

Piotr Dukalski, Bartłomiej Będkowski
Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice
Krzysztof Parczewski, Henryk Wnęk, Andrzej Urbaś, Krzysztof Augustynek
Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała

MODEL SYMULACYJNY DYNAMIKI TYLNEGO ZAWIESZENIA SAMOCHODU TYPU FIAT PANDA Z ZABUDOWANYMI SILNIKAMI ELEKTRYCZNYMI W OBRĘCZACH KÓŁ

THE SIMULATION MODEL OF DYNAMICS OF FIAT PANDA'S REAR SUSPENSION WITH BUILT-IN ELECTRIC DRIVES IN HUBS OF WHEELS

Streszczenie: W pracy przedstawiono model dynamiki układu tylnego zawieszenia z silnikami elektrycznymi zamontowanymi w obręczach kół. Model wykonano w formalizmie układów wielocłonowych (UW) korzystając z komercyjnego oprogramowania. Opracowany model umożliwia analizę wpływu dodatkowych mas nieresorowanych, jakimi są silniki zamontowane w kołach na ruch zawieszenia, siły działające w połączeniach oraz siły kontaktowe działające między jezdnią i oponą. W symulacjach numerycznych analizowano wpływ sztywności sprężyny zawieszenia na przemieszczenia środka koła przy różnych prędkościach najazdu koła na przeszkodę.

Abstract: Dynamics model of the rear suspension system with electric drives mounted in wheel hubs are presented. The model is formulated using multibody approach using commercial package. The developed model make us possible to analyze the impact of additional unsprung masses such as electric motors mounted in wheels on the movement of the system, forces acting in the joints and contact forces between the road and tire. In numerical simulations the influence of the spring stiffness on wheel centre displacements during riding on road unevenness is analysed. Different vehicle velocities have been considered.

Słowa kluczowe: tylne zawieszenie, układ wielocłonowy, model dynamiki, silnik w obręczy koła, napęd elektryczny

Keywords: rear suspension, multibody system, dynamics model, wheel hub motor, electric drive

1. Wstęp

Wraz z postępowaniem techniki w dziedzinie napędów trakcyjnych oraz rozwojem ogólnoświatowego trendu wdrażania samochodów elektrycznych [1, 2] Instytut KOMEL jako producent napędów elektrycznych odnotował wzrost zainteresowania sektora prywatnego rozwiązaniem napędu elektrycznego, wykorzystującego silniki elektryczne zabudowane w obręczach kół napędowych. Takie rozwiązanie posiada szereg zalet jak brak elementów pośredniczących w przeniesieniu momentu (przekładnie, mechaniczny układ różnicowy), wyższa sprawność układu napędowego, niezależne sterowanie momentem na każdym kole napędowym, co zwiększa dynamikę jazdy pojazdu, łatwy demontaż silnika, stosunkowo łatwe rozbudowanie napędu na 2 koła o kolejne moduły napędowe czy zapewnienie dodatkowego miejsca w nadwoziu pojazdu (brak silnika "centralnego"). Proponowane rozwiązanie wymaga od producenta podjęcia wyzwań konstruktorskich oraz technologicznych, spowodowanych ogra-

niczoną przestrzenią jak zapewnienie skutecznego chłodzenia silnika, zapewnienie wysokich parametrów pracy w stosunku do masy silnika, zapewnienie odpowiedniego uszczelnienia. Innym wyzwaniem jest sterowanie układem dwóch niezależnych silników [3]. Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL podjął prace badawcze i projektowe, mające na celu opracowanie rozwiązań technicznych oraz technologicznych, które w efekcie pozwolą na świadczenie usług związanych z projektowaniem i produkcją tego typu silników dla różnego rodzaju pojazdów. Prace realizowane są w ramach programu LIDER VII finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju. Przed rozpoczęciem wielowariantowych działań projektowych konieczna jest analiza pracy zawieszenia z wbudowanymi silnikami w różnych warunkach jazdy pojazdu. Celem niniejszej pracy jest opracowanie modelu dynamiki tylnego zawieszenia z silnikami zamontowanymi w kołach. Model ten będzie umożliwia-

