

Grzegorz DOMEK, Krzysztof TYSZCZUK

e-mail: gdomek@whm.pl

Instytut Techniki, Wydział Matematyki, Fizyki i Techniki, Uniwersytet Kazimierza Wielkiego, Bydgoszcz

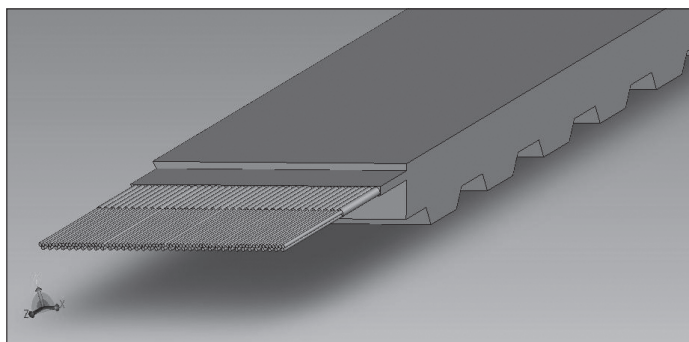
Projektowanie pasów zębatych do maszyn przetwórczych przemysłu spożywczego

Wstęp

Projektowanie przekładni mechanicznych do maszyn spożywczych stawia przed konstruktorami dodatkowe wymagania. Warunki otoczenia w jakich pracuje przekładnia są bardzo złożone w związku z warunkami przetwarzania żywności oraz koniecznością utrzymania właściwej higieny. Związki chemiczne i sposoby czyszczenia urządzeń często niszczą części maszyn. Kolejnym problemem jest zużycie objętościowe elementów maszyn i przenikanie produktów zużycia do żywności. Na przykład pas przenośnikowy do transportu luźnego suchego cukru, na początku eksploatacji ma grubość 6–8 mm, a pod koniec eksploatacji jego grubość wynosi 3–4 mm. Oznacza to, że kilkadziesiąt kilogramów PCV przeniknęło do żywności. W związku z tym w przemyśle tytoniowym zabroniono stosować pasy z tego materiału mogące mieć kontakt z transportowanym tytoniem. PCV spalane razem z tytoniem powodowało powstawanie toksycznych dioksyn. Podobnie unika się przenikania grafitu do produktów żywnościowych i do otoczenia maszyn. Oznacza to ograniczenie możliwości stosowania pasów przenośnikowych i napędowych wykonanych z czarnej gumy.

Dobór konstrukcji przekładni pasowych

Metodyka projektowania przekładni pasowych [1, 2] oraz problemy związane z projektowaniem maszyn dla przemysłu spożywczego, wskazują na konieczność rozpoczęcia procesu projektowania od wyboru materiałów do przekładni (Rys. 1). Istotny jest wybór materiału na koła pasowe M_k , materiału na pas M_p oraz materiału, z którego wykonana jest osnowa pasa O , inaczej nazywana warstwą nośną pasa. W lekko obciążonych pasach oraz w przypadku pasów modularnych nie występuje osnowa. W niektórych specyficznych przypadkach osnowa pełni funkcje pasa. Pas w postaci tkaniny jest często stosowany w maszynach piekarniczych. Podobnie w skrajnych warunkach temperaturowych od -50°C do $+300^{\circ}\text{C}$ osnowa kevlarowa znakomicie spełnia funkcje pasa [12].



Rys. 1. Przykładowa budowa pasa napędowego

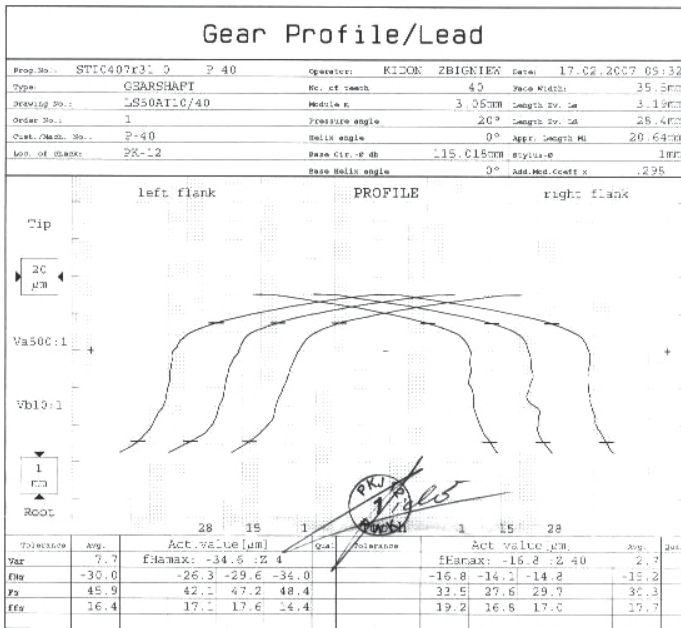
Dla konstruktora obok wcześniej wymienionych warunków chemicznych i temperaturowych najważniejsze są właściwości mechaniczne σ_M i σ_O . Wydłużenie, sztywność oraz dyssypacja energii determinują szereg parametrów konstrukcyjnych przekładni pasowej [3, 4]. Dobierając materiały pasa jednocześnie przystępuje się do wyboru sprzężenia jakie ma występować w przekładni. Kształtowy, cierno-kształtowy lub czerny sposób sprzężenia pasa i kół dobierany jest w zależności od potrzeb konstrukcji. Sprzężenie kształtowe stosuje się w przekładniach, w których nie jest możliwe zastosowanie siły naprężenia wstępnego. W takich konstrukcjach stosowane są pasy bez osnowy z uzębieniem wykonanym od strony bieżnej lub pasy modularne. Najczęściej wykorzystywanymi

typami przekładni są te, w których występuje sprzężenie cierne lub cierno-kształtowe. Pasy płaskie, klinowe i wieloklinowe nadal są szeroko wykorzystywane w prostych konstrukcjach i w przenoszeniu dużych prędkości liniowych. Aby uzyskać precyzyjne przemieszczenie i kontrolę nad ruchem przekładni stosuje się przekładnie z pasami zębatymi [5]. Po dokonaniu wyboru materiału M spośród dużej grupy polimerów, termoplastów i duroplastów oraz osnowy O ustala się podstawowe parametry przekładni. Pozostaje do wyboru: kształt zęba pasa, podziałka oraz rozmieszczenie zębów na szerokości pasa. Te parametry są już częściowo zdeterminowane poprzez wybrane materiały do przekładni [6, 7]. Kompozyt pasa może być rozbudowany o dodatkowe włókna, tkaniny wewnątrz pasa lub pokrywające stronę bieżną i grzbietową. W kolejnym kroku wybierane jest przełożenie i średnice kół pasowych. Wymóg zwartości konstrukcji skłania do wyboru kół, na których liczba czynnych zębów waha się pomiędzy 12 a 16. W ten sposób dobierana jest kinematyka przekładni, a dopasowanie do wielkości przenoszonej mocy odbywa się poprzez dobór przekładni o określonej szerokości. Podejmowane były próby równoległego sprzężenia przekładni z pasem zębatym z przekładnią z pasem klinowym, lecz nie przyniosły one oczekiwanego rezultatu [8–13].

Napęd rozdrabniacza precyzyjnego stanowi wyzwanie dla konstruktora przekładni po zgłębieniu problematyki związanej z tego typu rozdrabnianiem. Lekkie noże poruszające się z dużą prędkością w małej przestrzeni rozdrabniacza nie wymagają dużej mocy na biegu jałowym. Natomiast podczas rozdrabniania mamy do czynienia z nierównomiernym strumieniem materiału rozdrabnianego. Możliwe jest występowanie zanieczyszczeń, różnej wilgotności oraz zawartości białka i tłuszczów. Dopuszczając możliwość gwałtownego zatrzymania układu rozdrabniającego nadmiarem materiału, w projekcie przekładni należy wziąć pod uwagę dynamikę całego układu [10, 11]. Projekt układu ma zapewnić zatrzymanie silnika elektrycznego, który wyposażony jest w zabezpieczenia termiczne; nie ma konieczności wykorzystywania przekładni pasowej jako sprzęgła przeciążeniowego. Przekładnia pasowa musi być zwarta, nie powinna generować nadmiernych drgań oraz strat energii. Przekładnie z pasem zębatym zapewniają wysoką sprawność kinematyczną i dynamiczną układu napędowego.

Warunki eksploatacji przekładni pasowych

Konstrukcja przekładni mechanicznej powinna zapewnić bezawaryjną pracę przez zaprojektowany okres eksploatacji. W przypadku przekładni pasowej okres eksploatacji określa się liczbą cykli pracy pasa. Jest to zależne od liczby sprzężeń pasa z kołami i jest inaczej określane dla pasów otwartych wykorzystywanych w układach sterowania. Procesy związane ze sprzęganiem pasa z kołami generują zużycie objętościowe i energetyczne materiału pasa. Biorąc to pod uwagę projektuje się przekładnie pasowe do wykonania 100 tys. cykli, a nawet miliona i więcej. Po zakończeniu eksploatacji podstawowym problemem pasa jest zużycie energetyczne materiału pasa. Dyssypacja energii wiązań *Van der Waalsa* pomiędzy łańcuchami polimerów M oraz pomiędzy polimerem a kordem O . Występuje także zjawisko zmęczenia materiału kordu zwłaszcza wykonanego z włókien stalowych. Pas po wykonaniu pracy w zaprojektowanym okresie eksploatacji musi zostać wymieniony niezależnie od jego wyglądu zewnętrznego. Stan pasa można właściwie określić za pomocą mikroskopu i maszyny współrzędnościowej. W przekładni należy wymienić także koła, które najczęściej sprzęgają się z pasem, chyba że powierzchnia tych kół poddana była uszlachetnieniu. Wówczas można je wykorzystywać kontrolując ich stan (Rys. 2). Pomiary pozwalają zaobserwować nierównomierności linii zęba. Mogą być one spowodowane uszkodzeniem narzędzia skrawającego lub złym



Rys. 2. Wynik pomiaru boku zęba koła pasowego po eksploatacji

stanem technicznym obrabiarki. Wówczas w eksploatacji przekładni utrudniony będzie proces sprzęgania i wyprężania pasa z kołem oraz występować będzie nadmierne zużycie objętościowe pasa. Sprężenie pasa i koła z powodu niewłaściwego kontaktu współpracujących powierzchni nie będzie optymalne. Tego rodzaju błędy produkcyjne były wcześniej dostrzegane, ale na ich wykrywanie nie pozwalał niski poziom sprzętu pomiarowego.

Świadome podejście do produkcji i eksploatacji przekładni zapewnia bezawaryjną pracę urządzenia, skrócenie czasu napraw i strat związanych z postojem lub zniszczeniem materiałów eksploatacyjnych [14, 15].

Transformacja obiektu laboratoryjnego do obiektu przemysłowego

Obiekt laboratoryjny pozwala zaobserwować szereg właściwości przyszłej maszyny. Należy jednak traktować go jako model układu, a jego transformacja do obiektu przemysłowego wiąże się nie tylko z inną dynamiką układu. Głównym problemem jest specyfikacja geometrii wyrobu (GPS).

Tolerancje geometryczne części maszyn, wymiarowe i położenia nie zmieniają się poprzez proste powiększenie. Przykład wysokowydajnego układu do napełniania butelek z napojami pokazuje, że tolerancja wyko-



Rys. 3. Pas zębaty w systemie napełniania butelek z napojami

nania nawet najlepszej jakości pasów napędowych jest niewystarczająca [9–16]. W pasach napędzających rozbudowane systemy pojawił się problem nierównomierności podziałki w pasie. W przypadku maszyn laboratoryjnych taki problem nie występuje. Pas został rozdzielony na trzy części, które obrócono względem siebie o 120 stopni i ponownie połączono (Rys. 3).

Podczas transformacji przekładni problemem okazuje się dokładność przemieszczenia i związana z tym sprawność kinematyczna i dynamiczna przekładni. Przykładowo uwzględniono to w przypadku transformacji rozdrabniacza laboratoryjnego do przemysłowego.

Wnioski

Projektowanie pasów zębatych do maszyn przetwórczych przemysłu spożywczego przedstawiono na przykładzie napędów rozdrabniaczy precyzyjnych. Skróceniowo pokazano problemy często pomijane lub nie dostrzegane w napędach maszyn.

Szereg badań cech geometrycznych oraz stanu powierzchni wskazuje na występowanie znacznych różnic nie tylko między produktami różnych producentów przekładni, ale także nie informuje się użytkownika, że produkty tego samego producenta mają różne wymiary geometryczne i chropowatości.

Technologia produkcji kół wybierana jest zazwyczaj w zależności od wolnych mocy przerobowych obrabiarek. Nie zwraca się przy tym uwagi na fakt, że od wybranej technologii produkcji zależą kształt zęba koła, promień zaokrąglenia wierzchołka, podstawy czy linia zęba.

Zastosowanie przekładni z pasem zębatym w nowoczesnych aplikacjach nie spowoduje, że te przekładnie staną się nowoczesne. Przekładnie z pasem zębatym mają już ponad 60 lat, a ich nowoczesność polega na odpowiednim podejściu do zagadnień związanych z geometrią układu napędowego. Ważne są oczywiście zmiany dynamiki i kinematyki układu, ale nie mogą być one rozważane w oderwaniu od faktu, że w zakresie dokładności elementów maszyn, technologia produkcji nie nadąża za techniką pomiarową. Należy zwrócić uwagę na wykorzystanie możliwości nowoczesnych systemów pomiarowych, które stają się dostępne nie tylko na poziomie laboratorium, ale także w większości nowoczesnych zakładów produkcyjnych.

LITERATURA

- [1] M. Dudziak, G. Domek: Materials Engineering, 11, nr.1, 121,(2004).
- [2] G. Domek, M. Dudziak: Zesz. Nauk. TU Ostrawa, 1, 53 (2005).
- [3] G. Domek: Antriebschnik: nr 12, 30 (2006).
- [4] M. Dudziak, G. Domek: Studium Vlnense.A, nr 3, 123 (2007).
- [5] G. Domek, P. Krawiec: University Review, nr 1/3, 15 (2007).
- [6] M. Dudziak, G. Domek: TRANSACTIONS of VŠB, Technical University of Ostrava, Metallurgical Series, 1, LI, (2008).
- [7] G. Domek, I. Malujda: Wiley Inter Science PAMM, nr 7/1, 4070045 (2007).
- [8] M. Dudziak, G. Domek: Studium Vlnense.A, nr 5, 60 (2009).
- [9] G. Domek, M. Dudziak, A. Kolodziej: „WISNIK” Lviv University of Technology, nr 651, 28 (2009)
- [10] G. Domek, I. Malujda: Modeling of timing belt’s construction, 6th International Congress on Industrial and Applied Mathematics, ETH Zurich 2007.
- [11] H. Dresig, F. Holzweissig: Dynamics of machinery, theory and applications, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 2010.
- [12] M. Dudziak, G. Domek: Podstawowe moduły programu obliczeniowego przekładni pasowych, XVI Konferencja nt „Metody i środki projektowania wspomagane komputerowo, COSIM’07, Warsaw University of Technology, Nałęczów 2007.
- [13] P. S. Movlasada: Leistungssteigerung von Synchronriemenantrieben durch Parallelschaltung von Schlupf und Zahnriemengetrieben, dissertation, TUB Freiberg 2006.
- [13] M. Dudziak, G. Domek: Mechanics of bending of timing belts with non straight teeth, The 10th Pan American Congress of Applied Mechanics, X PACAM’ 08, Cancun 2008.
- [14] M. Dudziak, G. Domek: Model of load in timing belts, The 10th Pan American Congress of Applied Mechanics, X PACAM’ 08, Cancun 2008.
- [15] Z. Humienny, S. Białas, P. H. Osanna, M. Tamre, A. Weckemann, L Bunt, W. Jakubiec: Geometrical Product Specification – Course for technical universities (GPS), Politechnika Warszawska 2001.