

IV
SYSTEMY ZMODULARYZOWANE
I ICH WŁAŚCIWOŚCI

Jerzy HONCZARENKO

Artur BERLIŃSKI

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny,
Szczecin, Polska

MODUŁOWA BUDOWA ZAUTOMATYZOWANYCH STANOWISK TECHNOLOGICZNYCH OBRÓBKİ PLASTYCZNEJ NA PRASACH

THE MODULE BUILDING OF AUTOMATED WORK PLACE BASED ON PLASTIC PROCESSING ON PRESSES

WPROWADZENIE

W warunkach krótkiego czasu trwania popytu na określony wyrób współczesne przedsiębiorstwa powinny bez opóźnień reagować na zmienne wymagania rynku, być zdolne do wydajnej produkcji różnych wyrobów w krótkich seriach bez konieczności inwestowania w ciągle zmieniające się specjalistyczne wyposażenie. Warunki te spełniają elastyczne systemy wytwarzania FMS, (ang. Flexible Manufacturing System), które charakteryzują się bardzo wysokim poziomem integracji i automatyzacji procesu.

Powszechnie ideę elastycznej produkcji stosuje się w przemyśle maszynowym wykorzystując techniki obróbki skrawaniem. Istotą elastycznego wytwarzania również można przełożyć na systemy wykorzystujące inne techniki wytwarzania np. obróbkę plastyczną.

Przedstawiany problem został zainspirowany potrzebami firmy - producenta resorów parabolicznych do samochodów ciężarowych.

ISTOTA I ZASADY BUDOWY MODUŁOWEJ

Konstrukcją modułową charakteryzują się układy maszyn, zespołów i pojedynczych części, które jako moduły, często o różniących się między sobą rozwiązaniach, realizują drogą kombinacji różne funkcje ogólnego układu [1].

Budowa modułowa w porównaniu z konwencjonalnymi, indywidualnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi jest korzystniejsza z techniczno - ekonomicznego punktu widzenia wtedy, gdy wszystkie lub pojedyncze warianty rozwiązań przewidziane w programie produkcyjnym mogą być dostarczone na rynek w określonych pojedynczych partiach i jeżeli uda się zrealizować wymagany zbiór funkcji jednym lub kilkoma podstawowymi i kilkoma dodatkowymi modułami funkcjonalnymi [1].

Zasada budowy modułowej - jest przestrzegana i szeroko stosowana zarówno przez m.in. producentów obrabiarek. Można ją również z powodzeniem stosować w zadaniach projektowania i budowy stanowisk technologicznych obróbki plastycznej na prasach.

AUTOMATYZACJA OBSŁUGI PRAS

Automatyzacja obsługi pras współcześnie przejawia się w zastosowaniu robotów do manipulacji przedmiotem obrabianym. Roboty dostarczają przede wszystkim do prasy arkusze blachy, by następnie odebrać obrobione elementy.

Ogólne korzyści robotyzacji obsługi pras są następujące:

- efektywniejsze wykorzystanie zasobów – dzięki zwiększonej przez roboty wydajności, jak też poprzez zachowanie ściśle zdefiniowanych i szybkich ruchów pozwalających na minimalizację czasów przestojów maszyn,
- zwiększenie bezpieczeństwa pracowników i ergonomii – zastosowanie robotów minimalizujących wypadki wynikających z powtarzania tych samych czynności i kontaktem z niebezpiecznymi maszynami,
- minimalizacja kosztów pracy – zastosowanie robotów pozwala na redukcję pracy ludzkiej oraz usprawnienie realizacji trudnych zadań,

Dzięki robotyzacji obsługi pras wyeliminowano zatrudnienie przy ciężkiej, szkodliwej i niebezpiecznej pracy. Udział człowieka został ograniczony do nadzoru oraz obsługi automatycznych podajników. Stopniowo roboty stają się „asystentami” pracowników, obsługującymi ich na stanowisku pracy.

Robotyzacja pras pracujących w linii, pozwala na prowadzenie procesu w sposób nieprzerwany, przy zachowaniu dużej szybkości i dokładności, oraz racjonalnym wykorzystaniu czasu maszyn i urządzeń. Żadna z firm nie proponuje jednak w pełni kompleksowych rozwiązań w dziedzinie automatyzacji wymiany narzędzi na prasach. Zagadnienie wydaje się być rozwojowe, wobec potrzeb zgłaszanych przez firmy wykorzystujące technologie obróbki plastycznej na prasach.

KOMPONENTY MODUŁOWEJ BUDOWY STANOWISK

Komponenty modułowej budowy stanowisk obróbki plastycznej obejmują podsystemy funkcjonalne stanowisk technologicznych, takie jak:

- Podajniki i manipulatory
- Systemy magazynowania
- Systemy mocowań i zmiany narzędzi

W obsłudze linii produkcyjnych pras upowszechniły się rozwiązania podajników przedmiotów, wykorzystujące roboty o strukturach kinematycznych przegubowych, liniowych (portalowych) oraz proste rozwiązania – podajniki często o dwóch stopniach swobody (liniowe lub obrotowe) sterowane sekwencyjnie. Te ostatnie często integruje się z prasą.

Na świecie jest wiele firm mających w swojej ofercie roboty przemysłowe, przystosowane do obsługi pras. Do czołowych można zaliczyć takie marki jak: GUDEL, FANUC, KUKA, COMAU, REIS ROBOTICS, KAWASAKI. W ich koncepcyjnych rozwiązaniach wykorzystywane są zalety sprawdzonych zastosowań, bazujących na modułach ujętych w katalogach firm.



Rys. 1 Robot podwieszany serii M-16 firmy FANUC

Niektóre firmy – producenci robotów, np. Motoman i KUKA, oferują specjalizowane oprogramowanie do projektowania zrobotyzowanej obsługi pras i symulacji pracy robotów przy pojedynczych prasach oraz w linii pras [2].

Wraz z rozwojem elastycznej automatyzacji wytwarzania w obszarze obróbki plastycznej nastąpił wzrost znaczenia składowania (magazynowania) przedmiotów. Magazyny przedmiotów obrabianych na prasach nadają się do wykonywania następujących cząstkowych zadań w zakresie przepływu materiałów:

- magazynowania zapasu przedmiotów obrabianych, co jest niezbędne do bezobsługowej pracy systemu przez wymagany czas,
- przygotowania przedmiotów obrabianych w ułożeniu odpowiadającym manipulacji w przyrządzie.
- wyrównywania różnic czasowych w pracy poszczególnych stanowisk produkcyjnych,
- powiązania (integracji) ze środkami transportu stosowanymi w zakładzie.

Magazyny połączone muszą być pod względem technicznym i organizacyjnym ze znajdującymi się przed i za nimi urządzeniami transportowymi. Wymaga to automatyzacji wszystkich funkcji związanych ze składowaniem. Na ogół wykorzystuje się gotowe projekty i adaptuje na potrzeby np. fabryki. Możliwe jest to dzięki zastosowaniu rozwiązań modułowych.

Systemy tworzone są w formie zamkniętej, otwartej bądź kompaktowej, czyli pojedynczych regałów wyposażonych w mechanizm segregujący (często określane mini magazynami). Najbardziej powszechne w zastosowaniu są magazyny firm: FASTEMS, ELETROCLASS, KASTO, AP&T, VanDerLande, STORAX, BITO Lagertechnik.



Rys. 2 Uniwersalny system magazynowania KASTOlift, wraz z układem manipulowania regałami.

Istotnym zagadnieniem w kontekście automatyzacji obsługi pras jest dostosowanie systemów mocowań i wymiany narzędzi. Oferowane systemy w tym zakresie umożliwiają sprawną wymianę oprzyrządowania, form na prasach, tłocznich i wtryskarkach w sposób nieautomatyzowany. Asortyment obejmuje mechaniczne, hydrauliczne, elektroniczne i magnetyczne systemy mocowań oraz konsole transportowe (np. firma Hilma-Roemheld - rys. 3).

W celu zmniejszenia partii produktu w połączeniu z rosnącą różnorodnością elementów produktu oraz krótkimi terminami dostaw stosuje się systemy mocowań o uniwersalnym zastosowaniu, niezależnym od

konkretnych narzędzi. Rozwiązania te odpowiadają wymaganiom produkcji seryjnej, jednak nie są kompleksowe pod względem aplikacji ich do w pełni zautomatyzowanych układów. Wymagają adaptacji bądź rozwoju w tym kierunku.

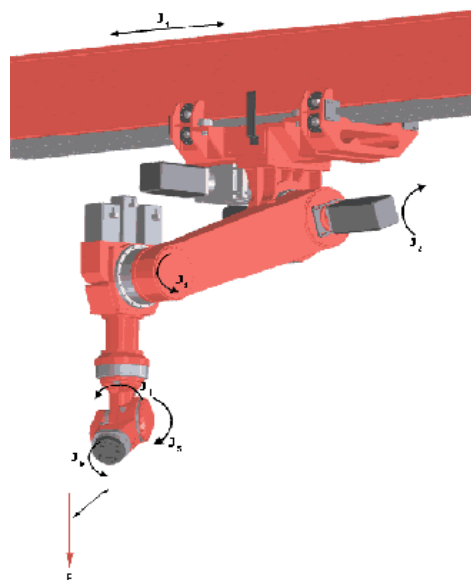


Rys. 3 Listwy zaciskowe zamontowane na prasie z zamontowanymi listwami prowadzącymi oraz konsolą transportową [6]

PROJEKT KONCEPCYJNY AUTOMATYZACJI

Projekt koncepcyjny obejmuje linie sześciu stanowisk technologicznych (pras hydraulicznych) zintegrowanych ze sobą podsystemem manipulacji przedmiotami obrabianymi (pióra resorowe) oraz podsystemem automatycznej wymiany narzędzi.

Prasy realizują kolejno następujące operacje technologiczne: prostowanie materiału wsadowego, znakowanie, otworowanie, ukosowanie krawędzi resoru, zawijanie ucha i pólucha, kalibrowanie powierzchni bocznych końcówki pióra. Przepływ materiału zapewnia podsystem manipulacji oparty o rozwiązania firmy Güdel - manipulator typu RoboFlex (rys. 4.) z jedną liniową oraz pięcioma parami kinematycznymi obrotowymi. Przewiduje się zastosowanie czterech manipulatorów podwieszonych na jednej szynie (rys. 5. poz. R1, R2, R3, R4). Manipulator ma chwytać pióra i przenosić je z maszyny na maszynę.



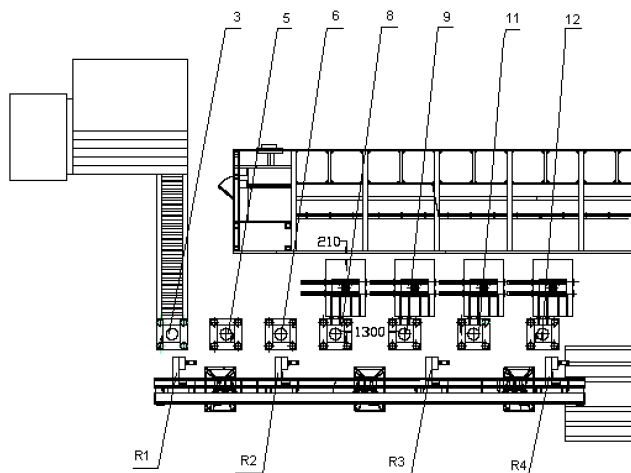
Rys. 4. Robot RF-4 Firmy GUDEL

Schemat pracy podsystemu manipulacji jest następujący (rys. 5). Manipulator R1, odbiera pióra z walcarki nr 3 i wkłada je do prostownicy nr 5, a następnie do prasy znakującej nr 6. Manipulator R2 przenosi pióra z prasy znakującej nr 6 do prasy hydraulicznej nr 8, a następnie do następnej prasy hydraulicznej nr 9. Manipulator R3 przenosi pióra z prasy hydraulicznej do ukosowania nr 9 i do zwijarki nr 11, a następnie do prasy nr 12 kalibrującej boczne powierzchnie ucha. Manipulator R4 przenosi pióra z prasy hydraulicznej nr 12 na przenośnik łańcuchowy.

Założeniem jest zastosowanie pras hydraulicznych czterokolumnowych o następujących charakterystykach: nacisk maksymalny: 150 ton, skok prasy 600 mm, wymiary oprzyrządowania: 600 x 600 x 800mm. Każdy asortyment produktu wymaga swojego zestawu narzędzi, konieczna jest wymiana przyrządów w całej linii technologicznej.

System składa się z 3 podstawowych elementów (rys. 5):

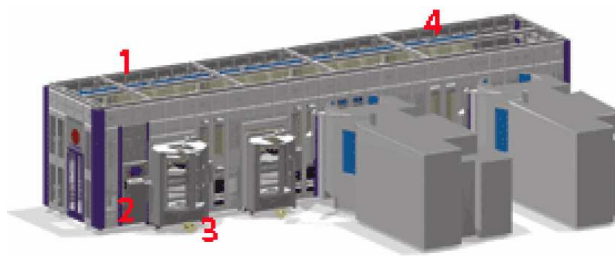
- konsoli odbierającej i podającej matrycę z i do prasy oraz system mocowania przyrządu na prasie
- 5 wózków umieszczonych na prowadnicach i podnośnikach umożliwiających transport matryc
- magazynu z układarką magazynową podającą do wózków i odbierających od nich matrycę, oraz przenoszącą je do konkretnego miejsca w magazynie.



Rys 5. Fragment projektowanej linii sześciu pras: 1 – walcarka, 2 – prasa prostująca, 3 – prasa znakująca, 4 – prasa do otworowania, 5 – ukosująca, 6 – zawijająca, 7 – kalibrująca, R1, R2, R3, R4 – roboty RF-4 Firmy GUDEL

Magazyn każdemu narzędziu przyporządkuje konkretną komórkę. Magazyn taki musi posiadać stację załadowniczą. Pozwala ona na komunikację z częścią transportową.

Wybrany do realizacji zadania został system FPM firmy FASTEMS [5]. Magazyn ma budowę modułową. Oznacza to, że część bazową magazynu rozszerzać można o kolejne powierzchnie magazynowe. Moduł bazowy zawiera stację załadowniczą, (rys. 6) oraz 4 kolumny schowków. Jeden dodatkowy moduł to kolejne dwa lub 3 rzędy i 4 kolumny. Zakładając potrzebę 48 miejsc magazynowych dla oferowanego rozwiązania potrzebne będzie 6 dodatkowych modułów.



Rys. 6. Magazyn FPM-1700: 1 – miejsca magazynowe, 2 – panel operatorski, 3 – stacja załadownicza, 4 – stanowiska technologiczne [5]

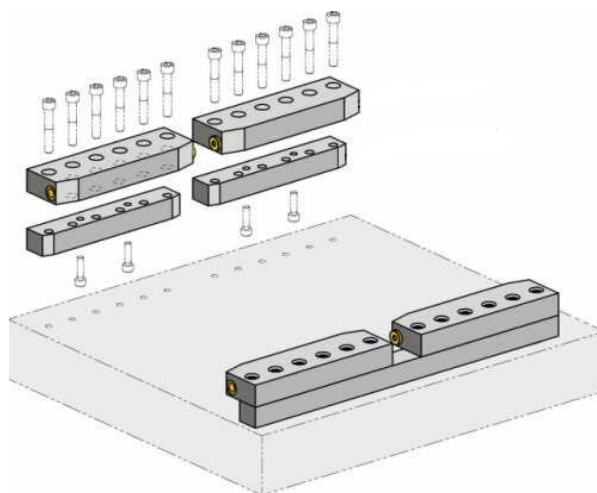
Transport palet z narzędziami przeznaczonymi do obsługi pras odbywa się pomiędzy układarką regałową, a konsolą odbierającą matrycę z i do prasy bądź odwrotnie. Dobrano wózki transportu poziomego firmy AP&T z napędem hydraulicznym poruszają się po torze jezdny. Wózki są wyposażone w aktywne urządzenie załadowniczo-rozładownicze, tzn. pobierają palety ze stanowisk wymiany narzędzi (rys. 7.) przy prasach oraz na nie odkładają. Hydraulicznie sterowany wózek transmisyjny (rys. 7.) z dwoma miejscami przystosowanymi do zamocowania narzędzi porusza się po szynach pomiędzy prasami, a stacjami

załadunkowymi. Możliwe jest przystosowanie go do określonego typu narzędzia (wielkość, waga), bądź kilku typów narzędzi.



Rys.7. Wózek transmisyjny firmy AP&T [7]

Do pras dobrano konsolę transportową, z rolkami mechanicznymi oraz napędem łańcuchowym firmy HILMA. Do automatycznego mocowania przyrządu wybrano listwy zaciskowe z wciskanymi tłokami firmy HILMA (rys. 8).



Rys. 8 Schemat mocowania listew zaciskowych HILMA [48]

PODSUMOWANIE

Przedstawione liczne rozwiązania firmowe prezentują możliwości obecnego rynku systemów i podzespołów automatyzacji procesów produkcyjnych realizowanych na prasach, wskazują na celowość i opłacalność wdrażania elastycznych systemów wytwarzania w tym obszarze.

Proponowane rozwiązanie odpowiada współczesnym zapotrzebowaniom przedsiębiorstw, wykorzystujących techniki wytwarzania z obszaru obróbki plastycznej. Posiada szereg korzystnych dla

inwestora rozwiązań, z których szczególnie automatyzacja wymiany oprzyrządowania pozwoli na lepsze wykorzystanie zasobów, redukcję kosztów pracy, zwiększenie ergonomii i bezpieczeństwa pracowników oraz zdecydowanie lepszą jakość i powtarzalność wyrobów przy mniejszej ilości odpadów.

LITERATURA

1. Honczarenko J.: Elastyczna Automatyzacja Wytwarzania, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2000 r.,.
2. Barczyk J. Dogiel K.: Zrobotyzowana obsługa pras, PAiR 2/2006r.
3. Komponenty, Liniowe portale bramowe, Roboty i System automatyki przemysłowej(Güdel GmbH, Polska), <http://www.gudel.com/pl/>
4. KASTO, www.meguro.pl/
5. Fastems, <http://www.fastems.com/>
6. Hilma, <http://www.narzedziownie.pl/>
7. AP&T, <http://www.appt.se/>

THE MODULE BUILDING OF AUTOMATED WORK PLACE BASED ON PLASTIC PROCESSING ON PRESSES

The paper presents direction of the development and automation area in work places based on plastic processing. Shows types of module components to building such work places. Example of module building – conception project automated work places to manufacturing auto-parts was presents. Project presumptions and principal parts were present such as: material flow subsystem, and automated tool change on presses.

Paweł PRZYBYŁEK

Andrzej KOMOREK

Wyższa Szkoła Oficerska Sił Powietrznych
Dęblin, Polska

MODUŁOWA BUDOWA SILNIKÓW LOTNICZYCH WOJSKOWYCH STATKÓW POWIETRZNYCH

MILITARY AIRCRAFT ENGINES' MODULARIZATION

WSTĘP

Szybki postęp techniczny oraz coraz powszechniejsze stosowanie nowoczesnych technologii, spowodowało znaczący wzrost złożoności maszyn i urządzeń. Szczególnie znaczący rozwój nastąpił w dziedzinie przemysłu lotniczego. Zaledwie około stu lat temu (17.12.1903 r.) bracia Wright, dokonali pierwszego lotu na obiekcie cięższym od powietrza, napędzanym silnikiem spalinowym. Kolejnym skokiem technologicznym w lotnictwie, stało się zastosowanie napędu opartego na silniku odrzutowym. Nowoczesny statek powietrzny składa się z szeregu elementów poczynając od zespołów płatowca, poprzez systemy sterowania, zasilania, a na zespole napędowym skończywszy, co sprawia iż jest to jeden z najbardziej złożonych i skomplikowanych obiektów eksploatacji jakie może spotkać użytkownik. Elementem, w budowie którego dokonał się najbardziej spektakularny postęp technologiczny, jest zespół napędowy statku powietrznego.

Podstawowymi elementami zespołu napędowego są: silniki lotnicze, układy wlotowe i wylotowe, śmigła, układy i instalacje silnikowe, przyrządy kontroli pracy zespołu napędowego, itp. Zespół napędowy statku powietrznego powinien spełniać szereg wymagań, takich jak:

- mała masa własna konstrukcji,
- zapewnienie ciągu (mocy) w przewidywanym zakresie warunków lotu przy minimalnym zużyciu paliwa,
- wysoka niezawodność działania oraz podatność eksploatacyjna.

Szczególnie ostatnie z wymagań, stawiane zespołom napędowym jest trudne do spełnienia w przypadku silnika lotniczego, przy jednoczesnym zachowaniu wcześniej wyszczególnionych warunków. Należy bowiem pamiętać, iż silnik lotniczy sam w sobie stanowi odrębną całość podlegającą w procesie eksploatacji SP różnorodnym planowanym i nieplanowanym pracom związanym z kontrolą stanu technicznego (diagnostyką), profilaktyką w celu utrzymania zdatności. Każdy rodzaj z tych prac można wykonać mniejszym nakładem kosztów, jeżeli zapewnione zostaną [3]:

- łatwy dostęp do poszczególnych zespołów instalacji, układów;
- łatwość regulacji;
- łatwość kontroli stanu;
- łatwość montażu i demontażu;
- ergonomiczność konstrukcji,
- bezpieczeństwo realizacji zadań,
- zamienność elementów zespołów, instalacji, układów,
- unifikacja i normalizacja zespołów, instalacji elementów.

Wszystkie wymienione cechy charakteryzują podatność eksploatacyjną, obsługową i diagnostyczną. Aby sprostać wyszczególnionym wymaganiom, wprowadzono w budowie silników lotniczych, zasady

konstrukcji modułowej na wszystkich etapach jego „życia” tzn.: na etapie: wartościowania, opracowywania, wytwarzania, eksploatacji oraz likwidacji.

Koncepcja budowy modułowej obiektu eksploatacji rozwinęła się wraz z coraz większą liczbą elementów powiązań między nimi, oraz funkcji które w ostatnich latach muszą spełniać nawet najprostsze urządzenia. Założono w niej, iż budowę każdego obiektu można sprowadzić do pogrupowanych podsystemów (modułów) wraz z powiązaniami występującymi pomiędzy nimi, a każdy podsystem jest zbudowany z jeszcze bardziej elementarnych podsystemów (modułów) i powiązań.

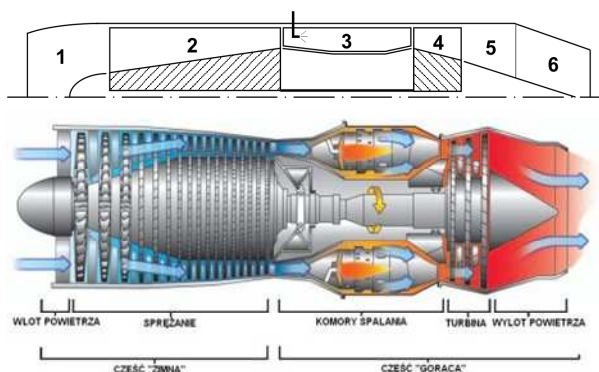
BUDOWA TURBINOWYCH SILNIKÓW LOTNICZYCH

Aby zrozumieć w jaki sposób obiekt eksploatacji, tak złożony jak silnik lotniczy podzielono na stosunkowo niewielką liczbę modułów, należy przedstawić główne założenia, dotyczące jego budowy. W opracowaniu skupiono się na silnikach turbinowych jako najczęściej stosowanych do napędu różnych typów statków powietrznych.

Dwa podstawowe typy wykorzystywanych obecnie w lotnictwie silników to [1]:

Lotnicze silniki odrzutowe. W silnikach tego typu, energia cieplna, uzyskana ze spalania paliwa z powietrzem, w komorze spalania silnika, przeznaczona jest tylko w części na napęd turbiny, która napędza sprężarkę i agregaty. Pozostała część energii cieplnej, zostaje zamieniona w dyszy silnika na ciąg napędzający samolot.

Lotnicze turbinowe silniki śmigłowe i śmigłowcowe. W silnikach tych spalanie paliwa odbywa się w komorach spalania, podobnie jak w silnikach odrzutowych, ale uzyskana energia cieplna zostaje zużyta tylko na napęd turbiny lub zespołu turbin. Turbiny, napędzają sprężarkę silnika i przez przekładnię (reduktor) napędzają śmigło samolotu lub wirnik nośny i śmigło ogonowe śmigłowca.

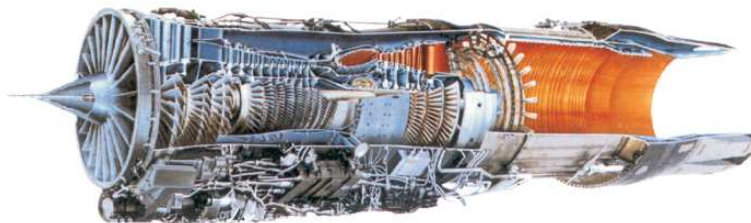


Rys. 1. Schemat turbinowego silnika odrzutowego [7] 1 – wlot, 2 – sprężarka osiowa, 3 – komora spalania, 4 – turbina, 5 – dyfuzor, 6 – dysza.

Obydwa typy silników są zbliżone w budowie i rozwiązaniach konstrukcyjnych poszczególnych zespołów. W silnikach odrzutowych stosuje się więcej modułowych rozwiązań konstrukcyjnych, dotyczących zarówno całego silnika jak i poszczególnych jego zespołów. Jednym z rodzajów silników odrzutowych są silniki dwuprzepływowe, które począwszy od lat sześćdziesiątych ubiegłego wieku, znajdują coraz większe zastosowanie w lotniczym systemie transportowym jak i w lotniczym systemie wojskowym, ponieważ cechuje je większa ekonomiczność i korzystniejsze osiągi. Jednakże większe natężenie przepływu powietrza, wymusza dużo większe wymiary poprzeczne, szczególnie w silnikach o dużym stosunku dwuprzepływowości [1], stosowanych w lotnictwie komunikacyjnym.

MODUŁOWA BUDOWA SILNIKA

Koncepcja budowy modułowej silnika, opiera się na wcześniej przedstawionych założeniach tzn. na pogrupowaniu elementów powiązanych ze sobą fizycznie, czy też funkcjonalnie, w zespoły zwane modułami. Poszczególne typy modułów są powtarzalne, dzięki czemu podczas remontu, nie trzeba czekać na naprawę modułu z konkretnego silnika, tylko można w jego miejsce zamontować inny moduł tego samego typu. Powoduje to znaczne skrócenie czasu odtwarzania sprawności całego silnika, co jest bardzo istotne podczas napraw polowych sprzętu wojskowego, przywracających zdolność bojową statków powietrznych. Aby przedstawić rozwiązania konstrukcyjne stosowane w silnikach wojskowych statków powietrznych, wybrano dwuprzepływowy turbinowy silnik odrzutowy z mieszalnikiem i dopalaczem F100-PW-229, z samolotu F-16 polskich SZ, będący reprezentatywnym przykładem modularyzacji w budowie silników lotniczych.



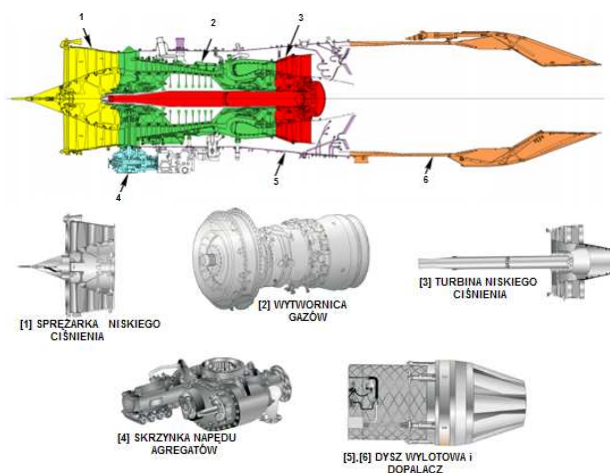
Rys. 2. Dwuprzepływowy turbinowy silnik odrzutowy z mieszalnikiem i dopalaczem F100-PW-229

Zewnętrzna konfiguracja silnika F100-PW-229, poprzez zwiększenie stopnia modularyzacji, ułatwia jego naziemną obsługę. Udoskonalenia modernizacyjne, objęły m.in. wprowadzenie barwnego kodu okablowania elektrycznego, ułatwiającego szybką identyfikację poszczególnych przewodów, wprowadzenie szybko otwieranych połączeń zaciskowych, zmniejszenie o 70% liczby drobnych części, demontowanych podczas obsługi, wprowadzenie pojedynczego przewodu rurowego układu odladzania i elastycznych przewodów, umożliwiających zredukowanie pracochłonności demontażu i ponownego montażu instalacji. W rezultacie, wymiana modułów silnika podczas obsługi naziemnej może się odbywać o 55% szybciej niż dotychczas. Do cech konstrukcyjnych, ułatwiających obsługę silnika, należy również zaliczyć dzieloną obudowę sprężarki, która pozwala na wymianę łopatek wirników bez demontażu całego silnika [4].

Silnik F100-PW-229 jest w całości zmodularyzowany i składa się z następujących modułów (rys. 3) [2] :

- sprężarka niskiego ciśnienia,
- wytwornica gazów,
- turbina niskiego ciśnienia,
- dysza wylotowa i dopalacz,
- skrzynka napędu agregatów.

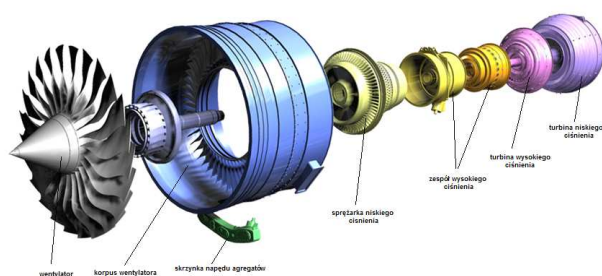
Ponadto w konstrukcji silnika występują elementy, które nie wchodzą w skład żadnego modułu tzw. nonmodular parts.



Rys. 3. Moduły silnika F100-PW-229 [6]

Przy zastosowaniu budowy modułowej, oraz rozwiniętego systemu diagnostycznego, silnik F100-PW-229 może być eksploatowany według stanu technicznego [4]. Ta strategia eksploatacji silników, charakteryzuje się tym, że producent określa sposób i warunki eksploatacji, wraz ze sposobem postępowania po upływie poszczególnych okresów eksploatacji. Czynnikiem decydującym o przebywaniu silnika w tym systemie eksploatacji, jest jego resurs, wyznaczany przez producenta na podstawie trwałości poszczególnych modułów silnika. Modularyzacja pozwala różnicować czas pracy konkretnych modułów, co jest istotną różnicą w porównaniu z silnikami zintegrowanymi, gdzie uszkodzenie jednego zespołu, powoduje konieczność remontu całego silnika.

Przedstawiony typ silnika znalazł zastosowanie w lotnictwie wojskowym, jednakże system eksploatacji oraz podział na poszczególne moduły silnika, jest z powodzeniem stosowany również w lotnictwie komunikacyjnym i transportowym (rys. 4).



Rys.4. Budowa modułowa silnika serii TRENT

BUDOWA MODUŁOWA A KOSZTY PRODUKCJI

Jedną z metod zwiększenia konkurencyjności producentów silników, jest uzyskanie produktu o większych możliwościach, lub rozszerzenie obszaru zastosowań tego samego produktu, albo produktu wytwarzanego na bazie takich samych modułów. Producenci starają się wykorzystać walory koncepcji

budowy modułowej aby osiągnąć zamienność modułów, zespołów, instalacji, układów oraz doprowadzić do ich unifikacji i normalizacji [5].

Jako przykład wykorzystania koncepcji modułowej budowy silników, do minimalizacji kosztów, przy jednoczesnym zaspokojeniu potrzeb klientów jest firma Pratt&Whitney, która na bazie silnika oznaczonego symbolem PT6 dokonała prawdziwej innowacji w sposobie projektowania, wytwarzania a wreszcie usług serwisowych, wytwarzając na bazie tych samych modułów szereg modeli ,w ramach różnych typów silników lotniczych [8].

Silnik PT6 jest silnikiem turbośmigłowym, o mocy pomiędzy 500 a 2000 SHP (Shaft Horse Power) i znajduje różnego rodzaju zastosowania w zespołach napędowych samolotów i śmigłowców w lotnictwie wojskowym, komunikacyjnym, transportowym i dyspozycyjnym. Jest on dostępny w około 65 modelach i użytkowany w około 6500 statków powietrznych w 170 krajach. W Polsce m.in. na samolotach M28/PT oraz PZL-130 TC2.

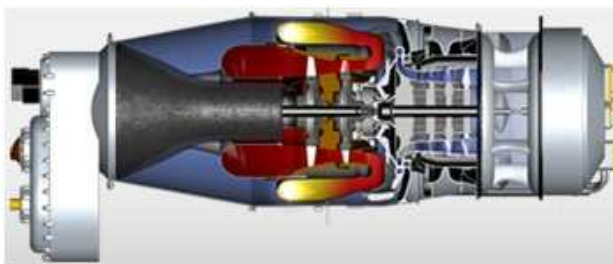
Silniki PT6A są silnikami turbośmigłowymi, które produkowane są w trzech podstawowych grupach, jako tzw.: małe, średnie i duże, różniące się mocą. Charakteryzują się następującymi cechami [6]:

- posiadają promieniowy wlot powietrza do silnika, z siatką zapobiegającą dostawianiu się do silnika zanieczyszczeń, powodujących uszkodzenia,
- posiadają sprzężone gazodynamicznie turbiny: wolną i wytwornicową, o różnych kierunkach obrotów,
- silniki PT6A „duże” są wyposażone w sprężarkę czterostopniową osiową i sprężarkę odśrodkową, oraz dwustopniową turbinę,
- w silnikach PT6A „małych” i „średnich” zastosowano trzystopniową sprężarkę osiową, oraz sprężarkę odśrodkową i jednostopniową turbinę.
-



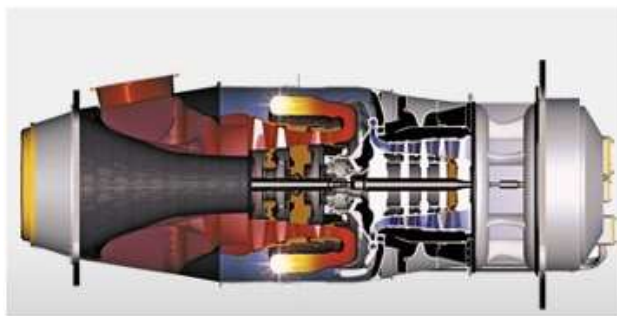
Rys. 5. Schemat konstrukcyjny silników PT6A

Kolejnym modelem jest silnik PT6B, który jest silnikiem śmigłowcowym, opartym o ten sam schemat budowy co silniki PT6A, a więc zawiera wielostopniową sprężarkę oraz turbiny: wytwornicową i wolną, napędzającą wał i wirnik nośny śmigłowca poprzez przekładnię redukcyjną.



Rys. 6. Schemat konstrukcyjny silnika PT6B

Silniki PT6C, charakteryzują się dokładnie takimi samymi cechami konstrukcyjnymi jak poprzednio opisane modele PT6A oraz PT6B. Dodatkowo, najnowsze silniki zostały wyposażone w elektroniczne systemy sterowania i kontroli pracy.



Rys. 7. Schemat konstrukcyjny silnika PT6C

Porównując schematy konstrukcyjne poszczególnych modeli silników PT6, można dostrzec uderzające podobieństwa w konstrukcji poszczególnych zespołów silników, opartych na tych samych rozwiązaniach technologicznych oraz tej samej koncepcji przepływów gazodynamicznych. Można więc stwierdzić, iż pomimo tego, że opisane modele silników nie charakteryzują się cechami przedstawionymi w pierwszej części niniejszego opracowania, a dotyczącymi budowy modułowej silników lotniczych, to można zauważyć podobną koncepcję, oparcia konstrukcji poszczególnych modeli silników o zespoły charakteryzujące się niemal identycznymi właściwościami.

Wykorzystanie założeń ujętych w koncepcji budowy modułowej, pozwoliło osiągnąć imponującą różnorodność produkowanych silników, zarówno pod względem osiągnięć jak i danych geometrycznych. Zrealizowano to, przy mniejszych nakładach inwestycyjnych, wykorzystując w wydajny sposób posiadaną bazę produkcyjno-remontową, nie zwiększając jej stopnia komplikacji i uwzględniając konieczności ciągłego powiększania różnorodności rozwiązań konstrukcyjnych wśród produkowanych silników lotniczych.

PODSUMOWANIE

Na podstawie przedstawionych charakterystyk silników o budowie modułowej, można dostrzec szereg pozytywnych aspektów zastosowań tego typu rozwiązań, takich jak:

- o Zmniejszenie liczby godzin przebywania silnika w stanie niezdatności,
- o W przypadku niesprawności elementu silnika, możliwość wymiany w stosunkowo krótkim czasie, jedynie modułu silnika w skład którego wchodzi dany element, nie wycofując z eksploatacji całego silnika.
- o Możliwość stosowania systemu eksploatacji według stanu technicznego, uwzględniając krótsze czasy użytkowania dla modułów szczególnie obciążonych.
- o Przy zastosowaniu silników o budowie modułowej, personel inżynierijno-lotniczy zatrudniony przy obsłudze, może posiadać niższe kwalifikacje, a tym samym można obniżyć koszty jego szkolenia.

Zastosowanie koncepcji modułowej budowy silnika, pozwala ponadto osiągnąć:

- o zmniejszenie kosztów produkcji poszczególnych modułów,
- o wytworzenie kilku typów silników lotniczych w oparciu o te same moduły,
- o poprawę jakości i dostępności usług serwisowych,
- o wykorzystanie umiejętności personelu inżynierijno-lotniczego do realizacji czynności obsługowo-remontowych bez konieczności przeprowadzania kosztownych szkoleń a jedynie uzupełniających

doszkalania w zakresie ewentualnych różnic w budowie silników lub modułów występujących w różnych napędach lotniczych.

Pomimo wielu niewątpliwych zalet można również wymienić niedogodności takiego rozwiązania:

- o konieczność przechowywania pewnej liczby zapasowych modułów, lub ewentualnie stworzenie dobrze rozwiniętego systemu zaopatrywania w te zespoły,
- o niezbędne jest posiadanie odpowiednio rozwiniętej technologicznie i organizacyjnie bazy remontowo-obługowej, w celu dokonania szybkiej i poprawnej wymiany odpowiednich modułów,
- o w przypadku remontów i usprawniania elementów wchodzących w skład poszczególnych modułów silnika, należy zatrudniać, bądź wyszkolić personel do poziomu dużo wyższego niż personel, zajmujący się jedynie montażem i demontażem silnika i jego modułów,
- o spowolnienie tempa doskonalenia posiadanej bazy produkcyjno-remontowej oraz kwalifikacji personelu,
- o w przypadku stosowania w sferze produkcji tych samych modułów, do wytworzenia różnych modeli silników:
 - można zbudować wyłącznie silniki, o określonych parametrach geometrycznych i osiąгах, w zakresie zastosowanych koncepcji konstrukcyjnych,
 - bazując na tych samych elementach i modułach, powoduje się blokowanie nowych, niejednokrotnie doskonalszych konstrukcyjnie rozwiązań.

Wraz z rozwojem nowoczesnych technologii, stosowania coraz doskonalszych materiałów konstrukcyjnych pozwalających uzyskiwać znacznie lepsze osiągi, wspomaganie sterowania i regulacji, szeroko rozumianą techniką komputerową, należy spodziewać się coraz bardziej postępującego procesu unifikacji oraz modularyzacji we wszystkich dziedzinach techniki lotniczej, a szczególnie w budowie silników (napędów) lotniczych.

LITERATURA

1. Praca zb. pod red. P. Dzierżanowskiego - Napędy Lotnicze. Turbinowe silniki odrzutowe. WKiŁ. Warszawa 1983
2. F100-PW-229 Power plant – Customer training. Lockheed Martin 2006.
3. J. Lewitowicz, K. Kustroń - podstawy eksploatacji statków powietrznych. Własności i właściwości eksploatacyjne statku powietrznego. Wydawnictwo ITWL. Warszawa 2004.
4. J. Nowicki - Pratt & Whitney F100 – Podstawowy silnik lotnictwa taktycznego US Air Force. PWLiOP 1996.
5. F. Nytomt, F. Pessson - Functional jet component, concept and evaluation, Lulea University of Technology, 2002
6. PT6A-27/34 Series Turboprop, TRAINING MANUAL, Canada, Pratt & Whitney, 1999
7. Praca zb. pod red. S. Szczecińskiego - Ilustrowany Leksykon Lotniczy. Napędy, Warszawa, WKiŁ 1993.
8. www.pwc.ca

MILITARY AIRCRAFT ENGINES' MODULARIZATION

Modern turbojet engines are modular in concept and design. The paper presents an application of modularity in military aircraft engine. The central power-producing core, common to all jet engines, is called the gas generator. To it are attached peripheral modules such as propeller reduction gear sets (turboprop/turbo shaft), bypass fans, and afterburners. The kind of peripheral fitted is dependent on the aircraft design application. An example will be F100-PW-229 military engine and the PT6A engine family remains the world's most popular engine in its class and is one of P&WC's greatest success stories.

Iwan OBORSKI

Uniwersytet Technologii I Projektowania
Kijów, Ukraina

**TECHNOLOGICZNE PODSTAWY MONTAŻU POŁĄCZEŃ WCISKANYCH TERMICZNIE
Z WYKORZYSTANIEM REGULARNEGO MIKRORELIEFA W STREFIE KONTAKTU**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СБОРКИ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ
ТЕРМИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГУЛЯРНОГО
МИКРОРЕЛЬЕФА В ЗОНЕ КОНТАКТА**

ВВЕДЕНИЕ.

Одной из главных проблем машиностроения на современном этапе является повышение эксплуатационной надежности различных изделий, которая в значительной степени определяется прочностью соединений с натягом, применяемых для передачи больших крутящих моментов и осевых усилий [1, 2]. Широкое применение для сборки таких соединений получили технологические способы формирования с использованием термических способов с нагреванием или охлаждением сопрягаемых деталей, с использованием относительно больших сборочных натягов, регулярного микрорельефа и промежуточных прослоек в зоне контакта. Однако, термическая сборка выполняется зачастую при достаточно высоких температурах нагревания или глубокого охлаждения сопрягаемых деталей, что делает ее достаточно энергоемким технологическим процессом и продолжительным по времени. Поэтому необходимо изыскание путей, обеспечивающих снижение энергозатрат, например, за счет применения пониженного нагрева и охлаждения сопрягаемых деталей перед сборкой, выполняемыми одновременно и параллельно, что позволит сократить продолжительность цикла сборки, тепловые потери, уменьшить время нагрева и охлаждения сопрягаемых деталей. Эти преимущества позволят эффективно использовать этот технологический процесс в массовом производстве. Одним из возможных путей повышения эффективности термической сборки является использование рационального направления подвода тепла и холода, а также выбора рациональных температур нагрева и охлаждения при неравномерном термовоздействии на сопрягаемые детали. К сожалению исследования в этой области носили ограниченный характер, что не позволило разработать научные подходы для решения проблемы и предложить рекомендации по рациональному выбору температуры нагрева и низкотемпературного охлаждения сопрягаемых деталей, величины сборочного натяга, параметров микрорельефа и его топологии на сопрягаемой поверхности охватываемой детали, а также параметров промежуточных прослоек в зоне контакта. В ряде специфичных случаев (для сборки многоэлементных изделий колесных пар подвижного состава железнодорожного транспорта, веретен кольцепрядильных машин легкого и текстильного машиностроения, соединений тонкостенных втулок с корпусными деталями в автомобилестроении, несущих узлов редукторов, соединений стрелкового охотничьего оружия и других изделий) известные технологические решения не позволяют качественно собрать соединения с натягом и полностью реализовать их запас прочности. При этом изделия имеют повышенное напряженно-деформированное состояние, что снижает их эксплуатационную прочность.

Таким образом, решение этой проблемы требует применения новых подходов к обеспечению прочности соединений деталей с натягом и условий их реализации.

В связи с этим значительный научный и практический интерес представляет перспектива использования для качественной сборки соединений с относительно большими натягами одновременного и параллельно выполняемого пониженного нагрева и низкотемпературного

охлаждения сопрягаемых деталей – комбинированного термического способа сборки (КТСС). При этом качество посадок повысится, представится возможность исключить изменение физико-механических свойств материалов, снизить величину сборочного натяга, напряженно-деформированное состояние деталей, тепловые, энергетические и временные потери. Также КТСС позволит увеличить термический сборочный зазор, что даст возможность использовать специальные виды и топологию микрорельефа на сопрягаемых поверхностях, применять прослойки в зоне контакта для повышения его фактической площади и плотности, что обеспечит повышение прочности соединений деталей. Увеличение сборочного временно образованного теплового зазора позволит упростить соединение деталей в процессе их ориентирования и взаимного совмещения, что позволит сохранить исходные параметры микрорельефа на сопрягаемых поверхностях, повысить плотность и площадь зоны контакта, а также прочность посадок с натягом при КТСС.

Однако, для принятия решения об использовании прогрессивной технологии необходимо создать технологические основы обеспечения КТСС и научно обосновать при этом гипотезу о повышении качества соединений с натягом деталей из материалов с различными физико – механическими характеристиками и конструктивными параметрами, производительности процесса, снижении затрат времени и энергоносителей. При этом, для определения технологических возможностей реализации КТСС и режимов необходимо проведение комплексных исследований по выбору: рационального сочетания уровней температур нагрева и охлаждения сопрягаемых деталей при нестационарном на них термовоздействии с учетом направления подвода к ним тепла и их геометрических параметров; допустимых затрат времени на выполнение технологических операций КТСС, позволяющих оптимизировать технологию формирования посадок с натягом при незначительных тепловых и энергетических затратах; рациональных параметров специфичной топологии регулярного микрорельефа на сопрягаемых поверхностях охлажденных охватываемых деталях и применением промежуточных прослоек; условий и степени снижения напряженно – деформированного состояния (НДС) деталей; параметров и способов ориентирования деталей, обеспечивающих исключение повреждения сопрягаемых поверхностей при их взаимном соединении с временно образованным зазором с учетом динамики протекания процесса. Это позволит увеличить номенклатуру изделий с высокими показателями качества, а также расширить применение средств автоматизации за счет использования достаточно простых по конструкции сборочных устройств. Таким образом, решение проблемы повышения эксплуатационной надежности машиностроительной продукции за счет разработки и внедрения технологических основ обеспечения сборки ответственных соединений с натягом комбинированным термическим способом является актуальным для машиностроения.

Ниже представлены отдельные аспекты проведенных исследований в этой области сборки.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МИКРОРЕЛЬЕФА

На основании выполненного комплекса исследований процессов сборки соединений с натягом термическими способами установлено, что при формировании зоны контакта таких посадок происходят специфичные процессы, связанные с внедрением микрорельефа сопрягаемой поверхности охлажденной охватываемой детали в тело нагретой охватывающей. При этом на характер происходящих процессов влияет комплекс взаимосвязанных технологических и конструктивных параметров: физико-механические свойства материалов сопрягаемых деталей и поверхностного слоя в зоне контакта; величина контактного давления; технология подготовки сопрягаемых поверхностей деталей; параметры микрорельефа (высота, возможная глубина его внедрения, углы профиля при вершине и наклона его сторон к оси соединения, вид его топологии – пирамидальный или кольцевой, площадь нанесения); величины температур начального контакта нагретой охватывающей детали и охлажденной до низких температур охватываемой. В результате выполненных исследований разработаны конструкция и способы сборки соединений с натягом с регулярным равносторонним и треугольным упорным микрорельефом [2, 3].

Установлено, что при заданных свойствах материалов сопрягаемых деталей, их конструктивных параметров, величины контактного давления необходимым условием является выбор совокупности параметров регулярного микрорельефа (высоты R_v , угла профиля при вершине α , углов наклоны его сторон к основанию β_y и β_n). Следует отметить, что важным параметром является величина возможного внедрения микрорельефа, с учетом которой следует выбирать его оптимальную высоту. Для решения такой задачи получена зависимость для пирамидального микрорельефа

$$h_{вн} = \sqrt{\frac{\pi \cdot l \cdot (T_n \alpha_{сж} + T_o \alpha_p)}{4 H_s \left[\frac{C_b + \mu_b}{E_b} + \frac{C_a - \mu_a}{E_a} \right] \operatorname{tg} \alpha}} \cdot 1, \quad (1)$$

где T_n , T_o – перепады температур между нагретой охватывающей, охлажденной охватываемой деталей и окружающей средой при формировании соединения; C_b и C_a – коэффициенты, определяемые по Лямэ; $\alpha_{сж}$, α_p – коэффициенты линейного сжатия и расширения материалов сопрягаемых деталей; μ_a , μ_b и E_a , E_b – соответственно их коэффициенты Пуассона и модули упругости Юнга.

Установлено (рис. 1 а), что при фиксированном значении натяга 50 мкм и угла профиля с уменьшением твердости материала охватывающей детали, увеличением величины сборочного натяга, одновременном снижении температуры нагрева T_n нагретой охватывающей и охлажденной T_o охватываемой деталей глубина внедрения пирамидального микрорельефа увеличивается.

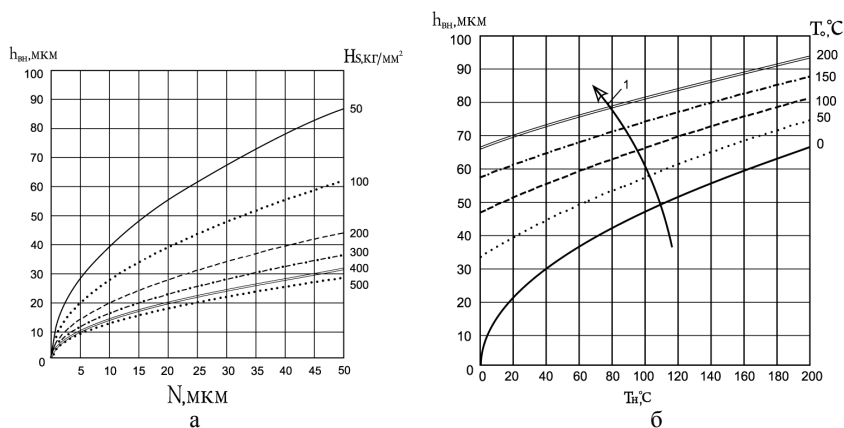


Рис. 1. Зависимость величины внедрения $h_{вн}$ микрорельефа при КТСС: а – от натяга N и твердости H_s материала охватывающей детали; б – от температуры нагрева T_n охватывающей и охлаждения T_o охватываемой деталей в начальный момент контакта (диаметр посадки – 50 мм, наружный диаметр охватывающей детали – 100 мм, материал деталей – сталь 45)

Rys. 1. Zależność wielkości mikroreliefu przy wciskaniu termicznym: a) od wcisku N i twardości H_s materiału obejmowanej części, b) od temperatury nagrzania T_n obejmującej części i chłodzenia T_o obejmowanej części w początkowym momencie styku (stal 45, średnica wciskania 50 mm, średnica zewnętrzna części obejmującej – 100 mm)

Для определения максимально допустимой высоты регулярного равнобедренного кольцевого микрорельефа треугольного профиля, равной его глубине внедрения, с учетом известных иных параметров и контактного давления предлагается зависимость [4]

$$h_{\text{вн}} = \frac{2p_N \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot k_d}{k \left[\frac{\alpha}{2} + 1 \right]} \cos \beta \quad (2)$$

где k – коэффициент текучести Мизеса, $k = 1/3 \sigma_B$, где σ_B – предел прочности при растяжении; k_d – коэффициент, учитывающий диаметр посадки; p_N – контактное давление; β – угол наклона сторон микрорельефа к оси соединения. Угол β определяется

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha \quad (3)$$

Получена зависимость для определения с учетом известных заданных иных параметров величины внедрения треугольного упорного микрорельефа

$$R_v = h_{\text{вну}} = \frac{p_N \cdot (\operatorname{tg} \alpha_y + \operatorname{tg} \alpha_n) \cdot k_d}{2k \left(\left[\frac{\pi}{2} - \beta_y + 1 \right] \cos \beta_y + \left[\frac{\pi}{2} - \beta_n + 1 \right] \cos \beta_n \right)} \quad (4)$$

где β_y, β_n – углы наклона сторон микрорельефа (воспринимающей нагрузку и противоположной) к оси соединения. Эти углы определяются по формулам

$$\beta_y = \frac{\pi}{2} - \alpha_y, \quad \beta_n = \frac{\pi}{2} - \alpha_n, \quad (5)$$

β_y, β_n – углы при вершине микрорельефа между его высотой и сторонами, воспринимающей нагрузку и противоположной.

ВЫБОР ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА ОХВАТЫВАЮЩЕЙ ДЕТАЛИ И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОХВАТЫВАЕМОЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ГАРАНТИРОВАННУЮ СБОРКУ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ И РЕГУЛЯРНЫМ МИКРОРЕЛЬЕФОМ.

КТСС позволяет значительно снизить температуру нагрева массивных корпусных деталей и расширить возможности использования термических способов формирования соединений с натягом. Для обеспечения качественной сборки этим способом, сокращения при этом тепловых потерь и повышения коэффициента использования энергии предложено научное обоснование методологии определения рациональных температур нагрева охватывающих и низкотемпературного охлаждения охватываемых деталей.

Следует также отметить, что выбор температуры нагрева и охлаждения при термических способах сборки как правило производят по установившемуся градиенту температуры, что, однако, не позволяет учесть все особенности процесса подвода тепла и возможности снижения его потерь, времени нагрева и охлаждения. Поэтому ниже дано некоторое теоретическое обоснование и решения задач, позволяющих снизить время на нагрев и охлаждение деталей за счет выбора рациональных величин температуры нестационарного термовоздействия с учетом закона ее распределения по толщине стенок деталей и направления подвода тепла (холода). Это позволит в результате рационально компоновать различные модули и сборочное оборудование для реализации технологии КТСС.

С учетом данных автора [5] и выполненных комплексных теоретических исследований, получены зависимости, позволяющие определить температуру сопрягаемых деталей при КТСС. При этом учтены направления подвода тепла и закон распределения температуры по толщине стенок деталей при заданном времени термовоздействия. Так, для тонкостенных деталей (рис.2) при подводе к ним тепла или холода снаружи

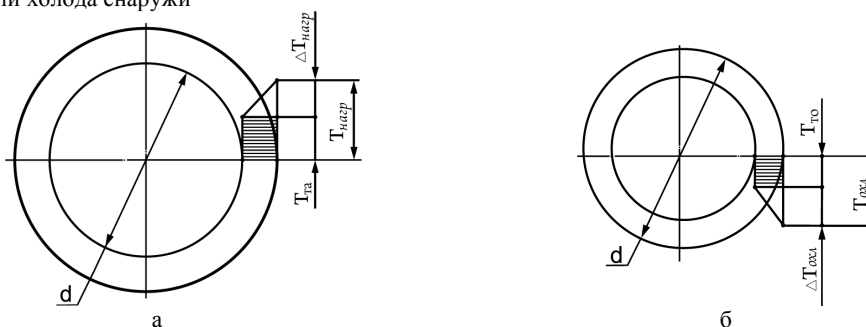


Рис. 2. Линейное распределение температуры при нагревании (рис. 2 а) охватывающей детали и низкотемпературном охлаждении (рис. 2 б) охватываемой при КТСС
предложены зависимости для расчета рациональных температур (с учетом линейного закона их распределения) нагревания $T_{\text{нагр}}$ охватывающей детали

Rys. 2. Liniowy rozkład temperatury przy nagrzewaniu (rys. 2a) obejmującej części i niskotemperaturowym ochłodzeniu (rys. 2b) części obejmowanej przy wciskaniu termicznym

$$T_{\text{та}} + \Delta T_{\text{нагр}} \frac{3 + 2m_a}{6 + 3m_a} = \frac{\Delta d_a}{d \cdot \alpha_p} \quad (6)$$

и низкотемпературного $T_{\text{охл}}$ охлаждения охватываемой детали

$$T_{\text{то}} + \Delta T_{\text{охл}} \frac{3 + 2m_b}{6 + 3m_b} = \frac{\Delta d_b}{d \cdot \alpha_{\text{сж}}}, \quad (7)$$

где α_p и $\alpha_{\text{сж}}$ – коэффициенты линейного расширения для материала охватывающей и сжатия для охватываемой деталей; $m_a = r_{\text{на}}/r_{\text{ва}} - 1$, $r_{\text{на}}$ и $r_{\text{ва}}$ – наружный и внутренний радиусы для охватывающей детали; $m_b = r_{\text{нв}}/r_{\text{вв}} - 1$, $r_{\text{нв}}$ и $r_{\text{вв}}$ – наружный и внутренний радиусы для охватываемой детали.

Аналогично получены зависимости расчета технологических параметров при сборке соединений толстостенных деталей.

Полученные аналитические зависимости позволяют определять рациональные температуры неравномерного нагревания $T_{\text{нагр}}$ охватывающей детали при подводе к ней тепла по наружной поверхности и охлаждения $T_{\text{охл}}$ охватываемой детали, изменения $\Delta d_{\Sigma \text{лин}}$ и $\Delta d_{\Sigma \text{лог}}$ диаметра d посадки сопрягаемых деталей (охватывающей Δd_a и охватываемой Δd_b), в которых в отличие от существующей методики расчета учтено влияние толщины стенок сопрягаемых деталей, режимов нестационарного нагревания и низкотемпературного охлаждения, направления подвода к ним тепла и холода при линейном и логарифмическом законах распределения температур по толщине деталей, что позволит создать методику выбора рациональных значений технологических параметров сборки, обеспечивающих снижение энергетических и временных затрат при КТСС.

Достоверность полученных данных теоретических исследований подтверждена экспериментально и расчетно-экспериментальным методом с использованием метода конечных элементов (МКЭ), в

частности, на примере деталей бандаж центр составного колеса электроподвижного состава, веретен кольцепрядильных машин и других изделий.

ВЫВОДЫ

Получены аналитические зависимости, позволяющие рассчитывать параметры регулярного микрорельефа пирамидального, кольцевого треугольного равностороннего и упорного профилей, обеспечивающие необходимую прочность соединений с натягом при прочих иных условиях. Разработаны аналитические зависимости, которые позволяют определять рациональные температуры неравномерного нагревания охватывающей и охлаждения охватываемой детали, изменения диаметра посадки с учетом толщины стенок сопрягаемых деталей, режимов нестационарного нагревания и низкотемпературного охлаждения, направления подвода к ним тепла и холода, что позволило создать методику выбора рациональных значений технологических параметров сборки, обеспечивающих снижение энергетических и временных затрат при КТСС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Оборський І.Л., Зенкін А.С., Шалай В.О. Розробка конструкції та технології збірки складеного колеса електровагона. //Techniczno - ekonomiczne uwarunkowania rozwoju przedsiębiorczości. Zbiór prac 11 Polsko – Ukrainskiej Konferencji Naukowej/ Pod redakcją Czesława Nizankowskiego. – Krakow, 2005. – S. 201 – 208.
2. Оборский И.Л. Технологическое обеспечение сборки соединений с натягом комбинированным термическим способом. //“Современные проблемы подготовительного производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте”. 26 –28 февраля 2008 г. Сб.: – К., Материалы 8-го международного научно-технического семинара, 26 – 28 февраля 2008 г., г. Свалява: – К.: АТМ Украины, 2008. –С. 190 – 192.
3. Оборский И.Л., Шалай В.А., Зенкин А.С. Обеспечение качества соединений с натягом, формируемых термическими методами. "Качество, стандартизация, контроль: теория и практика." Сб.: Материалы 8-й международной научно-практической конференции, 23 – 26 сентября 2008 г., г. Ялта: – Киев: АТМ Украины, 2008. –С.101-105
4. Оборский И.Л., Стежко А. В., Климаш В.Г. Определение параметров регулярного микрорельефа в зоне контакта и времени его внедрения при формировании соединений с натягом КТСС. “Современные проблемы подготовительного производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте”. Сб.: Материалы 9-го международного научно-технического семинара, 23 – 27 февраля 2009 г., г. Свалява: – К.: АТМ Украины, 2009. –С. 227 – 230.
5. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Т.1.-М.-Л., 1945.-С.216-241.

THE TECHNOLOGICAL JOINT ASSEMBLY FOUNDATIONS WITH TIGHTNESS BY THE THERMAL METHODS USING THE MICRORELIEF IN THE CONTACT ZONE

The ways of the technological maintenance of the high-quality joint assembly with tightness by the thermal methods are suggested, and the analytical dependences for defining of the separate efficient process variables to ensure the decrease of energy and time (temporary) during the combined thermal method of assembly are also given.

Iwan OBORSKI
Anatolij ZENKIN
Uniwersytet Technologii i Projektowania
Kijów, Ukraina

ZASTOSOWANIE SPECJALNEJ TOPOLOGII RELIEFU PRZY TERMICZNYM MONTAŻU POŁĄCZEŃ WCISKOWYCH

ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНОЙ ТОПОЛОГИИ МИКРОРЕЛЬЕФА ПРИ СБОРКЕ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ТЕРМИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ

ВВЕДЕНИЕ

В различных отраслях машиностроения широко используются соединения с натягом. Обеспечение их заданной прочности с пониженным уровнем напряжений и деформаций – актуальная задача для современного машиностроения. Успешное решение этой задачи существенно зависит не только от способа сборки, но и от специфики формирования зоны контакта деталей [1, 2, 3]. Процессы, происходящие в зоне контакта, во многом зависят от технологической подготовки сопрягаемых поверхностей деталей и способа сборки. Применяя специальную обработку (подготовку) контактных поверхностей при сборке с нагревом или охлаждением, можно в известной степени управлять этими процессами с целью повышения прочности соединений с натягом и снижения деформационного состояния. Использование механической обработки контактных поверхностей деталей позволяет получать микрорельеф, специфичный по геометрии для каждого способа, и варьировать коэффициентом трения. Однако микрорельеф поверхности, образованный уже известными способами традиционной подготовки резанием, вследствие неоднородной пластической деформации, получается нерегулярный, хаотичный, что затрудняет решение задачи оптимизации выбора и расчета его параметров. Повысить прочность таких соединений и снизить их напряженно-деформированное состояние можно за счет использования термических способов сборки, в частности, с нагревом охватывающих и низкотемпературным охлаждением охватываемых деталей, и специальной топологии регулярного микрорельефа на сопрягаемой поверхности охватываемой детали. Целесообразно [4], в частности, на контактные поверхности охватываемых деталей накатывать регулярный микрорельеф треугольного или пирамидального профиля. Его использование при сборке с нагревом или охлаждением обеспечит не только максимальное внедрение, но и максимальную площадь зоны контакта деталей и прочность соединений.

Важным аспектом обеспечения заданной прочности посадок с натягом является правильный выбор методики ее прогнозирования на стадии проектирования технологии сборки. Прочность соединений, которая рассчитывается по известным методикам, отличается от действительной. Это связано со спецификой процессов, происходящих в зоне контакта после формирования натяга и при эксплуатации изделий. Для установления влияния такой специфики на действительную прочность в Киевском национальном университете технологий и дизайна были проведены специальные теоретические и экспериментальные исследования.

На основании решения задачи Лямэ применительно к КТСС были получены зависимости для определения возможных радиальных перемещений вала и втулки при нагружении соединения, позволившие определить реальную длину среза микрорельефа при распрессовке и фактическую площадь контакта деталей.

С учетом выше изложенного предложена методика расчета действительной прочности соединений при заданных физико-механических характеристиках материалов сопрягаемых деталей, их геометрических размерах с учетом определения рациональных параметров топологии микрорельефа. Учитывая, что в машиностроении широко используются тонкостенные детали типа втулок с пониженной жесткостью, при КТСС которых с корпусными деталями происходит специфичный процесс формирования зоны контакта, были рассмотрены аспекты формирования таких посадок для изделий автомобилестроения, сельхозмашиностроения, авиастроения, охотничьего оружия и других. В начальный момент контакта втулок с корпусными деталями и формирования сборочного натяга в таких посадках со стороны торца соединения появляются силы трения, обеспечивающие условное заклинивание втулки по ее торцам. При дальнейшем формировании натяга и зоны контакта возникают продольные и радиальные деформации втулки, которые приводят к появлению существенной деформационной продольной волны (изгибу), снижают фактическую площадь контакта и прочность посадок. Поэтому было принято для повышения плотности зоны контакта реализовать следующие специфичные процессы формирования соединения: обеспечить начальный контакт тонкостенной втулки (условно жесткое закрепление) со стороны одного торца и обеспечить перемещение (скольжение) другого; обеспечить начальный контакт средней части тонкостенной втулки и перемещение обоих торцов в стороны противоположно от точки с жестким закреплением. С учетом теорий о температурных напряжениях в цилиндрах и устойчивости сжатых элементов проведены теоретические исследования, связанные с установлением специфики сборки тонкостенных охватываемых втулок с охватывающими деталями при КТСС, в частности, при использовании специальной топологии микрорельефа.

Анализ результатов исследований показал, что представляется возможным для получения заданной прочности устанавливать оптимальные параметры топологии микрорельефа, позволяющие направленно перемещаться условно свободной части втулки и исключить при этом ее деформацию. На основе зависимостей Эйлера представляется возможным рассчитать параметры деформационной волны. Если деформационная волна отсутствует, то, зная необходимую заданную прочность посадки втулки, можно определить параметры топологии микрорельефа на контактной поверхности втулки. Ниже приведены данные экспериментальных исследований на примере соединений втулок с корпусами по выбору параметров топологии микрорельефа, которые, как было установлено теоретически, обеспечат снижение деформации охватываемых деталей, повышенную площадь зоны контакта и, как итог прочность соединений с натягом втулка–втулка при КТСС.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПОЛОГИИ МИКРОРЕЛЬЕФА НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Подготовка экспериментов и обработка результатов проводилась с использованием программного комплекса ПРИАМ (планирование, регрессия и анализ моделей) [5 – 7], разработанного на основе теории об регрессионном анализе и планировании экспериментов. На основании регрессионного анализа полученных моделей построены характерные пространственные графики и поверхности откликов, описывающие зависимость прочности от входных параметров.

Как видно (рис. 1), для диаметра посадки 20 мм при фиксированном значении длины и площади нанесения микрорельефа одновременное увеличение натяга N и толщины стенки Δr охватываемой детали обеспечивает рост прочности соединений. При чем при минимальном значении толщины ($\Delta r = 2$ мм) охватываемой детали наблюдается криволинейный характер зависимости прочности соединения, что связано со свойствами пониженной жесткости этих деталей при заданном контактном давлении. При максимальном значении натяга ($N=100$ мкм) толщина стенки Δr охватываемой детали оказывает более существенное влияние (рис. 2) на прочность посадки, чем длина L нанесения микрорельефа. Причем при минимальном значении L и максимальном, прочности посадки практически равны, а при одновременном увеличении толщины Δr и длины

нанесения микрорельефа до среднего значения прочность несколько ниже. Это связано со спецификой деформирования охватываемой детали.

Для диаметров посадки 50 и 80 мм (рис. 3, 4) увеличение натяга N и толщины стенки Δr охватываемой детали при фиксированном значении длины и площади нанесения микрорельефа обеспечивает рост прочности соединений. Однако, при минимальном значении толщины ($\Delta r = 2$ мм) охватываемой детали наблюдается уже линейный характер, так как контактное давление при диаметрах посадки 50 и 80 мм, как показали расчеты, ниже, чем для диаметра посадки 20 мм. При этом

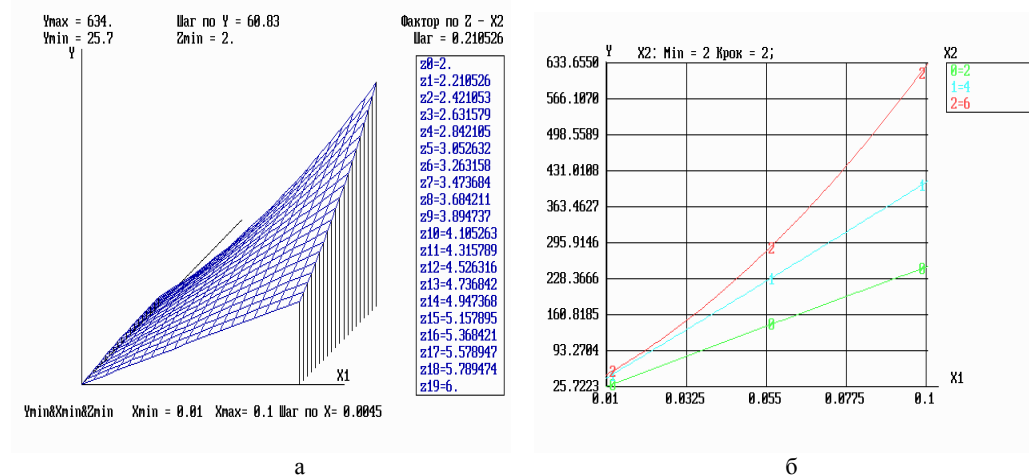


Рис. 1. Пространственный график (а) и поверхность отклика (б) зависимости прочности Y соединений втулка-втулка от величины натяга $X_1(N)$ и толщины стенки $X_2(\Delta r)$ охватываемой детали при фиксированном значении длины ($L=15$) и площади нанесения микрорельефа (диаметр посадки 20 мм)

Rys. 1 Przestrzenny wykres (a) i powierzchnia odpowiedzi (b) zależności wytrzymałości Y połączeń tuleja – tuleja od wielkości wcisku $X_1(N)$ i grubości ścianki $X_2(\Delta)$ obejmującej części przy stałej długości $l = 15$ mm i powierzchni z mikroreliefem (średnica wciskania 20mm)

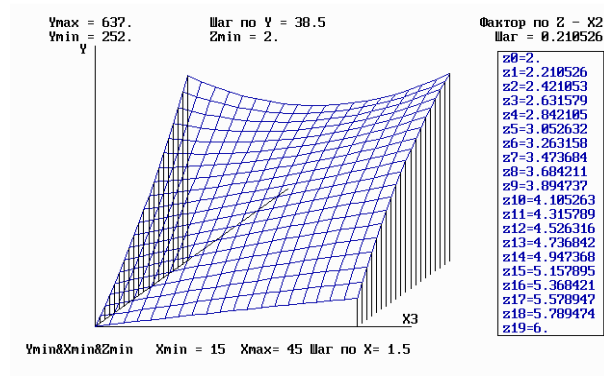


Рис.2. Пространственный график зависимости прочности Y соединений втулка-втулка от толщины стенки $X_2(\Delta r)$ охватываемой детали и длины $X_3(L)$ (площади нанесения микрорельефа) при фиксированном значении величины натяга $X_1(N=100 \text{ мкм})$ (диаметр посадки 20 мм)

Rys. 2. Przestrzenny wykres zależności wytrzymałości Y od grubości ścianki $X_2(\Delta r)$ obejmującej części i długości $X_3(L)$ przy stałej wartości wcisku $X_1(N=100 \text{ mm})$

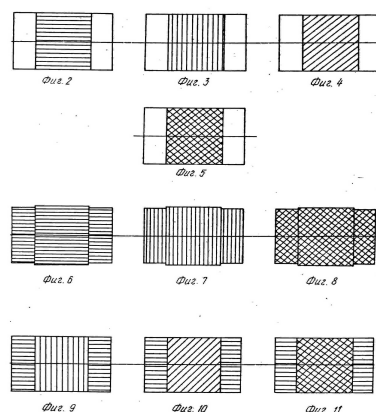


Рис. 3. Отдельные виды топологии микрорельефа [8], рекомендуемые для сборки соединений с натягом термическими способами

Rys. 3. Poszczególne schematy topologii mikroreliefu [8] zalecane dla termicznego montażu połączeń wciskanych

Для практического решения этой задачи разработаны специальные комбинированные виды топологии микрорельефа (рис. 3).

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ.

На примере [9] сборки направляющих втулок с головками блоков двигателей внутреннего сгорания установлено, что нанесение микрорельефа в средней части охватываемой детали, уменьшение угла профиля при вершине микрорельефа, увеличение его высоты и сборочного натяга позволит обеспечить внедрение микрорельефа и начальный контакт тонкостенной втулки с другой деталью в середине соединения. Это позволит снизить напряженное состояние изделий с посадками с натягом, исключить ее деформацию, повысить плотность, площадь контакта и статическую прочность соединения.

На рис. 4 и 5 представлены данные экспериментально-расчетных исследований соответственно напряженного состояния и деформаций (перемещений) в соединениях направляющие-головка блока ДВС.

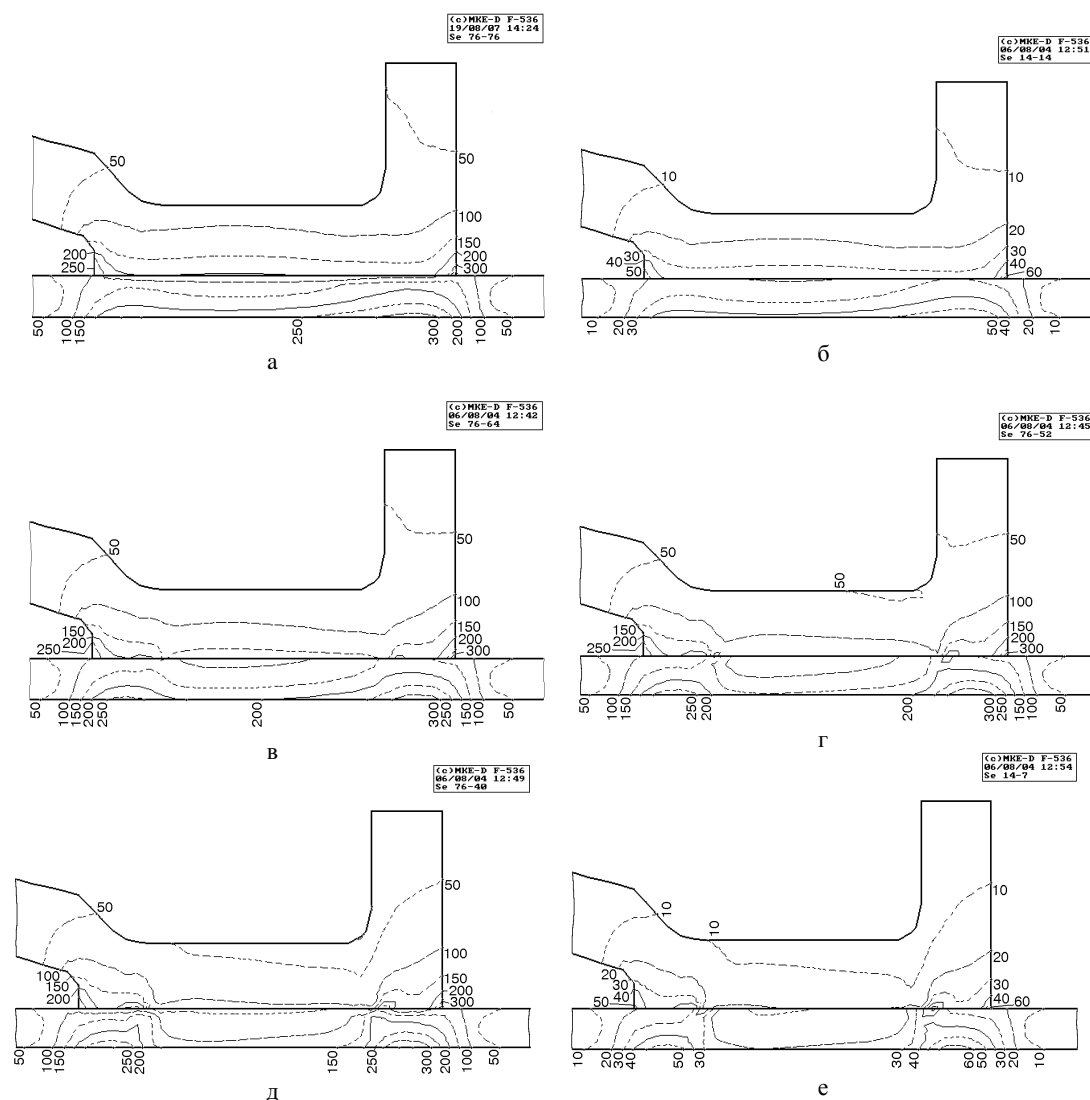


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в соединении втулка 1 и головка 2 ДВС при натяге: а – 76 мкм и б – 14 мкм по всей длине зоны контакта; в, г и д – при натяге 76 мкм и нанесении микрорельефа в средней части сопрягаемой поверхности втулки высотой 6, 12 и 18 мкм, соответственно; е – при натяге 14 мкм и нанесении микрорельефа в средней части сопрягаемой поверхности втулки высотой 7 мкм.

Rys. 4. Rozkłady ekwiwalentnych naprężeń w połączeniu tulejki 1 i głowicy 2 silnika spalinowego przy wciskaniu: a) 76 μm i b) 14 μm na całej długości styku, c,d,e – przy wcisku 76 μm i reliefie w średniej części tulei o wysokości 6, 12 i 18 μm, e) przy wcisku 14 μm i reliefie 7 μm

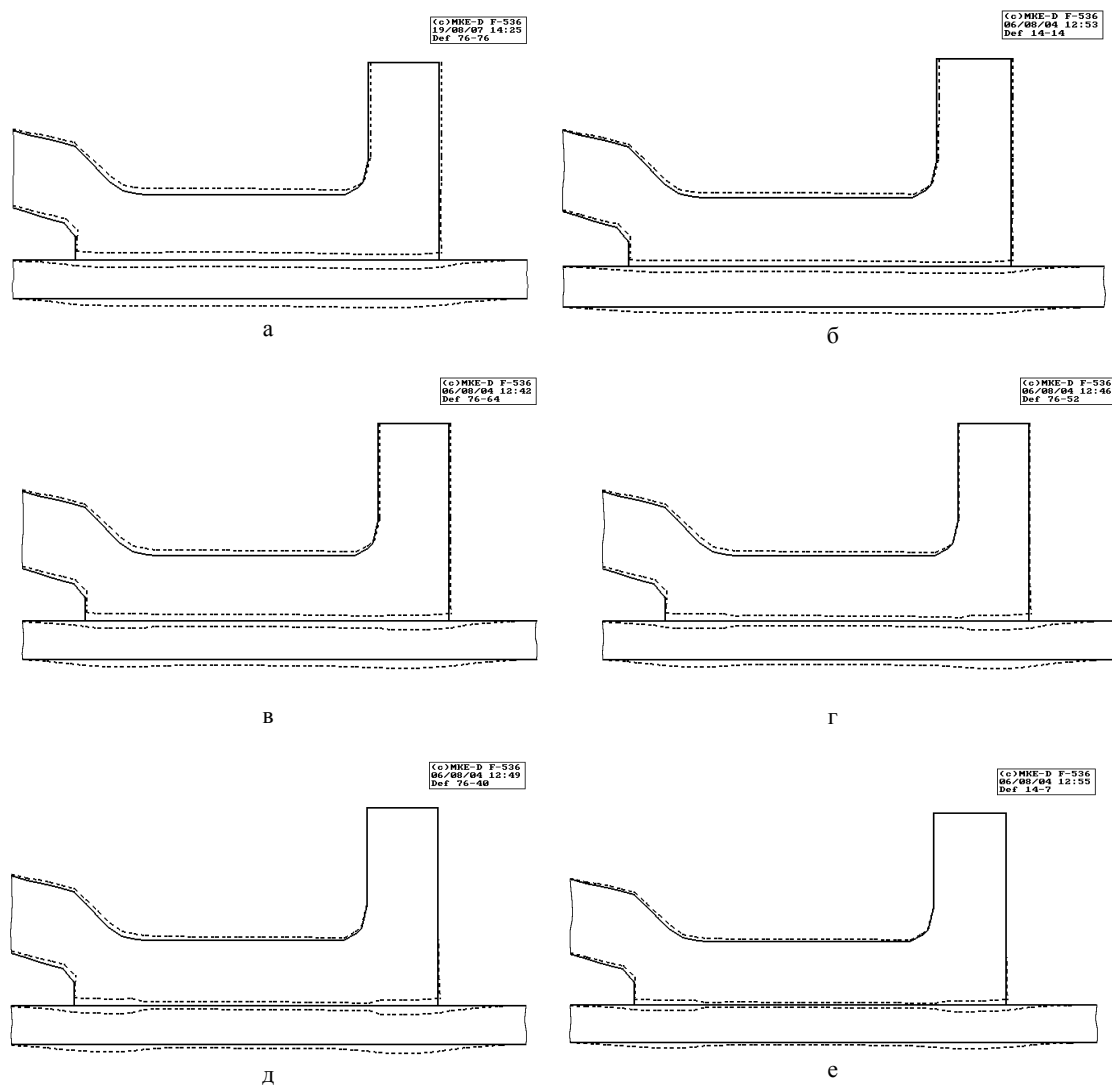


Рис. 5. Распределение перемещений в соединении втулка 1 и головка 2 ДВС при натяге: а – 76 мкм и б – 14 мкм по всей длине зоны контакта; в, г и д – при натяге 76 мкм и нанесении микрорельефа в средней части сопрягаемой поверхности втулки высотой 6, 12 и 18 мкм, соответственно; е – при натяге 14 мкм и нанесении микрорельефа в средней части сопрягаемой поверхности втулки высотой 7 мкм.

Rys. 5. Rozkłady przemieszczeń w połączeniu tuleja 1 i głowica silnika spalinowego 2 przy wcisku: a) 76 μm i b) 14 μm na całej długości styku, c,d,e – przy wcisku 76 μm i reliefie w średniej części tulei o wysokości 6,12 i 18 μm, e) przy wcisku 14 μm i mirkroreliefie 7 μm.

<p>Рис. 6. Мост задний автомобиля: 1 – картер; 2 – кожухи полуосей</p> <p>Rys. 6. Tylny most samochodu: 1 – karter, 2 – osłony półosi</p>	<p>Рис. 7. Схемы нанесения микрорельефа на цапфу: а – перпендикулярно оси соединения; б – сетчатый; в, г – перпендикулярно и параллельно оси соединения; г – фрагмент профиля, выполненного перпендикулярно оси соединения</p> <p>Rys. 7. Schematy wykonania mikroreliefu na czapach: a- prostopadle do osi połączenia, b- siatkowy, c,d – prostopadły równoległy do osi połączenia, e – fragment profilu wykonanego prostopadle do osi połączenia</p>

ВЫВОДЫ.

1. Установлена специфика нестационарного процесса формирования зоны контакта соединений с натягом под воздействием изменяемого во времени контактного давления и выявлена закономерность влияния технологических параметров на прочность и напряженно-деформированное состояние деталей, что позволило создать методику определения оптимальных параметров регулярного микрорельефа и его топологию для подготовки сопрягаемых поверхностей.
2. Обосновано использование специальной топологии микрорельефа на контактной поверхности охватываемой детали, обеспечивающей снижение деформированного состояния деталей, увеличение фактической площади их контакта и прочности соединений.
3. Топология комбинированных видов микрорельефа вдоль поверхности сопряжения при сборке тонкостенных деталей должна задаваться с учетом заданного закона распределения контактного давления и обеспечивать возможность направленного формирования зоны контакта.
4. Разработанная технология сборки КТСС в сочетании с рациональной топологией микрорельефа позволяет уменьшать расчетные величины сборочных натягов и обеспечивает снижение до 15–20% эквивалентные напряжения изделий.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Бежелукова Е.Ф. Расчет и выбор посадок с натягом из системы ИСО. – Саратов: Издательство Сарат. ун-та.-1975.-172с.
2. Бобровников Г.А., Зенкин А.С., Михайленко Л.Ф. Влияние технологических факторов на прочность соединений, осуществляемых с использованием глубокого холода // Технология и организация производства. — 1974. — № 5. — С. 16–18.
3. Бобровников Г.А. Сборка в машиностроении с применением холода. — К.: 1971. — С. 15–64.

4. Оборский И.Л., Шалай В.А., Зенкин А.С. Обеспечение качества соединений с натягом, формируемых термическими методами. "Качество, стандартизация, контроль: теория и практика." Сб.: Материалы 8-й международной научно-практической конференции, 23 – 26 сентября 2008 г., г. Ялта: – Киев: АТМ Украины, 2008. –С.101-105
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 155 с.
6. Лапач С.Н., Радченко С.Г., Бабич П.Н. Планирование, регрессия и анализ моделей PRIAM (ПРИАМ) / Каталог программные продукты Украины. К.: 1993. С. 24-27.
7. Вучков И., Бояджиева Л., Солаков Е. Прикладной линейный регрессионный анализ.– М.: Финансы и статистика, 1987. –239с.
8. А. с. №1666288 СССР. Способ термического соединения с натягом охватываемой и охватывающей деталей / И.Л.Оборский, М.Д.Свизинский, А.И.Бибиков, А.С.Зенкин. — №4664075; Заявлено 21.03.89; Опубл. 30.07.91.
9. Андреев А.Г., Оборский И.Л., Щепкин А.В., Шалай В.А. Применение комбинированного термовоздействия при сборке направляющих втулок и седел клапанов с головками блоков. // Вестник Нац. техн. ун-та «Харьковский политехн. ин-т»: Сб. науч. работ. Темат. выпуск: Технологии в машиностроении. — Х.: НТУ «ХПИ». — 2005. — № 20. — С. 9 – 12.

THE USE (APPLICATION) OF THE SPECIAL MICRORELIEF TOPOLOGY DURING THE JOINT ASSEMBLY WITH TIGHTNESS BY THE THERMAL METHOD

The ways of the increasing durability and decreasing deflected mode of the joints with tightness during the thermal method of their assembly at the expense of the development and use of the special microrelief topology on the joint face of the male part are suggested. The data of the experimental researches corroborating the theoretical results are given.

]

Witalij SZALAŁ
Iwan OBORSKI
Anatolij ZENKIN
Uniwersytet Technologii i Projektowania
Kijów, Ukraina

ZASTOSOWANIE WARSTW KLEJOWYCH W MONTAŻU POŁĄCZEŃ WCISKANYCH METODĄ NAGRZEWANIA

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРОСЛОЕК В ЗОНЕ КОНТАКТА ПРИ СБОРКЕ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ТЕРМИЧЕСКИМИ СПОСОБАМИ

ВВЕДЕНИЕ.

В различных отраслях машиностроения широкое применение получили для надежного соединения деталей из металла, неметаллических и разнородных материалов современные клеи [1, 2]. Клеевые соединения позволяют уменьшить массу элементов конструкции, повысить качество изделий и значительно снизить трудоемкость их изготовления. Наметила тенденция использовать клеевые композиции и при формировании ответственных соединений с натягом, сборка которых, зачастую, осуществляется с использованием термических методов (с нагревом охватывающих и охлаждением охватываемых деталей). При этом методе представляется возможность не только снизить в ряде случаев квалитеты точности на обработку деталей, но и повысить ремонтпригодность изделий. При этом клеевая композиция наносится на одну из сопрягаемых деталей или обе, а марка клея выбирается с учетом принятой технологии сборки и допустимого интервала температур термовоздействия на клеевую композицию согласно технологических условий. Однако, для внедрения этой технологии недостаточно полно рассмотрены вопросы расчета технологических параметров сборки соединений деталей и подготовки их сопрягаемых поверхностей. Поэтому ниже рассмотрены вопросы определения некоторых параметров промежуточных прослоек в зоне контакта посадок, формируемых термическими методами, которые позволят уточнить методику расчета соединений с натягом и клеевыми композициями, повысить качество изделий и расширить область применения комбинированных методов сборки.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРОСЛОЕК ПРИ ФОРМИРОВАНИИ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ТЕРМИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ.

Ниже предложены расчетные зависимости для определения одного из основных параметров сборки соединений с натягом - толщины клеевой прослойки в зоне контакта деталей после формирования натяга. При решении поставленной задачи было принято допущение, что процесс формирования зоны контакта термического соединения происходит в течение промежутка времени, когда температуру и контактное давление можно с некоторым допущением считать средними и установившимися. Таким образом, толщину прослойки будет определено с учетом постоянства ее физико-механических свойств, температуры и давления в зоне контакта.

Для решения такой задачи использованы положения, выработанные Рейнольдсом и Рэлеем [3].

Следует отметить, что толщина прослойки будет зависеть и от технологии подготовки сопрягаемых поверхностей деталей и, естественно, от параметров регулярного микрорельефа на них [4, 5].

Очевидно, клей при формировании соединения будет находиться в виде прослойки начального объема $V_{кл}$. Затем он будет заполнять свободное пространство между поверхностями сопрягаемых деталей и плоскостями микрорельефа, а при формировании натяга – между плоскостью охватываемой детали и во впадинах микрорельефа или окончательно между его сторонами. На основании выполненных аналитических исследований с учетом данных установлено, что расчетная толщина прослойки при наличии регулярного микрорельефа на сопрягаемой поверхности охватываемой детали, например, получаемого накатыванием специальными роликами, будет

$$h_{кл} = \frac{2\mu_{кл}LV_{кл}\left[\frac{4}{k}\ln(1+k) - \frac{6}{2+k}\right](c_b m_b + c_a m_a)}{d(\alpha_{сж} T_n + \alpha_p T_o)^2 \tau_\phi \left(\frac{C_b}{E_b} + \frac{C_a}{E_a}\right) c_b m_b \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2}\right) E e^{-k_T \tau_\phi}} \cdot J, \quad (1)$$

де

$$J = \frac{S_n}{R_v} (\sin \beta_y + \sin \beta_2), \quad (2)$$

S_n, R_v – шаг нанесения и высота микрорельефа; β_y и β_2 – углы наклона стороны, воспринимающей усилие осевого сдвига, и противолежащей стороны профиля микрорельефа; $\mu_{кл}$ – коэффициент вязкости клеевой композиции; π – число 3,14; L – длина соединения; $V_{кл}$ – начальный объем клеевой композиции при заданном временном зазоре; k – коэффициент, учитывающий параметры временного зазора вдоль оси соединения; E_b, E_a – модули упругости второго рода для материалов сопрягаемых деталей; d_2 и d – диаметры наружный охватываемой детали и посадки соответственно; c_b, c_a – теплоемкость материалов сопрягаемых деталей; m_b, m_a – массы соответственно охватываемой и охватываемой деталей; T_n и T_o – температуры нагретой охватываемой, охлажденной охватываемой деталей при формировании соединения при максимальном натяге; C_b и C_a – коэффициенты Лямэ; $\alpha_{сж}, \alpha_p$ – коэффициенты линейного сжатия и расширения материалов

сопрягаемых деталей; τ_ϕ – время формирования натяга; E – модули упругости второго рода клеевой композиции; e – экспонента; k_T – коэффициент, который зависит от теплофизических свойств материалов втулки, вала и контактной зоны (прослойки), а также массы деталей.

Следует отметить, что прочность соединений с натягом существенно зависит от когезионной прочности (растрескивания) клеевой прослойки. Снижение когезионной прочности происходит, как следствие, под действием нормальных напряжений в клеевой композиции, возникающих под действием контактного давления и напряжений от усадки. Ограничить действие таких напряжений представляется возможным за счет использования регулярного микрорельефа в зоне контакта, играющего роль перемычек. При этом будет обеспечено получение покрытия клеем дискретного типа и созданы условия, исключающие выдавливание композиции, что, очевидно, даст возможность повысить прочность на отрыв и сдвиг, а также фреттинг-коррозию.

Такой подход имеет ряд преимуществ: гарантируется заданная толщина клеевой прослойки, ее равномерность и невыдавляемость за счет регулярного расположения выступов микрорельефа; снижается напряженность клеевого слоя; за счет повышения твердости и износостойкости выступов микрорельефа повышается несущая способность и стойкость к фреттинг-коррозии.

Полученная аналитическая зависимость позволяет в конечном итоге разработать методику для определения фактической площади контакта и прочности клеевого соединения с натягом с учетом параметров прослоек.

Экспериментальные исследования прочности клеевых соединений с натягом подтвердили удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных данных.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЧНОСТИ МАЛОНАПРЯЖЕННЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ, ФОРМИРУЕМЫХ ТЕРМИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ.

Рассматривается задача по определению параметров микрорельефа, при которых в условиях сборки соединений с минимальными значениями контактных давлений представляется возможность получить предельно допустимую временную прочность посадок с учетом трещиностойкости клеевой композиции. Используя обратную задачу в плоском напряженном состоянии [5] были определены главные напряжения в клеевой прослойке, что позволило установить условие прочности клеевого соединения, которое может быть выражено следующей зависимостью

$$[\tau_{кл}] \geq \frac{P}{\pi d_{cp} l \left[\sin\left(\frac{\alpha}{2} - 45^\circ\right) - \cos\left(\frac{\alpha}{2} - 45^\circ\right) \right]}, \quad (3)$$

где $[\tau_{кл}]$ – предельное напряжение клеевой композиции при сдвиге; P – заданная прочность посадки; π – число 3,14; d_{cp} – средний диаметр посадки; $d_{cp} = d + R_v$; d – номинальный диаметр посадки; R_v – высота микрорельефа; l – длина посадки.

Данные исследований позволили получить положительное решение на выдачу патента России.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПРОСЛОЕК ПРИ ФОРМИРОВАНИИ МНОГОЭЛЕМЕНТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ.

При формировании соединений с натягом КТСС в зоне контакта происходят сложные процессы, связанные с одновременным появлением радиальных и тангенциальных напряжений. Они вызваны формированием натяга и температурными деформациями и приводят к появлению торцевого зазора между охватываемыми деталями, например, между блоком и насадкой (рис. 1) при их установке на шпиндель веретена кольцепрядильной машины [6]. Этот недостаток требует устранения, так как качество изделия в данном случае не соответствует техническим условиям.

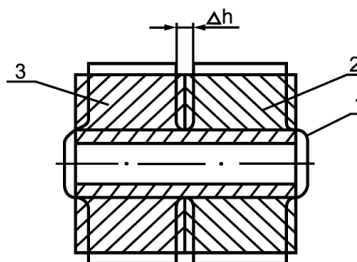


Рис. 1. Многоэлементное соединение деталей с натягом и схема деформаций деталей при КТСС: 1 – охватываемая деталь; 2 и 3 – охватывающие детали

Rys. 1. Wieloelementowe połączenie części wciskaniem oraz schemat deformacji przy montażu metodą nagrzewania: 1 – część obejmująca, 2,3 – części obejmowane.

Рассмотрим варианты возможной ликвидации такого недостатка. Одним из них может быть использование при сборке клеевой композиции, которая наносится со стороны торцевого стыка охватываемых деталей. Допустим мы введем в соединение прослойку с коэффициентом ее трения по

металлу $f_{кл}$ значительно меньшим, чем металла по металлу f_m . При этом общая длина h соединения (посадки) составит

$$h = h_m + h_{кл} . \quad (4)$$

При этом величина приведенного коэффициента трения f' будет

$$f' = \frac{c_b c_a m_b m_a}{(h_{кл} + h_m) 2N [c_b m_b d_1 (c_b m_b + c_a m_a) - c_b m_b d (c_b m_b + c_a m_a)]} N(d^2 + d_2^2) , \quad (5)$$

а довжина прошарку в з'єднанні буде

$$h_{кл} = \frac{c_b c_a m_b m_a N(d^2 + d_2^2) - f h_m 2\{N[(c_b m_b) d_1 - (c_a m_a) d]\}(c_b m_b + c_a m_a)}{2f\{N[c_b m_b d_1 + c_a m_a d]\} (c_b m_b + c_a m_a)} . \quad (6)$$

где N - натяг; h - длина соединения; μ_b и μ_a - коэффициенты Пуассона для материалов охватываемой и охватывающей деталей; d_2 , d и d_1 - наружный диаметр охватываемой, диаметр посадки и внутренний охватывающей деталей; f - коэффициент трения; c_b , c_a - теплоемкость материалов сопрягаемых деталей; m_b , m_a - их массы.

При этом торцевой зазор будет отсутствовать при следующем соотношении параметров формирования соединения

$$\frac{\mu_b N_b}{\mu_a N_a} \approx \frac{d^3}{d_1 \cdot d_2^2} . \quad (7)$$

Для подтверждения теоретических данных были проведены экспериментальные и расчетно-экспериментальные исследования технологических параметров прочности многоэлементных соединений и величины торцевого зазора между торцами сопрягаемых деталей веретена. Исследования ставили целью подтвердить выдвинутые предположения о возможности значительного уменьшения или практического исключения торцевого зазора между охватывающими деталями при сборке комбинированным термическим способом.

Экспериментальные исследования собираемости многоэлементных соединений, формируемых с использованием КТСС, а также с применением промежуточных клеевых прослоек в зоне контакта деталей, проводились на натуральных соединениях блок-шпиндель и насадка-шпиндель применительно к веретенам кольцепрядильных машин. Для этой цели с учетом выполненных аналитических исследований по собираемости изделия была разработана экспериментальная лабораторная установка с манипулятором, снабженным механическим захватом охлажденных охватываемых деталей и индукционным нагревателем [7].

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований были разработаны совместно с фирмой «Техтіма» (Германия) технология КТСС и автоматизированное сборочное устройство для формирования соединений деталей веретен кольцепрядильных машин (патент Германии № 2247951). Выполненными исследованиями было подтверждено, что собранные по предлагаемой технологии и с применением разработанной конструкции автомата веретена отвечали требуемому качеству.

ВЫВОДЫ.

1. Установлено, что цилиндрические соединения с натягом, собранные с использованием КТСС, специальных видов микрорельефа, а также промежуточных прослоек в зоне контакта, обладают прочностью превышающей аналогичные показатели для изделий, создаваемых традиционными методами сборки.
2. Комплексные исследования особенностей формирования малогабаритных многоэлементных соединений подтвердили закономерности формирования зоны контакта деталей при КТСС с учетом

физико-механических свойств материалов деталей, параметров микрорельефа и промежуточных прослоек в зоне контакта, обеспечивающих заданную прочность соединений и снижение напряженно-деформированного состояния.

3. Подтверждено, что при соотношении $\mu_b N_b / \mu_a N_a = d^3 / d_1 \cdot d_2^2$, учитывающем соотношение свойств материалов и параметров соединения, характеризующих посадку с натягом, зазор между охватываемыми деталями будет отсутствовать.

Таким образом подтверждена методология выбора рациональных параметров топологии подготовки сопрягаемых поверхностей деталей накаткой специальных видов регулярного микрорельефа, параметров промежуточных прослоек в зоне их контакта и вида термовоздействия для технологического обеспечения КТСС соединений с натягом, позволяющие эффективно управлять технологическим процессом формирования ответственных соединений с натягом, обеспечивающих заданную эксплуатационную прочность и надежность посадок с натягом.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Вильнав Жан-Жак. Клеевые соединения / Л.В. Синегубова (пер. с фр.); Г.В.Малышева (предисл. ред.пер.) – М.: Техносфера, 2007. – 381.
1. Арпентьев Б.М., Зенкин А.С., Оборский И.Л. Многоэлементная сборка соединений с натягом термическими методами с использованием клеевой прослойки. Изв. вузов. Сер.Машиностроение.-М.-1989.-№6.-С.34-38
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа - М.: Наука, 1987. - 840 с.
3. Антонюк В.С., Сорока О.Б. Забезпечення міцності поверхонь із зносостійкими покриттями //Різальний інструмент. Проектування, виготовлення, експлуатація. Процеси механічної обробки в машинобудуванні. –К., 2007.– №5. –с.197 – 205.
4. Оборский И.Л., Зенин А.С., Шалай В.О., Сорока О.Б. Расчет параметров промежуточных прослоек при формировании соединений с натягом термическими методами. “Современные проблемы подготовительного производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте”. Сб.: Материалы 9-го международного научно-технического семинара, 23 – 27 февраля 2009 г., г. Свалява: – К.: АТМ Украины, 2009. –С. 95 – 99.
5. Оборський І.Л. Дослідження параметрів складання багатоеlementних з'єднань з натягом веретен кільцепрядильних машин. //Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. –№ 1(7). –Херсон, 2004. – С. 40–42.
6. 7.Wirtschaftspatent DDR DD 224795 A1, WP B 23 P 11/02. Vorrichtung zum Fugen von Teilen mit Schrumpf-Dehnverbindungen für zylindrische Kleinteile // Oborski I.L., Kurjatschij St., Blume F., Senkin A.S.-№261778 0, заявлено 09.04.84; опубл. 17.07.85.

THE USE (APPLICATION) OF THE MEDIUM (INTERMEDIATE) LAYERS IN THE CONTACT ZONE DURING THE JOINT ASSEMBLY WITH TIGHTNESS BY THE THERMAL METHODS

The ways of the increasing durability of the joints with tightness and glue composition and calculation dependences that permit to take into account the presence of the medium layers in the contact zone of the seams forming by the thermal methods on the design phase are suggested.

Jerzy STÓS

Andrzej KASPRZAK

Janusz HYŻY

Marcin KOWALIK

Institut Zaawansowanych Technologii Wytwarzania,
Kraków, Polska

MODUŁ KOMPENSACYJNY PODATNY W ZESPOŁACH WCISKAJĄCYCH

COMPENSATORY FLEXIBLE MODULUS IN PRESSING UNITS

WSTĘP

W urządzeniach montażowych, w których zachodzi proces łączenia elementów lub zespołów przez wciskanie, stosuje się napędy pneumatyczne (w urządzeniach stosunkowo prostszych – o dużej wydajności) oraz elektryczne (głównie silniki AC sterowane przetwornicami częstotliwości lub kosztowne układy serwonapędowe – tam gdzie wymagane jest precyzyjne pozycjonowanie wzajemne łączonych części). Układy napędowe takich urządzeń stanowią z reguły przekładnie mechaniczne kątowe lub śrubowo-toczne. W technice montażu – przy wciskaniu – problemem równie istotnym jak jakość połączenia (dokładność wymiarów wzdłużnych, wielkość siły użytecznej i momentu użytecznego przenoszonych przez złącze – nośność połączenia) są zagadnienia wydajnościowe, czyli możliwość wciskania z bardzo dużą prędkością. Jak wykazały badania [1], dokładność pozycjonowania łączonych części rzędu $\pm 0,1$ mm bez „zderzaka twardego” uzyskuje się przy mocno ograniczonej prędkości, nie przekraczającej wartości 5 mm/s. Teoretycznie można prowadzić proces z wysokimi prędkościami ruchów jałowych i zwolnieniu prędkości stempla przy samym wcisku wykorzystując dodatkowe czujniki położenia, jednak układy sterowania nie zawsze pozwalają na bezpieczne prowadzenie procesu (ze względu na czasy reakcji), tym bardziej, że często występują duże rozrzuty (tolerancje) wymiarowe montowanych części. Wysoką dokładność połączenia uzyskuje się prowadząc proces metodą wciskania na tzw. „twardy zderzak”, jednak wówczas układy napędowe narażone są na wysokie przeciążenia, to jest gwałtowny wzrost sił wcisku.

Dlatego zrodził się pomysł zastosowania w układzie wciskającym zespołu kompensacyjnego podatnego, stanowiącego mechaniczne zabezpieczenie napędu przy prowadzeniu wcisku z dużymi prędkościami do zderzaka.

ISTOTA ZABEZPIECZENIA UKŁADU NAPĘDOWEGO PRZED PRZECIĄŻENIEM PRZEZ MODUŁ KOMPENSACYJNY PODATNY

W przypadku wcisku na „zderzak twardy” celowe jest wprowadzenie do układu wciskającego zespołu sprężystego w formie pakietu sprężyn za stemplem wciskającym, który stanowił będzie zabezpieczenie układów przed uszkodzeniem przy nadmiernym wzroście sił związanym z gwałtownym uderzeniem stempla w zderzak, jak również przy nadmiernym, nie przewidzianym wzroście oporów w trakcie wciskania.

Zastosowanie pakietu sprężyn wymagać będzie zachowania odpowiedniej relacji między wielkościami sił w układzie pokazanym na rys. 1.

Z reguły dla złącza stawiane jest wymaganie zachowania siły wcisku P w pewnym określonym przedziale $P_1 \leq P \leq P_2$, co jest warunkiem koniecznym do pozytywnej jego oceny. Wcisk realizowany jest przez zespół obejmujący napęd (silnik), pozwalający na uzyskanie maksymalnej siły (na wyjściu z przekładni) P_4 oraz

przekładnię kątową o dopuszczalnej sile na śrubie toczonej P_5 . Pakiet sprężyn charakteryzować się powinien siłą napięcia wstępnego P_0 oraz siłą końcową P_6 powodującą zblokowanie pakietu po ugięciu całkowitym. Pomiędzy siłami powinny zachodzić relacje:

$$P_1 < P_2 < P_0 < P_z < P_4 < P_5 < P_6$$

gdzie:

P_0 – siła napięcia wstępnego pakietu sprężyn,

P_1 – najmniejsza z maksymalnych (końcowych) sił wcisku,

P_2 – największa z maksymalnych (końcowych) sił wcisku,

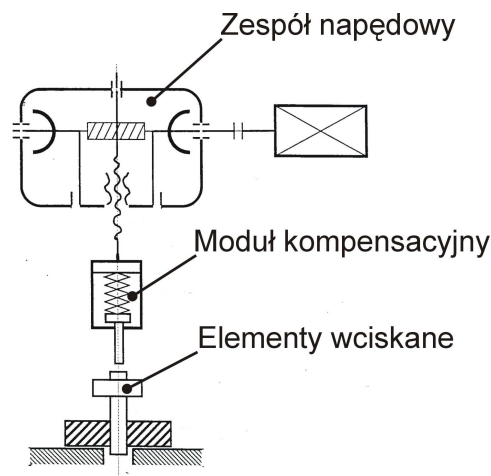
P_4 – siła maksymalna wynikająca z napędu, uwzględniająca także ograniczenia (np. momentu na przetwornicy),

P_5 – siła maksymalna na śrubie (przekładni śrubowo-tocznej),

P_6 – siła blokująca pakiet sprężyn po ugięciu całkowitym (większym od wybiegu układu napędowego),

P_z – siła występująca w pakiecie po zatrzymaniu układu napędowego na zderzaku.

Przy projektowaniu modułu kompensacyjnego podatnego należy także uwzględnić: maksymalną przewidywaną prędkość wcisku V_{max} , zapewnić odpowiednią wielkość ugięcia całkowitego pakietu do zblokowania sprężyn x_{max} – z uwzględnieniem wybiegu jałowego stempla s_j oraz tolerancji położenia zderzaka T_z i łączonych części.



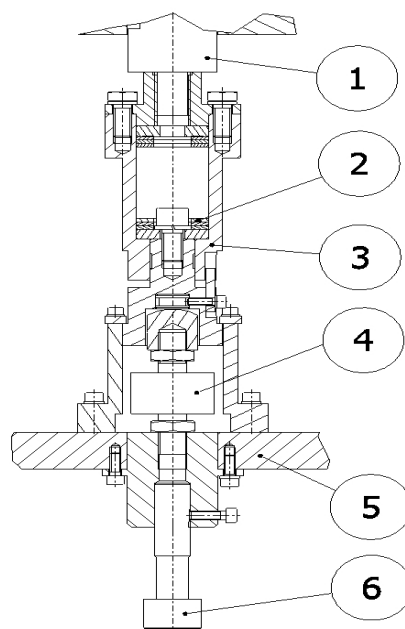
Rys. 1. Pakiet sprężysty zabezpieczający układ napędowy przed przeciążeniem przy wciskaniu.

Ponadto warunek bezpieczeństwa niezbędny do spełnienia przez układ sterujący pracą urządzenia formułuje się następująco: układ sterowania powinien wyłączyć napęd po osiągnięciu właściwej końcowej drogi wcisku s_k – czyli zderzaka – lub przekroczeniu granicznej siły wcisku F_{gr} przyjętej z przedziału (P_0, P_4) w całym zakresie drogi wcisku s .

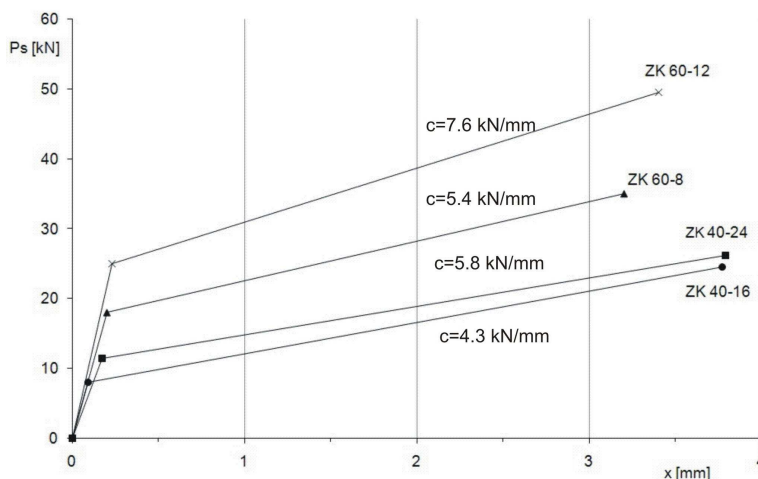
ZESPOŁY KOMPENSACYJNE PODATNE

W oparciu o sprężyny talerzowe (wielkości 40x2,5 i 60x3) zrealizowano 4 wielkości zespołów kompensacyjnych, typu ZK40 i ZK60 [3]. W zespołach tych stosowano szeregowo-równoległe ułożenie pakietów sprężyn – po 2 lub 3 sztuki. Moduły kompensacyjne podatne zaprojektowano z myślą o zastosowaniu ich w stanowisku do badań procesów wciskania ZW-01 w laboratorium IZTW i jego parametry techniczne uwzględniono przy opracowaniu zespołów kompensacyjnych.

Stanowisko to wyposażone jest w zespół wykonawczy, stanowiący przekładnię śrubowo-toczną (skok śruby 10 mm, przełożenie 1:7), napędzaną silnikiem AC (o mocy 4 kW i prędkości $n_s = 1460$ obr/min) z przetwornicą częstotliwości. Umożliwia ono uzyskanie maksymalnej siły na stemple wciskającym (śrubie) $P_s = 35$ kN (statycznie 50 kN) oraz prowadzenie wcisku z prędkościami w zakresie $V = 0,5 \div 30$ mm/s. Układ wykonawczy stanowiska ZW-01 (wraz z wbudowanym modułem kompensacyjnym) pokazano na rys. 2, na którym zaznaczono: 1 – drąg napędowy, 2 – pakiet sprężyn, 3 – zespół kompensacyjny, 4 – czujnik siły, 5 – płyta prowadząca, 6 – stempel wciskający.



Rys. 2. Moduł kompensacyjny podatny ZK, wmontowany w zespół wciskający stanowiska badawczego ZW-01



Rys. 3. Charakterystyki sprężyste zespołów kompensacyjnych.

Charakterystyki sprężyste zespołów kompensacyjnych (czterech wielkości), uzyskane przy małej prędkości (0,5 mm/s), przedstawiono na rys. 3, gdzie zaznaczono wielkości napięcia wstępnego pakietów P_0 oraz współczynniki sztywności c [kN/mm] dla pochyłej części przebiegów.

BADANIA MODUŁÓW KOMPENSACYJNYCH

Badania przeprowadzone na urządzeniu ZW-01 obejmowały próby symulacji wcisku do zderzaka twardego oraz próby wciskania elementów z wysokimi prędkościami do zderzaka.

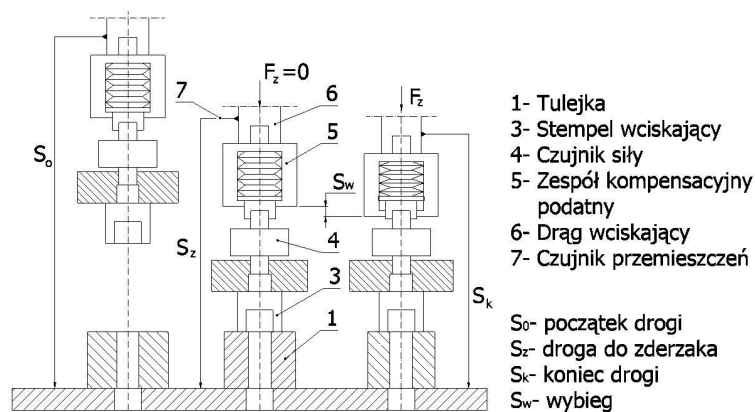
Sterowanie układem napędowym urządzenia do wciskania zrealizowano za pomocą sterownika PLC firmy Festo typu SF3, do którego podawane były sygnały:

- drogi, z potencjometru pomiarowego i wzmacniacza f-my Burster o zakresie 0-150 mm, rozdzielczości 0,01 mm, nieliniowości $\pm 0,05$ % całej skali,
- siły z przetwornika firmy HBM klasy dokładności 0,5.

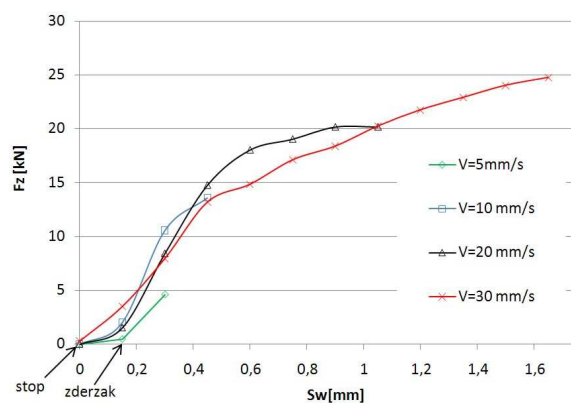
Obydwa sygnały drogi i siły były wprowadzane do sterownika PLC.

BADANIA SYMULACYJNE WCISKU

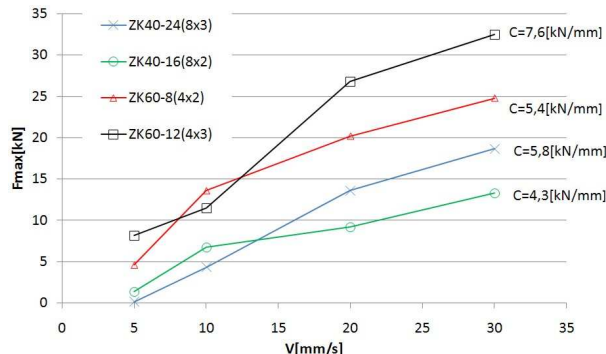
Badania symulacyjne wcisku przeprowadzono w układzie podanym na rys. 4 wykorzystując specjalnie opracowany program sterujący.



Rys. 4 Schemat badań symulacji wcisku



Rys. 5 Narastanie siły na zderzaku przy badaniach z zespołem kompensacyjnym ZK60-8 (4x2),



Rys. 6 Dynamika narastania siły na zderzaku.

Zespół kompensacyjny zamontowany był na drągu napędowym. Z położenia górnego zwalniano ruch stempla do dołu, aż do uderzenia w zderzak, stanowiący jedną z tulei – próbek przewidzianych do wciskania. Po dojściu stempla do zderzaka napęd wyłączany był automatycznie. Przetwornikiem drogi,

zamocowanym na drągu napędowym, mierzono wielkość wybiegu układu s_w – odpowiadającego ugięciu pakietu sprężyn zespołu kompensacyjnego, natomiast przetwornikiem siły mierzono wielkość sił na zderzaku w trakcie narastania wybiegu – F_z . Dokonywano zapisu wielkości sił co 0,15 mm przemieszczenia drąga napędowego.

Przykładowe narastanie sił na zderzaku, uzyskane przy badaniach z zespołem kompensacyjnym o średniej sztywności zilustrowano na rys. 5, natomiast dynamikę wzrostu siły na zderzaku przy stosowaniu różnych zespołów kompensacyjnych pokazano na rys. 6 (wzrost zbliżony do liniowego).

Wartości ugięć (przy prędkości maksymalnej) są we wszystkich zespołach podobne (1,65 – 1,95 mm), natomiast wielkości sił na zderzaku są około 2,5 razy większe w przypadku stosowania zespołu najbardziej sztywnego ZK 60-12 od sił przy zespole najbardziej podatnym ZK 40-16.

Dodatkowo, przy badaniach symulacji wcisku, mierzono wybiegi ruchu jałowego stempla s_j przy wykorzystaniu liniału H-H, po usunięciu zderzaka twardego i automatycznym zatrzymaniu układu, a otrzymane wartości są niewiele większe od wartości wybiegów drąga napędowego s_w , czyli ugięć zespołów kompensacyjnych.

Z prób tych wynika praktyczny wniosek o możliwości szacowania wielkości potrzebnych ugięć pakietu sprężystego zespołu kompensacyjnego przy jego projektowaniu dla danego napędu.

Ponadto niewielka różnica pomiędzy wielkościami wybiegów jałowych s_j i ugięć zespołów kompensacyjnych s_w , świadczy o tym, że o wielkości wybiegów drąga po zatrzymaniu napędu przez zderzak decyduje zasadniczo bezwładność układu (przy zmianie energii kinetycznej na energię sprężystości układu napędowego), w związku z czym należy się liczyć z tym, że siła wcisku „niewiele pomoże” w działaniu hamującym.

Wielkości sił na zderzaku występujące przy stosowaniu zespołu ZK60-12 świadczy o tym, że jest on za sztywny do prowadzenia wcisku z prędkością $V = 30$ mm/s i może on nie zabezpieczać dostatecznie układu przed przeciążeniem.

WERYFIKACJA SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA WĘZŁÓW KOMPENSACYJNYCH PODATNYCH

Weryfikację skuteczności działania zabezpieczającego węzłów kompensacyjnych stanowiły przeprowadzone próby wciskania (około 30 sztuk) przygotowanych wałków w tuleje o średnicy nominalnej $\varnothing 20$ mm.

Tuleje wykonane były ze stali 40H o twardości 28HRC z otworami kolejno wytaczanymi, dogniatanymi i docieranymi. Wysokość tulei $40 \pm 0,1$ mm, średnica zewnętrzna $\varnothing 40$ mm. Wałki ze stali 16HG nawęglane i obrabiane cieplnie do twardości 60HRC. Gładkość powierzchni łączonych, określona parametrem $Ra = 0,63 \mu m$. Wielkości wcisków $w = 0,003 \div 0,009$ mm.

Badania przeprowadzono wg schematu podanego na rys. 7a, z zastosowaniem specjalnie opracowanego programu sterującego.

W tej serii badań czujnik drogi związany ze stemplem wciskającym (za pośrednictwem poprzeczki przesuwnej) mierzył jego przesuw, w tym drogę wcisku wałka w tuleję do zderzaka twardego, który stanowiła powierzchnia czołowa stempla uderzająca w czoło tulei.

Dobrano odpowiednie położenie górne stempla oraz położenie zbliżone do zderzaka, przy którym wyłączano napęd (sygnał „stop napędu”). Dobrano także odpowiednie miejsca pomiaru sił z krokiem 1,82 mm oraz tak, żeby pomiaru siły dokonywać „bezpośrednio” przed i za zderzakiem – teoretycznie w odległości $\pm 0,15$ mm od wzajemnego styku stempla i tulei (zderzaka).

Dodatkowo w programie sterującym wprowadzono zabezpieczenie, które stanowiła graniczna siła F_{gr} . Po przekroczeniu wartości siły granicznej – w dowolnym punkcie drogi wcisku – następowało wyłączenie napędu sygnałem „stop napędu”.

Zrezygnowano z przeprowadzenia badań wcisku z użyciem zespołu najbardziej sztywnego ZK 6-12, ze względu na spodziewany zbyt duży wzrost siły po uderzeniu stempla w tuleję.

Badanie wcisku przeprowadzono przy dwóch największych prędkościach 20 i 30 mm/s rozpoczynając próbę przy mniejszej prędkości.

Przykładowy przebieg siły na drodze wcisku do zderzaka prowadzony przy dużej prędkości $V = 30 \text{ mm/s}$ i zastosowaniu wybranego modułu kompensacyjnego podatnego pokazano na Rys. 7b.

Badanie wcisku wykazały, że wielkości sił na zderzaku zależą mocno od:

- prędkości wcisku V (wzrost prędkości z 20 do 30 mm/s powoduje wzrost sił o $25 \div 55 \%$)
- sztywności zespołu kompensacyjnego – c (wzrost sztywności z 4,3 do 5,8 kN/mm powoduje wzrost sił o około 40 %)

Stwierdzono, że wpływ „hamujący” siły wcisku występującej w połączeniu na układ napędowy i w efekcie na zmniejszenie wielkości „szkodliwej” siły na zderzaku jest niewielki i może być pomijany w ocenie skutków uderzenia o twardy zderzak.

PODSUMOWANIE

Podsumowując przeprowadzone badania z modułami kompensacyjnymi podatnymi można stwierdzić, że potwierdziły one skuteczność zabezpieczenia układu napędowego przed uszkodzeniem przy prowadzeniu wcisków „na zderzak” z wysoką prędkością.

Zastosowanie zespołów kompensacyjnych pozwoliło na znaczne podniesienie roboczej prędkości wcisku (z 5 do 30 mm/s). Korzystniejsze jest stosowanie zespołów kompensacyjnych bardziej podatnych lecz o odpowiednio wysokiej wartości napięcia wstępnego pakietu sprężyn. Układ sterowania urządzenia wciskającego zapewnił wyłączenie napędu przy wystąpieniu co najmniej jednego z dwóch warunków, to jest po osiągnięciu przez stempel zderzaka twardego lub przekroczeniu granicznej siły wcisku na całej długości wciskania.

LITERATURA:

1. Cebulewski K., Hyży J., Baran P.: Dokładność połączeń uzyskanych metodą wciskania swobodnego. Technologia i Automatyzacja Montażu Nr 2 i 3, 2007, s.73- 76
2. Stós J., Kasprzak A., Hyży J., Kowalik M.: Siła użyteczna w połączeniach walcowych wciskanych. Materiały VI Międzynarodowej Konferencji Naukowo – Technicznej OWPRz, 2008, s.141 – 146
3. Hyży J., Kasprzak A.: Badania przyrostu siły wcisku na zderzaku w procesach wciskania z wykorzystaniem podatnych węzłów kompensacyjnych. PIOS, Seria Sprawozdania, DS. 06 2.3.6, Kraków 2008.

COMPENSATORY FLEXIBLE MODULUS IN PRESSING UNITS

Frequency controlled AC electric drivers with mechanical gears (angular or ball screws) are often used in assembling installations in which the process of joining items or units takes place by pressing. In the assembling technology by pressing the efficiency (it means the potentials to perform the pressing at great speed) is as significant as the joining quality (accuracy and load capacity). The high accuracy of the joint is to be obtained by means of hard end stop pressing but because of this process the electric driver is subjected to great loads due to the sudden increase of unfavourable pressing forces. Therefore the use of force protective, compensatory flexible unit has been implicated, which would secure the driver while the hard and stop pressing is carried out. The paper presents the design of such modulus and results of investigations and tests of force hard end stop rise at the speed of 30 mm/s controlled by PLC.

Marek ROŚKOWICZ

Wojskowa Akademia Techniczna
Warszawa, Polska

TRWAŁOŚĆ ZMĘCZENIOWA POŁĄCZEŃ NITOWYCH⁴

THE FATIGUE LIFE OF RIVETED JOINTS

WSTĘP

Płatowce współczesnych statków powietrznych są najczęściej metalowymi półskorupowymi strukturami, których cienkościenne elementy, wykonane z wysokowytrzymałych stopów aluminium, są łączone metodą nitowania. Sposób łączenia części płatowcowych wynika z niespawalności materiałów, z których są wytwarzane. Liczne otwory pod nity są źródłami koncentracji naprężeń, od których rozpoczyna się proces pęknięcia zmęczeniowego. W celu zwiększenia trwałości zmęczeniowej nitowanych struktur płatowcowych mogą być podejmowane różnego rodzaju zabiegi technologiczne, np. utwardzanie zgniotem powierzchni wewnętrznych otworów (kalibrowanie otworów), stosowanie połączeń klejowo-nitowych, radialne spęczanie nitów lub stosowanie nitów specjalnych o równomiernym spęczaniu trzonu nitu na całej wysokości. Biorąc pod uwagę dużą liczbę połączeń nitowych stosowanych w montażu płatowców (setki tysięcy), wspomniane zabiegi technologiczne są stosowane w ograniczonym zakresie, gdyż komplikują montaż zwiększając jego czasochłonność i koszty [1, 2, 3].

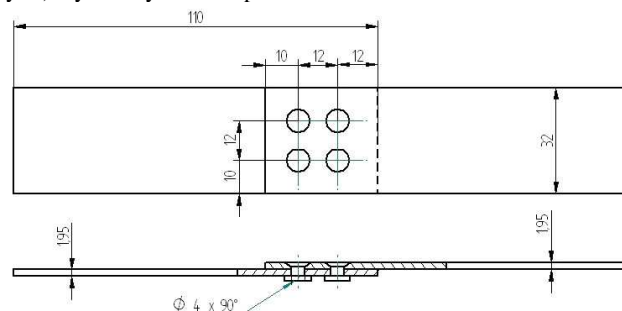
W procesie eksploatacji statków powietrznych często występującymi uszkodzeniami są pęknięcia zmęczeniowe rozpoczynające się od otworów pod nity [4,5,6]. Lokalizacja takich pęknięć w ich początkowej fazie jest kłopotliwa (dobre efekty daje defektoskopia metodą prądów wirowych). Dłuższe pęknięcia można zlokalizować wzrokowo. Pęknięcia takie wymagają naprawy. Polega ona na nawierceniu końca pęknięcia wiertłem o średnicy około 3 mm, aby zapobiec jego dalszej propagacji, oraz zazwyczaj niezbędne jest wzmocnienie uszkodzonego elementu (najczęściej pokrycia) nakładką wzmacniającą. Nakładka wzmacniająca jest nitowana z naprawianym elementem. Naprawiane w ten sposób pokrycia są wymieniane na nowe podczas remontów głównych płatowców lub w trakcie tzw. „przeglądów ciężkich”. Podstawową wadą rozwiązania tego rodzaju jest konieczność wykonywania dodatkowych otworów, w już i tak osłabionej strukturze płatowca [7, 8].

W związku z tym, że znaną cechą połączeń klejowo-nitowych jest ich wysoka trwałość zmęczeniowa powstała koncepcja doraźnej naprawy pokrycia, w którym rozpoczął się proces pęknięcia, poprzez naklejenie na uszkodzoną strefę łaty z kompozytu polimerowego zbrojonego włóknami w postaci tkanin. Zadaniem takiej łaty byłoby zmniejszenie prędkości propagacji pęknięcia, co umożliwiłoby wykorzystanie statku powietrznego w ograniczonym czasie (lotnictwo wojskowe) lub prowadzenie tzw. eksploatacji dozorowanej naprawianego elementu (lotnictwo cywilne). Tego typu doraźne naprawy są szczególnie przydatne dla lotnictwa wojskowego podczas misji zagranicznych oraz prowadzenia działań bojowych. Celem pracy było sprawdzenie, czy i w jakim zakresie naklejenie na połączenie nitowe łaty z kompozytu polimerowego zwiększa trwałość zmęczeniową takiego połączenia.

⁴ Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007-2010 jako projekt badawczy O N504 0010 33

BADANIA EKSPERYMENTALNE POŁĄCZEŃ NITOWANYCH

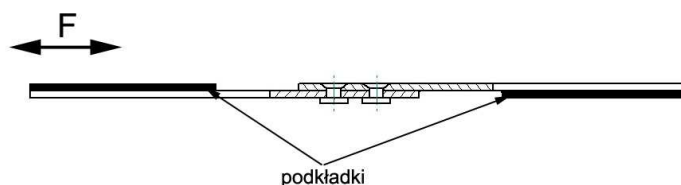
Badania przeprowadzono na próbkach nitowanych (rys. 1). Próbki wykonano z blach ze stopu aluminium 2024T4 o grubości 1,95 mm i łączono czterema nitami o średnicy nominalnej trzonu $d = 4$ mm (z łbami wpuszczanymi) wykonanymi ze stopu PA25.



Rys. 1. Próbką nitowaną wykorzystywana w badaniach

Na podstawie pięciu próbek określono wytrzymałość doraźną tak wykonanych połączeń. Wynosiła ona $P = 14,04 \pm 0,23$ kN. Zniszczenie połączeń polegało na ścięciu nitów.

Następnie identycznie wykonane próbki podawano badaniom zmęczeniowym przy różnej wartości obciążenia. Próbki obciążano cyklem odzerowotętniający, a zasadniczo jednostronnym o małej wartości obciążenia minimalnego (0,2 kN). Próbki mocowano w maszynie wytrzymałościowej Intron stosując podkładki (rys. 2), których zadaniem było zmniejszenie momentów gnących działających na połączenie.

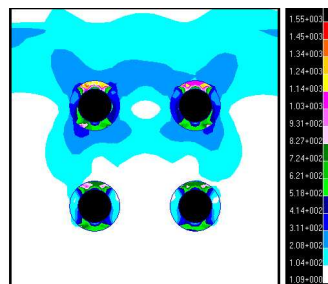


Rys. 2. Schemat mocowania dodatkowych podkładek w badanych próbkach

W pierwszym etapie badań zmęczeniowych przyjęto maksymalną wartość siły obciążającej równą 9 kN. Wartość siły ustalono na podstawie właściwości mechanicznych łączonych elementów. Z właściwości materiałów wynikało, że granica plastyczności dla wykorzystywanego w badaniach stopu aluminium wynosiła 330 MPa. Obciążenia, które mogą wystąpić w konstrukcjach lotniczych są dobierane ze współczynnikiem bezpieczeństwa równym 1,5. Założono, że dla konstrukcji lotniczej maksymalnym obciążeniem uwzględniającym współczynnik bezpieczeństwa jest granica plastyczności. Ponieważ w czasie eksploatacji występują obciążenia zmienne o wartości mniejszej od granicy plastyczności – dobrano obciążenie do badań zmęczeniowych równe szacowanym maksymalnym obciążeniom występującym w czasie eksploatacji. W ten sposób przyjęto, że poziom dopuszczalnych naprężeń w czasie badań zmęczeniowych nie powinien przekraczać 220 MPa. Stąd po uwzględnieniu pola powierzchni pomniejszonego o otwory wykonane pod nity przyjęto siłę do badań zmęczeniowych równą ok. 9 kN.

Średnia trwałość pięciu próbek obciążonych w zakresie 0,2 – 9 kN z częstotliwością 4 Hz wyniosła 4412 ± 917 cykli. Niska trwałość zmęczeniowa połączeń, obciążonych w tym zakresie wynikała ze złożonego stanu naprężenia i występowania spiętrzenia naprężeń w łączonych elementach (w okolicy

otworów pod nity). Tego rodzaju stwierdzenia potwierdziły badania numeryczne wykonane w oparciu o metodę elementów skończonych z wykorzystaniem pakietu MSC.Nastran. Naprężenia występujące w modelowym połączeniu nitowym, w pobliżu otworów pod nity przekraczały granicę plastyczności materiału – rys. 3.



Rys. 3. Mapa naprężeń w wycinku łączonego elementu (w pobliżu otworów pod nity – nity z łbami wpuszczanymi)

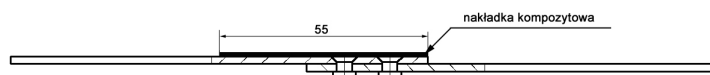
W dalszych badaniach zmniejszenie obciążenia do 0,2 – 7,4 kN spowodowało wzrost średniej trwałości do 12128 cykli, a dalsze zmniejszenie obciążenia do 0,2 -5,4 kN wzrost trwałości do 63701 cykli.

Przygotowano również cztery próbki nitowo-klejowe, w których rodzaj i rozstaw nitów były identyczne jak w próbkach nitowanych. Powierzchnie klejone piaskowano i przemywano benzyną ekstrakcyjną w celu uzyskania dobrej adhezji. Dwie próbki sklejono Epidianem 53 utwardzanym Z1 przez 1 godzinę w temperaturze 80°C. Próbki te obciążone w zakresie 0,2 – 7,2 kN przeniosły: 10531 i 18803 cykli. Stwierdzono pęknięcia krawędzi spoin przy pierwszych cyklach obciążeniowych, co prawdopodobnie było przyczyną braku wzrostu trwałości tych próbek w stosunku do nitowanych.

Dwie pozostałe próbki sklejono Epidianem 57 utwardzanym Z1 przez godzinę w temperaturze 80°C. Próbki te obciążone w zakresie 0,2 – 5,4 kN przeniosły 216 602 i 144 666 cykli. Stwierdzono istotny (średnio trzykrotny) wzrost trwałości w porównaniu z próbkami nitowanymi.

BADANIA EKSPERYMENTALNE POŁĄCZEŃ Z NAKŁADKAMI KOMPOZYTOWYMI

Badaniom poddano również próbki nitowane, w których na powierzchni z wpuszczanymi łbami naklejano nakładki kompozytowe (rys. 4.).



Rys. 4. Próбка nitowana z nakładką kompozytową

Nakładki wykonywano z tkaniny szklanej firmy Synglass E86 (gramatura 160 g/m²) lub tkaniny węglowej firmy KDL 8003 (gramatura 160 g/m²), ewentualnie z obu tych tkanin, które przesycono albo Epidianem 53 (typowym syciwem) albo Epidianem 57 (stosunkowo elastycznym klejem do metali).

Trwałość zmęczeniowa połączeń obciążonych w zakresie 0,2 – 9 kN z nakładkami z tkaniny szklanej przesyconej Epidianem 53 (3570, 2872 i 3432 cykli) okazała się niższa niż trwałość próbek bez nakładek. Następne próbki z nakładkami obciążano w zakresie 0,2 – 5,4 kN stosując różne materiały na nakładki, a czasami również inne częstotliwości cyklu obciążeniowego, ale to samo syciwo Epidian 53.

Próbka nr 1.:

1 warstwa tkaniny szklanej, 4 tkaniny węglowej, 1 szklanej; częstotliwość 16 Hz - trwałość 62219 cykli.

Próbka nr 2.:

4 warstwy tkaniny szklanej, 1 tkaniny węglowej, 1 tkaniny szklanej; częstotliwość 9 Hz – trwałość 92748.

Próbka nr 3.:

6 warstw tkaniny szklanej, częstotliwość 9 Hz – trwałość 65559 cykli.

Próbka nr 4.:

6 warstw tkaniny szklanej, częstotliwość 16 Hz – trwałość 46193 cykle.

Próbka nr 5.:

6 warstw tkaniny szklanej, , częstotliwość 30 Hz – trwałość 76373 cykle.

Próbka nr 6.:

6 warstw tkaniny szklanej, częstotliwość 50 Hz – trwałość 37213 cykli.

Średnia trwałość sześciu badanych próbek wyniosła 63296 cykli i nie różniła się w sposób istotny od trwałości próbek bez nakładek.

Wykonano również próbki z nakładkami, w których syciwem był klej Epidian 57. Próbki te badano pod obciążeniem 0,2 – 5,4 kN przy częstotliwości 10 Hz.

Próbka nr 1a.:

1 warstwa tkaniny szklanej, 4 tkaniny węglowej, 1 tkaniny szklanej – trwałość 208256 cykli,

Próbka nr 2a.:

6 warstw tkaniny szklanej – trwałość 176345 cykli,

Próbka nr 3a.:

6 warstw tkaniny węglowej – trwałość 95721 cykli.

Średnia trwałość trzech badanych próbek wyniosła 160107 cykli i była znacznie większa od trwałości zmęczeniowej próbek bez nakładek.

Zastosowanie nakładek, do wykonania których wykorzystano Epidian 53, nie spowodowało wzrostu trwałości zmęczeniowej połączeń nitowych. Natomiast wykorzystanie nakładek wykonanych z zastosowaniem Epidianu 57 spowodowało wzrost trwałości zmęczeniowej połączeń nitowych. Epidian 57 charakteryzuje w porównaniu z Epidianem 53 mniejsza wartość modułu sprężystości wzdłużnej, a więc tworzywo to jest bardziej elastyczne i bardziej odporne na oddzieranie.

W związku z tym, że sztywność kompozytów polimerowych wzmocnianych włóknami w niewielkim stopniu zależy od właściwości mechanicznych spoiwa (głównie zależy od właściwości włókien) wydaje się, że istotne znaczenie dla wzmocnienia trwałości zmęczeniowej połączeń nitowych mają właściwości spoiwa kompozytu, które jest jednocześnie klejem łączącym nakładkę z powierzchnią blachy. W celu sprawdzenia, czy istotne znaczenie na wzrost trwałości zmęczeniowej połączenia nitowego mają właściwości mechaniczne nakładki, badaniom poddano próbkę, do której za pomocą Epidianu 57 przyklejono nakładkę z folii ze stopu PA2 o grubości 0,13 mm. Pod obciążeniem 0,2 – 5,4 kN próbkę cechowała trwałość 50914 cykli, a więc nie stwierdzono wzrostu trwałości połączenia.

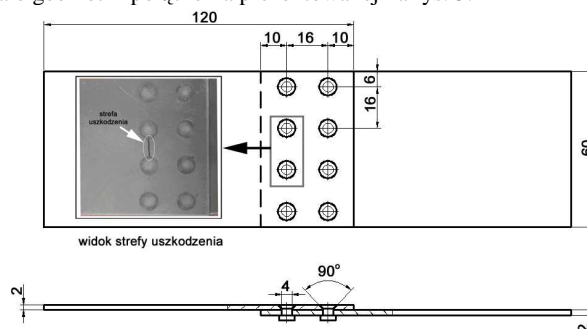
W związku z tym, że identyczne próbki (nr 3, 4, 5 i 6), które w badaniach zmęczeniowych obciążano z różną częstotliwością, charakteryzowała różna trwałość wykonano badania w celu sprawdzenia czy trwałość zmęczeniowa samych połączeń nitowych jest zależna od częstotliwości obciążeń. W badaniach zastosowano obciążenie 0,2 – 5,4 kN oraz częstotliwości 4, 30 i 50 Hz (tab. 1).

TABELA 1. Trwałość połączeń nitowych w funkcji częstotliwości obciążenia

Obciążenie 0,2 – 5,4 kN			
Częstotliwość, Hz	4	30	50
Trwałość, liczba cykli	64742; 62660	72345, 45886	108718, 120789

Stwierdzono większą trwałość zmęczeniową połączeń nitowych obciążanych z częstotliwością 50 Hz w porównaniu z obciążanymi z mniejszymi częstotliwościami. Przyczyną tego może być nie utrzymywanie przez maszynę zadanego obciążenia przy wyższych częstotliwościach.

W trakcie realizacji tego etapu badań przeprowadzono również analizę porównawczą połączeń nitowanych nieuszkodzonych i uszkodzonych a następnie naprawianych z wykorzystaniem nakładek kompozytowych. W ten sposób określono czy naklejanie nakładek kompozytowych na próbki uszkodzone powoduje odtworzenie pierwotnej trwałości zmęczeniowej próbek nieuszkodzonych. W badaniach wykorzystano połączenia o geometrii połączenia prezentowanej na rys. 5.



Rys. 5. Kształt i wymiary geometryczne połączeń nitowych wykorzystywanych w badaniach oraz widok strefy uszkodzenia

Wytrzymałość doraźna badanego połączenia wynosiła $P = 28,2 \pm 0,2$ kN i była dwukrotnie większa w odniesieniu do próbek badanych wcześniej (w połączeniu wykorzystano podwójną liczbę nitów). W badaniach trwałości zmęczeniowej, obciążenie realizowano w zakresie 0,2 -10,8 kN (obciążenie dokładnie 2 razy większe niż w przypadku poprzednio realizowanych badań, gdzie wykorzystano połączenia blach o szerokości 32 mm). Wykonano próbki nieuszkodzone, uszkodzone oraz uszkodzone i następnie naprawiane. Uszkodzenie polegało na zasymulowaniu pęknięcia pomiędzy dwoma najbliższymi środkowymi nitami w jednym rzędzie poprzez rozcięcie blachy pomiędzy dwoma otworami pod nity (rys. 4). Rozcięcie wykonano w elemencie z otworami pod nity. W wyniku wykonania uszkodzenia pole przekroju poprzecznego elementu nitowanego zmniejszyło się o 28%. Naprawa połączenia polegała na naklejeniu nakładki kompozytowej o długości 36 mm (długość równa długości zakładki połączenia). Do formowania nakładki i jej spojenia z uszkodzonym połączeniem wykorzystano Epidian 57. Nakładkę wykonywano z 12 warstw tkaniny szklanej Synglass E86. Grubość nakładki wyniosła 1,2 mm.

Badaniom trwałości zmęczeniowej poddano trzy próbki nieuszkodzone. Trwałość pierwszej próbki obciążonej w zakresie 0,2 – 10,8 kN z częstotliwością 10 Hz wyniosła 92782 cykli. Zniszczenie próbki nastąpiło w wyniku pęknięcia blachy w której nie były wykonane rozwiercenia pod nity. To nietypowe uszkodzenie mogło być związane z wadą materiałową łączonego elementu. Trwałość zmęczeniowa drugiej i trzeciej próbki była równa odpowiednio 47287 i 48772 cykli. Uszkodzenie w postaci pęknięcia wystąpiło w blasze z rozwierconymi otworami.

W kolejnym etapie badań oceniono trwałość dwóch, uszkodzonych próbek. Próbki obciążono identycznie jak w poprzednim etapie badań (0,2-10,8 kN, częstotliwość 10 Hz). Trwałość pierwszej próbki wyniosła 35927 cykli, natomiast drugiej 36453 cykli. Połączenia uszkodzone charakteryzowała mniejsza trwałość zmęczeniowa w stosunku do połączeń nieuszkodzonych – zmiana o około 25%.

Badaniom trwałości zmęczeniowej poddano również 2 próbki połączeń uszkodzonych i następnie naprawianych. Trwałości próbek – badanych w tych samych warunkach obciążenia co połączenia nieuszkodzone – wynosiły odpowiednio 46251 cykli i 54000 cykli. Połączenia naprawiane charakteryzowała więc trwałość zmęczeniowa porównywalna z połączeniami nieuszkodzonymi.

WNIOSKI

Elementy struktur cienkościennych, szeroko wykorzystywanych w konstrukcjach lotniczych, bardzo często łączone są ze sobą z wykorzystaniem połączeń nitowych lub śrubowych. Otwory pod nity, jako miejsca koncentracji naprężeń, mają decydujący wpływ na trwałość zmęczeniową konstrukcji.

Jednym ze znanych sposobów podwyższenia trwałości zmęczeniowej połączeń nitowych jest zastępowanie tego rodzaju połączeń połączeniami hybrydowymi, np. nitowo – klejowymi. W procesie eksploatacji statków powietrznych nie istnieje jednak możliwość zastępowania uszkodzonych połączeń nitowych połączeniami innego rodzaju.

Skutecznym sposobem zapobiegania propagacji pęknięć w szwie nitowym i odtwarzania jego początkowej trwałości zmęczeniowej, który może być z powodzeniem wykorzystywany w eksploatacji, jest naklejanie na powierzchnię połączenia nitowego od strony wpuszczanych łbów nakładek wzmacniających. Podstawową zaletą takiego rozwiązania jest wzmocnienie uszkodzonego obszaru bez konieczności wykonywania dodatkowych otworów pod nity czy śruby (w przypadku nakładek metalicznych istnieje taka konieczność).

Przeprowadzone badania wskazują, że trwałość zmęczeniowa tak przygotowanego węzła naprawczego istotnie zależy od właściwości tworzywa adhezyjnego wykorzystywanego w naprawie. Tworzywa adhezyjne, które najczęściej pełnią jednocześnie funkcję syciwa formowanej nakładki kompozytowej i tworzywa adhezyjnego łączącego nakładkę z naprawianym elementem, powinna charakteryzować bardzo dobrą adhezję do spajanych elementów i niska sztywność.

LITERATURA

1. Jenkinson L., Simpkin P., Rhodes D.: Civil Jet Aircraft Design. Arnold – Hodder Headline Group, London 1999 r.
2. Godzimirski J.: Technologia produkcji płatowców. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2000 r.
3. Grigoriew W., Gołdowski P.: Nitowanie konstrukcji ze stopów lekkich. Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej, Warszawa 1967
4. Lewitowicz J i inni.: Podstawy eksploatacji statków powietrznych - badania eksploatacyjne statków powietrznych. Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa 2007
5. Duong C.N., Wang C.H.: Composite Repair. Elsevier 2007.
6. Jachimowicz J., Wronicz W.: Wybrane problemy modelowania nitowanych, lotniczych struktur cienkościennych. Przegląd mechaniczny nr.5, 2008
7. Baker A., Rose F., Jones R.: Advances in the Bonded Composite Repair of Metallic Aircraft Structure. Elsevier 2002.
8. Godzimirski J.: Naprawa płatowców. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 1998 r.

THE FATIGUE LIFE OF RIVETED JOINTS

The strength and fatigue life of riveted, hybrid (riveted-adhesive) and riveted joints reinforced composite patch have been investigated. Fatigue life riveted joints reinforced composite's patch, where using different epoxy materials – Epidian 53/Z1 and Epidian 57/Z1 was estimated. The results of experimental investigation of failure riveted joints and repair riveted joints were compared. The best results were receive for joints where it was used lower elastic modulus adhesive (to forming composite patch). In the experimental investigation were obtained fatigue life of repair joints equal non-failure joints. The proposed in the work method of repairing of damaged riveted joints seems effective and it can make the alternative for repairs consisting in using metallic patch.

Stanisław GIL
Politechnika Krakowska
Kraków, Polska

BADANIA DYNAMICZNE WYBRANYCH POŁĄCZEŃ ELEMENTÓW UCHWYTÓW SKŁADANYCH

THE DYNAMIC ANALYSIS OF SELECTED CONNECTIONS OF MODULAR FIXTURE ELEMENTS

WSTĘP

Konstrukcja i wykonanie oprzyrządowania technologicznego stanowią najbardziej pracochłonne i kosztowne elementy procesu przygotowania produkcji. Konstrukcja uchwytów i przyrządów obróbkowych w istotnym stopniu wpływa też na jakość i wydajność produkcji. W konsekwencji obserwuje się szybki i ciągły rozwój różnych metod projektowania oprzyrządowania technologicznego. Ważnym czynnikiem sprzyjającym temu rozwojowi stały się metody informatyczne i techniki komputerowe w projektowaniu. Dostarczają one maksimum informacji w relatywnie krótkim czasie i w ten sposób przyspieszają procesy decyzyjne projektowania.

Pojawiła się tendencja do zmniejszania naddatków technologicznych na obróbkę skrawaniem i zwiększania dokładności obróbki. Dlatego rola uchwytów i przyrządów wciąż rośnie, a także zwiększa się ich zapotrzebowanie w produkcji. Zauważa się skracanie ekonomicznego okresu eksploatacji i wzrost uniwersalności uchwytów oraz skrócenie czasów wytwarzania przedmiotów.

Przedstawione wymagania można spełnić poprzez stosowanie składanych systemów oprzyrządowania przedmiotowego. Zapewniają one uniwersalność stosowanego oprzyrządowania oraz zmniejszają koszty związane z pracochłonnym opracowaniem dokumentacji konstrukcyjnej elementów oraz ich wykonaniem. Uchwyty te charakteryzują się szybkością montażu nowego uchwytu oraz możliwością wielokrotnego wykorzystania poszczególnych elementów i zespołów po demontażu.

Z tego powodu obserwuje się przesunięcie ciężaru zadań projektowych i konstrukcyjnych z uchwytów specjalnych na uchwyty specjalne składane montowane z systemów elementów uniwersalnych uchwytów składany⁵ (UPS). Należy się spodziewać, że w przyszłości podstawowymi grupami oprzyrządowania będą uchwyty uniwersalne oraz uchwyty specjalne składane, montowane z typowych i znormalizowanych elementów [4], [5].

⁵ W pracy zaproponowałem systemy elementów uchwytów składanych (US), pozwalające na montaż uchwytów z typowych i znormalizowanych elementów wchodzących w skład kompletów zawierających zbiory elementów o różnych wymiarach i przeznaczeniu w miejsce UPS, która to nazwa nie jest adekwatna do roli uchwytu w układzie OUPN.

Komplety typowych elementów i zespołów, służące do montażu uchwytów obróbkowych, wykonano po raz pierwszy w czasie drugiej wojny światowej w firmie Wharton-Wilcox w Hetford w Anglii. Od tego czasu istnieją systemy elementów uchwytów składanych rowkowych: rosyjski i niemiecki, różniące się między sobą siatką rozstawu rowków. W systemie niemieckim rozstaw ten wynosi 48, 64, 96mm, natomiast w systemie rosyjskim rozstaw rowków wynosi 30, 60, 90mm. W kraju użytkowane są głównie komplety niemieckie typu TGL-48, TGL-64, TGL-96. W każdym komplecie podział na grupy elementów jest identyczny. Poszczególne grupy składają się z tych samych elementów, różniących się między sobą gabarytami, przy czym w większości elementów wymiary gabarytowe stanowią krotność liczby 8. Liczba ta została przyjęta we wszystkich kompletach jako wspólny moduł konstrukcyjny [2]. Sposób bazowania i mocowania elementów jest ujednolicony. Do bazowania służą rowki teowe oraz wpusty prostokątne. Rowki teowe poprowadzone równolegle i prostopadle względem siebie, tworzą prostokątną siatkę. Łączenie elementów w konstrukcji uchwytu odbywa się przy pomocy śrub mocujących.

W wielu krajach zachodnich jak np. Francja, Szwajcaria i inne, również powstały podobne systemy. W latach 60-tych w Wytwórni Sprzętu Komunikacyjnego w Rzeszowie opracowano własną konstrukcję systemu elementów uchwytów składanych rowkowych który eksploatowano jako komplet zakładowy. System ten, przewyższał rozwiązaniem konstrukcyjnym wymienione systemy szczególnie pod względem sztywności elementów i ich połączeń, zwiększona była też możliwość zastosowania tego systemu w uchwytach frezarskich. Należy zaznaczyć, że w systemach oprzyrządowania przedmiotowego stosowane są również systemy otworowe. Łączenie wzajemne elementów odbywa się za pomocą kołków ustalających i śrub mocujących. Systemy otworowe charakteryzują się siatką otworów gwintowanych i pasowanych. Oprócz systemów elementów rowkowych i otworowych można spotkać systemy o charakterze mieszanym w których występują elementy i zespoły posiadające oba rodzaje połączeń.

BADANIA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH WYBRANYCH UCHWYTÓW SKŁADANYCH

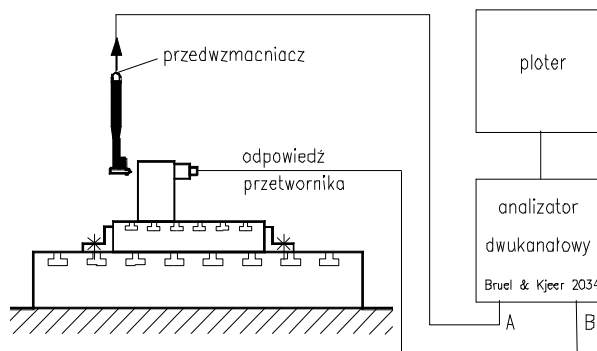
Dokładność uchwytu składanego jest zależna od dokładności wykonania poszczególnych elementów i zespołów oraz dokładności montażu. Badanie dokładności uchwytu składanego w stanie statycznym jest niewystarczające, ponieważ błędy mogą ulegać powiększeniu pod obciążeniem zmiennych sił. Stąd celowe są badania podstawowych parametrów kształtujących sztywność dynamiczną wybranych uchwytów składanych i połączeń elementów, między innymi badania w zakresie ich wpływu na drgania w układzie O-U-P-N.

Analiza charakterystyk amplitudowo- częstotliwościowych oraz przebiegów czasowych odpowiedzi impulsowej dla typowych uchwytów składanych wiertarskich montowanych z systemu elementów uchwytów składanych umożliwia wyznaczenie częstotliwości własnych. Zagadnienia te stają się coraz bardziej istotne z uwagi na zwiększanie prędkości obrotowych narzędzi skrawających [3].

W celu praktycznego zbadania charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych wybranych struktur przeprowadzono badania na przykładzie elementów z kompletu TGL-48. Charakterystyczną strukturą uchwytu jest kolumna połączona z płytą 11261 śrubą zaciskającą. Siła zacisku układu $Q = 1,34 \cdot 10^4$ N została przyjęta jako standardowa [1]. Schemat toru pomiarowego został przedstawiony na rys.1. Drgania uchwytu składanego były wymuszone za pomocą młotka impulsowego Brüel & Kjaer 8202, natomiast jako odpowiedź układu mierzono przemieszczenie i przyspieszenie. Sygnał z młotka impulsowego poprzez przedwzmacniacz ładunku, był podawany na wejście A analizatora dwukanałowego Brüel & Kjaer 2034 w

celu analizy sygnałów, natomiast sygnał z przetwornika piezoelektrycznego typ 4384 połączonego z przedwzmacniaczem ładunku typ 2644, był podawany na kanał B analizatora.

Wyznaczono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe dla wybranych połączeń elementów uchwytów składanych typu: standardowa płyta bazowa-kolumna o wysokości 48mm i 96mm. Badania obejmowały również układy z płytą specjalną o zmodyfikowanej konstrukcji⁶ rys.2. Na rys.3-8 przedstawiono otrzymane w badaniach wybrane charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe. Prezentowane charakterystyki są efektem uśrednienia określonej liczby odpowiedzi układu wywołanych serią uderzeń młotkiem impulsowym.



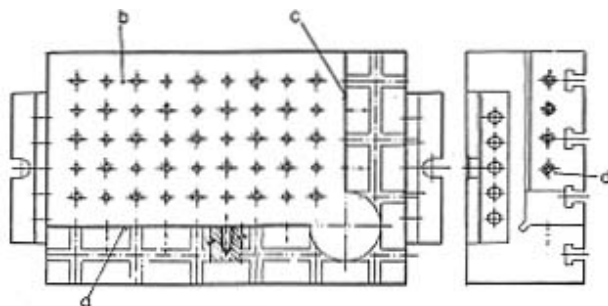
Rys.1. Schemat toru pomiarowego do wyznaczenia częstotliwości własnych uchwytów składanych

Na rys.2 zaprezentowana jest jedna z płyt najnowszej konstrukcji. Istotą jej jest to, że posiada dwie powierzchnie oporowe prostopadłe do powierzchni bazowej. Na powierzchniach oporowych „a” i „c” wykonane są otwory gwintowane, w odstępnie 30mm. Otwory te służą do mocowania elementów i zespołów bazujących. Przedstawiona reprezentatywna płyta łączy dwa systemy elementów w oprzyrządowaniu, system elementów rowkowy i otworowy. Na bazie przedstawionej zmodyfikowanej płyty można montować dowolnie wyższe kolumny w uchwycie.

Na rys.3 przedstawiono charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową dla układu o wysokości kolumny 48mm. Wartości dwóch pierwszych częstotliwości rezonansowych są następujące: 1432Hz, 3640Hz.

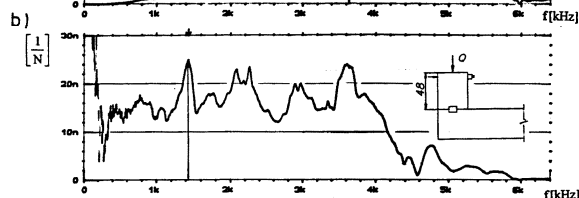
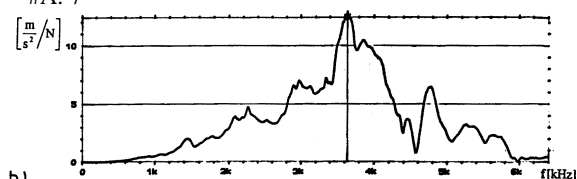
Na rys.4 przedstawiono charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową dla uchwytu obróbkowego składanego ze zmodyfikowaną płytą (rys.2). Częstotliwości rezonansowe w tym przypadku przyjmują wartości: 2778Hz, 3008Hz, 4096Hz, 4192Hz, 4888Hz, 6320Hz.

Gil S., Jackiewicz T.: Wzór użytkowy pt. Płyta obróbkowego uchwytu składanego. Prawo ochronne nr 58506. Warszawa, 3.04.2001.



Rys.2. Płyta zmodyfikowana łącząca dwa systemy elementów w oprzyrządowaniu: rowkowy i otworowy, „a” i „c” powierzchnie oporowe, b - powierzchnia bazowa, d - otwory gwintowane

a) W14 FREQ RESP H1 MAG INPUT MAIN Y:12.3
 Y: 12.4 LiN X: 3640Hz
 X: 0Hz ÷ 6.4kHz LIN
 SETUP W19 #A: 7



W14 FREQ RESP H1 MAG MAIN Y: 24.9E-9
 Y: 30.0E-9 LIN X: 1432Hz
 X: 0Hz ÷ 6.4 kHz LIN:
 SETUP 1 #A: 7 $1/j\omega^2$

Rys.3. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa:

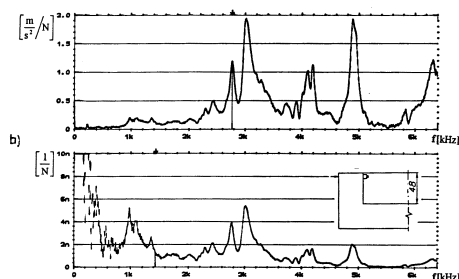
a) przyspieszenie, b) przemieszczenie: wysokość kolumny 48 mm

Na rys.5 przedstawiono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe dla układu o wysokości kolumny 96mm. Zwiększenie wysokości kolumny powoduje obniżenie sztywności układu i częstotliwości rezonansowej, które przyjmują następujące wartości: 936Hz, 1152Hz, 3200Hz, 416Hz. Dla porównania przeprowadzono pomiary dla układu o wysokości kolumny uchwytu $h = 96$ mm; kolumna o wysokości $h = 48$ mm jest montowana z płytą zmodyfikowaną. Częstotliwości rezonansowe przyjmują następujące wartości: 1272Hz, 2152Hz.

Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych dla struktur o podobnych wysokościach kolumny 48mm z płytą standardową (rys.3) i z płytą zmodyfikowaną (rys.4) pozwala stwierdzić, że przy

takich samych wartościach siły impulsowej dla płyty zmodyfikowanej występują 5-krotnie mniejsze amplitudy przemieszczeń.

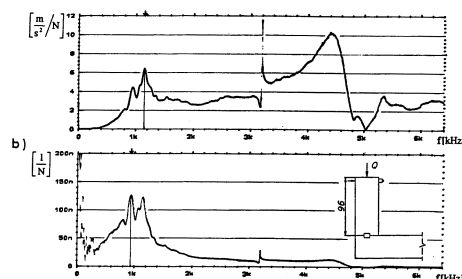
a) W1 FREO RESP H1 MAG INPUT MAIN Y:1.19
Y: 2.00 LIN X: 2768Hz
X: 0Hz ÷ 6.4kHz LIN
SETUP 1 #A: 14



W1 FREO RESP H1 MAG MAIN Y: 1.30E-9
Y: 10.0E-9 LIN X: 1432Hz
X: 0Hz ÷ 6.4 kHz LIN
SETUP 1 #A: 14
 $1/j\omega^2$

Rys. 4. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa: a) przyspieszenie, b) przemieszczenie zmodyfikowana płyta

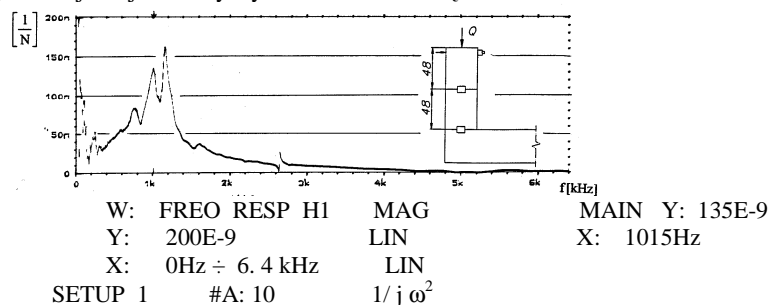
a) W1 FREO RESP H1 MAG INPUT MAIN Y: 6.43
Y: 12.0 LIN X: 1152Hz
X: 0Hz ÷ 6.4kHz LIN
SETUP 1 #A: 11



W1 FREO RESP H1 MAG MAIN Y: 126E-9
Y: 200E-9 LIN X: 936Hz
X: 0Hz ÷ 6.4 kHz LIN
SETUP 1 #A: 11
 $1/j\omega^2$

Rys.5. Charakterystyka amplitudowo częstotliwościowa
a) przyspieszenie, b) przemieszczenie wysokość kolumny 96mm

Na rys.6 przedstawiono charakterystykę amplitudowo częstotliwościową dla układu dwukolumnowego. Wysokość jednej kolumny wynosi $h = 48\text{mm}$. Częstotliwości rezonansowe: 1015Hz, 1168Hz.



Rys. 6. Charakterystyka amplitudowo częstotliwościowa, przemieszczenie układ dwukolumnowy $h=48\text{mm}$

Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych otrzymanych z badań dla struktur uchwytów o wysokości kolumny 96mm, widać, że najmniejsze amplitudy przemieszczeń występują dla układu z płytą zmodyfikowaną. Amplitudy przemieszczeń są prawie 3-krotnie mniejsze niż dla podobnego układu (rys.5).

W tabl.1 zestawiono podstawowe wyniki otrzymane z charakterystyk amplitudowo częstotliwościowych dla badanych struktur uchwytów obróbkowych składanych, istotne z punktu widzenia wpływu rodzaju płyty na właściwości dynamiczne uchwytu.

Tablica 1

Lp	Wysokość kolumn	Wartość przemieszczenia	Częstotliwość rezonansowa
1	$h=48[\text{mm}]$	$25 \cdot 10^{-9}[\text{m}]$	1432Hz
2	$h=48[\text{mm}]$ płyta własnej konstrukcji	$5 \cdot 10^{-9}[\text{m}]$	3000Hz
3	$h=96[\text{mm}]$	$125 \cdot 10^{-9}[\text{m}]$	936Hz
4	$h=2 \times 48[\text{mm}]$	$165 \cdot 10^{-9}[\text{m}]$	1168Hz
5	$h=96[\text{mm}]$ płyta własnej konstrukcji	$46 \cdot 10^{-9}[\text{m}]$	1272Hz

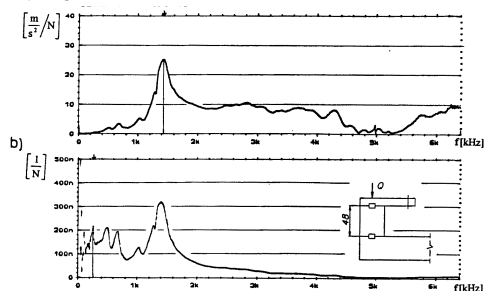
W drugim etapie badań wyznaczono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe dla wybranych uchwytów składanych wiertarskich.

Na rys.7 przedstawiono charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową dla uchwytu składanego wiertarskiego o wysokości kolumny $h = 48\text{ mm}$ przy maksymalnym wysięgu obsady tulei wiertarskiej dla typu 11281 11010. Częstotliwości rezonansowe przyjmują wartości następujące: 264[Hz], 1432[Hz].

Na rys.8 przedstawiono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe dla uchwytu składanego wiertarskiego o wysokości kolumny $h=96[\text{mm}]$ przy maksymalnym wysięgu obsady tulei wiertarskiej dla typu 11281 11010. Częstotliwości rezonansowe przyjmują następujące wartości: 254[Hz], 904[Hz].

Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych dla struktur uchwytów składanych wiertarskich o wysokości kolumn 48mm, 96mm, pozwala stwierdzić, że dla wysokości kolumny 96mm nastąpił przeszło dwukrotny przyrost amplitudy drgań i dla tej wysokości kolumny nastąpiło zmniejszenie wartości częstotliwości rezonansowej.

a) W1 FREO RESP H1 MAG INPUT MAIN Y: 25.0
Y: 40.0 LiN X: 1432
X: 0Hz ÷ 6.4kHz LIN
SETUP 1 #A: 15

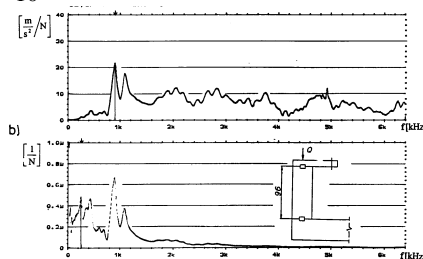


W1 FREO RESP H1 MAG MAIN Y: 219E - 9
Y: 500E-9 LIN X: 264Hz
X: 0Hz ÷ 6.4 kHz LIN:
SETUP 1 #A: 15 $1/j\omega^2$

Rys.7. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa:

a) przyspieszenie, b) przemieszczenie przy maksymalnym wysięgu tulei, $h=48\text{mm}$

a) W1 FREO RESP H1 MAG INPUT MAIN Y: 21.6
Y: 40.0 LiN X: 904Hz
X: 0Hz ÷ 6.4kHz LIN
SETUP 1 #A: 10



W: FREO RESP H1 MAG MAIN Y: 454E-9
Y: 200E-9 LIN X: 254Hz
X: 0Hz ÷ 5.4 kHz LIN
SETUP 1 #A: 10 $1/j\omega^2$

Rys.8. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa:

a) przyspieszenie, b) przemieszczenie: przy maksymalnym wysięgu tulei, $h=96\text{mm}$

Badania wykazały, że wartości częstotliwości drgań własnych uchwytów składanych są wyższe w stosunku do częstotliwości wynikającej z prędkości obrotowych narzędzia, szczególnie dla uchwytów o wysokości kolumny 48mm.

LITERATURA

1. Gil S., Możliwości zwiększenia dokładności uchwytów obróbkowych składanych. Materiały konferencji nt. "Systemy oprzyrządowania w budowie maszyn - SOP'95" Kraków-Białystok 7-8.11.1995, ss.163-170.
2. Jackiewicz T.: Uniwersalne przyrządy składane, Wiadomości Warsztatowe. Warszawa 1992.
3. Michałowski S., Gil S.: Określenie parametrów kształtujących sztywność dynamiczną wybranych struktur uchwytów składanych, Czasopismo Techniczne, Kraków 2004.
4. Samek A., Kwatera M.: Oprzyrządowanie technologiczne - stan aktualny i tendencje rozwojowe, Systemy oprzyrządowania w budowie maszyn - SOP'-95, Kraków - Białystok, 7-8 listopad 1995, ss. 9-25.
5. Samek A., Stós J., Kwatera M., Cebulewski K.: Oprzyrządowanie przedmiotowe i narzędziowe w technologii maszyn, VI Ogólno Krajowa Konf. Obrabiarkowa, KO' 96, Warszawa 1996.

THE DYNAMIC ANALYSIS OF SELECTED CONNECTIONS OF MODULAR FIXTURE ELEMENTS

The dynamic analysis of connections of modular fixture elements were carried out. The amplitude and frequency characteristics were determined. The influence of different combinations of columns and plates on the displacement were investigated.

Wiktoria MNACAKANIAN
Porfirij BOJKO
Uniwersytet Górniczy,
Moskwa, Rosja

REGENERACJA POWIERZCHNI ROBOCZYCH MIMOŚRODOWYCH TULEI W MECHANIZMACH KRUSZAREK

ВОССТАНОВЛЕНИЕ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ СТАКАНОВ ДРОБИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Эксцентрикостаканы и сферические подшипники являются наиболее нагруженными узлами дробилок крупного, мелкого и среднего дробления. Материал эксцентриков и подшипниковых опор — сталь 30Л. Для обеспечения требуемых условий эксплуатации рабочие поверхности эксцентрика и сферического подшипника в базовом варианте заливают баббитом марок Б83 или Б16.

С целью экономии антифрикционного материала, применяемого для заливки поверхностей скольжения втулок эксцентрика дробилок и сферического подшипника, снижения трудоемкости и повышения качества восстановительных работ, а также для повышения работоспособности реставрируемых деталей, более целесообразным является применение газотермических методов напыления для восстановления размеров и геометрических форм последних.

Необходимость замены технологии заливки баббитового слоя подшипников скольжения на более рациональную технологию нанесения покрытия из соответствующего материала обусловлена низкой работоспособностью и интенсивным износом поверхности скольжения вследствие некачественной заливки баббита.

Опыт применения электродуговой наплавки порошковой проволоки из оловянной бронзы ППБрОС8-21 для восстановления антифрикционного слоя втулок эксцентрика показал, что работоспособность втулок значительно повысилась [1]. Для повышения качества наплавки применяют флюсы, обеспечивающие стабильность горения дуги, получение заданного химического состава и качества наплавляемого слоя. В качестве флюсов используют марки АН-348А, АН-348АМ. Скорость наплавки составляет 16...35 м/час, величина подачи (шаг наплавки) 4..6 мм/об. Однако, производственная практика показывает, что втулки, наплавленные бронзой, для повторного использования непригодны, так как при использовании технологии электродуговой наплавки отсутствует возможность регенерации детали. Это связано, в первую очередь, со значительным тепловым эффектом, возникающим при наплавке, в результате которого структура и свойства материала поверхности основы претерпевают необратимые изменения.

В связи с этим наиболее эффективным методом восстановления работоспособности втулок эксцентрика и сферического подшипника является газотермическое напыление антифрикционного материала. Важной особенностью данного метода является возможность многократного его применения для одной и той же детали в случае полной выработки нанесенного покрытия.

Внутренние и наружные поверхности эксцентрикового стакана и рабочую поверхность сферической опоры восстанавливают путем газопламенного напыления баббитового покрытия. Данная ремонтная технология применяется взамен первоначальной заливки баббитового слоя.

Сущность газопламенного напыления порошкового материала заключается в том, что напыляемый порошок, подаваемый через центральное отверстие горелки, расплавляется пламенем горючего газа.

Расплавленные частицы наплавляемого металла подхватываются струей сжатого воздуха и транспортируются на восстанавливаемую поверхность. Давление сжатого воздуха (транспортирующего газа) составляет 0, 6- 0,8 МПа. Дистанция напыления, определяющая расстояние от сопла горелки до напыляемой поверхности, составляет 150 - 170 мм. В качестве горючего газа используют смесь ацетилена с кислородом, который также подается под давлением 0,8 МПа. Напыляемый материал подается в виде порошка из накопителя по специальным каналам. Состав напыляемого материала идентичен баббитам, применяемым при заливке, в частности, Б16 и Б83. Перед нанесением покрытия, согласно разработанной технологии, выполняется предварительная подготовка поверхностей восстанавливаемых деталей: механическая обработка, обезжиривание и нанесение подслоя. Восстанавливаемые поверхности эксцентрикового стакана обрабатываются на специальном технологическом модуле, который позволяет получить на цилиндрической части кольцевые канавки или поверхность типа «рваная резьба», а после нанесения покрытия выполнить отделочную обработку. Для сферической опоры такая подготовка может осуществляться на крупном токарно-карусельном станке при условии демонтажа многотонной опоры. В этом случае по программе, задаваемой устройством ЧПУ станка, осуществляется точение по всей рабочей поверхности сферического подшипника. Непосредственно перед нанесением покрытия выполняют обезжиривание восстанавливаемых поверхностей с помощью уайт-спирита или тетрахлорэтилена. Затем на подготовленную базу напыляют газопламенным методом баббитовое покрытие толщиной до 12...15 мм. Нанесение баббитового покрытия происходит в автоматическом режиме с использованием встраиваемого на станок манипулятора, на котором монтируется горелка с подводом горючего и транспортирующего газов и напыляемого порошкового материала. Ввиду различия физико-механических свойств материала основы и напыляемого слоя газопламенное напыление баббита осуществляется через подслой композиционного терморегулирующего никель-алюминиевого порошка марки ПТ-НА-01. Предварительное нанесение подслоя обеспечивает достаточно прочное сцепление покрытия с материалом основы в пределах 25 – 30 МПа. При восстановлении сферического подшипника скорость вращения чаши составляет порядка 10 – 14 м/мин и поддерживается постоянной за счет изменения частоты вращения планшайбы. Смещение горелки происходит в радиальном направлении. Величина радиальной подачи горелки составляет 2- 4 мм/об и может изменяться в зависимости от технологических параметров процесса напыления и требуемой толщины покрытия. При необходимости выполняют восстановление локального участка изношенной поверхности сферической опоры. После нанесения покрытия для достижения требуемых показателей качества отремонтированных поверхностей выполняют отделочную механическую лезвийную обработку баббитового слоя. Опыт эксплуатации эксцентриковых стаканов и сферических опор дробильно-измельчительного оборудования показал, что применение баббитового слоя, полученного напылением, обеспечивает более высокие эксплуатационные свойства подшипниковых опор по сравнению с первоначальной технологией получения антифрикционного слоя заливкой. Кроме того, технология создания газотермического покрытия на поверхности эксцентрикового стакана позволяет уменьшить толщину баббитового слоя до 5-6 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудо-обогатительной фабрики. М.: Недра, 1975, 556 с.

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono technologie regeneracji mimośrodowych tulei i kulistych opor kruszarko – rozdrabniarek z pomocą nakładanych powłok metodą płomieniowo – gazową.

Wykaz referatów nadesłanych na V Konferencję „Modułowe Technologie i Konstrukcje w Budowie Maszyn – MTK'09 opublikowanych w kwartalniku „Technologia i Automatyzacja Montażu nr 2/2009r.

1. Sasiadek M.: Projektowanie wyrobów i planowanie sekwencji montażu z uwzględnieniem zasad DFA
2. Biaduń A.: Zanim powiemy – „Mamy nowy produkt”
3. Tubielewicz K., Turczyński K.: Nowe trendy produkcyjne na przykładzie wyrobu, jakim jest podest perforowany
4. Babirecki W.: Modułowy system montażu złącz pneumatycznych
5. Samborski T., Kozioł S., Matecki K.: Modułowe urządzenie próżniowe do badań procesów PVD i CVD oraz pilotowych wdrożeń technologii przemysłowych
6. Pergałowski S., Kobiałka J., Łunarski J.: Automatyczne urządzenie do wydajnego zamykania wkładów zniczy nagrobkowych
7. Rychlik K., Jastrzębski M.: Problemy obróbki otworów w wielkogabarytowych przedmiotach – modułowe obrabiarki przenośne
8. Tkaczuk S.: Badania właściwości tworzyw anerobowych stosowanych w połączeniach gwintowych
9. Rudawska A.: Wytrzymałość połączeń klejowych blach aluminiowych w aspekcie montażu połączeń nierozłącznych
10. Berlińska J., Jarysz-Kamińska E.: Symulacja przebiegu procesów produkcyjnych w aspekcie optymalizacji czasu
11. Nieoczym A.: Stanowisko robocze dla osoby niepełnosprawnej

**Indeks autorów V Międzynarodowej Konferencji
„Modułowe Technologie i Konstrukcje w Budowie Maszyn – MTK'09”**

1. Akułowicz Leonid, prof. dr hab. inż., Agrarny Uniwersytet Techniczny, Mińsk, Białoruś
2. Aleksiejewa Tatiana, dr inż., Połocki Uniwersytet Techniczny, Nowopołock, Białoruś, tel. 037 5295931845
3. Antosz Katarzyna, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów Polska, email: kcktmio@prz.edu.pl
4. Barakatin M. B., Uniwersytet Techniczny Lotnictwa Cywilnego, Moskwa, Rosja
5. Babirecki Wojciech, dr inż., Uniwersytet Zielonogórski, Zielona Góra, Polska, m.babirecki@iizp.uz.zgora.pl
6. Biaduń Andrzej, mgr inż., ZELMER S.A., Rzeszów Polska
7. Bednarczyk Józef, prof. dr hab. inż., Akademia Górniczo – Hutnicza, Kraków, Polska
8. Berliński Artur, dr inż., Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Szczecin, Polska, tel. 91 – 4494893
9. Berlińska Justyna, dr inż., Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Szczecin, Polska, justyna.berlinska@ps.pl
10. Bidenko K. G., doc. dr inż., Instytut Inżynierijno – Techniczny, Żytomierz, Ukraina,
11. Bojko Porfirij, doc. dr inż., Oddział gubiński Uniwersytetu Technicznego im. W.G. Szuchowa, Rosja
12. Ciecńska Barbara, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów Polska, email: bcktmio@prz.edu.pl
13. Chejfec Michaił L., prof. dr hab. inż., Połocki Uniwersytet Techniczny, Nowopołock, Białoruś, e-mail : mlk-z@mail.ru
14. Chmiel D. S., Akademia Rynku i Technologii Informatycznych MARTIT, Moskwa, Rosja
15. Czajka Piotr, mgr inż., Instytut Technologii Eksploatacji, Radom, Polska
16. Dmitrijew Dmitrij, A., doc. dr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, i01@yandex.ru
17. Dołgow Witalij A., doc dr inż., Uniwersytet Technologiczny STANKIN, Moskwa, Rosja, vdolgov@hetnet.ru
18. Engel Bartłomiej, mgr inż. Donako S.A., Wrocław, Polska
19. Firianskij Władimir B., mgr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, vf@webtime.com.ua
20. Gil Stanisław, dr inż., Politechnika Krakowska, Kraków, Polska, gil@mech.pk.edu.pl
21. Gorski Siergiej, doc. dr inż., Uniwersytet Technologiczny STANKIN, Moskwa, Rosja, gorskiy_sergiej@mail.ru
22. Honczarenko Jerzy , prof. dr hab. inż., Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Szczecin, Polska, jerzy.honczarenko@ps.pl
23. Hyży Janusz, mgr inż., Instytut Zaawansowanych Technologii Wytwarzania, Kraków, Polska, tel. 012-6317100
24. Jarysz – Kamińska Eliza, mgr inż., Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Szczecin, Polska, ejarysz@ps.pl
25. Jastrzębski Maciej, mgr inż., IMBIGS, Warszawa, Polska, m.jastrzebski@imbig.org.pl
26. Kasprzak Andrzej, doc. dr inż., Instytut Zaawansowanych Technologii Wytwarzania, Kraków, Polska, andrzej.kasprzak@ios.krakow.pl
27. Kastruk Aleksandr P., doc. dr inż., Połocki Uniwersytet, Nowopołock, Białoruś, a.kastruk@mail.ru
28. Kęsy Marek, dr inż., Politechnika Częstochowska, Częstochowa, Polska

29. Kielec Roman, dr inż., Uniwersytet Zielonogórski, Zielona Góra, Polska
30. Kirilowicz Walery A., prof. dr hab. inż., Instytut Inżynierii – Techniczny, Rektor, Żytomierz, Ukraina, kiryl_v@ziet.zhitomir.ua
31. Kluz Rafał, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, e-mail: rkkmtmiop@prz.edu.pl
32. Kobiałka Janusz, mgr inż., IMBIGS, Warszawa, Polska, j.kobiałka@imbigs.org.pl
33. Komorek Andrzej, mgr inż., Wyższa Szkoła Oficerska Sił Lotniczych, Dęblin, Polska, komman@op.pl
34. Korenkow Władimir, doc. dr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, e-mail: tm_mmi@users.ntu-kpi.kier.ua
35. Koreszkow Walerij, doc. dr inż., Państwowy Komitet Normalizacji, Przewodniczący, Nowopołock, Białoruś, tel. 037 5172335213
36. Kozioł Stanisław, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji PIB, Radom, Polska
37. Kowalik Marcin, mgr inż., Instytut Zaawansowanych Technologii Wytwarzania, Kraków, Polska
38. Kowalski Tadeusz, dr inż., Politechnika Warszawska, Centrum Badań i Konstrukcyjne Obrabiarek, Pruszków, Polska, e-mail: t.kowalski@cim.pw.edu.pl
39. Kuran Marek, dr inż., Politechnika Wrocławska, Wrocław, Polska
40. Kuzniecowa Jurij, N., prof. dr hab. inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, vf@webtime.com.ua
41. Liachowicz Aleksandr, dyplomant Połockiego Uniwersytetu Technicznego, Nowopołock, Białoruś
42. Łaszczyna Julia, mgr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, e-mail: tm_mmi@users.ntu-kpi.kier.ua
43. Łunarski Jerzy, prof. dr hab. inż., Politechnika Rzeszowska, IMBIGS, Warszawa, Polska, e-mail: jilktmiop@prz.edu.pl
44. Makarenko N.N., dyplomant Instytutu Inżynierii – Technicznego, Żytomierz, Ukraina
45. Matecki Krzysztof, mgr inż., Instytut Technologii Eksploatacji, PIB, Radom, Polska
46. Mężyk Jordan, mgr inż., Instytut Technologii Eksploatacji, Radom, Polska
47. Mnacakanian Wiktor, prof. dr hab. inż., Uniwersytet Górniczy, Moskwa, Rosja
48. Niedbała Marian, mgr inż., Centrum Badań i Konstrukcyjne Obrabiarek, Pruszków, Polska
49. Nieoczym Aleksander, dr inż., Politechnika Lubelska, Lublin, Polska e-mail: a.nieoczym@pollu.pl
50. Oborski Iwan L., doc. dr inż., Uniwersytet Technologii i Projektowania, Kijów, Ukraina, ivan.oborskiy@mail.ru
51. Pasiecznik Witalij, doc. dr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, e-mail: tm_mmi@users.ntu-kpi.kier.ua
52. Pergałowski Stanisław, mgr inż., IMBIGS, Warszawa, Polska, s.pergalowski@imbigs.org.pl
53. Popok Nikołaj N., prof. dr hab. inż., Kierownik Katedry, Połocki Uniwersytet Techniczny, Nowopołock, Białoruś, RORCTT@tut.by
54. Przybyłek Paweł, mgr inż., Wyższa szkoła Oficerska Sił Lotniczych, Dęblin, Polska, sgcdr@wp.pl
55. Ratusznaja Irina, mgr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, e-mail: tm_mmi@users.ntu-kpi.kier.ua
56. Reifur Bogusław, dr inż., Politechnika Wrocławska, Wrocław, Polska, e-mail: bogr@itma.pwr.wroc.pl
57. Reznichenko Władimir, prof. dr inż., Państwowa Uczelnia Wyższa „MARTIT”, Moskwa, Rosja, e-mail: kmit@martit.ru
58. Rożkowicz Marek, dr inż., Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, Polska, e-mail: marek.rozkowicz@wat.edu.pl
59. Rudawska Anna, dr inż., Politechnika Lubelska, Lublin, Polska, a.rudawska@pollub.pl
60. Rychlik Kazimierz, mgr inż., IMBIGS, Warszawa, Polska, k.rychlik@imbigs.pl
61. Sadiukowicz Aleksandr, OAO „Naftan”, Zakład „POLIMIR”, Nowopołock, Białoruś
62. Samborski Tomasz, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji, PIB, Radom, Polska

63. Sasiadek Michał, mgr inż., Uniwersytet Zielonogórski, Zielona Góra, Polska, e-mail: m.sasiadek@iizp.uz.zgora.pl
64. Sedych Michaił, dr inż., Uniwersytet Technologiczny STANKIN, Moskwa, Rosja e-mail: sedykhmi@stankin.ru
65. Serebriakow Aleksiej, dr inż., Uniwersytet Technologiczny STANKIN Moskwa, Rosja
66. Stadnicka Dorota, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów Polska, email: dsktmiop@prz.edu.pl
67. Stós Jerzy, doc. dr inż., Instytut Zaawansowanych Technologii Wytwarzania, Kraków, Polska, jerzy.stos@ios.krakow.pl
68. Streubel Aleksander, prof. dr hab. inż., Politechnika Wrocławska, Wrocław, Polska, e-mail: Aleksander.streubel@pwr.wroc.pl
69. Szałaj Witalij, mgr inż., Uniwersytet Technologii i Projektowania, Kijów, Ukraina
70. Timiriazew Władimir, prof. dr hab. inż., Uniwersytet Technologiczny STANKIN, Moskwa, Rosja
71. Tkaczuk Sławomir, dr inż., Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, Polska, e-mail: sławomir.tkaczuk@wat.edu.pl
72. Toczyło Władimir, dyplomant Połockiego Uniwersytetu Technicznego, Nowopołock, Białoruś
73. Tubielewicz Krzysztof, prof. dr hab. inż., Politechnika Częstochowska, Częstochowa, Polska, e-mail: itm@itm.pcz.czest.pl
74. Turczyński Krzysztof, dr inż., Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice, Polska
75. Uchman Marek, mgr, Jurgal, Mikołów, Polska
76. Walotek Wojciech, mgr inż., Akademia Górniczo – Hutnicza, Kraków, Polska
77. Woronienko Władimir, prof. dr hab. inż., Uniwersytet Technologiczny STANKIN, Kierownik Katedry, Moskwa, Rosja e-mail: [yv oronenko@stankin.ru](mailto:yv.oronenko@stankin.ru)
78. Zenkin Anataloj, prof. dr hab. inż., Kierownik Katedry, Uniwersytet Technologii i Projektowania, Kijów, Ukraina, tel. 038-044-2562907
79. Zeweliewa Elena, dr inż., Połocki Uniwersytet Techniczny, Nowopołock, Białoruś, e.zeveleva@mail.ru
80. Zielecki Władysław, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów Polska, email: wzktmiop@prz.edu.pl
81. Zbrowski Andrzej, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji, PIB, Radom, Polska, e-mail: andrzej.zbrowski@itee.radom.pl
82. Zubkow S.G., Akademia Rynku i Technologii Informatycznych MARTIT, Moskwa, Rosja