analizę przemieszczeń i sił działających na koło oraz elementy zawieszenia podczas przejazdu pojazdu przez przeszkodę prostokątną. W literaturze istnieje szereg prac poświęconych modelowaniu zawieszonych pojazdów [3-8]. Wśród proponowanych modeli można wyróżnić pełne modele zawieszenia, jak i uproszczone połówkowe czy ćwiartkowe [3-5]. W pracy [6] do zapisu pełnego modelu zawieszenia pojazdu wieloosiowego użyto pakietu Adams/Car, który jest implementacją programową metod dynamiki układów wieloczłonowych. W niniejszej pracy, model dynamiki tylnego zawieszenia sformułowano korzystając z formalizmu układów wieloczłonowych (UW) za pomocą dedykowanego komercyjnego oprogramowania. W dalszej części pracy przedstawiono etapy, w trakcie których model był budowany oraz wyniki przykładowych badań symulacyjnych.

2. Model obliczeniowy dynamiki

Rozpatrywany w projekcie napęd dotyczy układu napędu bezpośredniego, bazującego na dwóch silnikach elektrycznych zabudowanych w tylnych kołach samochodu Fiat Panda. Silniki są wbudowane w obręczy koła w rozmiarze 17 cali. W ramach projektu powstał model prototypowego silnika o parametrach pracy pokazanych w tab. 1.

Tabela 1. Parametry pracy przykładowego silnika zabudowanego w koło

Parametr	Wartość
U_{LL}	200 V
P_n	42 kW
n_n	1000 obr min ⁻¹
M_n	400 Nm
P_{max}	ok. 80 kW
	ok. 900 Nm
M_{max}	(dla $n_n = 1K 1000 \text{ obr min}^{-1}$)

Tabela 2. Zestawienie części wchodzących w skład modelu dynamiki

Lp.	Nazwa części	m [kg]	I_x [kg m ²]	I_y [kg m ²]	I_z [kg m ²]
1.	Belka	20,2	4,7725	4,4934	0,3407
2.	Bęben hamulcowy	5,3	$5,3173 \cdot 10^{-2}$	$2,8430 \cdot 10^{-2}$	$2,8430 \cdot 10^{-2}$
3.	Obręcz koła	8,9	0,2822	0,1681	0,1676
4.	Opona	14,9	1,1403	0,6383	0,6382
5.	Wirnik	12	0,3694	0,1989	0,1988
6.	Tarcza	1,9	$1,7616 \cdot 10^{-2}$	$9,1581 \cdot 10^{-3}$	$9,1406 \cdot 10^{-3}$
7.	Półoś	1,4	$1,4663 \cdot 10^{-3}$	$1,2233 \cdot 10^{-3}$	$1,1155 \cdot 10^{-3}$
8.	Stojan	24	0,5418	0,2999	0,2997

Jednym z głównych celów projektu jest opracowanie finalnej wersji prototypowej, która będzie w stanie uzyskać wysokie parametry pracy, zapewniające dynamiczną jazdę samochodu przy jednoczesnej redukcji masy silnika.

W wersji rozpatrywanej w niniejszej pracy masa silnika wynosi 36 kg, co wynika z różnych aspektów projektowych mających na celu zapewnienie niezawodności prototypu, który ma stanowić "bezpieczną" wersję silnika. Według założenia projektu, kolejne prototypy będą się cechowały mniejszą masą.

Aby otrzymać taki model dynamiki tylnego zawieszenia z silnikami elektrycznymi zamontowanymi w obręczach kół wykonano następujące kroki:

