

Andrzej Maciejczyk

# Konstrukcja korygowanej przekładni zębatej o zębach prostych w Inventorze. Generator przekładni walcowej

JEL: L97 DOI: 10.24136/atest.2018.448

Data zgłoszenia: 19.11.2018 Data akceptacji: 15.12.2018

W artykule przedstawiono proces konstrukcji korygowanej przekładni walcowej o zębach prostych. Omówiono pracę generatora przekładni zębatych. Wskazano procedurę korekcji zazębienia w oparciu o korekcję typu  $P^0$ . Wstępne obliczenia wykonano z użyciem metod analitycznych. Dokonano analizy pracy kreatora komponentów przekładni. Wskazano błędy modułu obliczeniowego.

**Słowa kluczowe:** koła zębate, przekładnia zębata o zębach prostych, korekcja zazębienia.

## Wstęp

Przekładnie zębate to niezwykle często wykorzystywany podzespół w konstrukcjach mechanicznych. Znajduje zastosowanie przy przenoszeniu momentu obrotowego. Poprzez odpowiednie przełożenie pozwala nie tylko na zmiany prędkości obrotowej, ale także wielkości momentu skręcającego. Konstrukcja kół zębatych oraz kompletnej przekładni zwykle nie nastręcza trudności. Jednakże w przypadkach małej liczby zębów na kole napędzającym, możliwe jest wystąpienie zjawiska podcinania stopy zęba, bądź zaostrzenia jego wierzchołka. W takim przypadku konieczne jest stosowanie korekcji zazębienia.

## 1. Dane i założenia

Przedmiotem rozważań jest konstrukcja przekładni zębatej o zębach prostych i następujących parametrach:

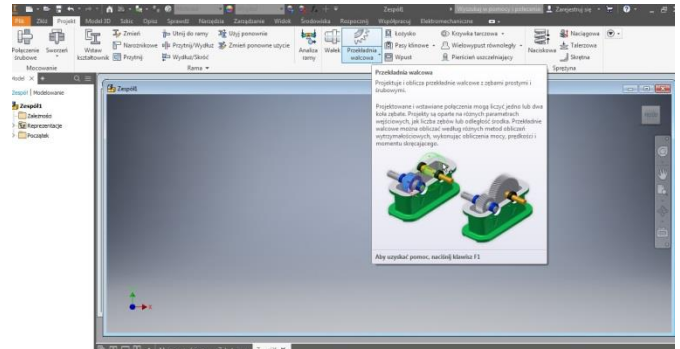
- liczba zębów małego koła  $z_1=12$ ,
- liczba zębów dużego koła  $z_2=38$ ,
- moduł  $m=5$  [mm],
- kąt przyporu  $\alpha=20$  [°],
- wymagany rozstaw osi  $a_w=125$  [mm],
- współczynnik luzu wierzchołkowego  $c^*=0,25$ ,
- współczynnik wysokości zęba  $y=1$ ,
- minimalna wymagana jednostkowa grubość zęba na wierzchołku  $S_{amin}/m=0,3$ ,
- moc przenoszona przez przekładnię  $N=5$  [kW],
- prędkość obrotowa  $n=1450$  [obr/min].

Dodatkowo założono, że podcinanie zęba lub zaostrzenie jego wierzchołka jest niedopuszczalne.

## 2. Generator przekładni walcowej Inventora

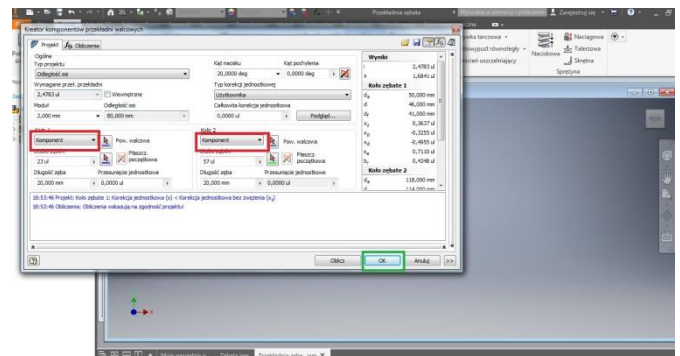
W menu programu Inventor wybieramy *Nowy* oraz *Zespół*.

Przechodzimy do zakładki *Projekt* i uruchamiamy moduł *Przekładnia walcowa* (rysunek 1).



Rys. 1. Moduł generatora przekładni zębatych

Po zapisaniu pliku złożenia np. pod nazwą *Przekładnia zębata*, w otwartym oknie *Kreatora komponentów przekładni walcowej* (rysunek 2) sprawdzamy, czy aktywny jest przycisk *OK* (zielona ramka).



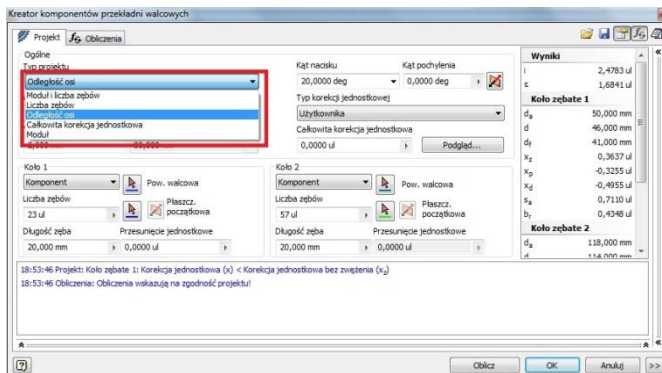
Rys. 2. Okno *Kreatora komponentów przekładni walcowej*

Jeśli tak, wciskamy go akceptując wygenerowanie na wstępie jakiegokolwiek przekładni.

W przypadku, gdy wcześniej korzystano z modułu generatora, program zapamiętał poprzednie parametry przekładni i przycisk *OK* będzie aktywny. Jeśli nie, staramy się go uaktywnić między innymi wybierając istniejące komponenty kół zębatych (czerwone ramki na rys. 2). Rezultatem podjętych działań powinno być ukazanie się modelu przekładni w postaci dwóch zazębionych kół.

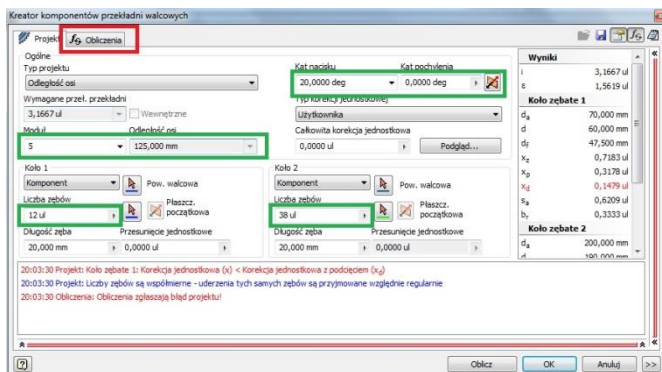
Otwieramy powtórnie *Kreatora komponentów przekładni walcowej*. W drzewku po lewej stronie odnajdujemy *Przekładnie walcowe 1*, klikamy prawym klawiszem myszy i z rozwijalnej listy wybieramy *Edycja przy użyciu Design Accelerator*.

Naszym zadaniem jest wprowadzenie wartości parametrów przekładni: rozstawu osi, modułu, liczby zębów małego i dużego koła zgodnie z przyjętymi założeniami. Może okazać się, że część pól jest nieaktywnych (szare okienka), co uniemożliwia edycję ich zawartości. W celu ich uaktywnienia zmieniamy *Typ projektu* (czerwona ramka rysunek 3) pamiętając, że zaznaczenie wybranej opcji z rozwijanej listy spowoduje zablokowanie edycji wybranego parametru. Np. wybór *Rozstaw osi*, spowoduje zablokowanie możliwości zmiany tego rozstawu.



Rys. 3. Kreator komponentów przekładni walcowej – Typ projektu

Po wciśnięciu przycisku *Oblicz* rezultat przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Kreator komponentów przekładni walcowej – parametry przekładni oraz wynik obliczeń

Zielonymi ramkami zaznaczono wprowadzone zgodnie z założeniami wartości parametrów przekładni. Dodatkowo w celu zwrócenia uwagi użytkownika na poprawność wprowadzonych automatycznie przez program wartości parametrów, u góry po prawej stronie rysunku zaznaczono pola *Kąt nacisku* (ką przyproru  $\alpha$ ) oraz *Kąt pochylenia* (ką pochylenia linii zęba  $\beta$ ).

W dolnej części okna kreatora moduł obliczeniowy zgłosił błędy projektu - jeden dotyczący podcięcia zębów, ze wskazaniem konieczności wykonania korekcji oraz drugi związany z obliczeniami przekładni.

Przechodzimy do zakładki *Obliczenia* (czerwona ramka na rysunku 4) w celu wprowadzenia założonych wartości mocy przekładni oraz jej prędkości obrotowej. Kolejne wciśnięcie przycisku *Oblicz* nie zmienia komunikatów modułu obliczeniowego generatora odnośnie błędów projektu.

### 3. Korekcja zazębienia – obliczenia [1,2]

#### 3.1 Graniczna liczba zębów

Graniczna liczba zębów wynosi:

$$z_{gr} = \frac{2y}{\sin^2 \alpha} = 17,097 \quad (1)$$

Liczba zębów małego koła  $z_1 = 12$  jest mniejsza od granicznej liczby zębów. Zatem wystąpi podcinanie zębów.

#### 3.2 Zerowy rozstaw osi $a_0$

Zerowy rozstaw osi zgodnie z wyrażeniem (2) wynosi:

$$a_0 = \frac{(z_1 + z_2)m}{2} = 125 [mm] \quad (2)$$

Jednocześnie zerowy rozstaw osi  $a_0$  jest równy wymaganemu  $a_w$ . Dodatkowo spełnione są warunki konieczny i wykonalności dla korekcji typu P<sup>0</sup>,

$$\begin{aligned} z_1 &< z_{gr} \\ z_1 + z_2 &\geq 2z_{gr} \end{aligned} \quad (3)$$

co oznacza to, że taką właśnie korekcję należy wykonać.

#### 3.3 Całkowity współczynnik korekcji $x_0$

Całkowity współczynnik korekcji wynosi:

$$x_0 = x_1 + x_2 = 0 \quad (4)$$

#### 3.4 Minimalny wymagany współczynnik korekcji

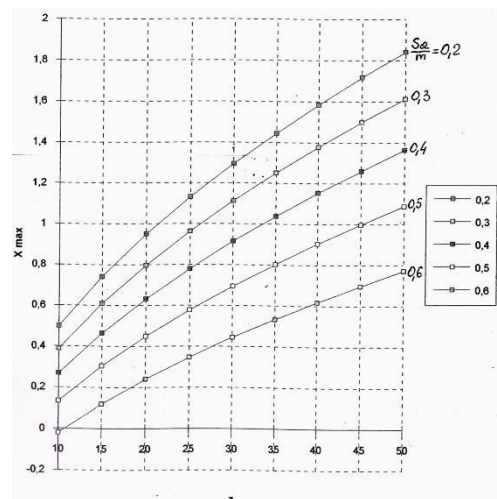
Minimalne wymagane wartości współczynników korekcji (ze względu na niepodcinanie zębów) odpowiednio dla koła 1 oraz 2:

$$x_{1min} = y \frac{z_{gr} - z_1}{z_{gr}} = 0,298 \quad (5)$$

$$x_{2min} = h_a^* \frac{z_{gr} - z_2}{z_{gr}} = -1,2226 \quad (6)$$

#### 3.5 Maksymalne wartości współczynników korekcji

Maksymalne wartości współczynników korekcji dla obydwu kół zostaną odczytane z wykresu z rysunku 5.



Rys. 5. Maksymalne wartości współczynnika korekcji  $x_{max}$

Na podstawie wykresu ustalono maksymalne wartości współczynników korekcji  $x_{1max} = 0,48$  oraz  $x_{2max} = 1,33$ .

#### 3.6 Dobór współczynników korekcji

Mając na uwadze, że:

$$x_{1max} \geq x_1 \geq x_{1min} \quad (7)$$

oraz

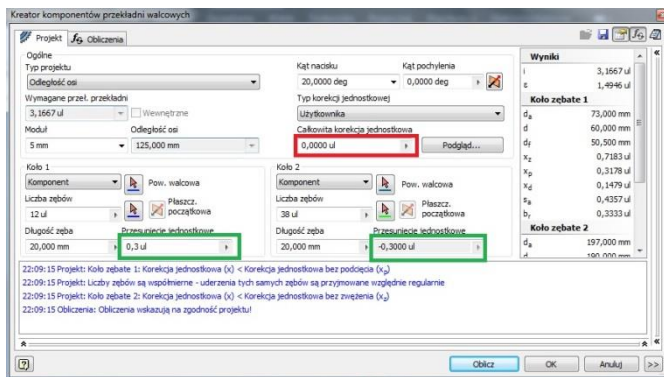
$$x_{2max} \geq x_2 \geq x_{2min} \quad (8)$$

ostatecznie przyjęto:  $x_1 = 0,3$ . Z równania (4) wynika, że  $x_2 = -0,3$ . Przyjęte wartości współczynników korekcji należy wprowadzić do *Kreatora komponentów przekładni walcowej*.

