerical and experimental

- investigation. *Journal of Sound and Vibration*, **324** (2009), 283-296, DOI: 10.1016/j.jsv.2009.02.001.
7. CHOWDHURY S., YEDAVALLI R.K.: Dynamics of belt-pulley-shaft systems, *Mechanism and Machine Theory*, **98** (2016), 199-215, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.11.011.
  8. DAKEL M., JÉZÉQUEL L., SORTAIS J.-L.: Stationary and transient analyses of a pulley-belt system based on an Eulerian approach, *Mechanism and Machine Theory*, **128** (2018), 682-707, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.07.002.
  9. HU Y., ZHU H., ZHU W.D., LI C.: Dynamic performance of a multi-ribbed belt based on an overlay constitutive model of carbon-black-filled rubber and experimental validation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, **95** (2017), 252-272, DOI: 10.1016/j.ymsp.2017.03.013.
  10. KIM D., LEAMY M.J., FERRI A.A.: Dynamic Modeling and Stability Analysis of Flat Belt Drives Using an Elastic/Perfectly Plastic Friction Law. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **133** (2011), 1-10, DOI: 10.1115/1.4003796.
  11. KRAWIEC P., WALUŚ K., WARGUŁA Ł., ADAMIEC J.: Wear evaluation of elements of V-belt transmission with the application of optical microscope, *MATEC Web of Conferences* **157:01009** (2018), DOI: 10.1051/mateconf/201815701009.
  12. KUBAS K.: A research stand for measuring friction parameters in a belt transmission, *The Archives of Automotive Engineering*, **75** (2017) 1, 69-83, DOI: 10.14669/AM.VOL75.ART4.
  13. KUBAS K.: Measurements of dynamic friction characteristics of the belt-pulley contact under dry conditions, *The Archives of Automotive Engineering*, **84** (2019) 2, 71-90, DOI: 10.14669/AM.VOL84.ART6.
  14. KUBAS K.: Measurement of the static friction coefficient between a poly-V belt 5pk and a pulley under dry conditions, *Tribologia*, **1** (2018), 57-62, DOI: 10.5604/01.3001.0011.8290.
  15. LEAMY M.J., WASFY T.M.: Analysis of belt-driven mechanics using a creep-rate-dependent friction law. *Journal of Applied Mechanics, Trans. of ASME*, **69** (2002), 763-771, DOI: 10.1115/1.1488663.
  16. LEAMY M.J., WASFY T.M.: Transient and Steady-State Dynamic Finite Element Modeling of Belt-Drives. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **124** (2002), 575-581, DOI: 10.1115/1.1513793.
  17. MANIN L., LIANG X., LORENZON C.: Power losses prediction in poly-v belt transmissions: application to front engine accessory drives, *International Gear Conference, Lyon 2014*, Chandos Publishing, 1162-1171, DOI: 10.1533/9781782421955.1162.
  18. MANIN L., LORENZON C., SAAD H.: Belt-pulley friction coefficient, experimental analysis: Influence of the Poly-V belt material components and contact pressure: *Proceedings of the International Conference on Power Transmissions, Chongqing, P.R. China, 2016*, DOI: 10.1201/9781315386829-9.
  19. MASCENIK J., MURCINKOWA Z.: Experimental determination of the belt transmission slip, *Management Systems in Production Engineering*, **27** (2019) 4, 205-210, DOI: 10.1515/mspe-2019-0032.
  20. OBORIN E., VETYUKOV Y., STEINBRECHER I.: Eulerian description of non-stationary motion of an idealized belt-pulley system with dry friction,

- International Journal of Solids and Structures, 2018, 1-12, DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2018.04.007.
21. PAN Y., LIU X., SHAN Y., CHEN G.(S.): Complex modal analysis of serpentine belt drives on beam coupling model, Mechanism and Machine Theory, **116** (2017), 162-177, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.05.016.
  22. SILVA C. AF, MANIN L., ANDRIANOELY M.A., BESNIER E., REDMOND D.: Power losses distribution in serpentine belt drive: Modelling and experiments, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, (2019), DOI: 10.1177/0954407018824943.