

Przekładnie hipoidalne o kołowo-łukowej linii zęba – krótka historia rozwoju, ograniczenia konstrukcyjne i możliwości wykonania na frezarkach do uzębień stożkowych

Hypoid spiral bevel gears – development, design limits and possibility to manufacturing on spiral bevel gears machine

RYSZARD KURYJAŃSKI*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.12.561

W artykule przedstawiono krótką historię rozwoju przekładni hipoidalnych i obrabiarek do nacinania ich uzębienia. Omówiono opracowany z udziałem autora system komputerowego wspomaganie projektowania konstrukcji oraz technologii przekładni stożkowych i hipoidalnych, a także jego wykorzystanie do zaprojektowania i wdrożenia ponad 130 przekładni hipoidalnych na potrzeby polskich producentów. Podano zakresy przełożeń, przesunięć hipoidalnych, gabarytów i kątów pochylenia linii zęba zaprojektowanych przekładni. Wskazano na korzyści wynikające ze wzbogacenia asortymentu wytwarzanych przekładni stożkowych o przekładnie hipoidalne oraz na czynniki, które należy wziąć pod uwagę przy podejmowaniu decyzji o rozszerzeniu produkcji.

SŁOWA KLUCZOWE: przekładnie hipoidalne, frezarki do uzębień stożkowych, komputerowe systemy wspomagające CAD/CAM

In article brief history of hypoid spiral bevel gears and hypoid generators (cutting machines) was presented. Using the CAD and CAM system (developed with the participation of the author) for designing 130 hypoid spiral bevel gears for Polish manufacturing company was discussed. Range of gears ratio, hypoid offset, pinion and gear spiral bevel angles, gear outside diameter and face width of those hypoid gear sets were given. Benefits from the extension of the manufacturing spiral bevel gears about hypoid spiral bevel gears were changed. Factors which one should consider to begin the manufacture of hypoid gear sets were discussed.

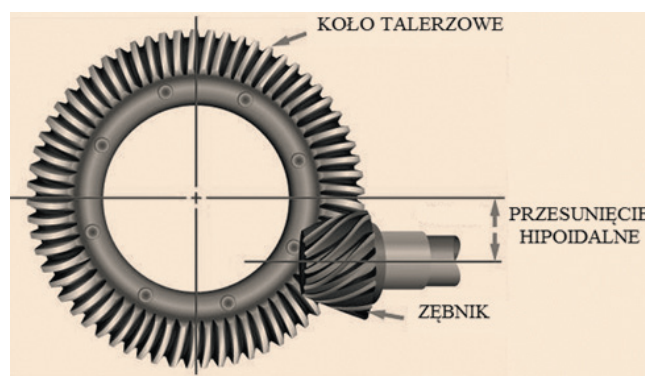
KEYWORDS: hypoid spiral bevel gears, hypoid generators (cutting machine), CAD/CAM systems

Rozwój przekładni hipoidalnych i frezarek do uzębień stożkowych o zębach kołowo-łukowych

Przekładnia hipoidalna to przekładnia stożkowa z przesuniętymi osiami zębniaka i koła o wielkość nazywaną przesunięciem hipoidalnym (rys. 1). W większości zastosowań jest to przekładnia ortogonalna (kąt osi $\Sigma = 90^\circ$) o zębach krzywoliniowych.

Wynalezienie przekładni hipoidalnej w 1924 r. było dziełem Nikoli Trbojevicha, znanego w USA jako Nicholas John Terbo (1886–1973). W 1927 r. wdrożono hipoidalne mosty główne do produkcji seryjnej. Pierwszym samochodem, w którym zastosowano to rozwiązanie, był Packard 426 Roadster [16] (rys. 2). Wykonawcą przekładni hipoidalnych była firma Gleason. Jej konsultant techniczny Ernest Wildhaber opatentował metodę nacinania uzębienia hipoidalnych (patent US 1705887A

Method of generating hypoid gears z 1929 r.), a firma skonstruowała nową obrabiarkę Gleason 16 Hypoid Generator, umożliwiającą poprawne nacinanie uzębienia zębniaków hipoidalnych [13].



Rys. 1. Przekładnia hipoidalna [17]



Rys. 2. Packard 426 Roadster z 1927 r. – w tym samochodzie po raz pierwszy zastosowano hipoidalną przekładnię główną (źródło: concept-carz.com)

W 1938 r. firma Gleason opatentowała metodę FORMATE [8], a potem zbudowała obrabiarki: G 11 Spiral Bevel Rougher, nacinającą zgrubnie koła talerzowe metodą wcinania, oraz G 11 Spiral Bevel Finisher, nacinającą wykończeniowo koła talerzowe przeciągaczem obrotowym. Skróciło to czas obróbki kół talerzowych średnio o 30%, a w przypadku dużych przełożeń – nawet pięciokrotnie. Przykładowo przy przełożeniu 10:1 czas obróbki koła talerzowego metodą odtaczania wynosił 45 min, a metodą wcinania – 5 min [7].

W latach 40. i 50. XX w. powstały nowe typy obrabiarek:

- G 26 Hypoid Generator z mechanizmem modyfikacji odtaczania (do obróbki zębniaków, kół odtaczanych i kół kształtowych metodą wcinania),

* Dr inż. Ryszard Kuryjański (ryho@poczta.onet.pl) – Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej

- wyposażone w pochylaną oś wrzeczona narzędziowego – modele 7, 16, 106 i wprowadzony w 1954 r. model G 116 Hypoid Generator (do obróbki zębników i kół odtaczanych),
- najbardziej uniwersalny model G 118, mający zarówno mechanizm modyfikacji ruchu odtaczania, jak i pochylaną oś głowicy narzędziowej (o zakresie zastosowania takim samym jak w przypadku obrabiarki G 26),
- G 22 Formate Gear Finisher do obróbki kształtowych kół talerzowych przeciągaczem obrotowym.

Większość z tych obrabiarek (czasem po nieznacznych modyfikacjach) do dziś znajduje zastosowanie w produkcji jednostkowej oraz mało- i średnioseryjnej.

Pod koniec lat 40. XX w. firma Gleason opublikowała algorytmy obliczeń konstrukcyjnych i ustawczych przekładni hipoidalnych, pozwalające na ich zaprojektowanie i wykonanie. Obliczenia te wraz z rozwojem teorii ząbień były nieznacznie korygowane, lecz ich istota pozostała niezmienną.

Na przełomie lat 50. i 60. XX w. Wells Coleman opracował kompleksową metodę obliczeń wytrzymałości przekładni stożkowych i hipoidalnych (metoda ta po niewielkich zmianach do dziś jest stosowana przez firmę Gleason): na złamanie zmęczeniowe zębów u podstawy [6], zmęczeniowe naprężenia stykowe zębów (pitting) [4] oraz zacieranie zębów (scoring) [2].

Pod koniec lat 70. i w latach 80. XX w. firma Gleason opracowała nową serię obrabiarek, tzw. serię 600. W Polsce było kilka obrabiarek z tej grupy, m.in.: G 655 (w Elblągu), G 645 (w Stalowej Woli), a ponadto obrabiarki do obróbki kół talerzowych metodą kształtową, G 606 do obróbki zgrubnej oraz G 607 do obróbki wykończeniowej przeciągaczem obrotowym (w Starachowicach). Część z nich jest jeszcze dostępna, choć w większości przypadków zmieniła właściciela. Obliczenia ustawcze tych maszyn opierały się na istniejących algorytmach, w których zmianie ulegały jedynie objęte nimi stałe obrabiarki.

W latach 90. XX w. i na początku XXI w. powstały pierwsze obrabiarki sterowane numerycznie do uzębień stożkowych. Pierwszą z nich była maszyna Phoenix 250 HC, skonstruowana w 1989 r., a po niej powstały obrabiarki Phoenix 125 GH i Phoenix 175 GH, wprowadzone na rynek w 1992 r. W Polsce jest tylko jedna obrabiarka typu Phoenix, tj. Phoenix 175 GH w Kaliszu.

Prawdziwym przełomem stała się druga generacja obrabiarek sterowanych numerycznie, zapoczątkowana w 2001 r. przez obrabiarkę Phoenix II 275 HC, której konstrukcja jest oparta na koncepcji kolumny jako elementu nośnego.

Obecnie wchodzi na rynek trzecia generacja obrabiarek Phoenix, której pierwszym reprezentantem jest Phoenix 280 C.

Obrabiarki Phoenix drugiej i trzeciej generacji (według wiedzy autora w Polsce nie ma takich obrabiarek) umożliwiają bezpośrednie sterowanie i wprowadzanie na bieżąco korekt z komputerowych systemów wspomagających (KIMOS firmy Klingelberg czy CAGE firmy Gleason), które działają w pętli sprzężenia zwrotnego ze współrzędnymi maszynami pomiarowymi.

System CAD/CAM przekładni stożkowych i hipoidalnych oraz jego wykorzystanie do projektowania przekładni hipoidalnych o kołowo-tukowej linii zęba

Zespół Komputerowego Wspomagania Procesów Wytwarzania na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej (dawniej: Zespół Konstrukcji

i Technologii Przekładni Stożkowych pod kierunkiem nieżyjącego już prof. dr. hab. inż. Zdzisława Wójcika), zajmujący się problematyką konstrukcji i technologii przekładni stożkowych i hipoidalnych, dokonał analizy dostępnych algorytmów firmy Gleason, ujawnił występujące w nich wielkości, określił dopuszczalny zakres zmienności parametrów oraz zbudował komputerowy system obliczeń.

System ten, wspomagający obliczenia konstrukcyjne i technologiczne przekładni stożkowych i hipoidalnych, podlegał permanentnej weryfikacji w przemyśle, rozwojowi pod kątem informatycznym oraz rozszerzaniu o nowe aplikacje. Ostatnią jego odsłoną jest system KONTEPS, opracowany w ramach Projektu Kluczowego „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym”, pod kierunkiem prof. nadzw. dr. hab. inż. Piotra Skawińskiego.

Przekładnie hipoidalne mogą być projektowane w różnych systemach wykonawczych, opracowanych głównie przez firmy Gleason, Oerlikon i Klingelberg.

System firmy Gleason jest najbardziej uniwersalny. W jego skład wchodzi przekładnie o dowolnej zbieżności wysokości zębów wzdłuż szerokości uzębienia (tzw. zbieżność TRLM) – szczególnym przypadkiem są zęby o stałej wysokości, stosowane przez firmy Oerlikon, Klingelberg oraz istniejące dawniej WMW Modul i ENIMS Saratov.

Autor wyspecjalizował się w przekładniach stożkowych i hipoidalnych o kołowo-tukowej linii zęba systemu firmy Gleason i w ciągu ostatnich 30 lat zaprojektował w tym systemie prawie 2000 przekładni (większość została wdrożona w przemyśle). Blisko 10% z nich stanowią przekładnie hipoidalne. Po zestawieniu wszystkich zaprojektowanych w latach 2003–2016 przekładni hipoidalnych okazało się, że było ich w sumie 131, co daje średnio 10 przekładni rocznie.

Przekładnie te projektowano na różne typy maszyn. Nie tylko na obrabiarki wyprodukowane przez firmę Gleason (np. G 26, G 106, G 116 i G 655), lecz także obrabiarki dawnej radzieckiej firmy ENIMS (np. Saratov 525, Saratov 528 czy Saratov 5C 270) oraz na obrabiarki dawnej firmy wschodniemieckiej WMW Modul (np. ZFTKK 250x5, ZFTKK 500x10 czy ZFTKK 500/3A).

Na system firmy Gleason były wielokrotnie przeprojektowywane przekładnie skonstruowane i wykonane w systemach Klingelberg i Oerlikon (głównie na potrzeby przemysłu górniczego), a także w systemie Kurvex firmy WMW Modul. W takich przypadkach przy zachowaniu przełożenia, gabarytów koła talerzowego i przesunięcia hipoidalnego oraz odległości montażowych otrzymywano alternatywne, poprawnie działające przekładnie. Największym problemem było przekonanie odbiorcy, że nowa przekładnia nie będzie gorsza od dotychczasowej, a nawet sprawdzi się lepiej.

Gdy wymagań odbiorcy nie udało się zmienić, podejmowano próbę dokładnego odtworzenia istniejącej przekładni, która jednak często miała niezadowolającą konstrukcję (głównie ze względu na małą liczbę zębów zębniaka, duże moduły, bardzo wysokie zęby i zbyt małe wskaźniki zaźębienia), oraz wykonania jej za pomocą dostępnych narzędzi w systemie firmy Gleason. Te próby nie zawsze były udane, ponieważ brak jest narzędzi mogących skrawać zęby o wysokości powyżej 28–30 mm (nie wspominając o ryzyku awarii obrabiarki na skutek występowania bardzo dużych sił skrawania podczas obróbki z takimi głębokościami).

Duża część tych przekładni była projektowana na części zamienne do istniejących urządzeń. Wymagało to wpasowania przekładni (zazwyczaj na podstawie pomiarów warsztatowych) w konkretną obudowę.

W celu ograniczenia kosztów wszędzie tam, gdzie to było możliwe, konstrukcję dopasowywano do istniejącego, dostępnego w firmie parku obrabiarkowego oraz korpusów głowic i zestawów noży.

Niezwykle ważnym elementem projektowania, a potem wykonywania przekładni stożkowych (zwłaszcza hipoidalnych) była ścisła współpraca z konstruktorami i technologami, a często także z ustawiaczami pracującymi w firmie wykonawczej. Niekiedy aby rozwiązać wątpliwości i uniknąć pomyłek, organizowano spotkania konsultacyjno-szkoleniowe, zwykle bardzo owocne dla obu stron.

Podstawowe parametry konstrukcyjne przekładni hipoidalnych. Zasady doboru i ograniczenia

■ **Kierunek pochylenia linii zęba.** Pierwszym parametrem, na który należy zwrócić uwagę w projektowaniu przekładni hipoidalnej, jest kierunek pochylenia linii zęba. Ze względów konstrukcyjnych zaleca się, aby wklęsła strona zęba zębniaka napędzała wypukłą stronę zęba koła. Siły osiowe dociskają wówczas zębniak do powierzchni oporowej. W przeciwnym razie zębniak jest „wyciągany” z obudowy. Przy prawym kierunku obrotów zębniak powinien mieć zatem lewy kierunek pochylenia linii zęba, a przy lewym kierunku obrotów – prawy kierunek pochylenia linii zęba. Dodatkowo w przekładniach hipoidalnych kierunek pochylenia linii zęba jest ściśle związany z kierunkiem przesunięcia hipoidalnego. Dodatkowo przesunięcie hipoidalne, powodujące zwiększenie średnicy zewnętrznej zębniaka w stosunku do zębniaka stożkowego i w konsekwencji zwiększenie jego wytrzymałości, uzyskuje się przy lewym kierunku linii zęba zębniaka i przesunięciu zębniaka w górę, powyżej osi koła (rys. 1) lub przy prawym kierunku linii zęba zębniaka i przesunięciu zębniaka w dół, poniżej osi koła (rys. 1) lub przy prawym kierunku linii zęba zębniaka i przesunięciu zębniaka w górę, powyżej osi koła. Ujemne przesunięcie hipoidalne w zasadzie nie jest stosowane, ponieważ sprawia, że taka przekładnia jest słabsza niż przekładnia stożkowa.

Dla danej konstrukcji korpusu spełnienie tych warunków jest możliwe jedynie przez poprawne skojarzenie kierunku obrotu napędu (silnika) i kierunku pochylenia linii zęba.

■ **Przełożenie przekładni.** Wartości przełożeń przekładni hipoidalnych określa wzór $u = z_2/z_1$ (gdzie z_1 i z_2 to odpowiednio liczby zębów zębniaka i koła) – zwykle mieszczą się one w przedziale 2,7–10. Przełożenia mniejsze od 2,7:1 stosuje się rzadko, a w przypadku produkcji wielkoseryjnej i masowej nigdy, gdyż nie można wtedy wykorzystać metody FORMATE, tzn. nacinać koła metodą kształtową. Przekładnia musi być wtedy wykonywana w mało ekonomicznej i czasochłonnej wersji odtaczanej.

Zakres przełożeń przekładni zaprojektowanych przez autora mieścił się w przedziale 1,04–15, w tym 120 przekładni (a więc ponad 90%) wykonano w zakresie przełożeń od 3 do 7,5.

W literaturze spotyka się niekiedy wartości przełożeń znacznie przekraczające 10:1 (np. 60:1 [5], ponad 100:1, a nawet 300:1 [12]), jednak ich realizacja jest prawie niemożliwa na dostępnych obrabiarkach. Na konwencjonalnych obrabiarkach amerykańskich i niemieckich można naciąć koła o liczbie zębów od 5 do 99, co oznacza, że maksymalne możliwe przełożenie nie powinno przekraczać 20:1. Chcąc rozwiązać ten problem, firma Gleason zbudowała obrabiarkę G 121 High-reduction Hypoid Gear Generator, która umożliwia nacinanie zębniaków mających nawet tylko jeden ząb (w Polsce nikt nie posiada tej obrabiarki) [11].

W obrabiarkach radzieckich ograniczenia dotyczące liczby zębów nacinanych kół są znacznie łagodniejsze niż w obrabiarkach amerykańskich. Minimalna liczba zębów wynosi 5 (podobnie jak w obrabiarkach amerykańskich), przy czym ograniczenie wynika z dużego kąta odtaczania, rosnącego wraz ze wzrostem przełożenia i przekraczającego nawet 360°. Kołyski w tych obrabiarkach mają kąt odtaczania ograniczony do 315°. Maksymalna liczba zębów wynika w zasadzie tylko z dwóch warunków: koło musi być odtaczane, a liczba zębów nie może być liczbą pierwszą większą od 100.

Teoretycznie na obrabiarkach Saratov 525 i 528 istnieje więc możliwość nacięcia przekładni o przełożeniu np. 500:5, lecz w praktyce jest to raczej niewykonalne, ponieważ oznaczałoby, że zębniak o średnicy ok. $\varnothing 10$ mm napędza koło o średnicy $\varnothing 500$ mm, a wysokość zębów nie przekracza 2 mm. Z przeprowadzonych wstępnych obliczeń konstrukcyjno-technologicznych wynika ponadto, że o ile koło dałoby się naciąć, o tyle zębniak wymagałby obrotu kołyski o ponad 1000°.

W obrabiarkach sterowanych numerycznie drugiej i trzeciej generacji typu Phoenix możliwe jest wykonanie zębniaków i kół o dowolnej liczbie zębów.

■ **Przesunięcie hipoidalne.** Im większe jest przesunięcie hipoidalne, tym większa wytrzymałość przekładni na zginanie i naciski oraz większa cichobieżność, a jednocześnie mniejsza sprawność i odporność na ścieranie. Wiąże się to ze wzrostem prędkości poślizgu zębów zębniaka i koła względem siebie, który powoduje zwiększenie tarcia między zębami i wydzielanie się ciepła.

W przekładniach stosowanych w mostach zwiększenie przesunięcia hipoidalnego oznacza możliwość zwiększenia prześwitu między mostem a podłożem (pojazdy terenowe) lub obniżenia nadwozia (w przypadku pojazdów niskopodłogowych oraz samochodów wyścigowych i limuzyn, przeznaczonych do jazdy z wysokimi prędkościami). Uzyskuje się to dzięki możliwości bardzo niskiego wyprowadzenia napędu do mostu napędowego bez konieczności wykonania pochwy wału napędowego w polu podwozia. Pozwala to również na sterowanie położeniem środka ciężkości samochodu i optymalizację jego stateczności [9].

Z technologicznego punktu widzenia maksymalne wartości przesunięcia hipoidalnego są ograniczane przez możliwości obrabiarek. Dla największych obrabiarek spotykanych w Polsce maksymalne przesunięcie hipoidalne wynosi: 152 mm dla G 655, 110 mm dla G 26 i 100 mm dla obrabiarki Saratov 528.

Konstruktor i technolog muszą także pamiętać o tym, że im większe są przesunięcia hipoidalne a , tym większa jest różnica kątów pochylenia linii zęba zębniaka β_{m1} i koła β_{m2} oraz niesymetryczność zarysów wklęsłej i wypukłej strony zęba, przy czym liczy się nie tyle bezwzględna wartość przesunięcia hipoidalnego, co wartość stosunku a/d_{2e} (odniesienie, zwykle procentowe, wartości przesunięcia hipoidalnego a do średnicy podziałowej koła talerzowego d_{2e}). Maksymalna wartość tego ilorazu wynosi prawie 50% (zębniak jest przesunięty na brzeg koła talerzowego), ale w praktyce stosowane są znacznie mniejsze wartości.

W XX w. zalecane przez firmę Gleason wartości przesunięć hipoidalnych dla mostów hipoidalnych wynosiły 15–17% w przypadku samochodów osobowych [15] (w uzasadnionych sytuacjach firma dopuszczała ich zwiększenie do maksymalnie 25%) i 12% w przypadku mocno obciążonych pojazdów ciężarowych [3]. Norma AGMA [1] podtrzymuje te wartości.

W zaprojektowanych przez autora przekładniach wartości przesunięcia hipoidalnego mieściły się w zakresie od 10 do 71 mm (a nawet do 75 mm dla przekładni do elektrowni wiatrowej, której jednak nie zrealizowano), a w większości – w przedziale od 20 do 50 mm.

Biorąc pod uwagę stosunek a/d_{2e} , rozpiętość jego wartości wynosiła od 5 do 27,3%, natomiast typowy zakres to 8–12%.

W ostatnich latach nastąpiła zmiana podejścia w doborze przesunięć hipoidalnych, zwłaszcza w mostach samochodowych. Według [10] typowe przesunięcia hipoidalne w przekładniach głównych mieszczą się w zakresie od 4 do 6%. Wynika to z narzucanych na przemysł samochodowy ograniczeń ekologicznych. Wzrost przesunięcia hipoidalnego powoduje spadek sprawności przekładni, zwiększone zużycie paliwa i – co najistotniejsze – wzrost poziomu zanieczyszczeń odprowadzanych do atmosfery. Stosowanie małych przesunięć hipoidalnych wszędzie tam, gdzie jest to możliwe, zaleca też [14].

Sprawność przekładni zależy nie tylko od przesunięcia hipoidalnego, lecz także od przenoszonego obciążenia (im większe obciążenie, tym większa sprawność) oraz przełożenia (im większe przełożenie, tym mniejsza sprawność). Przy obciążeniach szczytowych sprawność maleje od $\eta = 0,98$ dla przekładni stożkowej, przez $\eta = 0,96$ dla stosunku $a/d_{2e} = 10\%$ i aż do $\eta = 0,93$ dla stosunku $a/d_{2e} = 25\%$ [9].

Warto zaznaczyć, że w napędach samochodów hybrydowych sprawność przekładni przy napędzie płynącym od kół jest znacznie mniejsza i wynosi od 81 do 86%. To oznacza, że ok. 15% mocy nie ulega magazynowaniu w bateriach, gdy samochód zwalnia lub zjeżdża w dół ze wzniesienia. W przypadku jazdy w ruchu miejskim samochody hybrydowe mogą zużywać nawet 10% paliwa więcej ze względu na sprawność przekładni hipoidalnej [10].

■ **Kąt pochylenia linii zęba zębniaka.** Kąt pochylenia linii zęba zębniaka β_{m1} rzadko przekracza 50° , a w zdecydowanej większości przypadków mieści się w zakresie $45\text{--}50^\circ$, pozwalającym w pełni wykorzystać zalety przekładni hipoidalnych. Tylko w trzech przypadkach na 131 przyjęto mniejsze kąty: dwukrotnie $42,5^\circ$ i raz 35° – zdecydowało o tym twarde stanowisko odbiorcy, który w razie zwiększenia tego kąta musiałby zmienić całą konstrukcję obudowy ze względu na zwiększenie sił osiowych obciążających łożyska.

Kąt pochylenia linii zęba koła β_{m2} jest mniejszy niż kąt zębniaka tym bardziej, im większe jest przesunięcie hipoidalne. W zdecydowanej większości przypadków mieści się w zakresie $30\text{--}35^\circ$.

■ **Zewnętrzna średnica wierzchołków koła i szerokość uzębienia.** Wymiary gabarytowe przekładni – zewnętrzna średnica wierzchołków koła i szerokość uzębienia – decydują o wytrzymałości zarówno na złamanie zmęczeniowe zęba u podstawy, jak i na naciski zmęczeniowe. Te parametry dobiera się tak, aby przekładnia była zdolna do przenoszenia założonych momentów obrotowych, a także mieściła się w przewidzianej dla niej zabudowie.

Zakres zewnętrznych średnic koła talerzowego zaprojektowanych przez autora i wdrożonych do produkcji przekładni hipoidalnych wahał się od 60 do 486 mm. Największa zaprojektowana (ale niewykonana) przekładnia miała zewnętrzną średnicę wierzchołków równą 730 mm. Większość przekładni miała średnice kół talerzowych w zakresie od 150 do 350 mm.

Szerokości uzębienia mieściły się w przedziale 11–63 mm (tylko dla największej zaprojektowanej przekładni szerokość ta wyniosła 110 mm).

Ograniczenia dotyczące wykonywania przekładni wynikają z możliwości dostępnych obrabiarek. W Polsce kilka firm posiada obrabiarki G 26, G 645 i Saratov 528, na których można nacinać koła o średnicach maksymalnych dochodzących do 838 mm (obrabiarki G 26 i G 645) i 800 mm (obrabiarka Saratov 528). Dla przekładni hipoidalnych są to zazwyczaj wystarczające wartości.

Produkcja przekładni hipoidalnych szansą na zwiększenie rentowności polskich firm

Aby rozpocząć produkcję przekładni hipoidalnych o kółkowo-łukowej linii zęba, niezbędne jest posiadanie odpowiednich obrabiarek i narzędzi oraz – o czym nigdy nie można zapomnieć – oprogramowania, a także zatrudnienie doświadczonego konstruktora-technologa, potrafiącego je wykorzystywać do poprawnego zaprojektowania przekładni i wykonania obliczeń ustawczych obrabiarek.

Wydaje się, że pierwszym wyborem jest zakup nowej obrabiarki, najlepiej najnowszej generacji. Jest to jednak bardzo kosztowna inwestycja. Według [10] koszt jej zakupu sięga 2 mln dolarów. Do tej kwoty należy dodać koszt softwaru – ok. 200 tys. dolarów, koszt zakupu co najmniej dwóch głowic frezowych do niemal każdej nowej przekładni – 10 tys. dolarów za głowicę, koszt dwóch kompletów noży – 240 dolarów za każdy. W podanych kwotach nie uwzględniono kosztu szlifiarki do noży, współrzędnościowej maszyny pomiarowej do uzębień oraz maszyny kontrolnej do badania śladu współpracy, które są niezbędne do zapewnienia jakości produkcji.

Jak widać, stosowanie obrabiarek tego typu do obróbki jednostkowej oraz mało- i średnioseryjnej nie ma ekonomicznego uzasadnienia – w zasadzie powinno się je wykorzystywać wyłącznie do produkcji wielkoseryjnej i masowej.

Problem polega jednak na tym, że wielkoseryjna i masowa produkcja przekładni hipoidalnych, a nawet części produkowanych przekładni stożkowych, to głównie produkcja przekładni do samochodów osobowych z napędem na tylne koła i ewentualnie przekładni do szlifierek kątowych. W przypadku innych urządzeń i pojazdów produkcja kilkunastu czy kilkudziesięciu tysięcy sztuk (zapewniająca amortyzację inwestycji w okresie przynajmniej 10 lat) jest rzadkością.

Dodatkowym problemem przy zakupie obrabiarek CNC drugiej i trzeciej generacji jest niemal całkowite uzależnienie się od producenta w zakresie konstrukcji i technologii każdej nowej produkowanej przekładni oraz oprogramowania.

Choć istnieje możliwość wprowadzenia do obrabiarki bezpośrednio ustawień bazowych, określanych za pomocą innych systemów obliczeniowych, to producenci coraz częściej usiłują zmusić klienta do tego, aby oprócz obrabiarki zakupił również oferowany przez nich system obliczeniowy.

Po zakupieniu oprogramowania producenta (co wydaje się nie do uniknięcia) okazuje się, że samodzielne projektowanie przekładni za pomocą tego oprogramowania również jest utrudnione. System narzuca bowiem wprowadzone przez firmę rozwiązania – samowolnie zmienia dane wprowadzone do obliczeń – i potrzeba dużych umiejętności, aby „zmusić” go do zaakceptowania założeń konstruktora. Producent oprogramowania eliminuje lub w dużej mierze ogranicza w ten sposób możliwość uzyskania

błędnych wyników w przypadku korzystania z systemu przez niedoświadczonych konstruktorów i technologów, lecz jednocześnie uniemożliwia projektowanie przekładni nietypowych lub bardzo mocno obciążonych.

Częstszym przypadkiem niż budowa fabryki od podstaw jest wykorzystanie istniejącego parku obrabiarkowego przez małych i średnich producentów przekładni stożkowych w celu rozszerzenia produkcji o przekładnie hipoidalne. Takie firmy zazwyczaj posiadają najwyżej 4–6 obrabiarek, które są wykorzystywane do nacinania przekładni stożkowych na potrzeby remontowe bądź do wykonywania prototypów lub produkcji mało- i średnioseryjnej. Swoją park maszynowy poszerzają przez zakup lub remont konwencjonalnych frezarek do uzębień stożkowych, szlifierek do noży, maszyn kontrolnych i docierających.

Rozszerzenie asortymentu o przekładnie hipoidalne pozwala producentowi lepiej wykorzystać moce produkcyjne, uzyskać wyższe ceny oraz zwiększyć udział i prestiż na rynku.

Trzeba jednak stwierdzić, że pomimo tak długiej historii przekładni hipoidalnych ich poprawne skonstruowanie i wykonanie do dziś stanowi duży problem, chociaż z technologicznego punktu widzenia mogą być nacinane na większości obrabiarek starej generacji (w ten sam sposób jak przekładnie stożkowe).

Podstawowym ograniczeniem jest dostęp do obliczeń konstrukcyjnych i technologicznych przekładni hipoidalnych. Można je zamówić bezpośrednio w firmach produkujących obrabiarki, przy czym trzeba się przygotować na koszt rzędu kilku tysięcy złotych za przekładnię. Obliczenia dotyczą obrabiarek konkretnej firmy – ich przełożenie

na obrabiarki firmy Saratov (najczęściej 525 lub 528) lub WMW Modul (głównie ZFTKK 500 × 10) nie jest możliwe. Bardzo trudne jest także „zmuszenie” firm sprzedających obliczenia do takiego dopasowania konstrukcji przekładni, aby możliwe było wykorzystanie posiadanych przez producenta głowic i noży. Zwykle do uruchomienia produkcji przekładni niezbędny jest zakup dwóch lub trzech kompletów noży, a czasem również zakup nowych korpusów. Bez gruntownej wiedzy konstrukcyjnej i technologicznej oraz cierpliwości w kontaktach z tymi firmami takie dopasowanie jest *de facto* niemożliwe.

Również przy poszukiwaniu nowych rozwiązań konstrukcyjnych maszyn, urządzeń lub pojazdów, w których próbuje się zastosować przekładnię hipoidalną, zniechęca konieczność płacenia stosunkowo dużych kwot za każdą wersję obliczeń.

Co prawda istnieją różne systemy obliczeń konstrukcji przekładni stożkowych i hipoidalnych, jednak nie uwzględniają one technologii wykonania, więc w zasadzie są bezużyteczne (umożliwiają zaprojektowanie przekładni o wymaganej wytrzymałości, lecz niemożliwej do poprawnego wykonania ze względu na podcięcie zębów, zaostrenie wierzchołka czy zbyt małe szerokości dna wrębu).

W przypadku uruchamiania wielkoseryjnej lub masowej produkcji przekładni hipoidalnych – dotyczy to przede wszystkim produkcji przekładni głównych samochodów osobowych mających tylny napęd – zakup technologii od renomowanych firm jest jak najbardziej zalecany. W pozostałych przypadkach uzasadnione – ze względu na czas i koszty – wydaje się skorzystanie z obliczeń wykonanych przez Zespół Komputerowego Wspomagania Procesów Wytwarzania na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Dotyczy to zarówno konstruktorów pracujących nad nowymi rozwiązaniami, w których przewidziano przekładnie hipoidalne, jak i firm produkujących tego typu przekładnie jako części zamienne, prototypy albo krótkie i średnie serie.

LITERATURA

1. AGMA 2005: Design manual for bevel gears.
2. Coleman W. „A scoring formula for bevel and hypoid gear teeth”. Rochester: Gleason Works, 1969.
3. Coleman W. „Design and manufacture of spiral bevel and hypoid gears for heavy-duty drive axles”. SAE, 1962.
4. Coleman W. „Pitting resistance of bevel and hypoid gear teeth”. Rochester: Gleason Works, 1960.
5. en.wikipedia.org. Gear.
6. „Gleason method for estimating the fatigue life of bevel gears and hypoid gears”. Gleason Works, 1966.
7. Griffith B. „Hypoid gear design for automotive axles”. SAE 680076, 1968.
8. Industry Highlight. Gears & Motors. Purchase, March 2010.
9. Jaśkiewicz Z. „Przekładnie stożkowe i hipoidalne”. Warszawa: WKiŁ, 1978.
10. Lunin S.V. „How to reduce cost of an automotive drive axle ring gear for 50%”. www.zakgear.com.
11. Norselli A.J. „Ask the expert: Gleason Machine set up”. *Gear Technology*. November/December (2012): p. 73.
12. Snowacki M. „Przekładnie hipoidalne THF – idealny zamiennik dla przekładni ślimakowych”. HF Inverter Polska, www.hfinverter.pl.
13. Stadtfeld H.J. „Handbook of bevel and hypoid gears. Calculation, Manufacturing and Optimization”. Rochester Institute of Technology, 1993.
14. Stadtfeld H. „Tribology Aspects in Angular Transmission Systems Part VII: Hypoid Gears”. *Gear Technology*, 2011.
15. „The design of automotive spiral bevel and hypoid gears”. Gleason Works, 1982.
16. www.conceptcarz.com: 1927 Packard 426.
17. www.pearltrees.com: Hypoid reduction gears.