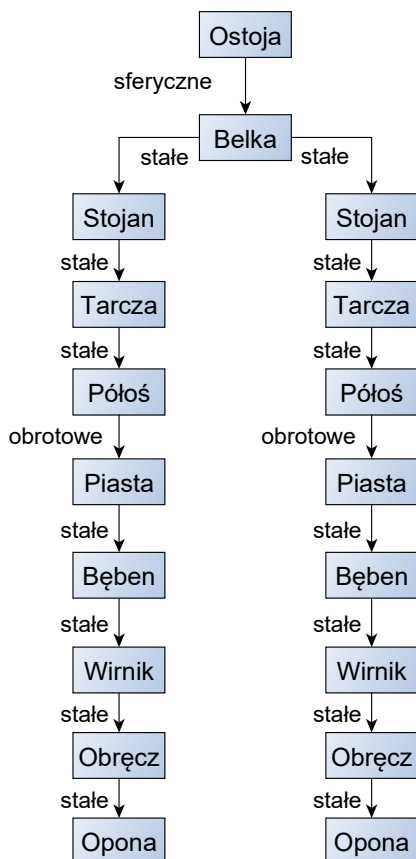
- opracowano modele bryłowe części oraz podzespołów wchodzących w skład tylnego zawieszenia,
- zaimportowano modele bryłowe do pakietu UW, a następnie wykonano złożenie podzespołów przez wprowadzenie odpowiednich więzów kinematycznych,
- wprowadzono modele sprężyny zawieszenia oraz tłumika,
- zaimportowano profil jezdni oraz zdefiniowano kontakt między jezdnią a oponą,
- zdefiniowano wymuszenia oraz wykonano symulację dynamiki zawieszenia,
- wykonano analizę otrzymanych wyników.

W dalszej części pracy kroki te zostaną szczegółowo omówione.

3. Modele bryłowe

Modele bryłowe podzespołów tylnego zawieszenia przygotowano korzystając z komercyjnego oprogramowania CAD. W tab. 2 zestawiono ich parametry masowe. W przypadku niektórych podzespołów zostały zastosowane uproszczenia polegające np. na usunięciu zaokrągleń. Wszystkie te zmiany nie mają większego wpływu na wyniki symulacji dynamiki, a jedynie ułatwiają import tak wykonanych modeli do pakietu UW. Dodatkowego komentarza wymagają parametry masowe stojana oraz wirnika. Z uwagi na duży stopień skomplikowania konstrukcji silnika elektrycznego wbudowanego w obręcz koła wprowadzono pewne uproszczenia, polegające na zastąpieniu części wirujących oraz nieruchomych dwoma bryłami tj. wirnikiem oraz stojanem. Ich parametry masowe zostały tak dobrane, aby były zgodne z rzeczywistym urządzeniem.

4. Złożenie podzespołów



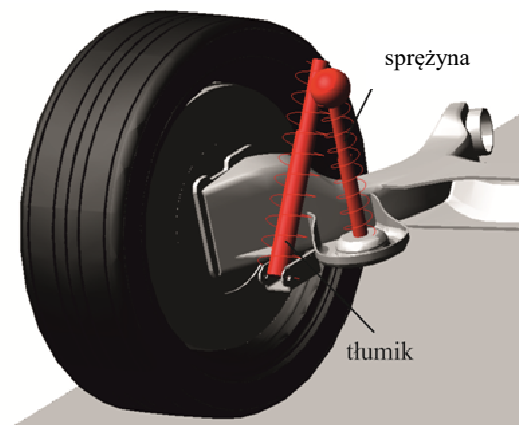
Rys. 1. Schemat modelu strukturalnego układu zawieszenia

Złożenie polega na wprowadzeniu więzów kinematycznych ograniczających ruch elementów wchodzących w skład układu tylnego zawie-

szenia. Na rys. 1 pokazano diagram, na którym są widoczne podzespoły tylnego zawieszenia wraz z rodzajem połączenia występującego między poszczególnymi elementami. Jak można zauważyć w układzie występują trzy rodzaje połączeń: sferyczne, obrotowe oraz stałe. Najważniejszym elementem układu jest belka, do której są montowane podzespoły związane z kołami oraz która jest również łączona z konstrukcją nadwozia. W opracowanym modelu wpływ nadwozia na ruch układu jest pomijany, dlatego też przyjęto, że tuleje łączące w rzeczywistym pojeździe belkę z nadwoziem, są połączone sferycznie z ostoją.

5. Modelowanie sprężyny oraz tłumika

Punkty sprężyny zawieszenia znajdują się odpowiednio: w belce oraz w punkcie, którego współrzędne odpowiadają miejscu mocowania do nadwozia. Punkty te zostały określone na podstawie dostępnej dokumentacji samochodu Fiat Panda. Podobnie, jak w przypadku sprężyny, wyznaczono współrzędne punktów mocowania elementu tłumiącego, który jest modelowany jako tłumik wiskotyczny. W tab. 3 zestawiono dane sprężyny oraz tłumika stosowane podczas badań symulacyjnych.



Rys. 2. Widok sprężyny oraz tłumika w pakiecie UW

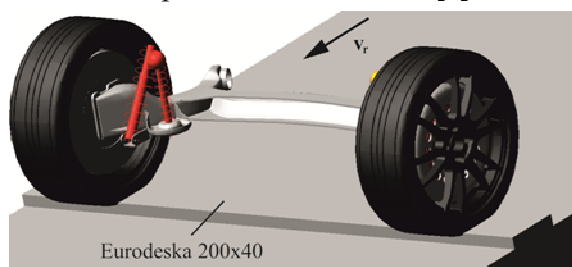
Tabela 3. Parametry sprężyny oraz tłumika

Parametr	Sprężyna	
	Prawy	Lewy
Współczynnik sztywności	$18.2 \cdot 10^3 \text{ Nm}^{-1}$	$18.2 \cdot 10^3 \text{ Nm}^{-1}$
Współczynnik tłumienia	0 Nsm^{-1}	0 Nsm^{-1}
Długość początkowa	0.35 m	0.35 m
Parametr	Tłumik	

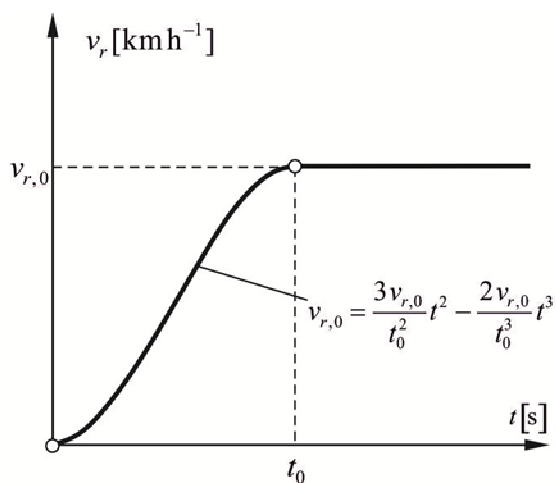
	Prawy	Lewy
Współczynnik sztywności	0 Nm^{-1}	0 Nm^{-1}
Współczynnik tłumienia	odbicie:	odbicie:
	1274 Nsm^{-1}	1274 Nsm^{-1}
	dobicie:	dobicie:
	702 Nsm^{-1}	702 Nsm^{-1}
Długość początkowa	1 m	1 m

6. Modelowanie jezdni

Droga jest modelowana jako element bryłowy, który może się przemieszczać liniowo względem ostoi w kierunku zgodnym z wektorem prędkości v_r (rys. 3). Podczas symulacji przyjęto, że prędkość będzie się zmieniać zgodnie z przebiegiem pokazanym na rys. 4. Z przedstawionego przebiegu można odczytać, że po czasie t_0 jezdnia porusza się z stałą prędkością równą $v_{r,0}$. W symulacjach przyjęto, że koła przejeżdżają przez przeszkodę prostokątną o wymiarach $200 \times 40 \text{ mm}$ z prędkością $v_{r,0}$. W zaproponowanym modelu pominięto wpływ ciśnienia w oponach na ruch układu [6].



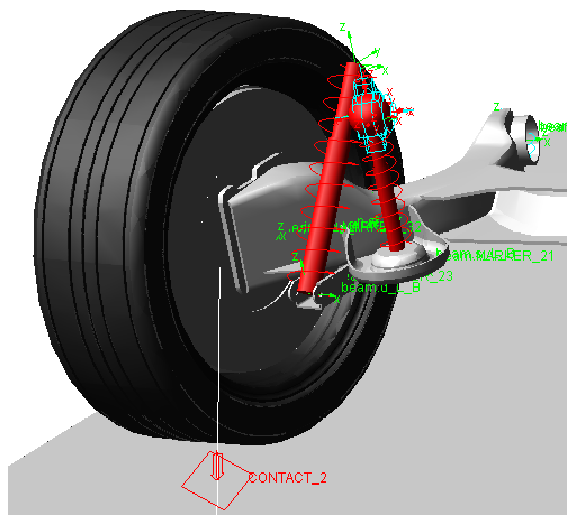
Rys. 3. Symulacja najazdu kół na przeszkodę



Rys. 4. Przebieg prędkości jezdni przyjęty w symulacjach

Pomiędzy oponą a jezdnią wprowadzono element kontaktowy (rys. 5), o następujących parametrach:

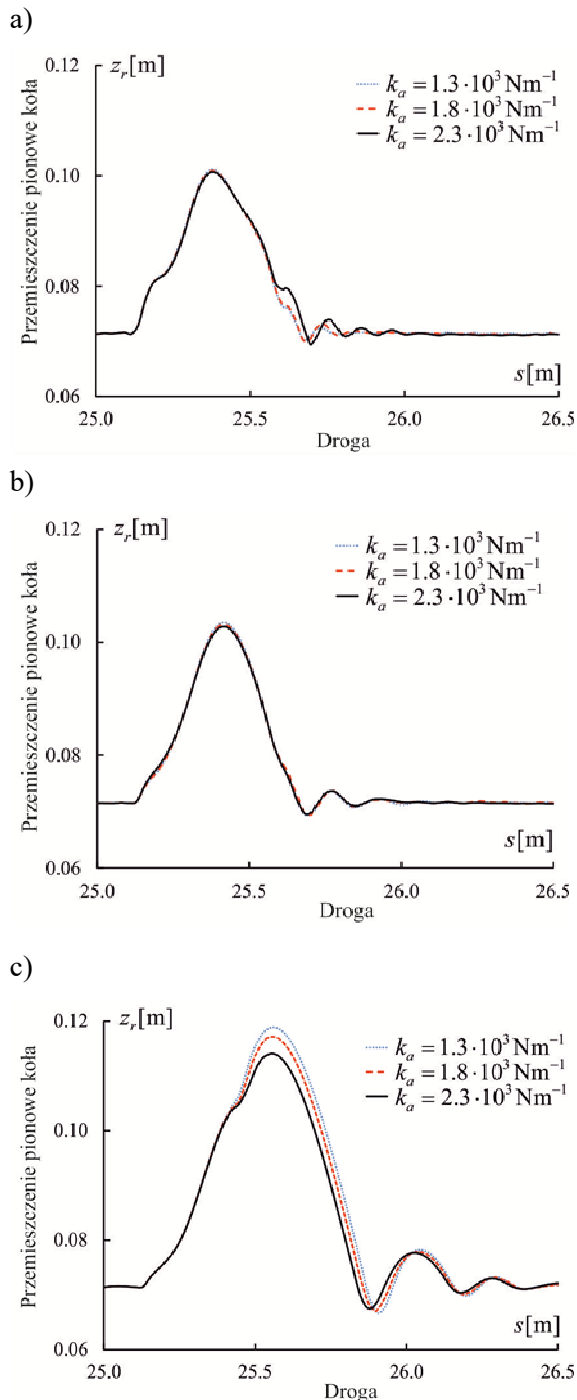
- współczynnik tarcia statycznego $\mu_s = 0,6$,
- współczynnik tarcia kinetycznego $\mu_k = 0,3$,
- współczynnik sztywności:
 - ✓ $k = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$ - przy ciśnieniu $0,24 \text{ MPa}$,
 - ✓ $k = 2,9 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$ - przy ciśnieniu $0,22 \text{ MPa}$,
- prędkości wyjścia z tarcia statycznego $v_s = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$,
- prędkości wejścia do tarcia dynamicznego $v_d = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.



Rys. 5. Widok elementu kontaktowego między oponą i jezdnią

7. Przykładowe symulacje numeryczne

Dla otrzymanego modelu UW układu tylnego zawieszenia z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kole przeprowadzono symulacje polegające na analizie wpływu współczynnika sztywności sprężyny na przemieszczenia środka koła podczas najazdu na przeszkodę prostokątną. Symulacje wykonano dla trzech wariantów prędkości jezdni $v_{r,0} = 8; 12; 16 \frac{\text{km}}{\text{h}}$. Wyniki uzyskane z symulacji pokazano na rys. 6.



Rys. 6. Przesunięcia środka koła przy najeździe na przeszkodę prostokątną otrzymane dla prędkości $v_{r,0} = 8 \text{ km h}^{-1}$ (a),

$v_{r,0} = 12 \text{ km h}^{-1}$ (b), $v_{r,0} = 16 \text{ km h}^{-1}$ (c)

Z przedstawionych przebiegów można zauważyć, że sztywność zawieszenia nieznacznie wpływa na przesunięcia środka koła dla analizowanych prędkości najazdu. Najmniejszy wpływ zmiany sztywności można zaobserwować dla prędkość $v_{r,0} = 12 \text{ km h}^{-1}$.

Wnioski

W pracy przedstawiono model dynamiki tylnego zawieszenia samochodu Fiat Panda z zabudowanymi silnikami elektrycznymi w obręczach kół. Dzięki zastosowaniu metod dynamiki układów wielocłonowych model fizyczny zawieszenia jest bardzo zbliżony do konstrukcji rzeczywistej, a wyniki symulacji bliższe eksperymentowi. Model ten pozwala na przeprowadzenie szeregu symulacji odwzorowujących pracę zawieszenia z dodatkową masą nieresorowaną, jaką jest silnik wbudowany w koło, dla różnych warunków jazdy, po różnej nawierzchni. Takie symulacje są konieczne do realizacji projektu napędu bazującego na silnikach zabudowanych w obręczach kół. W symulacjach numerycznych analizowano wpływ sztywności sprężyny na ruch pojazdu.

Literatura

- [1]. R. Rossa "Zaawansowane rozwiązania techniczne w napędzie elektrycznym E-Kit dla miejskiego samochodu osobowego", *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe*, nr 2/2014 (102), str. 145-149.
- [2]. R. Rossa "Badania eksploatacyjne samochodu osobowego zelektryfikowanego zestawem E-Kit", *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe*, nr 2/2014 (102), str. 151-155.
- [3]. J. Dzida "Porównanie różnych sposobów kierunkowego napędzania pojazdów silnikami elektrycznymi", *Napędy i Sterowanie*, 2, str. 50-55, 2017.
- [4]. D. Hrovat "Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 115, pp. 328-342, 1993.
- [5]. T. Nabagło, S. Walczak, A. Jurkiewicz "Modelowanie dynamiki pojazdu wieloosiowego w programie Adams/Car", *Czasopismo Techniczne, Zeszyt 10, Rok 109*, str. 11-18, 2012.
- [6]. A. Borowicz, A. Gudra, G. Ślaski "Analiza wpływu zwiększenia masy nieresorowanej poprzez zabudowę silników elektrycznych w piastach kół na komfort i bezpieczeństwo jazdy samochodu osobowego", *Archiwum Motoryzacji*, Vol. 65, No. 3, str. 119-142, 2014.
- [7]. D.J. van Schalkwyk, M.J. Kamper, "Effect of hub motor mass on stability and comfort of electric vehicles", *IEEE Vehicular Power Propulsion Conference*, vol. 4, no. 1, str. 1-6, DOI:10.1109/VPPC.2006.364297.
- [8]. K. Parczewski, H. Wnęk, "Impact of tire inflation pressure during overcoming of road unevenness", *Transport Means*, Part 1, str. 154-157, 2017.

Projekt „*Innowacyjne Rozwiązania Napędu Bezpośredniego Pojazdów Elektrycznych*”, współfinansowany ze środków NCBiR w ramach programu LIDER VII, zgodnie z umową: LIDER/24/0082/L-7/15/NCBR/2016.

Autorzy

dr inż. Bartłomiej Będkowski
b.bedkowski@komel.katowice.pl
mgr inż. Piotr Dukalski
p.dukalski@komel.katowice.pl
Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych
KOMEL

dr hab. inż. Krzysztof Parczewski
kparczewski@ath.bielsko.pl
dr inż. Henryk Wnęk
hwnek@ath.bielsko.pl
Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

dr inż. Andrzej Urbaś
aurbas@ath.bielsko.pl
dr inż. Krzysztof Augustynek
kaugustynek@ath.bielsko.pl
Katedra Podstaw Budowy Maszyn
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej