

Zbigniew Humienny

Podstawy nowoczesnej metrologii warsztatowej

Warszawa 2010



KAPITAŁ LUDZKI
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI



UNIA EUROPEJSKA
EUROPEJSKI
FUNDUSZ SPOŁECZNY



Politechnika Warszawska
Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych
Studia Podyplomowe dla Nauczycieli Przedmiotów Zawodowych
02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, tel. 22 849 43 07, 22 234 83 48
ipbmv.r.simr.pw.edu.pl/spin/, e-mail: sto@simr.pw.edu.pl

Opiniodawca: prof. nzw. dr hab. inż. Jerzy Zdz. SOBOLEWSKI

Projekt okładki: Norbert SKUMIAŁ, Stefan TOMASZEK

Projekt układu graficznego tekstu: Grzegorz LINKIEWICZ

Skład tekstu: Janusz BONAROWSKI

Publikacja bezpłatna, przeznaczona dla słuchaczy Studiów Podyplomowych dla Nauczycieli Przedmiotów Zawodowych.

Copyright © 2010 Politechnika Warszawska

Utwór w całości ani we fragmentach nie może być powielany ani rozpowszechniany za pomocą urządzeń elektronicznych, mechanicznych, kopiujących, nagrywających i innych bez pisemnej zgody posiadacza praw autorskich.

ISBN 83-89703-61-0

Druk i oprawa: Drukarnia Expol P. Rybiński, J. Dąbek Spółka Jawna,
87-800 Włocławek, ul. Brzeska 4

Spis treści

Wstęp.....	5
1. Wprowadzenie.....	7
2. Podstawy metrologii	9
3. Układ kodowania ISO tolerancji wymiarów liniowych – podstawy tolerancji, odchyłek i pasowań	13
3.1. Interpretacja wymiaru tolerowanego wg PN-EN ISO 286-1:2011	14
3.2. Nowa terminologia	17
3.3. Pasowanie, wskaźniki pasowania	18
4. Tolerancje geometryczne GDT/GPS.....	21
4.1. Dlaczego należy specyfikować tolerancje geometryczne.....	22
4.2. Podział tolerancji geometrycznych.....	25
4.3. Tolerancje kształtu.....	28
4.4. Tolerancje kierunku.....	34
4.5. Tolerancje położenia	38
4.6. Tolerancje bicia	46
4.7. Tolerancje zależne	52
5. Literatura.....	57

Wstęp

Niniejsze materiały zostały opracowane w ramach realizacji projektu pn. „STUDIA PODYPLOMOWE DLA NAUCZYCIELI PRZEDMIOTÓW ZAWODOWYCH – mechatronika, pojazdów i maszyn, komputerowo wspomagane projektowanie i wytwarzanie, bezpieczeństwo człowieka w środowisku pracy i ergonomia” współfinansowanego ze środków UNII EUROPEJSKIEJ w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego. Materiały przeznaczone są dla słuchaczy tych studiów kierunku „Komputerowo wspomagane projektowanie i wytwarzanie” prowadzonych na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej, dla przedmiotu pt. „Podstawy nowoczesnej metrologii warsztatowej”. Jego zawartość merytoryczna w pełni odpowiada zakresowi opisanemu w sylabusie opracowanym dla tego przedmiotu.

W szczególności w rozdziale 1 wyjaśniono czym się zajmuje metrologia. W rozdziale 2 podano definicję pomiaru oraz wskazano na konieczność szacowania niepewności pomiarów, W rozdziale 3 zwrócono uwagę na znowelizowaną normę ISO 286-1 wprowadzająca nową interpretację domyślną wymiaru w przypadku tolerowania symbolowego. Rozdział 4 jest najobszerniejszy, gdyż zasady specyfikacji i interpretacji tolerancji geometrycznych są raczej mało znane, natomiast przemysł w ostatnich kilku latach poszukuje specjalistów w tym zakresie. Rozpoczęto od wskazania konieczności stosowania tolerancji geometrycznych oraz przedstawienia podziału tolerancji geometrycznych. Dalszą część poświęcono systematycznej prezentacji oznaczeń i interpretacji tolerancji kształtu, kierunku, położenia oraz bicia. Następnie pokazano tolerancje zależne, oraz podkreślono istotne korzyści ekonomiczne, które niesie zastosowanie tolerancji zależnych. Spis literatury podany na końcu wskazuje pozycje, w których szczegółowo omówiono problematykę zasygnalizowaną jedynie w rozdziałach 2 oraz 3. Celem tych rozdziałów było wskazanie najnowszych zmian w metrologii wielkości geometrycznych, natomiast pominięto te tematy, w których nie wprowadzono zmian w ostatnich dwóch latach.

Materiały uzupełniające i aktualizujące do przedmiotu będą udostępniane studentom za pośrednictwem systemu e-learning.

1

Wprowadzenie

W tym rozdziale

- Co to jest metrologia
- Rola i znaczenie metrologii we współczesnym świecie

Metrologia to nauka o pomiarach i ich zastosowaniach, która obejmuje wszystkie teoretyczne i praktyczne problemy związane z pomiarami, niezależnie od rodzaju wielkości mierzonej i dokładności pomiarów. Wszystkie gałęzie techniki, nauk ścisłych, a obecnie również humanistycznych wykorzystują różnego rodzaju pomiary do ilościowego opisu otaczającej rzeczywistości i obserwowanych zjawisk. Rozróżnia się m. in.:

- metrologię ogólną zajmującą się zagadnieniami wspólnymi dla wszystkich działów metrologii niezależnie od natury wielkości mierzonych;
- metrologię wielkości geometrycznych zajmującą się zasadami specyfikacji geometrii wyrobów, sposobami pomiarów charakterystyk geometrycznych takich jak wymiar, odchyłki kształtu, odchyłki kierunku, odchyłki położenia, odchyłki bicia oraz falistość i chropowatość powierzchni, a także budową i właściwościami metrologicznymi przyrządów pomiarowych do pomiaru tych charakterystyk geometrycznych.

Współczesne procesy produkcyjne wymagają stałej kontroli charakterystyk geometrycznych wytwarzanych wyrobów [Jak2004], gdyż rozwój nowoczesnych metod montażu oparty został m. in. na koncepcji zamienności części. Oznacza to, iż, przy montażu poszczególne części maszyn ich zespoły produkowane seryjnie lub masowo pasują do siebie dzięki temu, że spełniają określone wymagania geometryczno-wymiarowe jednoznacznie wyspecyfikowane w dokumentacji konstrukcyjnej poszczególnych elementów. Opanowanie metod produkcji masowej obniżającej koszt wytwarzania stanowiło zasadniczy warunek rozwojowy postępu w przemyśle początkowo maszynowym, a następnie elektromaszynowym i mechatronicznym.

Bez pomiarów, a więc bez metrologii, nie jest możliwe uzyskanie wyrobów o tak istotnych właściwościach jak montowalność, funkcjonalność, bezpieczeństwo, niezawodność i zamienność.

Nieco anegdotycznie można zauważyć, iż metrologia towarzyszy człowiekowi przez całe życie. Noworodek zaraz po urodzeniu jest ważony i mierzony. Fotorejstratory, z odpowiednimi świadectwami legalizacji, są do używane do kontroli prędkości pojazdów, którymi podróżujemy. Wzrost jest informacją konieczną do przygotowania naszej ostatniej podróży.

2

Podstawy metrologii

W tym rozdziale

- Pomiar, pomiary bezpośrednie i pośrednie
- Niepewność pomiaru

ROZDZIAŁ 2

Celem tego rozdziału jest jedynie krótkie przypomnienie podstawowych pojęć związanych z pomiarem. Szczegółowe zgłębienie tematu, zwłaszcza algorytmów szacowania niepewności pomiarów bezpośrednich (krótka i długa seria pomiarów) oraz pomiarów pośrednich wymaga przestudiowania literatury, której spis podano na końcu niniejszego opracowania.

Zgodnie z Przewodnikiem PKN-ISO/IEC Guide 99:2010 *Międzynarodowy słownik metrologii. Pojęcia podstawowe i ogólne oraz terminy z nimi związane* (VIM) pomiar to proces doświadczalnego wyznaczenia jednej lub więcej wartości wielkości, które w zasadny sposób mogą być przyporządkowane wielkości. Wielkość to właściwość zjawiska, ciała lub substancji, którą można wyrazić ilościowo za pomocą liczby i jednostki miary.

Metoda pomiarowa to ogólny opis logicznego uporządkowania działań wykonywanych przy pomiarze. W metrologii wielkości geometrycznych najczęściej stosowane są:

- metoda pomiarowa bezpośrednia, gdy wartość wielkości mierzonej odczytuje się bezpośrednio z urządzenia wskazującego przyrządu pomiarowego; np. pomiar średnicy wałka mikrometrem, pomiar średnicy wałka metodą różnicową za pomocą czujnika zamocowanego w podstawie pomiarowej i stosu płytek wzorcowych, pomiar chropowatości powierzchni profilografometrem;
- metoda pomiarowa pośrednia polegająca na pomiarze bezpośrednim n wielkości (X_1, X_2, \dots, X_n), a następnie na podstawie wyników tych pomiarów obliczeniu wielkości poszukiwanej Y ze wzoru (2.1); np. pomiar średnicy otworu z kołnierzem za pomocą dwóch kulek i głębokościomierza mikrometrycznego, pomiar średnicy podziałowej gwintu metodą trójwałeczkową.

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (2.1)$$

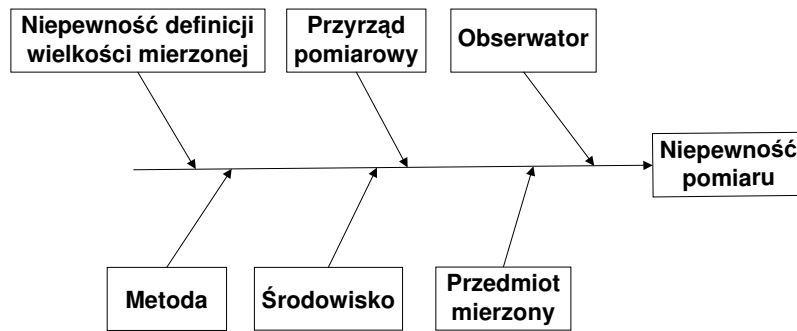
Kompletny wynik pomiaru obejmuje:

- estymatę x wartości prawdziwej x_0 wielkości mierzonej. Estymata x stanowi przybliżoną ocenę wartości prawdziwej x_0 wielkości mierzonej;

- miarę niedokładności pomiaru wielkości mierzonej, czyli miarę rozbieżności między wyznaczoną estymatą x oraz nieznaną wartością prawdziwą x_0 .

Niepewność pomiaru to parametr związany z wynikiem pomiaru charakteryzujący rozrzut wartości, które można w uzasadniony sposób przypisać wielkości mierzonej.

Niepewność standardowa u to niepewność wyniku pomiaru wyrażona w formie odchylenia standardowego.



Rysunek 2.1 Źródła niepewności pomiaru

Metody szacowania niepewności standardowej:

- metoda typu A – metoda obliczania niepewności drogą analizy statystycznej serii pojedynczych obserwacji;
- metoda typu B – metoda obliczania niepewności sposobami innymi niż analiza serii obserwacji np. na podstawie doświadczenia z poprzednich pomiarów, danych literaturowych.

Niepewność rozszerzona – przedział $\pm U$ wokół wyniku pomiaru x , o którym można sądzić, że obejmie dużą część rozkładu mierzonej wielkości wraz z wartością poprawną.

Niepewność rozszerzoną dla wyniku pojedynczego pomiaru (2.2) oraz niepewność rozszerzoną wartości średniej wyniku serii pomiarów (2.3) szacuje się mnożąc niepewność standardową przez współczynnik rozszerzenia k ustalony zależnie od wymaganego poziomu ufności.

$$U(x) = k \cdot u(x) \tag{2.2}$$

$$U(\bar{x}) = k \cdot u(\bar{x}) \tag{2.3}$$

3

Układ kodowania ISO tolerancji wymiarów liniowych – podstawy tolerancji, odchyłek i pasowań

W tym rozdziale

- Interpretacja wymiaru
- Nowa terminologia
- Pasowanie, wskaźniki pasowania

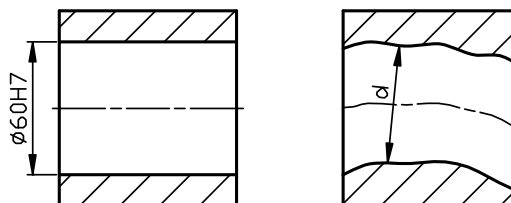
3.1. Interpretacja wymiaru tolerowanego wg PN-EN ISO 286:2011

Celem niniejszego rozdziału jest zwrócenie uwagi, iż w kwietniu 2010 roku została opublikowana pierwsza część nowej edycji normy ISO 286:2010. Jej wersja polskojęzyczna nosi tytuł PN-EN ISO 286-1:2011 *Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) – Układ kodowania ISO tolerancji wymiarów liniowych Część 1: Podstawy tolerancji, odchyłek i pasowań.*

Najważniejszą zmianą wprowadzoną przez PN-EN ISO 286-1:2011 jest nowa interpretacja domyślna wymiaru tolerowanego symbolowo (rysunek 2.1). Wymiar lokalny zaobserwowany d (wymiar dwupunktowy) obowiązuje domyślnie zarówno dla weryfikacji górnego jak i dolnego wymiaru granicznego (3.1), co oznacza iż weryfikacja zgodności ze specyfikacją średnicy otworu powinna być realizowana średnicówką dwupunktową (średnicy wałka mikrometrem). Formalną definicję wymiaru dwupunktowego dla walca, stożka oraz rowka (kostki) podano w normie PN-EN ISO 14660.

$$60 \leq d \leq 60,03 \quad (3.1)$$

gdzie: d – zaobserwowany wymiar lokalny dwupunktowy



Rysunek 3.1 Specyfikacja i domyślna interpretacja wymiaru tolerowanego symbolowo wg normy PN-EN ISO 286-1:2011 (IT7 = 0,03 mm)

Tak więc obecnie specyfikacja wymiaru z wykorzystaniem tolerowania symbolowego nie ogranicza odchyłek kształtu (prostoliniowości osi i tworzącej, okrągłości, walcowości (rozd. 4.3) tolerowanego wałka lub

otworu. Przedstawiona zmiana interpretacji domyślnej (porównać rysunek 3.1 oraz 3.3) odzwierciedla praktykę przemysłową. W przeważającej większości przypadków weryfikacja zgodności ze specyfikacją była wykonywana za pomocą narzędzi pomiarowych realizujących pomiar dwupunktowy – w przypadku wałków za pomocą mikrometrów lub sprawdzianów szczękowych dwugranicznych, co nie odpowiadało interpretacji domyślnej.

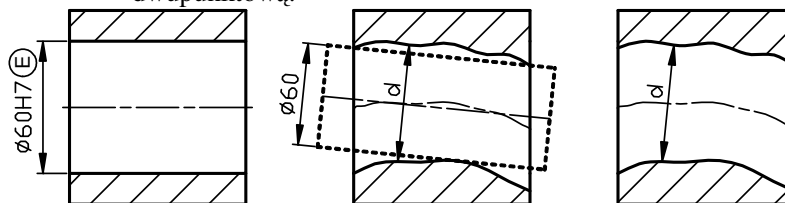
Należy zauważyć, że nowa edycja ISO 286 nie wprowadza zmian w regułach zapisu tolerowania symbolowego znanych dotychczas w Polsce pod nazwą *Układ tolerancji i pasowań ISO*. Inna jest tylko interpretacja domyślna wymiaru. Należy podkreślić, że jest to bardzo istotna zmiana, zarówno dla konstruktorów jak i metrologów. Obowiązuje ogólna zasada (ISO 8015:2011), że wymagania podane na rysunkach należy interpretować zgodnie z ustaleniami norm, które były aktualne w czasie wykonywania rysunku konstrukcyjnego.

Na rysunku 3.2 pokazano sposób specyfikacji średnicy otworu, gdy ze względów funkcjonalnych istotne jest, aby w otwór wszedł trzpień o średnicy 60 mm. Po wyspecyfikowaniu wymiaru i jego odchyłek granicznych za pomocą litery (liter) i cyfry (cyfr) zgodnie z systemem kodowania ISO przyjętym w PN-EN ISO 286-1:2011 należy dopisać modyfikator wprowadzający wymaganie powłoki (litera E w kółku). Ten sposób specyfikacji pozwala jednoznacznie podkreślić, iż dla prawidłowego funkcjonowania połączenia wałek–otwór istotne jest, aby powierzchnie zaobserwowane tolerowanych elementów nie naruszały powłoki o wymiarze maksimum materiału.

Specyfikacja $\text{Ø}60\text{H}7\text{□}$, czyli tolerancja wymiaru otworu podana symbolicznie z modyfikatorem specyfikującym wymaganie powłoki oznacza narzucenie dwóch wymagań:

- powierzchnia otworu nie może naruszyć walca o wymiarze maksimum materiału $\text{MMS} = 60 \text{ mm}$. (Uwaga: wymiar maksimum materiału to wymiar odpowiadający największej ilości materiału, czyli dolny wymiar graniczny dla otworu i górny wymiar graniczny dla wałka). Weryfikacja – sprawdzianem tłoczkowym o średnicy 60mm i długości nie mniejszej niż długość otworu;
- żaden wymiar lokalny zaobserwowany nie może być większy niż wymiar minimum materiału $\text{LMS} = \text{MMS} + \text{IT}7 = 60 + 0,03 = 60,03 \text{ mm}$ (Uwaga: wymiar minimum materiału to wymiar odpowiadający najmniejszej ilości ma-

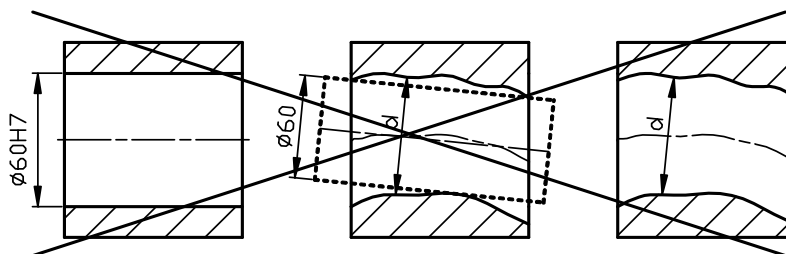
teriału, czyli górny wymiar graniczny dla otworu i dolny wymiar graniczny dla wałka). Pomiar – średnicówką dwupunktową.



Rysunek 3.2 Specyfikacja i interpretacja wymiaru tolerowanego symbolowo z wykorzystaniem modyfikatora
□ wg PN-EN ISO 286-1:2011

Tak więc tolerancja wymiaru określona symbolowo z dodatkowym wymaganiem powłoki ogranicza również odchyłki kształtu okrągłości i walcowości. Powyższe oznacza, że w przypadku tolerowania symbolowego średnicy wałka lub otworu specyfikowane wartości tolerancji kształtu powinny być mniejsze od tolerancji wymiaru.

Na rysunku 3.3 pokazano specyfikację i domyślną interpretację specyfikacji średnicy otworu, zgodnie z wycofaną normą PN-EN 20286:1996.



Rysunek 3.3 Specyfikacja i domyślna interpretacja wymiaru tolerowanego symbolowo zgodnie z wycofaną normą
PN-EN 20286-1:1996

3.2. Nowa terminologia

W normie PN-EN ISO 286-1:2011 określono układ kodowania ISO tolerancji wymiarów liniowych elementów typu wałek/otwór oraz dwie równoległe płaszczyzny. Dla układu kodowania ISO w normie ustalono podstawowe pojęcia i odpowiednią terminologię. Spośród wielu dostępnych możliwości w normie wskazano znormalizowany wybór oznaczeń tolerancji dla powszechnych zastosowań. Dodatkowo zdefiniowano terminologię podstawową dla pasowań oraz wyjaśniono zasady *otworu podstawowego* i *wałka podstawowego*.

W najnowszej edycji PN-EN ISO 286-1:2011 dokonano szeregu zmian i uściśleń, które są istotne ze względów logicznych i formalnych, natomiast mają mniejsze znaczenie dla codziennej praktyki korzystania z normy.

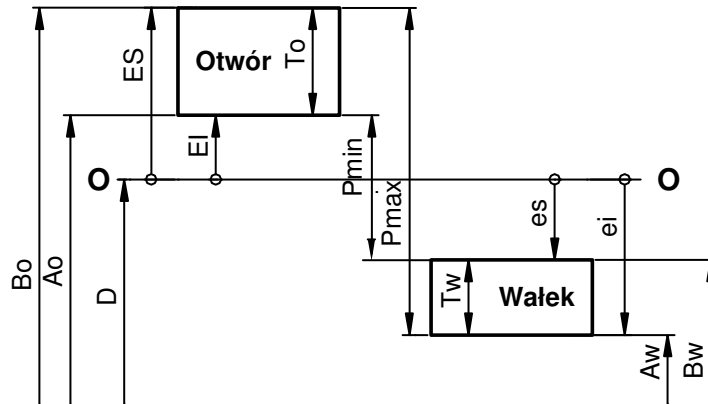
Przed wszystkim zdefiniowano termin *przedział tolerancji*, (*tolerance interval*) który określa zakres zmienności wymiaru tolerowanego. Termin pole tolerancji, stosowany poprzednio w kontekście wymiarowania liniowego (ISO 286-1:1988), został zmieniony na przedział tolerancji, ponieważ przedział odnosi się do zakresu zmienności wartości liczbowej, jaką jest wymiar. Pole tolerancji w odniesieniu do specyfikacji geometrii wyrobów (GPS) oznacza przestrzeń lub obszar, np. dla tolerancji kształtu, kierunku, położenia lub bicia zgodnie z normą ISO 1101.

W tłumaczeniu na język polski przyjęto nowy termin *oznaczenie tolerancji*. W układzie kodowania ISO tolerancji wymiarów liniowych oznaczenie tolerancji składa się z identyfikatora odchyłki podstawowej, po którym podany jest numer klasy tolerancji (np. H7, js11). Nowy termin zastąpił poprzednio stosowany w języku polskim termin *klasa tolerancji* (*klasa dokładności*), który w normie ISO-286-1 oznacza grupę tolerancji dla wymiarów liniowych opisaną wspólnym identyfikatorem. W układzie kodowania ISO identyfikator klasy tolerancji normalnych składa się z symbolu IT (*International Tolerance*), po którym podana jest liczba (np. IT8). W normie ISO-286-1 wyróżniono 20 klas tolerancji od IT01 do IT18.

3.3. Pasowanie, wskaźniki pasowania

Przez pasowanie rozumie się wzajemną relację między elementem wymiarowalnym zewnętrznym i elementem wymiarowalnym wewnętrznym (wałkiem i otworem o tym samym wymiarze nominalnym) przed ich połączeniem.

Na rysunku 3.4 pokazano przedziały tolerancji dla wałka i otworu. Dla otworu zaznaczono odchyłkę dolną EI, która równocześnie pełni funkcję odchyłki podstawowej (określa usytuowanie przedziału tolerancji względem wymiaru nominalnego). *Odchyłka podstawowa* jest tą odchyłką graniczną, która określa wymiar graniczny będący najbliższy wymiaru nominalnego. W układzie kodowania ISO tolerancji wymiarów liniowych odchyłka podstawowa jest oznaczona za pomocą litery (dwóch li-ter). W układzie kodowania ISO dla odchyłek podstawowych przyjęto 28 oznaczeń.



Rysunek 3.4 Przedziały tolerancji dla otworu i wałka

Wykorzystując oznaczenia podane na rysunku 3.1 dla otworu można wskazać następujące zależności:

$$B_o = D + ES \quad (3.2)$$

$$A_o = D + EI \quad (3.3)$$

$$T_o = B_o - A_o = ES - EI \quad (3.4)$$

gdzie:

D – wymiar nominalny;

B_o – wymiar graniczny górny otworu;

S – odchyłka graniczna górna otworu;

A_o – wymiar graniczny dolny otworu;

EI – odchyłka graniczna dolna otworu (na rysunku odchyłka podstawowa);

T_o – tolerancja otworu.

Analogiczne zależności można zapisać dla wałka, należy przy tym pamiętać, że odchyłki przedstawione względem wymiaru nominalnego mają określony znak – są dodatnie powyżej linii reprezentującej wymiar nominalny i ujemne poniżej tej linii.

$$B_w = D + es \quad (3.5)$$

$$A_w = D + ei \quad (3.6)$$

$$T_w = B_w - A_w = es - ei \quad (3.7)$$

gdzie:

B_w – wymiar graniczny górny wałka;

es – odchyłka graniczna górna otworu (na rysunku odchyłka podstawowa);

A_w – wymiar graniczny dolny otworu;

ei – odchyłka graniczna dolna otworu;

T_w – tolerancja wałka.

Podstawową rolę w ocenie charakteru pasowania odgrywają wskaźniki pasowania, maksymalny i minimalny. Graniczne wartości wskaźnika pasowania są następujące:

$$P_{max} = B_w - A_o = ES - ei \quad (3.8)$$

$$P_{min} = A_w - B_o = EI - es \quad (3.9)$$

ROZDZIAŁ 3

W funkcji znaków wartości granicznych wskaźnika pasowania można dokonać następującego podziału pasowań:

- pasowania luźne, jeśli $P_{max} > P_{min} \geq 0$;
- pasowania mieszane, jeśli $P_{max} > 0 > P_{min}$;
- pasowania ciasne, jeśli $0 \geq P_{max} > P_{min}$.

4

Tolerancje geometryczne

W tym rozdziale

- Dlaczego należy specyfikować tolerancje geometryczne
- Podział tolerancji geometrycznych
- Tolerancje kształtu
- Tolerancje kierunku
- Tolerancje położenia
- Tolerancje bicia
- Tolerancje zależne

4.1. Dlaczego należy specyfikować tolerancje geometryczne

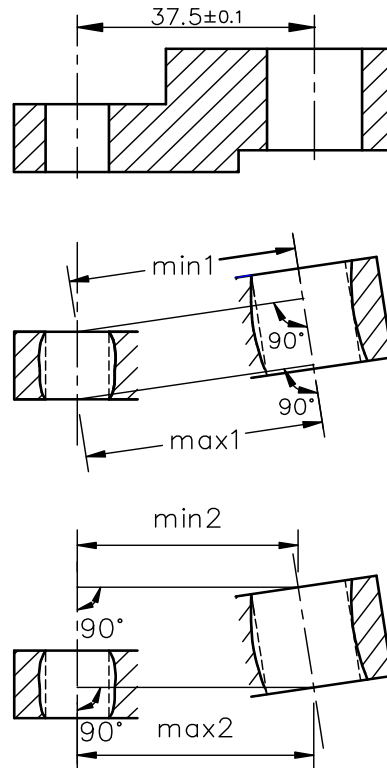
Świat wokół nas nie jest idealny, z takim stwierdzeniem spotykamy się często, gdy chodzi o ocenę postaw czy zachowań ludzi. Warto uświadomić sobie wieloznaczności tego spostrzeżenia – jest ono również aktualne w odniesieniu do obiektów technicznych, a w szczególności do ich wymiarów, kształtów i wzajemnego usytuowania powierzchni.

Analizując wyrób rzeczywisty, w którym odległość między osiami otworów zdefiniowano za pomocą wymiaru z wyspecyfikowanymi odchyłkami granicznymi (rysunek 4.1), nie można stwierdzić, czy zachowana jest odległość osi otworów wymagana przez konstruktora, gdyż podana specyfikacja nie określa, jak należy interpretować, a więc mierzyć odległość między dwoma osiami, które są krzywymi w przestrzeni 3D. Nawet zaniehbując odchyłki kształtu otworów, np. przez umieszczenie w każdym otworze trzpienia o największej możliwej średnicy nadal nie uzyskujemy możliwości jednoznacznego określenia, co jest odległością między osiami. Przy tak stolerowanym wyrobie, brak jest wytycznych, czy odległość tę należy wyznaczać w kierunku prostopadłym do osi lewego czy prawego trzpienia, przy której z powierzchni płaskich ograniczających otwory – górnej czy dolnej, a może szukać średniej z tych dwóch pomiarów. Pytania mnożą się same i właśnie po to, aby zredukować niejedno-znaczność w ocenie wyrobów wskutek przyjmowania ad hoc różnych interpretacji wprowadzono tolerancje geometryczne. Tolerancje geometryczne opisują dopuszczalne odchyłki elementów geometrycznych (płaszczyzn, walców, stożków, ...) tworzących wyrób od ich nominalnej postaci geometrycznej i ich nominalnego wzajemnego usytuowania w przestrzeni.

Tolerancje geometryczne definiuje się za pomocą ujednoczonego w skali międzynarodowej języka składającego się ze zbioru jednoznacznie określonych symboli, definicji i zasad, wykorzystywanego do opisu wymagań odnośnie kształtu, kierunku, położenia, bicia oraz profilu (powierzchni) i jego (jej) wymiarów w przestrzeni 3D. Język ten rozwijany jest przez Międzynarodową Organizację Normalizacyjną ISO, a w szczególności przez Komitet Techniczny ISO/TC 213 *Specyfikacje wymiaro-*

we i geometryczne wyrobów oraz sprawdzanie. Wszystkie normy oraz specyfikacje i raporty techniczne przygotowane przez ISO/TC 213 mają wspólny nadtytuł *Geometrical Product Specifications (GPS)*, co w Polskich Normach tłumaczone jest jako *Specyfikacje geometrii wyrobów*.

Bez znajomości GPS nie jest możliwe ani tworzenie nowej dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej, ani jej czytanie i rozumienie, ale przede wszystkim nie jest możliwe uzyskanie wyrobów o tak istotnych właściwościach jak funkcjonalność, bezpieczeństwo, niezawodność i zamienność.



Rysunek 4.1 Tolerowanie plus/minus nie zapewnia jednoznacznej specyfikacji wymagań

Stosowanie tolerancji geometrycznych jest konieczne, gdyż w każdym procesie technologicznym wytwarzania wyrobów występują trudne do wyeliminowania źródła odchyłek geometrycznych, takie jak:

- błędy w układach przenoszenia ruchu;

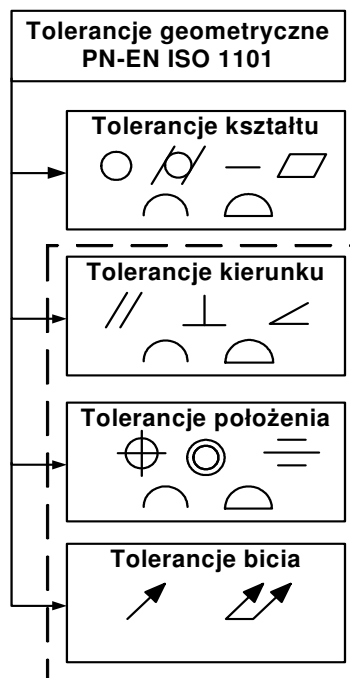
- odchyłki geometryczne oprzyrządowania technologicznego (bazowanie);
- odkształcenia wywołane efektami cieplnymi;
- siły mocowania i skrawania;
- naprężenia materiału;
- zużycie narzędzi;
- zużycie obrabiarki;
- drgania.

Tolerancje geometryczne określają maksymalne dopuszczalne zmiany kształtu, kierunku, położenia i bicia w stosunku do geometrii nominalnej wyspecyfikowanej na rysunku. Stosowanie reguł graficznego kodowania i dekodowania wymagań zgodnie z zasadami GPS istotnie poprawia wymianę informacji między konstruktorem, technologiem i metrologiem. Umiejętne stosowanie tolerancji geometrycznych, szczególnie wykorzystanie zasady maksimum materiału, pozwala w wielu przypadkach osiągnąć żądane wymagania funkcjonalne odnośnie współpracy tolerowanych elementów przy możliwie największych odchyłkach geometryczno-wymiarowych, co zapewnia obniżenie kosztów wytwarzania. Należy pamiętać, że celem wytwarzania jest produkcja elementów spełniających wymagania funkcjonalne przy możliwie największych dopuszczalnych wartościach tolerancji geometryczno-wymiarowych, co daje konkurencyjność wyrobów wskutek ich niskiej ceny.

Wiele praktycznych wskazówek dotyczących algorytmów pomiaru odchyłek geometrycznych można znaleźć w monografii [Jak2004], w której przedstawiono obecny stan wiedzy w dziedzinie przyrządów pomiarowych stosowanych w metrologii długości i kąta, poczynając od klasycznych przyrządów ręcznych aż do współrzędnościowych maszyn pomiarowych. W podręczniku [Rat2005] dokonano przeglądu współrzędnościowych systemów pomiarowych oraz możliwości ich oprogramowania pomiarowego, które stosunkowo szybko pozwala wyznaczyć odchyłki geometryczne dla najczęściej spotykanych sposobów tolerowania.

4.2. Podział tolerancji geometrycznych

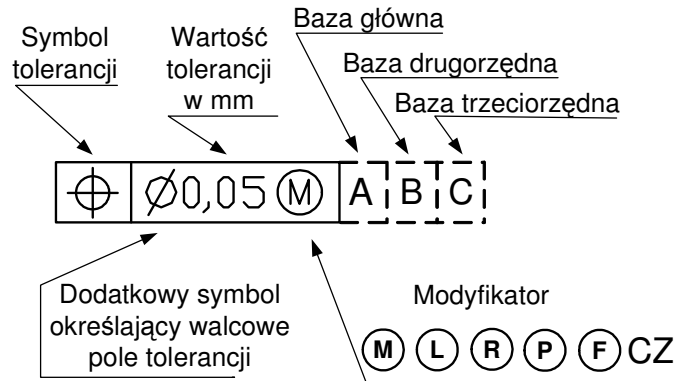
Podział i symbole tolerancji geometrycznych zgodnie z normą PN-EN ISO 1101:2006 *Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) – Tolerancje geometryczne* – Tolerancje kształtu, kierunku, położenia i bicia pokazano na rysunku 4.2. Tolerancje kierunku, położenia oraz bicia wymagają podania elementu bazowego, który nie występuje przy tolerancjach kształtu.



Rysunek 4.2 Podział i symbole tolerancji geometrycznych wg PN-EN ISO 1101:2006. Linia kreskową wyróżniono tolerancje, które wymagają wyspecyfikowania bazy lub układu baz

Wymagania odnośnie tolerancji geometrycznych powinny być wyspecyfikowane w prostokątnej ramce podzielonej na dwie lub więcej części, przy czym w poszczególnych częściach umieszcza się, w kolejności od lewej do prawej, symbol charakterystyki geometrycznej, wartość tole-

rancji w mm oraz, jeżeli jest to konieczne, literę lub litery oznaczające bazę, lub wspólną bazę, lub układ baz (rysunek 4.3).



Rysunek 4.3 Struktura informacji podawanych w ramce tolerancji na przykładzie tolerancji pozycji. Dla tolerancji kształtu nie podaje się baz, a więc ramka nie zawiera wówczas pola trzeciego i kolejnych

Ramka tolerancji powinna być połączona z tolerowanym elementem linią wskazującą, rozpoczynającą się od środka lewego lub prawego boku ramki i zakończoną grotem na:

- linii zarysu elementu lub na przedłużeniu linii zarysu, jeżeli elementem tolerowanym jest rozpatrywana powierzchnia (rysunek 4.4);
- przedłużeniu linii wymiarowej, jeżeli tolerancja dotyczy linii środkowej, powierzchni środkowej lub punktu zdefiniowanego przez tak zwymiarowany element (rysunek 4.4).

Dopuszcza się, aby linia wskazującą rozpoczynała się od jednego z czterech naroży ramki.

Wartość tolerancji (wartość liczbowa wyrażona w jednostkach długości) określa szerokość pola tolerancji. Pole tolerancji geometrycznej jest terminem podstawowym koniecznym do zdefiniowania i interpretacji tolerancji geometrycznych. Jest to obszar w przestrzeni lub na płaszczyźnie (czasem powierzchni), w którym powinny zawierać się wszystkie punkty tolerowanego elementu geometrycznego (powierzchni, linii zaobserwowanej). Domyślnie szerokość pola tolerancji, bez względu na kierunek linii wskazującej względem elementu tolerowanego, jest określona w kierunku normalnym do danego zarysu lub powierzchni z wyjątkiem, gdy:

- wyspecyfikowana tolerancja jest tolerancją okrągłości (rysunek 4.6) – wówczas domyślnie szerokość pola tolerancji jest określona w płaszczyźnie prostopadłej do osi rozpatrywanego elementu;
- na rysunku bezpośrednio zaznaczono inaczej.

Jeżeli pole tolerancji jest walcowe lub kołowe to wartość tolerancji podana w drugim polu ramki powinna być poprzedzona symbolem "Ø", (symbolem "SØ", gdy pole jest kuliste).

Celem pomiaru jest wyznaczenie odchyłki geometrycznej, która nie powinna przekraczać wartości tolerancji wyspecyfikowanej w drugim polu ramki tolerancji.

Odchyłkę geometryczną można zdefiniować, jako szerokość najmniejszego obszaru w przestrzeni (lub na powierzchni) obejmującego tolerowany element (linię środkową zaobserwowaną, powierzchnię zaobserwowaną, profil zaobserwowany, ...) uzyskanego przez:

- zmniejszanie szerokości pola tolerancji (gdy wyrób spełnia wyspecyfikowane wymagania), albo
- zwiększanie szerokości pola tolerancji, co prowadzi do odrzucenia wyrobu, gdyż nie spełnia on wówczas wyspecyfikowanych wymagań.

Odchyłka kształtu jest największą zaobserwowaną odległością elementu zaobserwowanego (elementu rzeczywistego poznanego z dokładnością, co do niepewności pomiaru) od elementu odniesienia, który można określić w różny sposób, co pokazano poniżej na przykładzie oceny odchyłki okrągłości.

Odchyłka kierunku lub położenia to największa odległość elementu zaobserwowanego od elementu idealnego geometrycznie usytuowanego w sposób idealny względem pojedynczej bazy, bazy wspólnej lub układu baz.

W niniejszym opracowaniu zaprezentowano jedynie wybrane informacje dotyczące zasad tolerowania geometrycznego. Podstawy tolerowania geometrycznego pokazano również w [Bia2006]. Znacznie więcej przykładów można znaleźć w [Hum2004] oraz w [Hen2006].

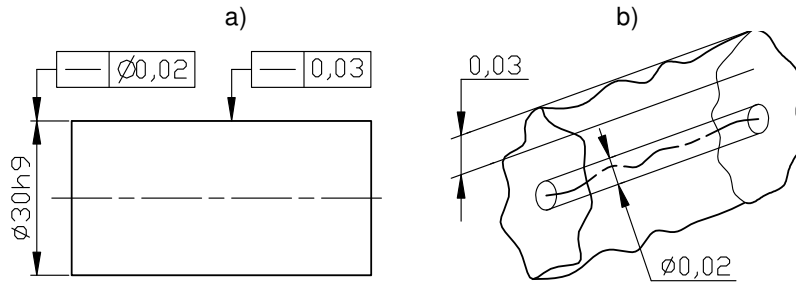
4.3. Tolerancje kształtu

Tolerancje kształtu wprowadzono po to, aby można było ustalić na ile poszczególne powierzchnie wyrobu rozpatrywane pojedynczo, a więc niezależnie od pozostałych, mogą różnić się od nominalnych walców, płaszczyzn lub powierzchni zdefiniowanych za pomocą wymiarów teoretycznie dokładnych albo modelu CAD. Czasem, ze względu na wymagania funkcjonalne, istotne jest również, jak bardzo profil powierzchni, a więc linia powstała z przecięcia powierzchni płaszczyzną różni się od profilu nominalnego będącego okręgiem, prostą lub zarysem zdefiniowanym za pomocą wymiarów teoretycznie dokładnych albo modelu CAD. Nominalnie proste osie otworów lub trzpieni walcowych w wyrobach rzeczywistych tworzą trójwymiarową linię środkową zaobserwowaną i wówczas ważne jest, jak bardzo oś zaobserwowana może różnić się od prostej.

W normie PN-EN ISO 1101 wyróżniono 6 tolerancji kształtu:

- tolerancję prostoliniowości;
- tolerancję płaskości;
- tolerancję okrągłości;
- tolerancję walcowości;
- tolerancję kształtu wyznaczonego zarysu;
- tolerancję kształtu wyznaczonej powierzchni.

Na rysunku 4.4 podano dwa przykłady tolerancji prostoliniowości. Tolerancja $T = 0.02$ mm dotyczy prostoliniowości osi wałka, gdyż grot linii wskazującej znajduje się na przedłużeniu linii wymiarowej określającej średnicę wałka. Symbol „Ø” poprzedzający wartość tolerancji oznacza, że pole tolerancji jest walcem. Linia środkowa zaobserwowana (oś zaobserwowana) wałka powinna zawierać się w walcu o średnicy 0,02 mm. Odchyłka prostoliniowości osi w przestrzeni, to średnica najmniejszego walca obejmującego oś zaobserwowaną (element pochodny zaobserwowany). Tolerancję prostoliniowości osi można poglądowo interpretować, jako dopuszczalne „skrzywienie” (wygięcie) wałka.



Rysunek 4.4 a) Specyfikacja tolerancji prostoliniowości osi wałka ($T = 0.02$ mm) i tolerancji prostoliniowości tworzącej wałka ($T = 0.03$ mm);

b) Interpretacja wymagania dla przedmiotu zaobserwowanego

Zgodnie z ustaleniami podanymi w normie PN-EN ISO 1460 linia środkowa zaobserwowana walca (oś zaobserwowana walca) wyznaczona jest przez zbiór środków przekrojów, przy czym:

- środkami przekrojów są środki okręgów skojarzonych wyznaczonych metodą minimum kwadratów;
- przekroje są prostopadłe do osi walca skojarzonego wyznaczonego z powierzchni zaobserwowanej metodą minimum kwadratów (promień walca skojarzonego może być różny od promienia nominalnego).

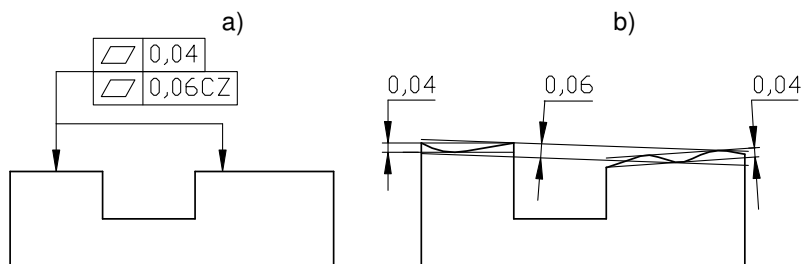
Tolerancja $T = 0.03$ mm dotyczy tworzącej wałka, gdyż grot linii wskazującej wskazuje powierzchnię wałka. Pole tolerancji ma postać prostokąta wyznaczonego przez dwie równoległe proste. Zdefiniowane jest w płaszczyźnie przechodzącej przez oś walca (oś walca skojarzonego wyznaczonego z powierzchni zaobserwowanej metodą minimum kwadratów). Każda zaobserwowana tworząca wałka powinna zawierać się między dwiema prostymi równoległymi odległymi o $0,03$ mm. Pole ma ustaloną jedynie szerokość, równą tolerancji prostoliniowości ($0,03$ mm). Pole może być dowolnie nachylone – tak, aby tworząca zaobserwowana (profil) mogła się w nim zmieścić. Specyfikacja nie narzuca żadnych warunków na równoległość tworzących, nie ogranicza, więc stożkowości wałka. Specyfikacja dotyczy każdej dowolnej tworzącej, na całej jej długości.

Tolerancja prostoliniowości tworzącej walca (wałka lub otworu) ogranicza równocześnie odchyłkę prostoliniowości jego osi – w skrajnym przypadku, gdy zaobserwowany element przypomina banan odchyłka prostoliniowości osi jest równa odchyłce prostoliniowości tworzącej.

Tak więc, jeżeli specyfikowane są obie tolerancje to tolerancja prostoliniowości osi powinna mieć mniejszą wartość niż tolerancja prostoliniowości tworzącej.

Należy zaznaczyć, iż zgodnie z najnowszą edycją normy PN-EN ISO 286:2011 (rozdz. 3.1) wyspecyfikowana tolerancja prostoliniowości osi nie jest w żaden sposób skorelowana z tolerancją średnicy wałka (IT 9 = 0,052 mm). Wg ustaleń przyjętych w normie PN-EN ISO 286:2011 tolerancja średnicy wałka podana symbolowo ogranicza jedynie wymiar lokalny zaobserwowany wałka (wymiar dwupunktowy średnicy), a więc nie narzuca żadnych wymagań odnośnie kształtu rozpatrywanego wałka.

Wykorzystując pojedynczą ramkę tolerancji można specyfikować oddzielne pola tolerancji, o tej samej wartości odnoszące się do kilku różnych elementów, albo jedno wspólne pole tolerancji poprzez wprowadzenie modyfikatora CZ (*common zone*) podanego po wartości tolerancji. Na rysunku 4.5 tolerancja płaskości $T = 0,04$ mm dotyczy każdej z powierzchni rozpatrywanych indywidualnie. Każda z zaobserwowanych powierzchni powinna się zawierać między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,04 mm. Dla powierzchni zaobserwowanych widocznych na rysunku 4.5b wymaganie jest spełnione. Zaobserwowana odchyłka osiągnęła dopuszczalną wartość graniczną – jest równa tolerancji $\Delta = T = 0,04$ mm. Litery CZ po tolerancji płaskości $T = 0,06$ mm oznaczają wspólne pole tolerancji płaskości dla obu wskazanych płaszczyzn.

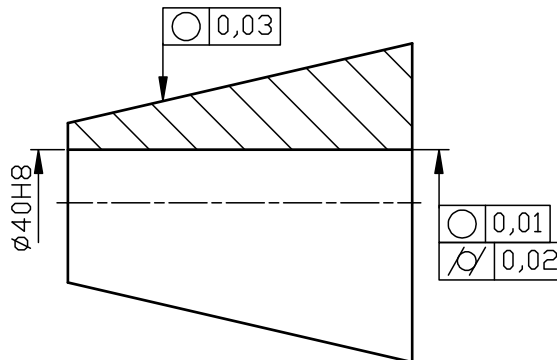


Rysunek 4.5 a) Specyfikacja tolerancji płaskości dla każdej z powierzchni rozpatrywanych indywidualnie ($T = 0,04$ mm) i tolerancji płaskości dla obu powierzchni analizowanych łącznie ($T = 0,06$ mm).

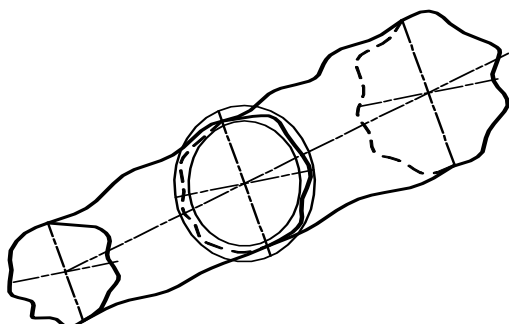
b) Interpretacja wymagania dla przedmiotu zaobserwowanego

Obie zaobserwowane powierzchnie powinny równocześnie zawierać się między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,06 mm – dla zaobserwowanych powierzchni wymaganie nie jest spełnione.

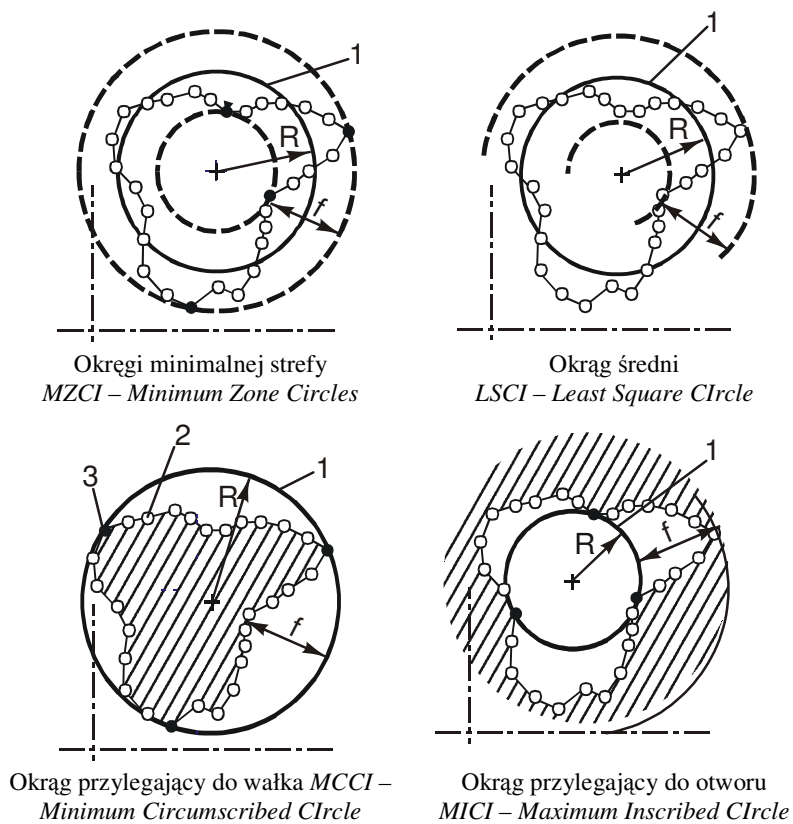
Tolerancja okrągłości (rysunek 4.6) ogranicza odchyłki okrągłości zarysów okrągłych (przekrojów poprzecznych rzeczywistego walca lub stożka dla wałka lub otworu). Podobnie jak wszystkie tolerancje kształtu, tolerancja okrągłości występuje bez elementu bazowego. Tolerancja okrągłości oznacza, że cały profil rzeczywistego przekroju poprzecznego walca lub stożka, powinien zawierać się w polu tolerancji. Dla powierzchni stożkowej jej zarys wyznaczony w każdym przekroju płaszczyzną prostopadłą do osi jest ograniczony przez dwa współśrodkowe okręgi o różnicy promieni 0,03 mm (rysunek 4.7). Tolerancja okrągłości dotyczy każdego przekroju powierzchni stożkowej. Na przykładzie powierzchni stożkowej wyraźnie widać, że w przypadku tolerancji okrągłości średnice współśrodkowych okręgów określających pola tolerancji nie są zdefiniowane. Pole tolerancji jest pierścieniem. Dla otworu (rysunek 4.6) profil powierzchni wyznaczony w każdym przekroju płaszczyzną prostopadłą do osi jest ograniczony przez dwa współśrodkowe okręgi o różnicy promieni 0,01 mm. Tolerancja okrągłości dotyczy każdego przekroju otworu, bez uwzględniania wymiaru, który jest weryfikowany osobno.



Rysunek 4.6 Specyfikacja tolerancji okrągłości ($T = 0,01$ mm) i tolerancji walcowości ($T = 0,02$ mm) dla otworu oraz tolerancji okrągłości ($T = 0,03$ mm) dla powierzchni stożkowej



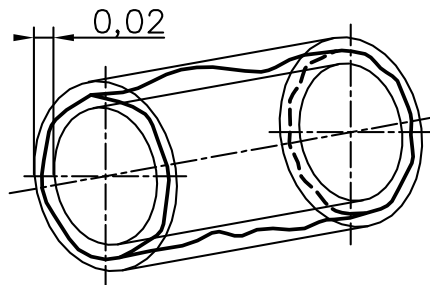
Rysunek 4.7 Interpretacja tolerancji okrągłości z rysunku 4.6. Polem tolerancji okrągłości jest pierścień o szerokości równej tolerancji okrągłości ($T = 0,03 \text{ mm}$). Średnica tego pola nie jest określona



Rysunek 4.8 Kryteria oceny zgodności wyrobu z wymaganiami na przykładzie oceny odchyłki okrągłości

Wg normy PN-EN ISO 1101 dla wszystkich odchyłek kształtu domyślne oceny ich wartości powinny być wyznaczone metodą minimalnej strefy (*minimum zone*) [Ada2008, Hum2004]. W praktyce wartości odchyłek wyznacza się niekiedy w odniesieniu do linii średniej lub linii przylegającej (rysunek 4.8), są to oceny przybliżone – dają wartości większe od wyznaczonych metodą minimalnej strefy. Domyślnie okrągłość jest uważana za prawidłową, jeżeli element zawiera się między dwoma okręgami współśrodkowym, których różnica promieni jest równa lub mniejsza od wartości podanej tolerancji. Położenie środka okręgów i wartości ich promieni należy wybrać tak, żeby różnica promieni tych dwóch współśrodkowych okręgów miała najmniejszą z możliwych wartości.

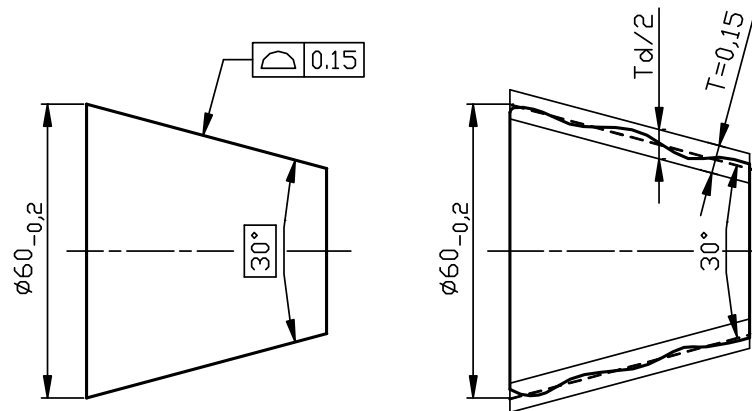
Tolerancja walcowości $T = 0,02$ mm (rysunek 4.6) ogranicza kompleksowo odchyłki prostoliniowości tworzących walca (a więc także odchyłki prostoliniowości osi), odchyłki okrągłości w przekrojach poprzecznych walca oraz odchyłki równoległości przeciwległych tworzących. Pole tolerancji walcowości jest zdefiniowane przez dwa współosiowe walce o różnicy promieni równej wartości tolerancji $T = 0,02$ mm (rysunek 4.9). Cała powierzchnia zaobserwowana rzeczywistego walca powinna zawierać się w przestrzeni między dwiema powierzchniami walcowymi, odległymi o wartość tolerancji – pole tolerancji jest rurą. Pole tolerancji może być dowolnie przesunięte i nachylone (nie jest powiązane w jakikolwiek sposób z zewnętrzną powierzchnią stożkową) – tak, aby rzeczywista powierzchnia otworu mogła się w nim zmieścić. Średnica pola nie ma znaczenia i nie jest określona w specyfikacji tolerancji walcowości.



Rysunek 4.9 Interpretacja tolerancji walcowości z rysunku 4.6.
Polem tolerancji okrągłości jest rura o grubości ścianki
równej tolerancji okrągłości ($T = 0,02$ mm).
Średnica tego pola nie jest określona

Na rysunku 4.10 pokazano zastosowanie tolerancji kształtu wyznaczonej powierzchni przy tolerowaniu stożka. Pole tolerancji jest ograniczone

przez dwie współosiowe powierzchnie, styczne do kul o średnicy $T = 0,15\text{mm}$, których środki leżą na powierzchni o idealnym kształcie geometrycznym – polem tolerancji jest rura stożkowa o kącie określonym przez kąt teoretycznie dokładny 30° (wymiar podany w prostokątnej ramce). Tolerowana powierzchnia stożkowa (powierzchnia zaobserwowana) powinna znajdować się pomiędzy dwiema powierzchniami stycznymi do kul o średnicy $T = 0,15\text{ mm}$, których środki leżą na powierzchni stożkowej o idealnym kształcie geometrycznym. Porównując tolerancję z rysunku 4.10 z tolerancją walcowości (rysunek 4.6 i 4.9) można zauważyć, że tolerancja kształtu wyznaczonej powierzchni ogranicza zarówno kształt jak i wymiar tolerowanego elementu (tylko kąt!; średnica jest tolerowana bezpośrednio dwupunktowo przez tolerancję wymiaru).

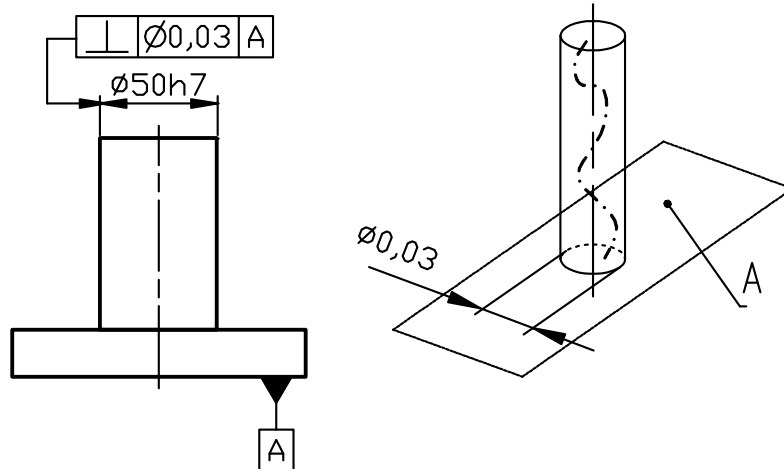


Rysunek 4.10 Stożek tolerowany przez: tolerancję kształtu wyznaczonej powierzchni $T = 0,15\text{ mm}$; kąt stożka teoretycznie dokładny $\alpha = 30^\circ$; wymiar maksymalnej średnicy stożka – specyfikacja i interpretacja

4.4. Tolerancje kierunku

Dla określenia tolerancji kierunku elementu tolerowanego konieczne jest podanie elementu(-ów) odniesienia (bazy/baz) względem którego(-ych) zdefiniowane jest usytuowanie kątowne rozpatrywanego elementu. Baza (bazy) są wykorzystywane do określenia teoretycznie dokładnego kątownego usytuowania pola tolerancji, w którym powinny zawierać się wszystkie punkty zaobserwowanego elementu tolerowanego (osi lub płaszczyzny). Tak więc przypadku tolerancji kierunku ramka tolerancji

powinna mieć trzy lub cztery pola. Tolerancje kierunku dotyczą zawsze elementów zaobserwowanych, a przez to ograniczają ich odchyłki kształtu.



Rysunek 4.11 Tolerancja prostopadłości prostej względem płaszczyzny – specyfikacja i interpretacja

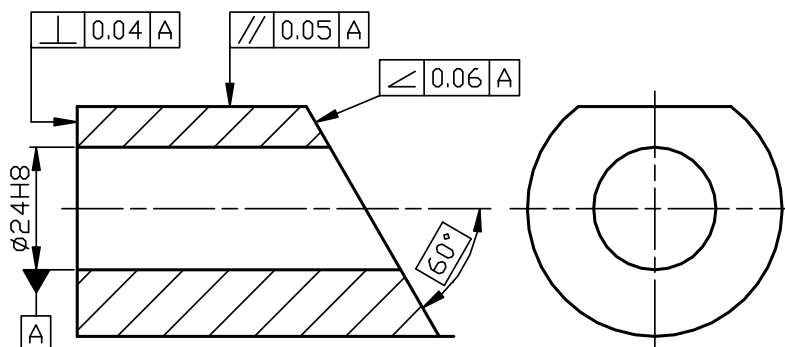
Na rysunku 4.11 pokazano przykład tolerancji prostopadłości prostej względem płaszczyzny. Elementem tolerowanym jest oś zaobserwowana trzpienia (linia środkowa zaobserwowana). Elementem odniesienia (bazą) jest płaszczyzna przylegająca (płaszczyzna idealna) do powierzchni bazowej zaobserwowanej (powierzchni rzeczywistej). Wartość tolerancji jest poprzedzona symbolem " ϕ ", co oznacza, że pole tolerancji jest walcem o osi prostopadłej do bazy i średnicy $T = 0,03$ mm. Oś zaobserwowana powinna zawierać się w walcu o średnicy 0,03 mm prostopadłym do płaszczyzny bazowej A.

Można zauważyć, że tolerancje równoległości i prostopadłości są szczególnymi przypadkami tolerancji nachylenia (rysunki 4.12, 4.13). W przypadku prostopadłości domyślnie kąt teoretycznie dokładny wynosi 90° , zaś przy równoległości domyślnie kąt teoretycznie dokładny wynosi 0° .

Na rysunku 4.12 elementem tolerowanym jest płaszczyzna. Pokazano, jak można określić usytuowanie płaszczyzny względem osi. Dla każdej z tolerancji elementem bazowym (bazą A) jest oś walca przylegającego do zaobserwowanej powierzchni otworu tulei (walca wpisanego w otwór – elementu idealnego), zaś elementem tolerowanym wyróżniona grotem

linii wskazującej powierzchnia zaobserwowana (płaszczyzna rzeczywista).

Tolerancja prostopadłości $T = 0,04$ mm (rysunek 4.12) wyznacza pole tolerancji pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o $0,04$ mm oraz prostopadłymi do bazy A (osi walca wpisanego w otwór zaobserwowany). Tak więc wszystkie punkty zaobserwowanej płaszczyzny tulei wskazanej grottem łączącym ramkę tolerancji prostopadłości z elementem tolerowanym powinny zawierać się między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o $0,04$ mm, które są jednocześnie prostopadłe do prostej bazowej A.



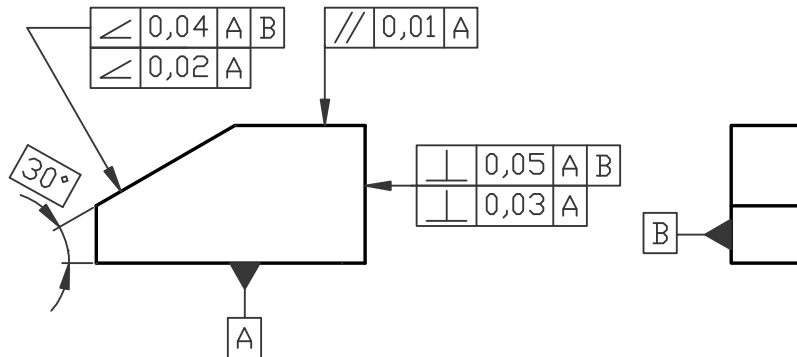
Rysunek 4.12 Tolerancje prostopadłości, równoległości oraz nachylenia płaszczyzny względem osi

Tolerancja równoległości $T = 0,05$ mm (rysunek 4.12) wyznacza pole tolerancji pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o $0,05$ mm oraz równoległymi do bazy A (osi walca wpisanego w otwór). Wszystkie punkty zaobserwowanej płaszczyzny wyrobu wskazanej grottem łączącym ramkę tolerancji równoległości z elementem tolerowanym powinny zawierać się między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o $0,05$ mm, które są jednocześnie równoległe do prostej bazowej A. Tolerancja równoległości nie wprowadza żadnych wymagań odnośnie odległości pola tolerancji (a więc tolerowanej płaszczyzny) od osi bazowej, a przez warunek równoległości ogranicza jedynie zbieżność tolerowanej płaszczyzny do osi.

Tolerancja nachylenia $T = 0,06$ mm (rysunek 4.12) wyznacza pole tolerancji pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o $0,06$ mm oraz nachylonymi pod kątem teoretycznie dokładnym 60° do bazy A (osi walca wpisanego w otwór). Wszystkie punkty powierzchni zaobserwowanej powinny zawierać się między dwiema równoległymi

płaszczyznami odległymi o 0,06 mm, które są jednocześnie nachylone pod kątem teoretycznie dokładnym 60° do osi bazowej A.

Na rysunku 4.13 pokazano, jak poprzez wyspecyfikowanie tolerancji prostopadłości, nachylenia, lub równoległości można określić kierunek płaszczyzny względem wybranej płaszczyzny lub układu dwóch płaszczyzn bazowych.

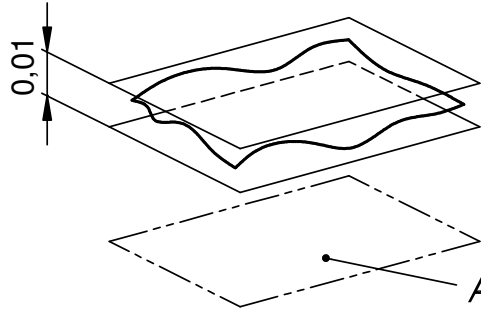


Rysunek 4.13 Tolerancja równoległości płaszczyzny względem płaszczyzny. Tolerancje nachylenia oraz prostopadłości płaszczyzny względem płaszczyzny lub układu dwóch płaszczyzn

Tolerancja prostopadłości ($T = 0,03$ mm) powierzchni zaobserwowanej ścianki kostki względem bazy A (rysunek 4.13) oznacza, iż wymagane jest, aby wszystkie punkty tej powierzchni znajdowały się między dwiema płaszczyznami odległymi od siebie o 0,03 mm prostopadłymi do płaszczyzny przylegającej (idealnej) do powierzchni podstawy kostki. Tolerancja $T = 0,03$ mm nie ogranicza odchyłki prostopadłości ścianki bocznej kostki do jej ścianki tylnej. Dlatego też wprowadzono tolerancję prostopadłości ($T = 0,05$ mm) ścianki bocznej kostki względem układu baz A i B. Bazą główną jest baza A, czyli płaszczyzna przylegająca do zaobserwowanej powierzchni podstawy kostki. Bazą drugorzędną jest baza B, czyli płaszczyzna prostopadła do bazy głównej A oraz stykająca się z zaobserwowaną powierzchnią tylnej ścianki kostki. W tym przypadku dwie równoległe płaszczyzny odległe od siebie o 0,05 mm, wyznaczające pole tolerancji, muszą być prostopadłe zarówno do bazy A jak i do bazy B.

Tolerancja równoległości ($T = 0,01$ mm) górnej powierzchni zaobserwowanej ścianki kostki względem bazy A (rysunek 4.13) oznacza, iż wymagane jest, aby wszystkie punkty zaobserwowane (zmierzone) tej powierzchni znajdowały się między dwiema płaszczyznami odległymi od

siebie o 0,01 mm oraz równoległymi do płaszczyzny przylegającej (idealnej) do powierzchni podstawy kostki (rysunek 4.14). Tolerancja równoległości nie narzuca żadnych wymagań odnośnie odległości dwóch płaszczyzn wyznaczających pole tolerancji od bazy A. W przypadku tolerancji równoległości płaszczyzny do płaszczyzny nie ma potrzeby wprowadzania bazy drugorzędnej.



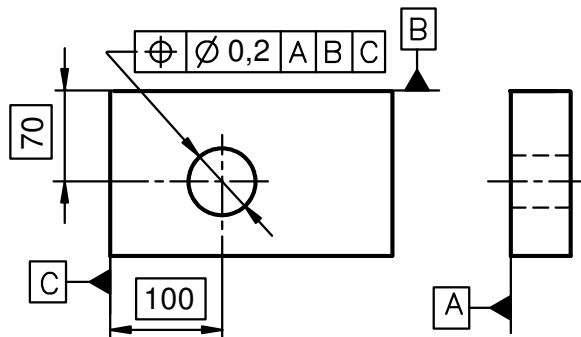
Rysunek 4.14 Powierzchnia zaobserwowana, baza i pole tolerancji dla tolerancji równoległości płaszczyzny względem płaszczyzny wyspecyfikowanej na rysunku 4.13

4.5. Tolerancje położenia

Tolerancje położenia: to tolerancje pozycji, współosiowości, symetrii oraz tolerancja kształtu wyznaczonej powierzchni (wyznaczonego zarysu) wprowadzająca wymagania typowe dla tolerancji położenia. Zazwyczaj tolerancje położenia wymagają wyspecyfikowania bazy lub układu baz względem, których określone jest usytuowanie tolerowanego elementu geometrycznego w wyrobie. Szczególnym przypadkiem tolerowania położenia bez bezpośredniego wskazania bazy jest tolerowanie wzajemnego usytuowania dwóch lub więcej elementów z wykorzystaniem wymiarów teoretycznie dokładnych (rysunek 4.18).

Tolerancje współosiowości i symetrii są szczególnymi przypadkami tolerancji pozycji. W przypadku współosiowości wymagane jest, aby oś tolerowana pokrywała się z osią odniesienia (oś tolerowana, była równoległa do osi odniesienia, zaś odległość teoretycznie dokładna między osią tolerowaną, a osią odniesienia była równa zero). Jeżeli zamiast osi rozważymy płaszczyznę można sformułować analogiczne zależności dla tolerancji symetrii. Tolerancje położenia dotyczą zawsze elementów

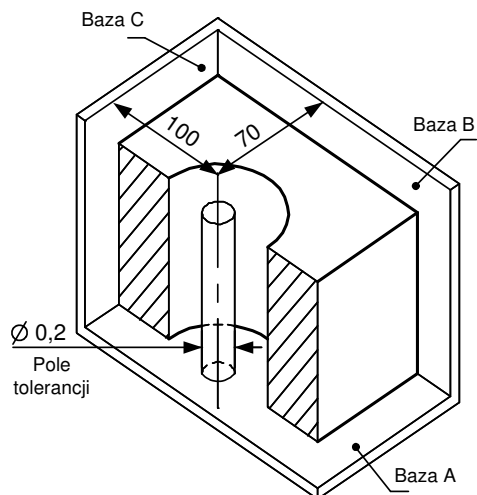
zaobserwowanych, a więc równocześnie ograniczają ich odchyłki kierunku oraz kształtu.



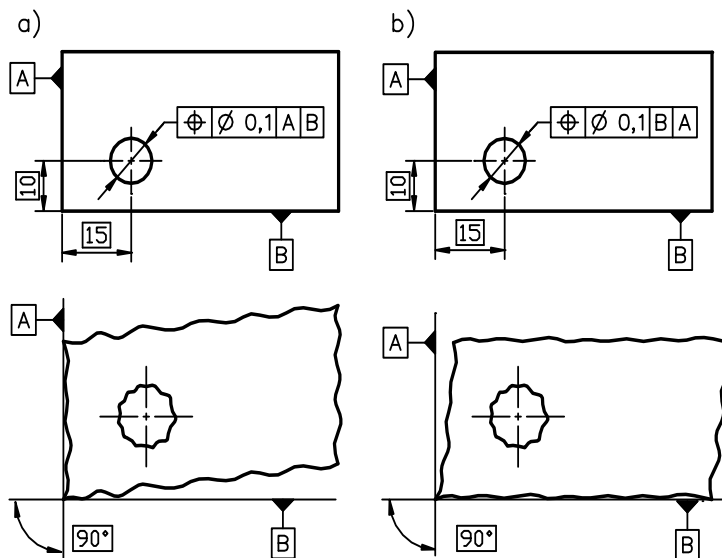
Rysunek 4.15 Tolerancja pozycji osi otworu względem układu trzech płaszczyzn A B C.

Na rysunku 4.15 wyspecyfikowano tolerancję pozycji osi otworu w płycie względem układu trzech płaszczyzn. Wymiary określające usytuowanie walcowego pola tolerancji są wymiarami teoretycznie dokładnymi (TED). Na rysunku 4.15 występują trzy wymiary teoretycznie dokładne: domyślny wymiar kątowy 90° oraz dwa wymiary liniowe 70 mm i 100 mm. Zaobserwowana oś otworu powinna zawierać się w walcowym polu tolerancji (rysunek 4.16), którego oś jest prostopadła do bazy głównej (płaszczyzny przylegającej do powierzchni A płytki) oraz znajduje się w odległości 70 mm od bazy drugorzędnej (płaszczyzny prostopadłej do bazy A oraz stycznej do ścianki B płytki) i w odległości 100 mm od bazy trzeciorzędnej (płaszczyzny prostopadłej do baz A oraz B i stycznej do ścianki C płytki). Zgodnie z normą PN-EN ISO 1101 w polu tolerancji pozycji osi otworu powinna znaleźć się oś zaobserwowana tolerowanego otworu. Oznacza to, że tolerancja pozycji osi otworu ($T = 0,2$ mm) ogranicza odchyłki prostopadłości i prostoliniowości tej osi.

Wymiar teoretycznie dokładny (TED) – theoretically exact dimension to wymiar umieszczony w prostokątnej ramce określający teoretycznie dokładne położenie lub kierunek elementu, grupy elementów lub profilu lub też wzajemne ustawienie baz układu odniesienia.



Rysunek 4.16 Walcowe pole tolerancji pozycji osi otworu (wyspecyfikowanej na rysunku 4.15) względem układu trzech płaszczyzn bazowych A B C

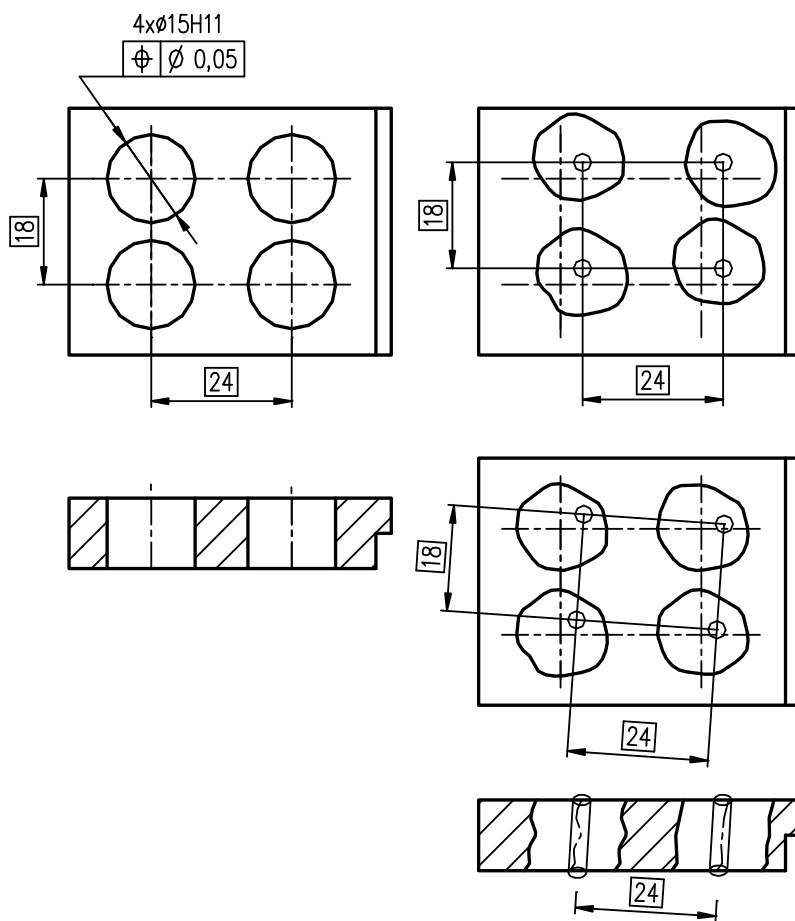


Rysunek 4.17 Znaczenie kolejności baz na przykładzie tolerancji pozycji osi otworu:

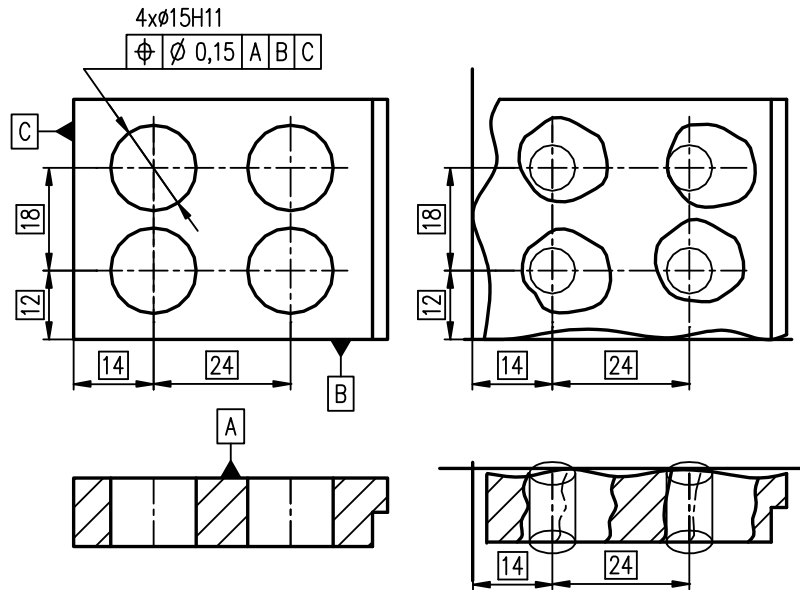
- a) bazą główną jest powierzchnia boczna A, bazą drugorzędną powierzchnia B; b) bazą główną jest powierzchnia boczna B, bazą drugorzędną powierzchnia A.
 Współrzędne osi otworu $X(AB) < X(BA)$; $Y(AB) > Y(BA)$

Na rysunku 4.17 na przykładzie tolerancji pozycji osi otworu względem układu dwóch baz pokazano jak istotna jest kolejność baz przy specyfikacji tolerancji geometrycznych. *Układ baz* to grupa dwóch lub więcej oddzielnych baz wykorzystywanych w określonej kolejności, jako łączne odniesienie dla tolerowanego elementu. Istotna jest kolejność realizacji styku elementów bazowych (powierzchni rzeczywistych wyrobu) z powierzchniami stanowiącymi praktyczne realizacje kolejnych baz. Na rysunku 4.17 baza główna, wyspecyfikowana w trzecim polu ramki tolerancji, jest płaszczyzną przylegającą do zaobserwowanej ścianki płytki. Bazą drugorzędna, wyspecyfikowana w czwartym polu ramki tolerancji, jest płaszczyzną prostopadłą do bazy głównej i styczną do zaobserwowanej powierzchnią ścianki płytki. Dla zaobserwowanej płytki, o ściankach obarczonych odchyłkami kształtu (płaskości) i kierunku (prostopadłości), zmiana kolejności baz prowadzi do dwóch różnych układów współrzędnych. W każdym z tych układów pozycja otworu jest inna.

Dla tolerancji szyku otworów wyspecyfikowanej na rysunku 4.18 nie podano bazy, gdyż nie wymaga się, aby szuk czterech otworów był usytuowany w określony sposób względem innych powierzchni płyty. Ten sposób tolerowania może znaleźć zastosowanie w przypadku płyty zamykającej otwór w korpusie, gdy nie jest istotne położenie otworów na śruby mocujące płytę w stosunku do krawędzi płyty. Ważne jest jedynie, aby otwory w płycie były rozmieszczone w narożach prostopadłością 18 mm na 24 mm, który określa wzajemne rozmieszczenie otworów w korpusie, co pozwala na skuteczne zamknięcie otworu w korpusie.



Rysunek 4.18 Tolerancja pozycji szyku czterech otworów bez wyspecyfikowanej bazy – specyfikacja i interpretacja dla wyrobu zaobserwowanego

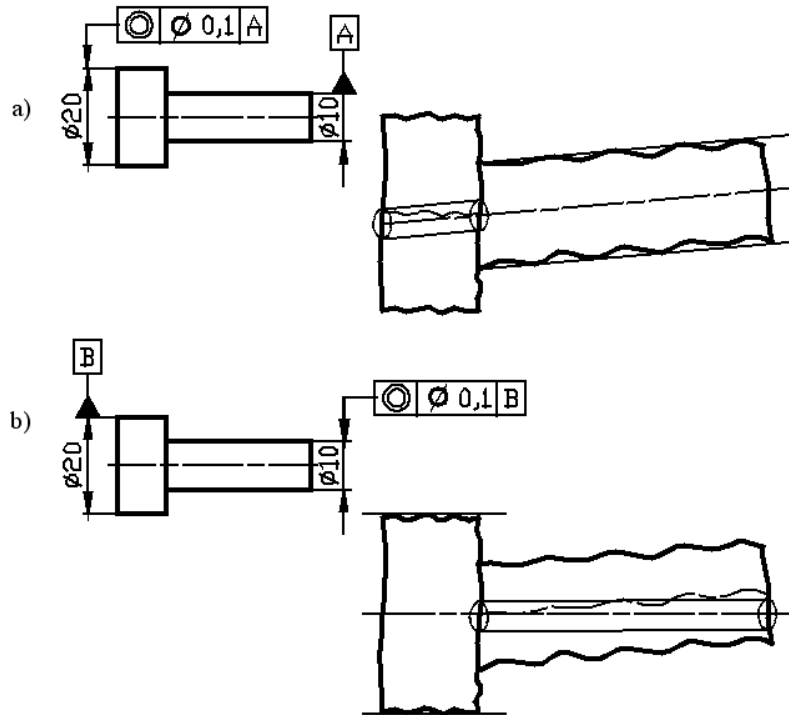


Rysunek 4.19 Tolerancja pozycji szyku czterech otworów względem układu baz A B C – specyfikacja i interpretacja dla wyrobu zaobserwowanego

Na rysunku 4.19 pokazano przykład tolerowania rozmieszczenia szyku czterech otworów w płycie. Oś zaobserwowana każdego z otworów powinna się zawierać w walcowym polu tolerancji o średnicy $T = 0,15$ mm prostopadłym do płaszczyzny przylegającej do powierzchni A płyty. Cztery pola o średnicy $T = 0,15$ mm są usytuowane względem układu baz przez wymiary teoretycznie dokładne – kąt 90° oraz dwa wymiary liniowe: 12 mm i 14 mm dla pierwszego otworu, 12 mm i 38 mm dla drugiego otworu, 30 mm i 14 mm dla trzeciego otworu, 30 mm i 38 mm dla czwartego otworu. Oczywiście jest, iż sposób tolerowania pozycji szyku czterech otworów pokazany na rysunku 4.19 jest kosztowniejszy niż na rysunku 4.18. Oznacza, iż tolerancję szyku czterech otworów wg. rysunku 4.18 można zastosować do skutecznego zamknięcia otworu w komorze silnikowej, natomiast tam gdzie użytkownik bezpośrednio widzi pokrywę, np. w kokpicie pojazdu należy zastosować tolerowanie zgodne z rysunkiem 4.19.

Na rysunku 4.20 na przykładzie tolerancji współosiowości dla wałka dwustopniowego po raz kolejny pokazano jak istotny jest wybór bazy przy tolerancjach położenia. Odchyłkę współosiowości wyznacza średnica najmniejszego walca o osi pokrywającej się z osią odniesienia, obejm-

mującego oś zaobserwowaną. Obrazowo można stwierdzić, że w celu wyznaczenia odchyłki zmniejszamy („obkurczamy”) walec będący polem tolerancji, aż jego powierzchnia oprze się o oś zaobserwowaną. W takim przypadku wyspecyfikowane wymaganie jest spełnione – odchyłka jest mniejsza od tolerancji. Wyszpecyfikowane wymaganie jest niespełnione w przeciwnym przypadku, gdy oś zaobserwowana nie zawiera się w polu tolerancji i walec będący polem tolerancji należy powiększyć, aby objąć nim oś zaobserwowaną i w ten sposób graficznie wyznaczyć odchyłkę.



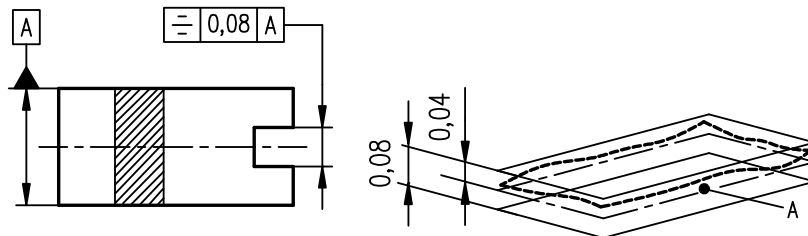
Rysunek 4.20 Tolerancja współosiowości. Zamiana elementów tolerowanego i odniesienia definiuje inne wymaganie

Na rysunku 4.20a wyspecyfikowano tolerancję $T = 0,1$ mm współosiowości osi zaobserwowanej stopnia o średnicy nominalnej $\text{Ø}20$ mm względem osi walca o średnicy nominalnej $\text{Ø}10$ mm (bazy A). Tolerowana oś zaobserwowana stopnia $\text{Ø}20$ zawiera się w polu tolerancji, którego oś pokrywa się z osią walca przylegającego do stopnia $\text{Ø}10$ – wymaganie jest spełnione. Na rysunku 4.20b tolerowana jest oś zaobserwowana walca o średnicy $\text{Ø}10$ mm, zaś za element odniesienia przyjęto

oś walca przylegającego do walca o średnicy $\varnothing 20$ mm (baza B). W tym przypadku tolerowana oś zaobserwowana stopnia $\varnothing 10$ nie zawiera się w polu tolerancji, którego oś pokrywa się z osią walca przylegającego do stopnia $\varnothing 20$ – wymaganie jest niespełnione.

Analizując podany przykład widać, że za elementy odniesienia wskazane jest przyjmować elementy o większych wymiarach – oczywiście należy brać pod uwagę jedynie wymiary w kierunku istotnym dla specyfikowanej tolerancji.

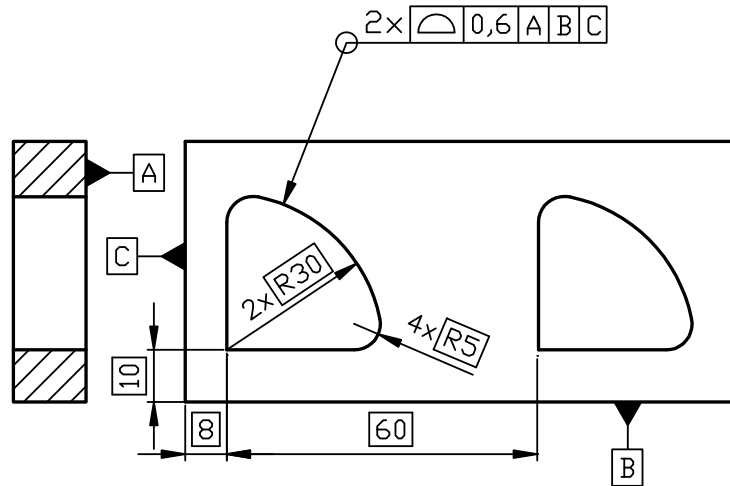
Na rysunku 4.21 pokazano przykład zastosowania tolerancji symetrii. Celem funkcjonalnym jest to, aby rowek znajdował się w środku kostki. Elementem tolerowanym jest powierzchnia środkowa zaobserwowana rowka, zaś elementem odniesienia płaszczyzna symetrii dwóch równoległych płaszczyzn przylegających do zaobserwowanych górnej i dolnej powierzchni kostki. Pole tolerancji ma szerokość 0,08 mm i jest usytuowane symetrycznie względem elementu odniesienia. Pokazana powierzchnia środkowa zaobserwowana znajduje się jedynie powyżej płaszczyzny odniesienia i w analizowanym przykładzie styka się tylko z jedną płaszczyzną ograniczającą pole tolerancji – odchyłka symetrii wynosi 0,08 mm (odchyłka symetrii miałyby również wartość 0,08 mm, gdyby powierzchnia środkowa zaobserwowana stykała się z obydwoma płaszczyznami wyznaczającymi pole tolerancji).



Rysunek 4.21 Tolerancja symetrii powierzchni środkowej zaobserwowanej rowka (zaobserwowanej płaszczyzny symetrii rowka) względem płaszczyzny symetrii kostki (bazy A) – specyfikacja i interpretacja

Na rysunku 4.22 pokazano tolerancję kształtu wyznaczonej powierzchni dla szyku dwóch otworów względem układu baz A B C. Tolerancja kształtu wyznaczonej powierzchni ma w tym przypadku charakter tolerancji pozycji. Kółko w narożu linii wskazującej oznacza, iż tolerancja ta dotyczy całej powierzchni zdefiniowanej w widoku na którym widoczny jest zarys teoretycznie dokładny. Mnożnik 2 przed ramką tolerancji oznacza, że tolerancja dotyczy szyku dwóch otworów. Układ baz określa

teoretycznie dokładne usytuowanie szyku dwóch pól tolerancji. Dla szyku dwóch tolerowanych powierzchni kompleksowo ograniczone są ich odchyłki wymiaru, kształtu, kierunku oraz położenia. Dla każdego z otworów pola tolerancji szyku są ograniczone przez dwie powierzchnie, styczne do sfer o średnicy 0,06, których środki leżą na powierzchniach o idealnym kształcie geometrycznym usytuowanych względem układu baz A B C przez wymiary teoretycznie dokładne $TED = 90^\circ$ (prostokąt), $TED = 10 \text{ mm}$, $TED = 8 \text{ mm}$ oraz $TED = (8+60) \text{ mm}$.



Rysunek 4.22 Tolerancja kształtu wyznaczonej powierzchni dla szyku dwóch otworów – specyfikacja i interpretacja

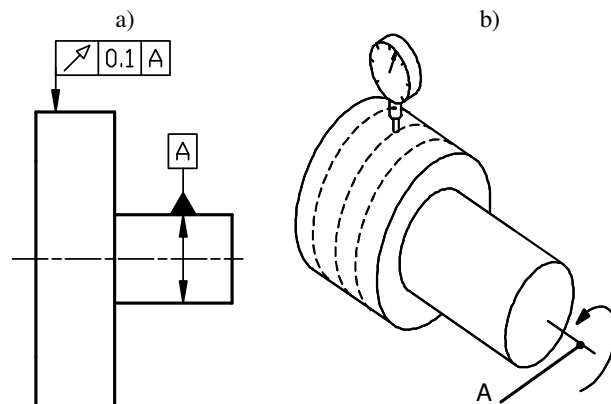
4.6. Tolerancje bicia

Tolerancja bicia promieniowego pojawiła się na rysunkach konstrukcyjnych już w latach trzydziestych XX wieku, gdyż jej definicja jest oparta na łatwym do zrealizowania pomiarze. Początkowo tolerancja ta występowała w formie zapisu tekstowego określającego sposób pomiaru, przykładowo: „Przyłóż końcówkę pomiarową czujnika do wskazanej powierzchni walcowej. Chwyć wałek za inną wskazaną powierzchnię walcową. i obracaj. Obserwuj różnicę wskazań czujnika”.

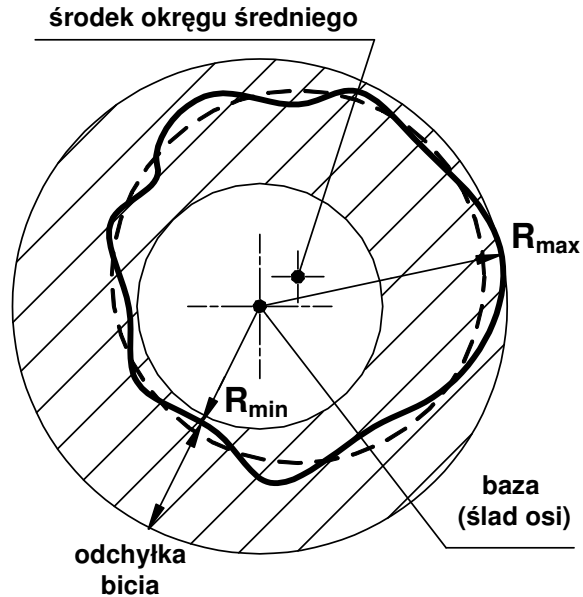
Tolerancje bicia dzielimy na:

- tolerancje bicia obwodowego – odchyłka bicia jest wyznaczana na podstawie pomiaru punktów na wybranym obwodzie powierzchni obrotowej (walcowej, stożkowej lub innej osiowo symetrycznej) albo czołowej (rysunki 4.23, 4.24). Pomiar wykonuje się w kilku przekrojach zerując czujnik przy przejściu do każdego nowego przekroju. Odchyłka bicia obwodowego jest równa największej różnicy wskazań czujnika zaobserwowanej w jednym z badanych przekrojów;
- tolerancje bicia całkowitego – pomiar za pomocą czujnika wykonuje się na całej tolerowanej powierzchni, bez zerowania czujnika przy przejściu do kolejnego przekroju, przy czym należy zachować stałą odległość punktu zamocowania czujnika od osi bazowej (przy tolerancji bicia całkowitego promieniowego) lub płaszczyzny prostopadłej do osi bazowej (przy tolerancji bicia całkowitego osiowego). Podczas pomiaru wyrób obraca się wokół wskazanej osi odniesienia.

Na rysunku 4.23a pokazano tolerancję bicia promieniowego dla wałka dwustopniowego. Elementem tolerowanym jest zaobserwowana powierzchnia walcowa stopnia o większej średnicy oznaczona grottem linii wskazującej, zaś elementem bazowym oś walca opisanego na stopniu o mniejszej. Pomiar odchyłki bicia promieniowego jest łatwy w realizacji (rysunek 4.23b). Po wprowadzeniu wałka w ruch obrotowy należy zaobserwować różnicę wskazań czujnika w kilku przekrojach. Odchyłkę bicia promieniowego określa przekrój w którym zaobserwowano największą różnicę wskazań czujnika.



Rysunek 4.23 a) Tolerancja bicia promieniowego;
b) Koncepcja pomiaru odchyłki bicia promieniowego



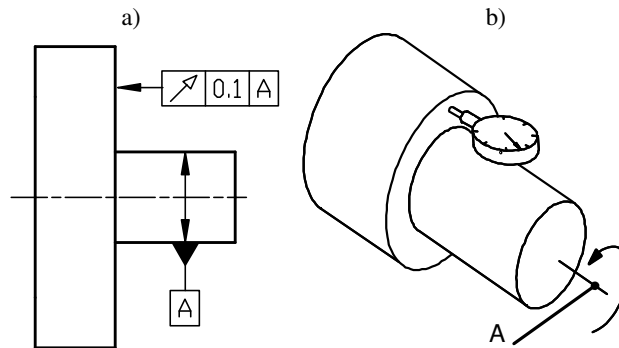
Rysunek 4.24 Pole tolerancji i odchyłka bicia promieniowego dla tolerowanego kołnierza. Element spełnia wymagania – zaobserwowana odchyłka bicia promieniowego jest nieznacznie mniejsza od przyjętej tolerancji

Polem tolerancji bicia promieniowego (rysunek 4.24), jest pierścień o szerokości równej tolerancji ($T = 0,1$ mm zgodnie z rysunkiem 4.23a) i środka pokrywającym się z osią odniesienia. Lina gruba przedstawia zarys zaobserwowany badanego przekroju. Promienie zewnętrzny i wewnętrzny pierścienia nie są określone. Tolerancja $T = 0,1$ mm określa jedynie szerokość pierścienia, a więc różnicę jego promieni. W każdym przekroju tolerowanej powierzchni promienie te mogą mieć inną wartość. Przy sprawdzaniu wyrobu oznacza to, że pomiar wykonuje się w kilku wybranych przekrojach przykładając czujnik do tolerowanej powierzchni i obracając wyrób wokół osi odniesienia. W każdym przekroju, przed rozpoczęciem pomiarów czujnik należy wyzerować. Istotne jest, aby różnica wskazań czujnika w każdym przekroju nie przekroczyła $0,1$ mm.

Na rysunku 4.24 umownie przyjęto, iż okrąg zewnętrzny pierścienia tolerancji jest styczny do zarysu zaobserwowanego. Różnica wskazań czujnika:

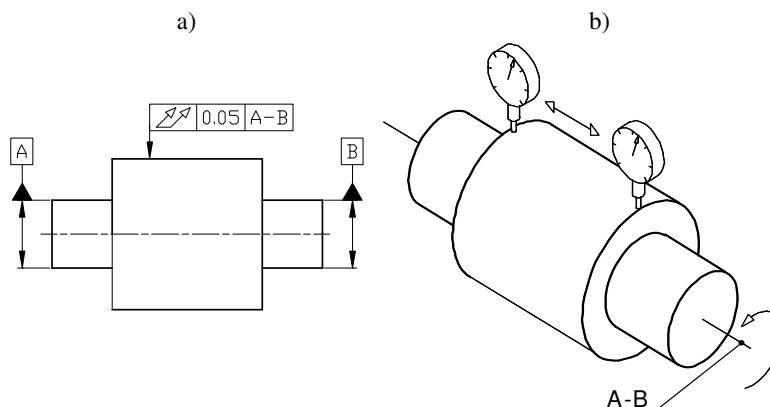
$$\Delta_{\text{bicia prom.}} = R_{\text{max}} - R_{\text{min}} \quad (4.1)$$

określa odchyłkę bicia promieniowego w badanym przekroju. W raporcie z pomiarów, jako odchyłkę bicia promieniowego podaje się maksymalną wartość spośród zaobserwowanych w kilku badanych przekrojach. Linia przerywaną zaznaczono okrąg średni odpowiadający zaobserwowanemu zarysowi. Można zauważyć, że bicie promieniowe wynika z odchyłki współśrodkowości tolerowanej powierzchni i jej odchyłki okrągłości.



Rysunek 4.25 a) Tolerancja bicia osiowego;
b) Koncepcja pomiaru odchyłki bicia osiowego

Na rysunku 4.25a wyspecyfikowano tolerancję bicia osiowego. Pole tolerancji bicia osiowego jest powierzchnią walcową współosiową z osią odniesienia (osią walca opisanego na powierzchni walcowej wskazanej jako baza A rozpatrywanego wału) ograniczoną dwiema równoległymi płaszczyznami prostopadłymi do bazy i odległymi o wartość tolerancji bicia osiowego. W polu tolerancji powinien zmieścić się zarys zaobserwowany tolerowanej powierzchni. Podobnie jak przy bicie promieniowym promień tego pola nie jest ustalony i pomiarów dokonuje się w kilku przekrojach, przy czym zazwyczaj większe wartości różnic wskazań czujnika obserwuje się na większych promieniach. Na bicie osiowe wpływa „przechylenie” powierzchni czołowej względem osi bazowej oraz odchyłka płaskości tej powierzchni. Różnica wskazań czujnika określa odchyłkę bicia osiowego w przekroju na wybranym promieniu. W raporcie z pomiarów, jako odchyłkę bicia osiowego podaje się maksymalną wartość spośród wszystkich zaobserwowanych w badanych przekrojach.



Rysunek 4.26 a) Tolerancja bicia promieniowego całkowitego;
b) Koncepcja pomiaru odchyłki bicia promieniowego całkowitego

Na rysunku 4.26a wyspecyfikowano tolerancję bicia promieniowego całkowitego powierzchni środkowej wałka trzystopniowego względem osi wspólnej dwóch czopów. Elementem tolerowanym jest zaobserwowana powierzchnia walcowa oznaczona grotem linii wskazującej, zaś elementem bazowym oś wspólna dwóch czopów, co pokazano zapisem A–B w trzecim polu ramki tolerancji. Koncepcję pomiaru odchyłki bicia promieniowego całkowitego przedstawiono na rysunku 4.26b. Po wprowadzeniu wałka w ruch obrotowy należy zaobserwować różnicę wskazań czujnika przesuwając czujnik równoległe do osi bazowej. Czujnik jest zerowany tylko raz – przed rozpoczęciem pomiarów. Odchyłkę bicia promieniowego całkowitego określa różnica między największym, a najmniejszym wskazaniem czujnika, przy czym zazwyczaj największa wartość wskazań czujnika jest obserwowana w innym przekroju niż najmniejsze wskazanie czujnika, co pokazano wzorem (4.2). Innymi słowy odchyłka bicia promieniowego całkowitego jest różnicą między promieniem punktu na tolerowanej powierzchni, który jest najdalej oddalony od osi odniesienia, a promieniem punktu, który jest najbliższy osi odniesienia. Należy podkreślić, że celem pomiaru nie są wartości promieni, a jedynie ich różnica, co pozwala zastosować do pomiaru czujnik, którego zakres pomiarowy jest zwykle wielokrotnie mniejszy od wartości nominalnej promienia tolerowanej powierzchni.

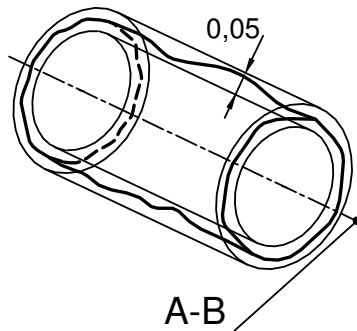
$$\Delta_{\text{bicia prom. całkowitego}} = \max(R_{i \max}) - \min(R_{j \min}) \quad (4.2)$$

gdzie:

$\max(R_{i \max})$ – maksymalne wskazanie czujnika w badanych przekrojach;

$\min(R_{j \min})$ – minimalne wskazanie czujnika w badanych przekrojach;

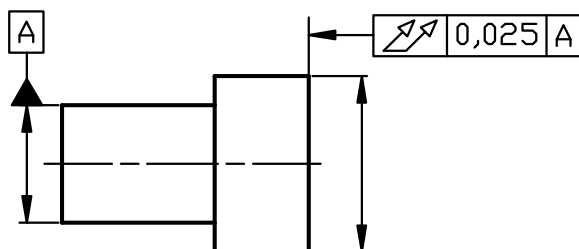
$i, j = 1$ do n gdzie: n jest liczbą przekrojów, w których wykonano pomiary.



Rysunek 4.27 Pole tolerancji bicia promieniowego całkowitego – rura o osi wyznaczonej przez elementy bazowe

Polem tolerancji bicia promieniowego całkowitego, jest przestrzeń między dwoma współosiowymi powierzchniami walcowymi, czyli rura, której grubość ścianki jest równa wartości tolerancji. Usytuowanie w przestrzeni osi rury wyznacza baza – oś wspólna czopów (rysunek 4.27). Promienie zewnętrzny i wewnętrzny rury nie są określone. Odchyłka bicia promieniowego całkowitego jest wypadkową odchyłki walcowości tolerowanej powierzchni oraz jej współosiowości z osią wskazaną jako baza.

Tolerancję bicia osiowego całkowitego (rysunek 4.28) definiuje się analogicznie – rozpatruje się równocześnie całą powierzchnie czołową, a nie zbiór pojedynczych przekrojów walcowych, jak przy tolerancji bicia osiowego. Bicie osiowe całkowite wyznaczone jest jako maksymalna różnica wskazań czujnika, przesuwanego między osią odniesienia, a zewnętrzną powierzchnią obrotową ograniczającą tolerowaną powierzchnię płaską. Podczas pomiaru, w każdym przekroju, końcówka pomiarowa czujnika przemieszcza się w kierunku osiowym wskutek wymuszenia wynikającego z obrotu tolerowanej powierzchni wokół osi odniesienia. Przy pomiarze należy zwrócić uwagę, aby przy przemieszczaniu czujnika do kolejnych badanych przekrojów zapewnić stałą odległość uchwytu czujnika, od wybranej płaszczyzny prostopadłej do osi odniesienia. Zaobserwowana różnica wskazań czujnika powinna odzwierciedlać odchyłkę bicia promieniowego całkowitego, a nie wynikać z błędów pozycjonowania czujnika.



Rysunek 4.28 Tolerancja bicia osiowego całkowitego

Obrazowo można powiedzieć, że dla każdej z tolerancji bicia grotty linii wskazującej łączącej ramkę tolerancji z tolerowaną powierzchnią wskazują, jako kierunek przemieszczania trzpienia pomiarowego czujnika wykorzystywanego do wyznaczenia odchyłki bicia, kierunek prostopadły do tolerowanej powierzchni. Możliwe jest również wyspecyfikowanie wybranego kierunku przemieszczania końcówki pomiarowej czujnika.

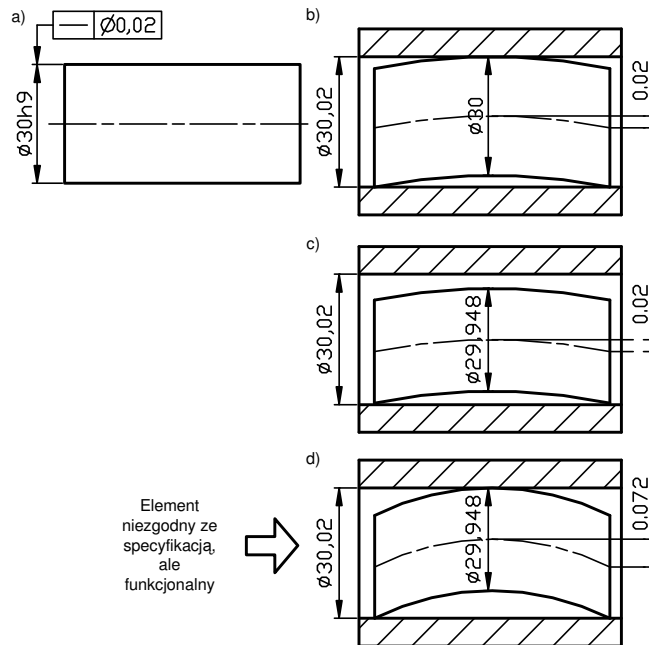
4.7. Tolerancje zależne

Tolerancje geometryczne przedstawione powyżej określały wymagania odnośnie kształtu, kierunku lub położenia wałków i otworów niezależnie od ich zaobserwowanych wymiarów. Oznacza to, że podczas weryfikacji geometrii wyrobów oddzielnie mierzone są wymiary i oddzielenie odchyłki geometryczne. Jeżeli wyrób spełnia każde z tych wymagań to jest zgodny ze specyfikacją, a więc może być przekazany do montażu.

Rozważmy jeszcze raz tolerancję prostoliniowości osi wałka (rysunek 4.4). Specyfikacja tolerancji prostoliniowości i tolerancji wymiaru (rysunek 4.29a) oznacza, iż wyrobem spełniającym wymagania jest wałek, który ma w każdym przekroju średnicę 30 mm równą wymiarowi maksimum materiału i odchyłkę prostoliniowości osi równą 0,02 mm (rysunek 4.29b). Oznacza to, iż konstruktor przewiduje do współpracy z tym wałkiem otwór o średnicy 30,02 mm, który pokazano na rysunku 5.29 (na tym etapie dla uproszczenia założono, że otwór jest idealnym walcem). Na rysunku 4.29c przedstawiono wałek który ma w każdym przekroju średnicę 29,948 mm równą wymiarowi minimum materiału i odchyłkę prostoliniowości osi równą 0,02 mm. Łatwo zauważyć, że między wałkiem a otworem występuje luz. Oznacza, iż wałek o średnicy 29,948 mm mógłby być jeszcze bardziej wygięty (mieć

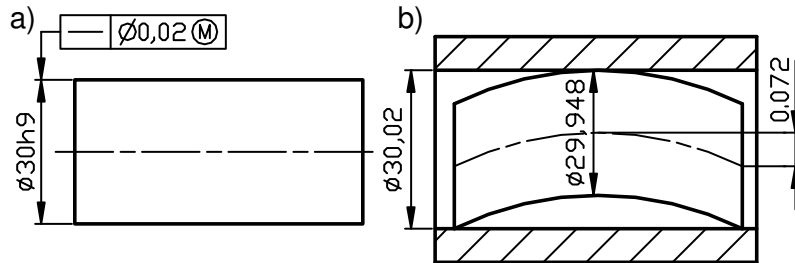
większą odchyłkę prostoliniowości osi) i nadal zmieściłby się w otworze. Skrajny przypadek przedstawiono na rysunku 4.29c wałek o średnicy 29,948 mm ma odchyłkę prostoliniowości osi równą 0,072 mm. Niestety wałek taki mimo, iż jest montowalny, tj. spełnia oczekiwane wymagania funkcjonalne w czasie kontroli zostanie odrzucony. Dla producenta oznacza to stratę finansową, zainwestowano w zakup półwyrobu, poniesiono koszty obróbki.

Aby uniknąć brakowania elementów spełniających wymagania funkcjonalne w normie PN-EN ISO 2692:2008 zdefiniowano wymaganie maksimum materiału (*Maximum material requirement, MMR*), wymaganie minimum materiału (*Least material requirement, LMR*), oraz wymaganie wzajemności (*Reciprocity Requirement, RPR*). Umiejętne zastosowanie tych wymagań pozwala jednoznacznie opisać określone przez konstruktora właściwości funkcjonalne elementów wymiarowalnych, przy możliwie największych tolerancjach, co zapewnia znaczne korzyści ekonomiczne. Poniżej podano jedynie podstawowe informacje o wymaganiu maksimum materiału.



Rysunek 4.29 a) Specyfikacja tolerancji prostoliniowości osi i odchyłek granicznych wymiaru (IT9 = 0,52 mm; b), c) wyroby zaobserwowane spełniające wyspecyfikowane wymagania; d) wyrób niezgodny z wymaganiami – odchyłka prostoliniowości osi $\Delta = 0,072$ mm

Wymaganie maksimum materiału łączy w sobie wymagania odnośnie wymiaru i tolerancji geometrycznej specyfikowane jest za pomocą litery M w kółku umieszczonej w ramce tolerancji po wartości tolerancji lub po symbolu oznaczającym bazę.



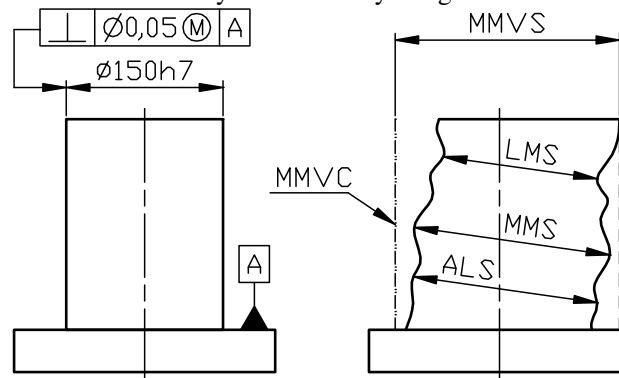
Rysunek 4.30 a) Specyfikacja tolerancji prostoliniowości osi z wymaganie maksimum materiału; b) Wyrób zaobserwowany spełniający wyspecyfikowane wymagania – wałek mieści się w powłoce o wymiarze wirtualnym maksimum materiału równym 30,02 mm i średnice lokalne zawierają się w przedziale od 29,948 do 30 mm

Na rysunku 4.30a podano przykład wymagania maksimum materiału dla elementu walcowego zewnętrznego (wałka) z wymaganiami odnoszącymi się do wymiaru i kształtu (prostoliniowości). Na rysunku 4.30b pokazano współpracę tolerowanego wałka z otworem (dla uproszczenia założono, że otwór jest idealnym walcem). Dla montażu istotne jest jedynie, aby wałek zmieścił się w otworze. Możliwe są różne przypadki. Minimalny luz montażowy występuje, jeżeli wałek ma wymiar maksimum materiału (30 mm) oraz jeżeli jego odchyłka geometryczna (odchyłka prostoliniowości) osiąga również wartości maksymalne (0,02 mm). Luz montażowy wzrasta do maksimum, kiedy wymiary montowanego wałka odbiegają najbardziej od wymiarów maksimum materiału (osiągają wymiar minimum materiału 29,948 mm) oraz jeżeli odchyłka prostoliniowości osi jest zerowa. Z powyższego wynika, że jeżeli wymiary wałka nie osiągają wymiarów maksimum materiału to podana tolerancja geometryczna może być powiększona bez obawy utraty możliwości montażowości w otworze (skrajny przypadek pokazano na rysunku 4.30b).

Formalnie wymaganie maksimum materiału (MMR) definiuje się, jako wymaganie dotyczące elementu wymiarowalnego, określające element geometryczny tego samego typu o idealnym kształcie z podaną wartością charakterystyki własnej (wymiaru) równą wymiarowi wirtualnemu maksimum materiału (MMVS – *Maximum Material Virtual Size*), która ogranicza element nieidealny od strony zewnętrznej materiału.

Interpretację powyższej definicji przedstawiono na rysunku 4.31. Tym razem celem funkcjonalnym jest montaż tulei na trzpieniu (trzpień powinien równocześnie zawierać się w otworze tulei) przy zapewnieniu przylegania czoła tulei do podstawy trzpienia. Specyfikacja podana na rysunku 4.31 narzuca na tolerowany element następujące wymagania:

- element tolerowany zaobserwowany nie powinien przekraczać stanu wirtualnego maksimum materiału, MMVC, którego średnica wynosi
 $MMVS = MMS + T = (150+0,05) = 150,05 \text{ mm}$;
- element zaobserwowany powinien mieć wszędzie średnicę lokalną zaobserwowaną ALS równą lub większą niż wymiar minimum materiału LMS i równą lub mniejszą niż wymiar maksimum materiału MMS, ($IT7 = 0,04 \text{ mm}$), czyli $149,96 \text{ mm} = LMS \leq ALS \leq MMS = 150 \text{ mm}$
- kierunek stanu wirtualnego maksimum materiału MMVC jest prostopadły do bazy, zaś położenie MMVC nie jest określone żadnymi dodatkowymi ograniczeniami.



Rysunek 4.31 Wymaganie maksimum materiału dla elementu walcowego zewnętrznego z wymaganiami dotyczącym prostopadłości i wymiaru – specyfikacja i interpretacja

Tradycyjnie specyfikacja podana na rysunku 4.31 była nazywana *tolerancją prostopadłości osi walca do płaszczyzny z wymaganie maksimum materiału dla elementu tolerowanego* i tolerancją $T = 0,05 \text{ mm}$ obowiązującą, gdy tolerowany element znajduje się w stanie maksimum materiału. Wydaje się, że nadal można by stosować to nazewnictwo, przy czym należy pamiętać o powierzchniowej interpretacji wymagań.

Stan wirtualny maksimum materiału (MMVC) określa postać elementu skojarzonego o wymiarze wirtualnym maksimum materiału (MMVS). Wymiar wirtualnym maksimum materiału opisuje wymiar idealnego elementu geometrycznego (powierzchni granicznej), w której zawiera się element geometryczny w stanie maksimum materiału przy jednoczesnym występowaniu maksymalnych dopuszczalnych odchyłek kształtu/kierunku/położenia. Wymiar wirtualny maksimum materiału jest określony zależnościami:

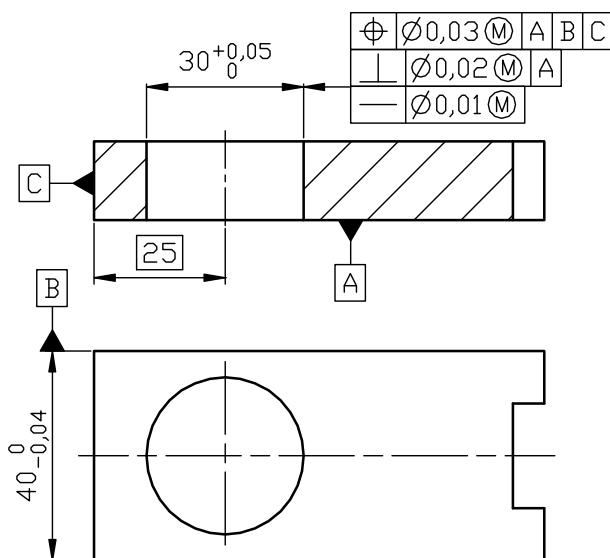
- dla elementów zewnętrznych

$$MMVS = MMS + T \quad (4.3)$$

- dla elementów wewnętrznych

$$MMVS = MMS - T \quad (4.4)$$

Na rysunku 4.32 pokazano zastosowanie wymagania maksimum materiału przy specyfikacji tolerancji prostoliniowości osi otworu, tolerancji prostopadłości osi otworu oraz tolerancji pozycji osi otworu.



Rysunek 4.32 Wymaganie maksimum materiału dla elementu walcowego wewnętrznego z wymaganiami dotyczącymi: pozycji i wymiaru (MMVS = 29,97 mm); prostopadłości i wymiaru. (MMVS = 29,98 mm); prostoliniowości i wymiaru (MMVS = 29,99 mm).



Literatura

W tym rozdziale

- Podręczniki
- Artykuły
- Strony www

[Ada2008] Adamczak S., *Pomiary geometryczne powierzchni*, WNT, 2008.

[Dra1999] Drake P. J. Jr, *Dimensioning and tolerancing handbook*, McGraw-Hill, New York, 1999.

[Bia2006] Białas S., *Metrologia techniczna z podstawami tolerowania wielkości geometrycznych dla mechaników*, Ofic. Wyd. PW, 2006.

[Bia2003] Białas S., *Tolerancje geometryczne w specyfikacjach geometrii wyrobu*, Mechanik, nr 3, s. 140-144, 2003.

[Hum2004] Humienny Z. (red), *Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) – podręcznik europejski*, WNT, 2004.

[Hum2007] Humienny Z., *Tolerancje kształtu, kierunku, położenia i bicia – ustalenia nowej Polskiej Normy. cz. 1, 2*; Mechanik nr 3, 4; s. 160-164, 295-297; 2007.

[Hen2006] Henzold G., *Geometrical dimensioning & tolerancing for design, manufacturing & inspection*, Butterworth-Heinemann, 2006.

[Jak2004] Jakubiec W., Malinowski J., *Metrologia wielkości geometrycznych*, WNT, 2004.

[Rat2005] Ratajczyk E. *Współrzędnościowa technika pomiarowa*, Ofic. Wyd. PW, 2005.

<http://www.hexagonmetrology.net/>

<http://etinews.com> <http://www.tec-ease.com>

<http://isotc213.ds.dk>

<HTTP://www.iso.org.ch>

<HTTP://www.pkn.com.pl>