### 4. Kreator komponentów przekładni walcowej Inventora

Wracamy do znanego z rysunku 4 *Kreatora komponentów przekładni walcowej*. Wprowadzamy przyjęty współczynnik korekcji małego koła (zielona ramka na rysunku 6). Pole współczynnika korekcji drugiego koła pozostaje nieedytowalne. Sprawdzamy wartość w polu

Całkowitej korekcji jednostkowej (czerwona ramka, rysunek 6). Wartość ta powinna być równa 0.

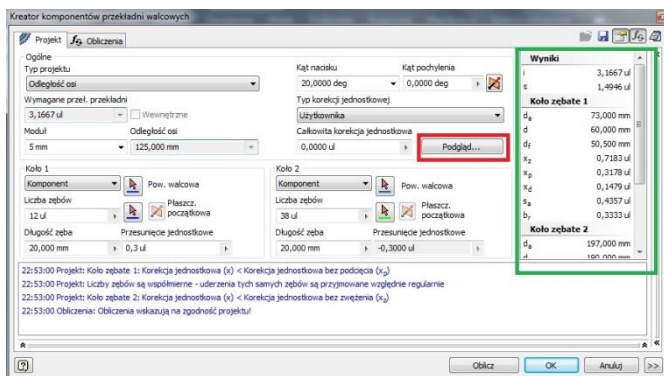


Rys. 6. Kreator komponentów przekładni walcowej – współczynniki korekcji

Po wciśnięciu klawisza *Oblicz* w polu współczynnika korekcji drugiego koła pojawia się oczekiwana wartość równa  $-(\text{minus})0,3$ .

Moduł obliczeniowy sygnalizuje poprawność projektu.

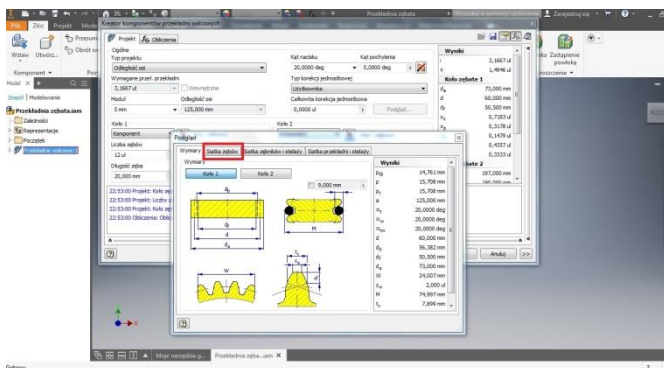
Poszczególne średnice kół zębatych oraz parametry geometryczne wraz ze stopniem pokrycia oraz jednostkowymi grubościami zębów na kołach wierzchołkowych widoczne są w zakładce *Wyniki* (zielona ramka na rysunku 7).



Rys. 7. Wyniki obliczeń modułu obliczeniowego kreatora

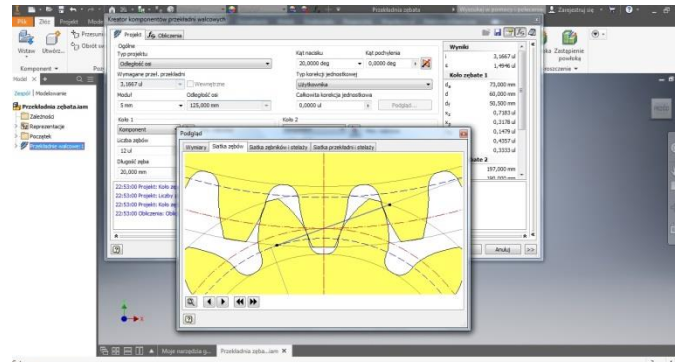
Brakujące parametry geometryczne przekładni są dostępne po kliknięciu przycisku *Podgląd* (czerwona ramka, rysunek 7).

Otwarte okno *Podgląd* przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Okno *Podgląd*

Czerwoną ramką na rysunku 8 oznaczono zakładkę *Siatka zębów*. Jej otwarcie pozwala na wyświetlenie animacji zazębienia (rysunek 9). Oprócz zaznaczonych poszczególnych średnic kół zębatych widoczny jest odcinek przyporu.



Rys. 9. Okno animacji zazębienia.

## 5. Analiza wyników pracy modułu obliczeniowego kreatora

Generator przekładni zębatych programu Inventor bezproblemowo poradził sobie modelem 3D zazębienia. Również parametry przekładni obliczone z użyciem modułu obliczeniowego nie budzą żadnych zastrzeżeń. Wartości stopnia pokrycia przekładni oraz jednostkowych grubości zębów obydwu kół zębatych na kołach wierzchołkowych są zgodne z oczekiwanymi.

Z uwagi na przyjęty współczynnik korekcji małego koła  $x_1$ , bliski wartości minimalnego wymaganego współczynnika korekcji  $x_{1min}$  (5), stopień pokrycia przekładni osiąga wartość maksymalną dla tego przypadku, co jest ewidentnie korzystne. (Przyjęcie wyższej wartości współczynnika korekcji małego koła  $x_1$ , oczywiście z dozwolonego zakresu określonego wyrażeniami (5,7) spowoduje spadek wartości liczby przyporu.)

Jak dotąd pracę generatora oraz modułu obliczeniowego należy uznać za poprawną.

W celu ostatecznej weryfikacji postanowiono sprawdzić jak zachowa się program, jeśli wprowadzone zostaną wartości współczynnika korekcji małego koła mniejsze od obliczonego  $x_{1min} = 0,298$  (5). Wyniki symulacji przedstawiono w tabeli poniżej.

Tab. 1. Komunikaty modułu obliczeniowego dla  $x_1 < x_{1min}$

Współczynnik korekcji małego koła $x_1$	Komunikat modułu obliczeniowego
0,25	Korekcja jednostkowa bez podcięcia Obliczenia wskazują na zgodność projektu
0,2	Korekcja jednostkowa bez podcięcia Obliczenia wskazują na zgodność projektu
0,15	Korekcja jednostkowa bez podcięcia Obliczenia wskazują na zgodność projektu
0,14	Korekcja jednostkowa z podcięciem Obliczenia zgłaszają błąd projektu

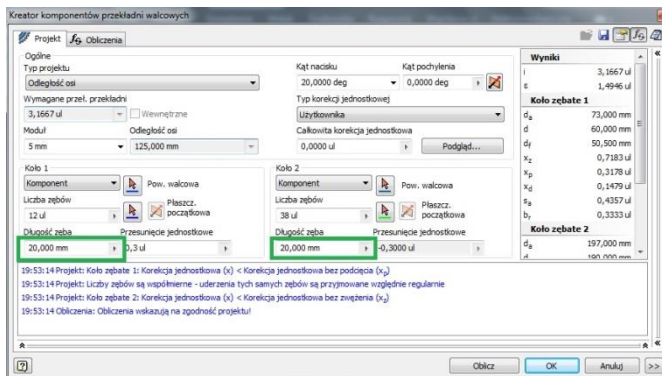
## 6. Konstrukcja przekładni – czynności końcowe

### 6.1 Szerokości wieńców kół

W *Kreatorze komponentów przekładni walcowej* szerokość wieńca koła zębatego oznaczona jest jako *Długość zęba* (zielone ramki na rysunku 10).

Z logicznego punktu widzenia można uznać taką nomenklaturę za słuszną. Jeśli operujemy nazwą szerokość zęba, to wielkość w płaszczyźnie prostopadłej do szerokości zęba, zapewne jest jego długością.

Przyjmując wysokie parametry wytrzymałościowe materiału koła nr 2, to szerokość wieńca na podstawie [3], uwzględniając niesymetryczny w stosunku do koła rozstaw łożysk, wynosi 0,3-0,6 wielkości średnicy podziałowej małego koła. Szerokość wieńca dużego koła możemy zatem wstępnie pozostawić bez zmian.



Rys. 10. Kreator komponentów przekładni walcowej – szerokości wieńców kół zębatach

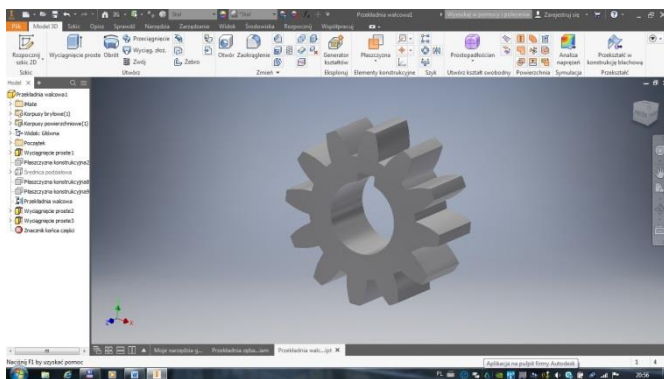
Szerokość wieńca małego koła powinna być o 3-5 [mm] większa niż szerokość wieńca koła dużego.

## 6.2 Edycja konstrukcji kół zębatach

Każde z kół zębatach będzie wymagało edycji. Konieczne okaże się wykonanie otworu na wałek oraz nacięcie rowka pod wpust. Możliwe, że z uwagi na długość dobranego wpustu niezbędne będzie wygenerowanie piasty koła, tak aby wpust nie wystawał poza szerokość wieńca. W przypadku dużego koła wykonanego metodami odlewniczymi zwykle stosuje się otwory lub wybrania w tarczy koła, w celu zmniejszenia masy oraz oszczędności materiału.

Niezbędne zmiany w konstrukcji poszczególnych kół wygenerowanej przekładni dokonuje się po otwarciu odpowiedniego pliku typu „Część.ipt”. Jeśli złożenie zostało zapisane na dysku jako np. „Przekładnia zębata.iam”, odszukujemy folder (żółta koperta) o tej samej nazwie. Otwieramy katalog „Przekładnia zębata”, dalej podkatalog „Design Accelerator”. W nim odnajdziemy między innymi plik małego koła o nazwie „Przekładnia walcowa 1.1.ipt” oraz dużego „Przekładnia walcowa 2.1.ipt”. Dodatkowo w podkatalogu zostało jeszcze raz zapisane złożenie „Przekładnia zębata.iam”.

Przykład korekty konstrukcji małego koła przekładni przedstawiono na rysunku 11.



Rys. 11. Korekta konstrukcji małego koła przekładni

Po zapisaniu zmian w plikach części, program automatycznie uaktualni plik złożenia.

## Podsumowanie

Moduł generatora przekładni zębatach stanowi ewidentnie przydatne narzędzie w procesie projektowania, oszczędzające czas i ułatwiające pracę konstruktora. Konstrukcja przekładni zębatach jest wysoce zautomatyzowana i sprowadza się w praktyce do kilku kliknięć. Generator daje możliwość projektowania przekładni zębatach zarówno walcowych o zębach prostych, jak też śrubowych oraz przekładni stożkowych i ślimakowych.

Słabą stroną generatora jest jego moduł obliczeniowy, co zostało omówione w rozdziale 5. Jakkolwiek możliwe jest uwzględnienie korekty zazębienia zarówno  $P^0$ , jak i  $P$ , to do otrzymanych w drodze symulacji należy podchodzić sceptycznie. Tutaj wymagany jest odpowiedni zasób wiedzy inżynierskiej. Wykorzystanie modułu obliczeniowego w konstrukcji, zwłaszcza podczas projektowania przekładni korygowanych, wymaga wykonania szeregu obliczeń wstępnych przy użyciu metod analitycznych.

## Bibliografia:

1. Muller L., Przekładnie zębata. Projektowanie, WNT, Warszawa 1998.
2. Osiński Z., Bajon W., Szucki T., Podstawy Konstrukcji Maszyn, PWN, Warszawa 1975.
3. Kurmaz L., Podstawy Konstrukcji Maszyn. Projektowanie, PWN, Warszawa 1999.

## Construction of cylindrical toothed gear with a corrected teeth in Inventor. Generator of a cylindrical toothed gear.

The article presented the process of construction of a corrected cylindrical gear with straight teeth. The operation of the gear generator is discussed. The procedure of gear engagement correction based on  $P^0$  type correction was indicated. Preliminary calculations were made using analytical methods. The work of the generator of gear components was analyzed. Calculation module errors are indicated.

**Keywords:** toothed wheels, toothed gear with straight teeth, toothings correction.

## Autorzy:

dr inż. **Andrzej Maciejczyk** – Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszy