

Moduł 3

Tolerancje i pasowania

1. Definicja wymiaru nominalnego, granicznego, odchyłek granicznych, tolerancji, pasowania, luzu granicznego
2. Zasada stałego otworu i stałego wałka, zasada tolerowania w głąb i na zewnątrz materiału
3. Sposoby oznaczania odchyłek i tolerancji wymiaru
4. Rodzaje pasowań
5. Oznaczanie pasowań
6. Obliczanie tolerancji i luzów na podstawie wymiarów nominalnych i odchyłek granicznych
7. Przeliczanie odchyłek

1. Definicja wymiaru nominalnego, granicznego, odchyłek granicznych, tolerancji, pasowania, luzu granicznego (PN-ISO 286-1:2010)

Wymiar (PN-ISO 286-1:2010) – liczba wyrażająca w określonych jednostkach miary wartość liczbową długości lub kąta.

Otwór – określenie umowne, stosowane w znaczeniu elementów bryły określonych wymiarem wewnętrznym (w tym również elementów niewalcowych). Przykładem może być otwór walcowy powstały w płycie po wywierceniu wiertłem lub otwór o przekroju prostokątnym uzyskany w płycie poprzez wypiłowanie pilnikiem.

Wałek – określenie umowne, stosowane w znaczeniu elementów bryły określonych wymiarem zewnętrznym (w tym również elementów niewalcowych). Przykładem może być: wałek, pręt lub drut przekroju okrągłym, bądź wałek lub pręt o przekroju kwadratowym.

Wymiar nominalny [D_o – dla otworu, D_w – dla wałka [wg 6]], N – często używane oznaczenie w przykładach obliczeniowych dotyczących pasowań; jeśli mówimy o pasowaniu zawsze musi zachodzić zależność: $D_o = D_w = N$] – znormalizowany wymiar teoretyczny przedmiotu, względem którego odnosi się odchyłki. **Z wymiaru nominalnego wynikają wymiary graniczne poprzez podanie wspomnianych odchyłek (PN-ISO 286-1:2010).** Wymiar nominalny jest podawany na rysunku technicznym maszynowym w milimetrach, bez zamieszczania jednostek [mm]. W praktyce wymiary nominalne są nieosiągalne ze względu na błędy wykonania czy błędy metody pomiarowej, dlatego wymiary rzeczywiste są zawsze nieco większe lub mniejsze od nominalnych. Wymiar nominalny i odchyłki wyznaczają zakres, w którym powinien zawierać się rzeczywisty wymiar przedmiotu.

Wymiar rzeczywisty – jest to wymiar określony jednoznacznie w istniejących warunkach. Wymiar rzeczywisty jest to wymiar jaki otrzymano by po przeprowadzeniu bezbłędnego pomiaru (PN-ISO 286-1:2010).

Wymiar zaobserwowany – jest to wymiar określony na podstawie pomiaru dokonanego

z ustaloną dokładnością pomiaru (PN-ISO 286-1:2010).

Rozróżniamy następujące rodzaje wymiarów:

Wymiar zewnętrzny (Z [wg 6]) – jest to odległość elementów powierzchni, pomiędzy którymi ich bezpośrednie otoczenie jest wypełnione materiałem. Przykładem takiego wymiaru może być: średnica wałka, grubość blachy, długość pręta, itp.

Wymiar wewnętrzny (W [wg 6]) – jest to odległość elementów powierzchni pomiędzy którymi ich bezpośrednie otoczenie nie jest wypełnione materiałem. Przykładem może być: średnica otworu, szerokość rowka.

Wymiar mieszany – jest to odległość elementów powierzchni, pomiędzy którymi bezpośrednio otoczenie jednego z nich jest wypełnione materiałem, a drugiego jest wypełniona materiałem jedynie na zewnątrz. Przykładem może być: głębokość nieprzelotowego otworu, głębokość rowka klinowego.

Wymiar pośredni, czasem zwany abstrakcyjnym – taki wymiar, którego nie można zmierzyć bezpośrednio, a więc odległość między dwoma tworami wyobraźnymi (abstrakcyjnymi) lub między jednym tworem rzeczywistym i drugim wyobraźnym (teoretycznym). Przykładem jest rozstawienie osi otworów lub odległość osi otworu od ściany przedmiotu.

Wymiary graniczne, dolny **A** i górny **B** to wymiary, między którymi powinien być zawarty lub być równy jednemu z nich **wymiar zaobserwowany** dobrze wykonanej części (PN-ISO 286-1:2010).

Wśród wspomnianych **wymiarów granicznych** rozróżnia się:

- dolny wymiar graniczny otworu A_o i dolny wymiar graniczny wałka A_w ,
- górny wymiar graniczny otworu B_o i dolny wymiar graniczny wałka B_w .

Wymiar tolerowany - wymiar który należy oznaczyć wymiarem nominalnym i następującym po nim oznaczeniem wymaganego pola tolerancji lub odchyłkami granicznymi (PN-ISO 286-1:2010). Określają go jednoznacznie wspomniane dwa **wymiary graniczne**:

- wymiar górny **B** (większy wymiar graniczny – największy dopuszczalny wymiar elementu),
- wymiar dolny **A** (mniejszy wymiar graniczny – najmniejszy dopuszczalny wymiar elementu).

Jeżeli część ma być uznana za poprawnie wykonaną, to jej **wymiar zaobserwowany** nie może przekroczyć wspomnianych dwóch **wymiarów granicznych**: dolnego **A** i górnego **B**.

Wymiar tolerowany liczbowo składa się z trzech wymiarów wyrażonych liczbami: wymiaru nominalnego N oraz odchyłek granicznych

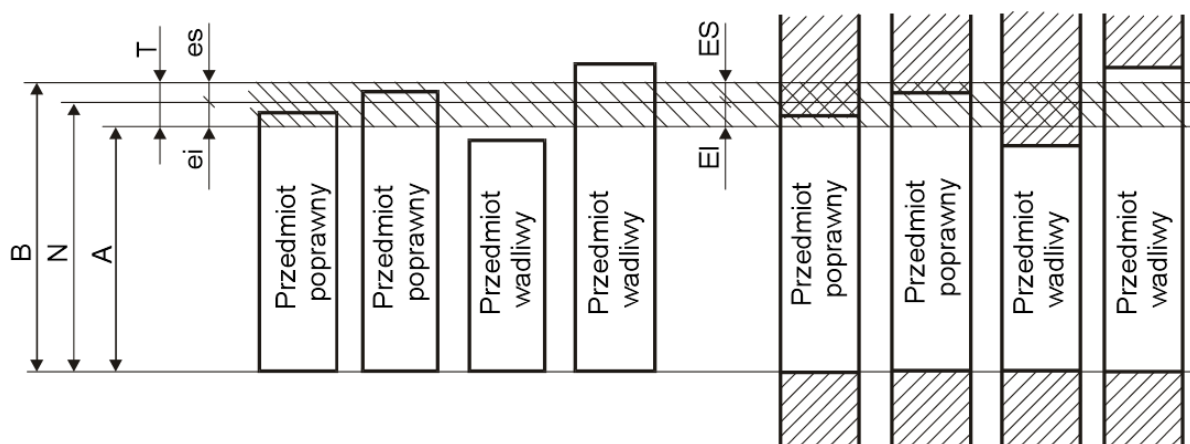
- górnej (es, ES)
- dolnej (ei, EI).

Małe litery (es, ei) odpowiadają **wymiarowi zewnętrznemu** (wałek), wielkie (ES, EI) **wymiarowi wewnętrznemu** (otwór).

Wymiar max mat. (ML ; $ML_o = A_o$ – dla otworu, $ML_w = B_w$ – dla wałka) – oznaczenie dotyczące tego z dwóch wymiarów granicznych, który odpowiada wymiarowi maksimum materiału danego elementu (PN-ISO 286-1:2010).

Wymiar min mat. (LML ; $LML_o = B_o$ – dla otworu, $LML_w = A_w$ – dla wałka) – oznaczenie dotyczące tego z dwóch wymiarów granicznych, który odpowiada wymiarowi minimum materiału danego elementu (PN-ISO 286-1:2010).

Tolerowanie wymiaru polega na określeniu dwóch wymiarów granicznych: dolnego **A** i górnego **B**, między którymi powinien się znaleźć wymiar przedmiotu (rys.3.1).



Rys. 3.1. Wymiary: nominalny, graniczne, tolerancja wymiaru i odchyłki
Źródło: http://www.kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf

Tolerancja (T; T_o – dla otworu, T_w – dla wałka) jest to różnica między górnym wymiarem granicznym a dolnym wymiarem granicznym (PN-ISO 286-1:2010).

$$T = B - A$$

Tolerancja jest zawsze **nieujemna** ponieważ górny wymiar graniczny jest zawsze większy

od dolnego wymiaru granicznego lub mu równy.

Tolerancja normalna IT – każda tolerancja należąca do układu tolerancji i pasowań ISO (PN-ISO 286-1:2010).

Układ tolerancji – znormalizowany układ tolerancji i odchyłek (PN-ISO 286-1:2010).

Pole tolerancji – przy graficznym przedstawieniu obszar ograniczony wymiarami granicznymi: górnym i dolnym (PN-ISO 286-1:2010).

Linia zerowa – prosta reprezentująca wymiar nominalny, względem której określa się odchyłki i tolerancje przy przedstawianiu graficznym wymiarów granicznych i pasowań (PN-ISO 286-1:2010).

Odchyłką górną (ES – dla wymiaru wewnętrznego, es dla wymiaru zewnętrznego) nazywa się algebraiczną różnicę między **górnym wymiarem granicznym B** i **wymiarem nominalnym N** (równym odpowiednio: **D_o** – dla otworu lub **D_w** – dla wałka [wg 6]).

$$ES = B_o - N = B_o - D_o$$

$$es = B_w - N = B_w - D_w$$

$$B_o = N + ES = D_o + ES$$

$$B_w = N + es = D_w + es$$

Odchyłką dolną (EI – dla wymiaru wewnętrznego, ei – dla wymiaru zewnętrznego) nazywa się różnicę między **dolnym wymiarem granicznym A** i **wymiarem nominalnym N** (równym odpowiednio: **D_o** – dla otworu lub **D_w** – dla wałka [wg 6]).

$$EI = A_o - N = A_o - D_o$$

$$ei = A_w - N = A_w - D_w$$

$$A_o = N + EI = D_o + EI$$

$$A_w = N + ei = D_w + ei$$

Ponieważ najczęściej skojarzenia części powstają przez połączenie wałka z otworem, dlatego w technice powszechnie przyjęto, że mówi się o zasadach tolerancji średnic wałków i otworów. Zasady tolerancji dla innych wymiarów:

- zewnętrznych, takich jak: długość, szerokość, wysokość przedmiotu – oznacza się tak samo jak wałki,

- wewnętrznych, takich jak szerokość rowka, itp. – oznacza się tak samo jak otwory.

Tolerowany wymiar zapisuje się w ten sposób, że u dołu piszemy odchyłkę dolną a u góry odchyłkę górną. Na przykład $40^{+0.05}_{-0.03}$ (wymiar nominalny N jest równy 50 mm, odchyłka górna ES lub es jest równa +0.05 mm, zaś odchyłka dolna jest równa -0.03 mm)

Ze związków pomiędzy wymiarami granicznymi B i A, wymiarem nominalnym N i odchyłkami granicznymi es(ES), ei (EI) wynika, że tolerancje można obliczyć także za pomocą odchyłek granicznych.

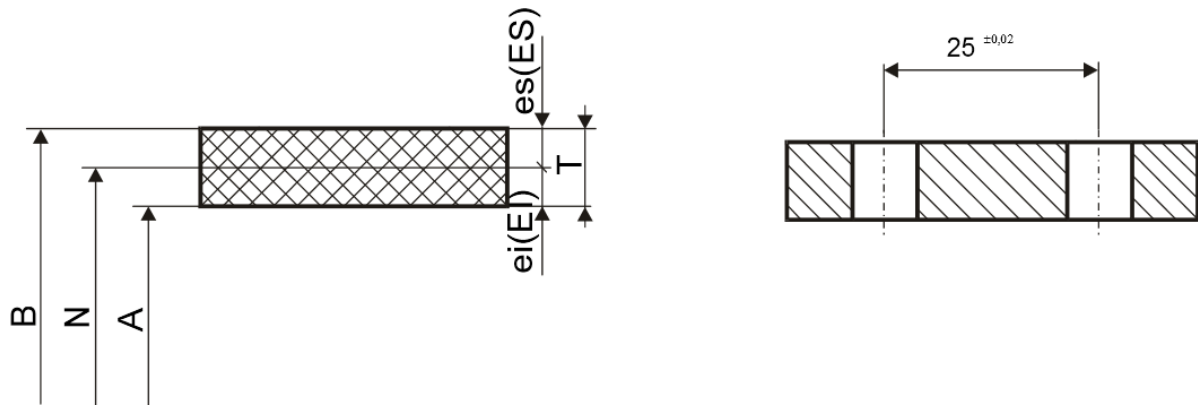
$$T_w = B_w - A_w = N + es - (N + ei) = D_w + es - (D_w + ei) = es - ei$$

$$T_o = B_o - A_o = N + ES - (N + EI) = D_o + ES - (D_o + EI) = ES - EI$$

Położenie pola tolerancji względem wymiaru nominalnego może być:

- a) symetryczne, gdy wartości odchyłek są jednakowe, a tylko ich znaki różne (rys. 3.2), np.

$$25 \pm 0.05$$

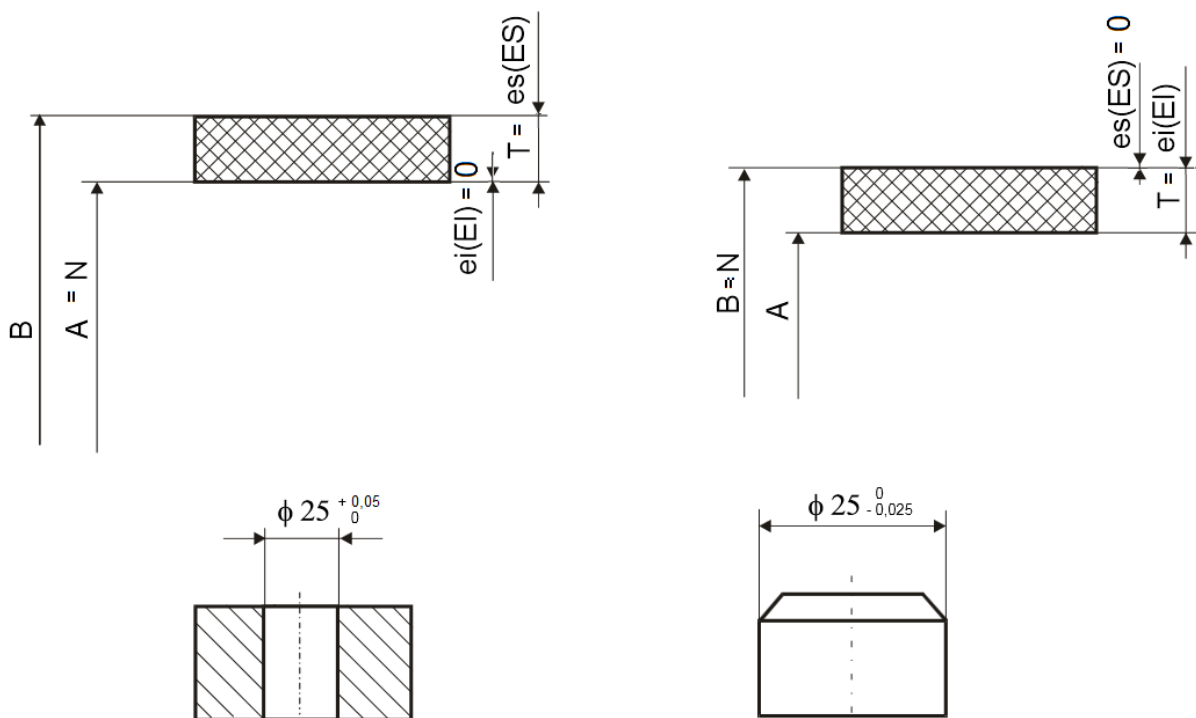


Rys. 3.2. Tolerowanie symetryczne

Źródło: http://www.kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf

- b) asymetryczne, gdy jedna z odchyłek równa się zero (rys. 3.3), np.

$$\phi 25_0^{+0.05} \text{ lub } \phi 25_{-0.025}^0$$

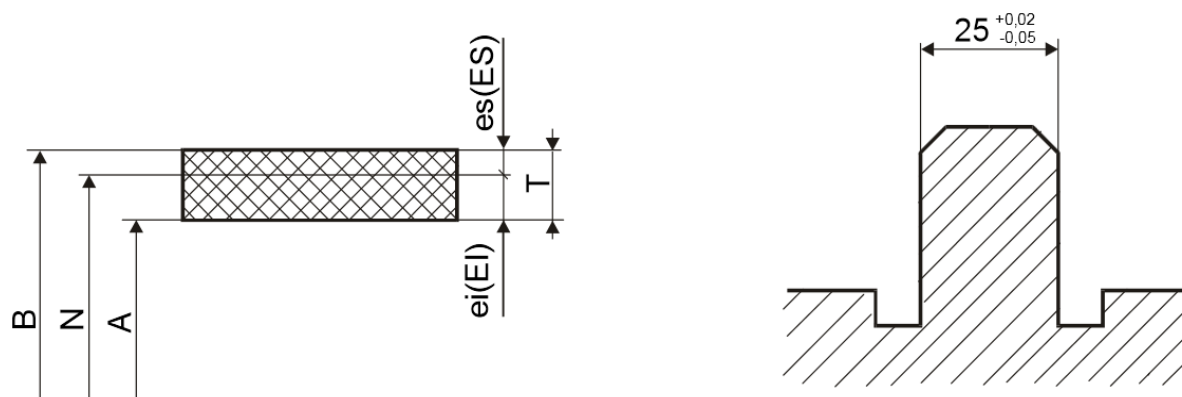


Rys. 3.3. Tolerowanie asymetryczne

Źródło: http://www.kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf

- c) asymetryczne dwustronne, gdy wartości i znaki odchyłek są różne (rys. 3.4), np.

$$\phi 25_{-0.05}^{+0.02}$$

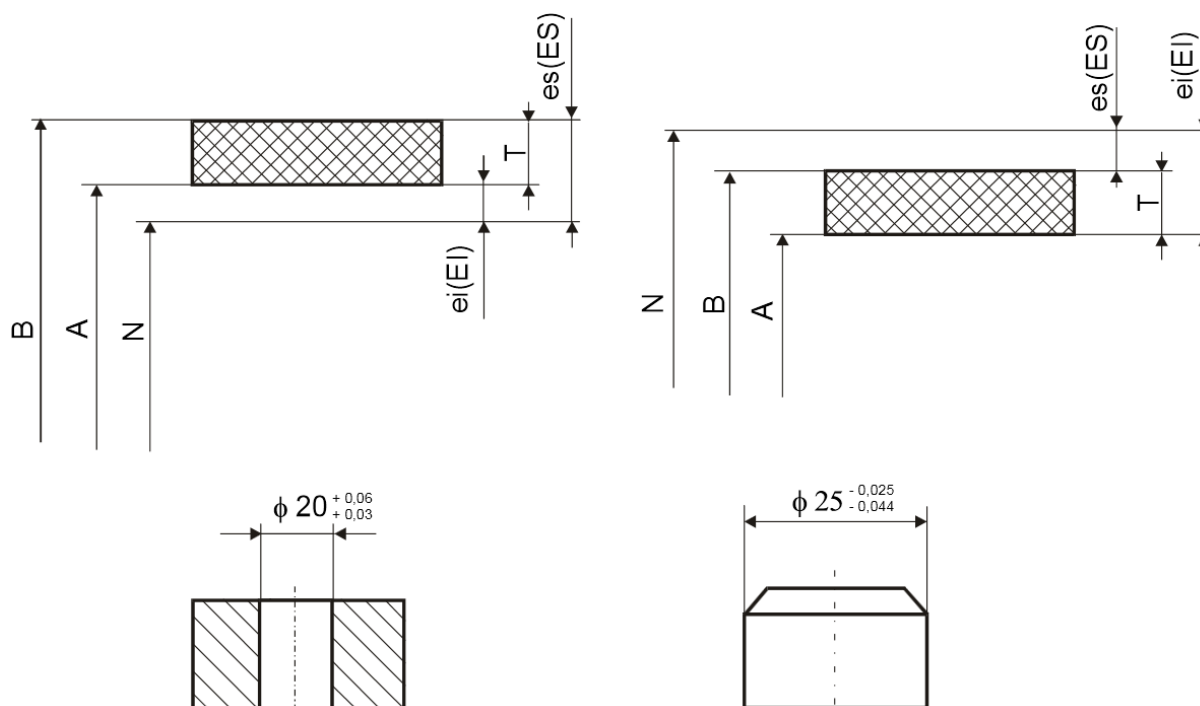


Rys. 3.4. Tolerowanie asymetryczne dwustronne

Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>

d) asymetryczne jednostronne, gdy obie odchyłki mają jednakowe znaki (rys. 3.5), np.

$$\phi 20^{+0,06}_{+0,03} \text{ lub } \phi 25^{-0,025}_{-0,044}$$



Rys. 3.5. Tolerowanie asymetryczne jednostronne

Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>

Pasowanie powstaje poprzez połączenie dwóch części maszynowych (z których jedna obejmuje drugą – czyli są sobie funkcjonalnie podporządkowane) o jednakowym wymiarze nominalnym i określonych odchyłkach. Pasowanie określa charakter współpracy połączonych części: obejmującej i obejmowanej (np. tulei i wałka), określony różnicą ich wymiarów przed połączeniem. Inaczej mówiąc, **powstaje wtedy wzajemna relacja między wymiarami dwóch łączonych elementów (wałka i otworu) przed ich połączeniem, wynikająca z ich rozmiarów (PN-ISO 286-1:2010).**

Wymiar nominalny pasowania – wspólny wymiar nominalny dla otworu i wałka, tworzących wspólne połączenie.

Wymiar nominalny kojarzonych części (wałka i otworu) jest taki sam, ale niekoniecznie taki sam jest ich wspólny wymiar zaobserwowany (zmierzony). Jeśli wymiar kojarzonego otworu jest większy od wymiaru wałka to różnica ich wymiarów tworzy **luz**. Z kolei, jeśli wymiar otworu jest mniejszy od wymiaru wałka, to w połączeniu wystąpi **wcisk** (PN-ISO 286-1:2010).

Luz (S [wg 6]) – jest to dodatnia różnica wymiarów otworu i wałka przed ich połączeniem, gdy średnica wałka jest mniejsza niż średnica otworu.

Luz graniczny – największy (S_{\max} [wg 6]) = $B_o - A_w = ES - ei$ – dodatnia różnica wymiaru górnego otworu i wymiaru dolnego wałka w pasowaniu luznym i mieszanym ($ES > ei$).

Luz graniczny najmniejszy (S_{\min} [wg 6]) = $A_o - B_w = EI - es$ – dodatnia różnica wymiaru dolnego otworu i górnego wałka w pasowaniu luznym ($EI > es$).

Wcisk (N [wg 6]) – ujemna różnica wymiarów otworu i wałka przed ich połączeniem, gdy średnica wałka jest większa niż średnica otworu.

Wcisk graniczny największy (N_{\max} [wg 6]) = $-(A_o - B_w) = -(EI - es)$ – ujemna różnica wymiaru dolnego otworu i wymiaru górnego wałka przed ich połączeniem w pasowaniu ciasnym i mieszanym ($EI < es$).

Wcisk graniczny najmniejszy (N_{\min} [wg 6]) = $-(B_o - A_w) = -(ES - ei)$ – ujemna różnica wymiaru górnego otworu i wymiaru dolnego wałka w pasowaniu ciasnym ($ES < ei$).

Norma PN-EN 20286-1:1996 wyróżnia trzy rodzaje pasowań:

Pasowanie luzne – pasowanie w którym zawsze występuje luz. Dla tego pasowania wymiar dolny otworu A_o musi być nie mniejszy niż górny wymiar wałka B_w .

Pasowanie ciasne – pasowanie w którym zawsze jest zapewniony wcisk. Dla tego pasowania wymiar górny otworu B_o musi być nie większy niż dolny wymiar wałka A_w .

Pasowanie mieszane – pasowanie, w którym w zależności od wymiarów zaobserwowanych otworu i wałka może wystąpić zarówno luz, jak i wcisk.

Oprócz pojęcia luzu i wcisku niekiedy w literaturze [6] jest używane pojęcie **wskaźnika pasowania P**.

Wskaźnik pasowania (P [wg 6]) – uogólnione pojęcie luzu i wcisku. Wskaźnik pasowania, zależnie od odchyłek granicznych, przyjmuje wartość największą P_{\max} oraz najmniejszą P_{\min} . Wskaźnik pasowania może być dodatni, ujemny lub równy zero. Wskaźnik dodatni jest równy luzowi, natomiast wartość bezwzględna wskaźnika ujemnego jest równa wciskowi.

$$P > 0 \Rightarrow P = S$$

$$P < 0 \Rightarrow |P| = N$$

Jeśli $P=0$, to w połączeniu nie występuje ani luz, ani wcisk.

W pasowaniu luznym występują wartości wskaźnika pasowania: $P_{\min}, P_{\max} > 0$.

W pasowaniu ciasnym występują wartości wskaźnika pasowania: $P_{\min}, P_{\max} < 0$

W pasowaniu mieszanym występują wartości wskaźnika pasowania: $P_{\max} > 0, P_{\min} < 0$

Tolerancja pasowania T_p - suma tolerancji otworu T_o i wałka T_w :

$$T_p = T_o + T_w$$

lub różnicą wskaźników pasowania największego P_{\max} i najmniejszego P_{\min} :

$$T_p = P_{\max} - P_{\min}$$

W literaturze, zwłaszcza dotyczącej obliczania połączeń wciskowych, dość powszechnie występują jeszcze stare oznaczenia **luzów granicznych: minimalnego L_{\min} i maksymalnego L_{\max}** . Niekiedy jest wyznaczany także **luz średni L_{sr}** .

- a) **luz minimalny L_{\min}** , obliczany jako różnica dolnego wymiaru granicznego otworu A_o i górnego wymiaru granicznego wałka B_w . Jeśli luz minimalny jest ujemny, to przeciwna jego wartość nosi nazwę **wcisku maksymalnego W_{\max}**

$$L_{\min} = A_o - B_w$$

$$L_{\min} = EI - es$$

$$W_{\max} = -L_{\min}$$

- b) **luz maksymalny L_{\max}** , obliczany jako różnica górnego wymiaru granicznego otworu B_o i dolnego wymiaru granicznego wałka A_w . Jeśli luz minimalny jest ujemny, to przeciwna jego wartość nosi nazwę **wcisku minimalnego W_{\min}**

$$L_{\max} = B_o - A_w$$

$$L_{\max} = ES - ei$$

$$W_{\min} = -L_{\max}$$

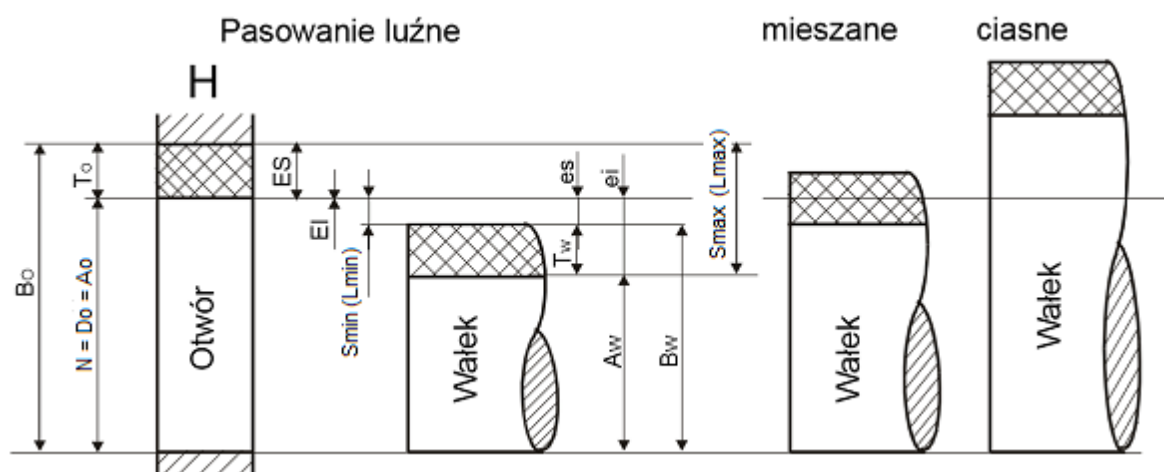
- c) **luz średni L_{sr}** , obliczany jako średnia arytmetyczna luzu minimalnego i luzu maksymalnego

$$L_{\text{sr}} = 0.5 \cdot (L_{\min} + L_{\max})$$

2. Zasada stałego otworu i stałego wałka, zasada tolerowania w głąb i na zewnątrz materiału

Przy projektowaniu mechanizmów, maszyn i urządzeń pasowania otworów z wałkami uzyskuje się najczęściej przez zastosowanie zasady stałego otworu lub wałka.

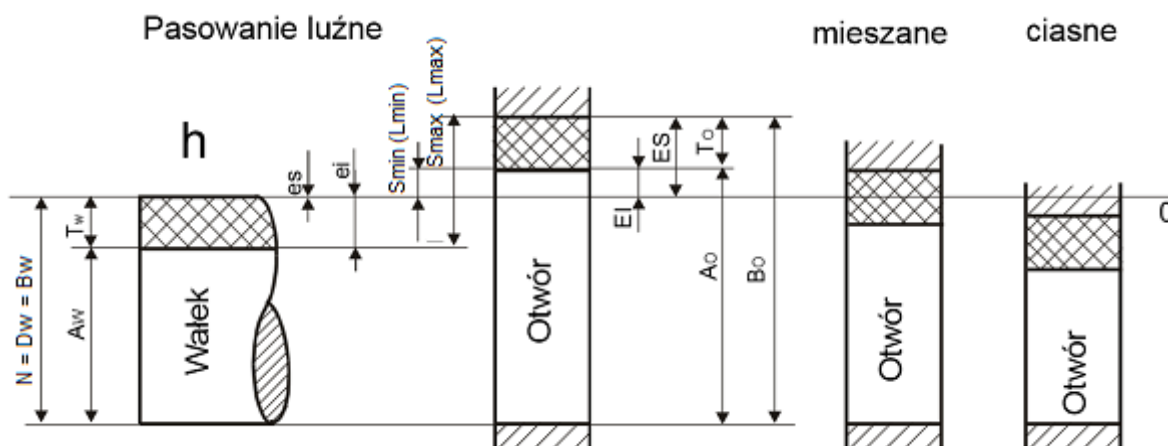
Zasada stałego otworu (rys. 3.6) polega na tym, że średnice otworu toleruje się zawsze asymetrycznie w głąb materiału ($EI = 0$) – jest to tak zwany wałek podstawowy, a żądane pasowanie dobiera się dobierając odpowiednie pole tolerancji dla wałka.



Rys. 3.6. Zasada stałego otworu

Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>

Zasada stałego wałka (rys. 3.7) polega na tym, że średnice wałka toleruje się zawsze asymetrycznie w głąb materiału ($es = 0$) – jest to tak zwany wałek podstawowy, a żądane pasowanie dobiera się dobierając odpowiednie pole tolerancji otworu.



Rys. 3.7. Zasada stałego wałka

Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>

W budowie maszyn najczęściej stosuje się zasadę stałego otworu, gdyż znacznie łatwiej jest wykonać wałek o dowolnej średnicy za pomocą na przykład toczeni lub szlifowania niż otwór. Zwłaszcza w przypadku otworów o mniejszych średnicach, na rynku mamy do czynienia z ograniczoną liczbą wiertel, rozwiertaków, frezów, których wymiary są stopniowane.

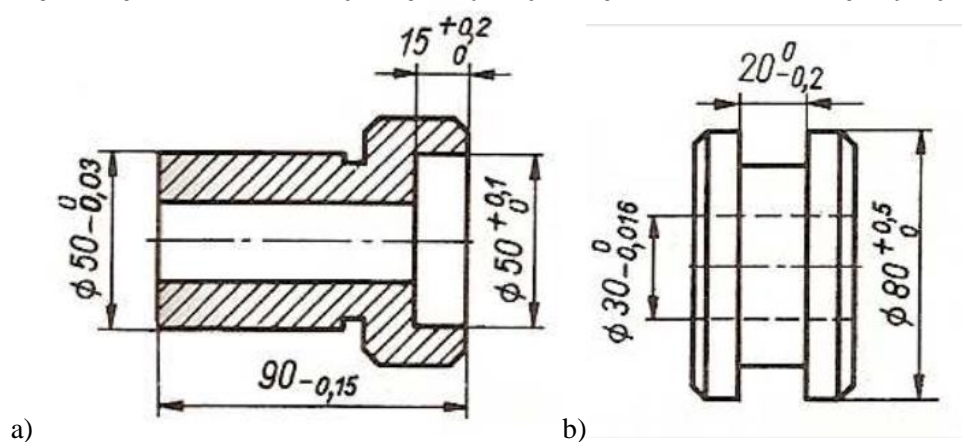
Zasadę stałego wałka stosuje się przy produkcji wielkoseryjnej np. wpustów, półfabrykatów.

Zasadę stałego wałka stosuje się zawsze jeśli jeden wałek przechodzi przez kilka otworów.

Tolerowanie w głąb materiału (rys. 3.8a) – tolerowanie asymetryczne, przy którym odchyłka dopuszcza tylko zmniejszenie ilości materiału.

Charakterystyczne cechy tego tolerowania to:

- wymiar nominalny określa największą objętość przedmiotu,
- odchyłki wymiarów zewnętrznych są ujemne,
- odchyłki wymiarów wewnętrznych (i części wymiarów mieszanych) są dodatnie.



Rys. 3.8. Tolerowanie w głąb i na zewnątrz materiału

Źródło: <http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje-i-pasowania.pdf>

Tolerowanie na zewnątrz materiału (rys. 8b) – tolerowanie asymetryczne, przy którym odchyłka dopuszcza tylko zwiększenie ilości materiału.

Charakterystyczne cechy tego tolerowania to:

- wymiar nominalny określa najmniejszą objętość przedmiotu,
- odchyłki wymiarów zewnętrznych są dodatnie,
- odchyłki wymiarów wewnętrznych (i części wymiarów mieszanych) są ujemne.

3. Sposoby oznaczania odchyłek i tolerancji wymiaru

Tolerowanie swobodne – jest to tolerowanie wymiarów przez dobranie odchyłek według uznania konstruktora. Tolerowanie swobodne jest zawsze tolerowaniem liczbowym.

Przy tolerowaniu swobodnym wymiary zewnętrzne i wewnętrzne należy tolerować w głąb materiału.

Tolerowanie na zewnątrz materiału stosuje się głównie w odniesieniu do wymiarów tych powierzchni i wyrobów, które mają naddatki obróbkowe.

Tolerowanie normalne – jest to tolerowanie wymiarów przez dobranie odpowiednich odchyłek z norm.

Zapis wymiaru tolerowanego na rysunku, zarówno liniowego, jak i kąтового reguluje norma **PN-ISO 406:1993**. Norma ta stanowi, że składnikami wymiaru tolerowanego są **wymiar nominalny i oznaczenia pola tolerancji**. Pola tolerancji można wyrazić symbolem literowo-cyfrowym, wartością liczbową odchyłek lub wymiarami granicznymi.

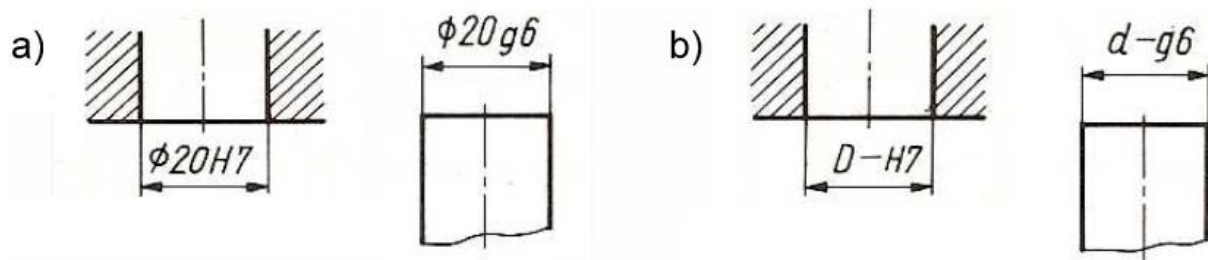
Ponadto wymagane jest, aby:

- odchyłki były wyrażone w tych samych jednostkach, co wymiar nominalny,
- w przypadku podawania dwóch odchyłek wyrażać je za pomocą tej samej liczby znaków dziesiętnych po przecinku,
- odchyłkę równą zero pisać bez znaku (plus, minus) i bez wyrównywania miejsc znaczących.

W przypadku wymiarów kątowych wymaga się, aby zawsze były podawane jednostki. Przy odchyłkach kątowych wyrażonych w minutach i sekundach Kątowych wartość liczbową minut i sekund powinna być poprzedzona odpowiednio przez 0° lub $0^\circ 0'$.

Jak wspomniano rozróżnia się kilka wariantów zapisu pola tolerancji:

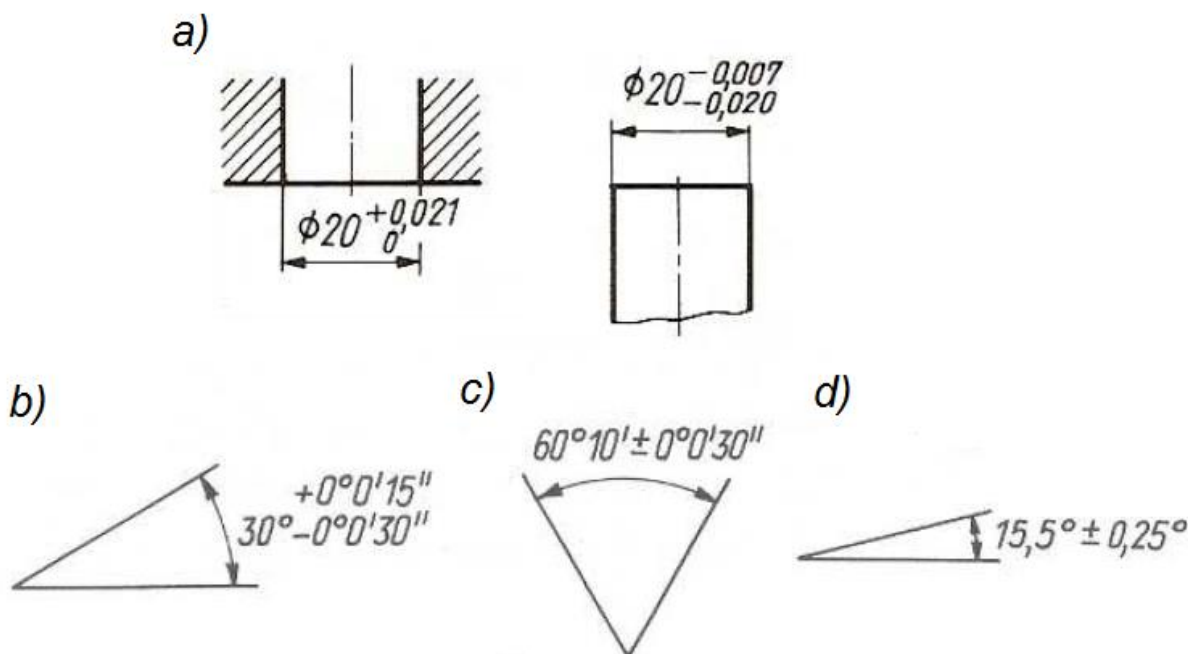
1. Tolerowanie literowo-cyfrowe (symboliczne) (rys. 3.9) - za wymiarem nominalnym podaje się symbol literowy, odpowiadający odchyłkom dobranym dla danego wymiaru (a). Jeżeli wymiar nominalny jest określony literą, to symbol tolerancji oddziela się od wymiaru nominalnego poziomą kreską (b). Tolerowanie symboliczne stosuje się w przypadku wymiarów liniowych, wówczas, gdy przewiduje się sprawdzanie wymiarów stolerowanych sprawdzianami różnicowymi.



Rys. 3.9. Tolerowanie symboliczne

Źródło: http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf

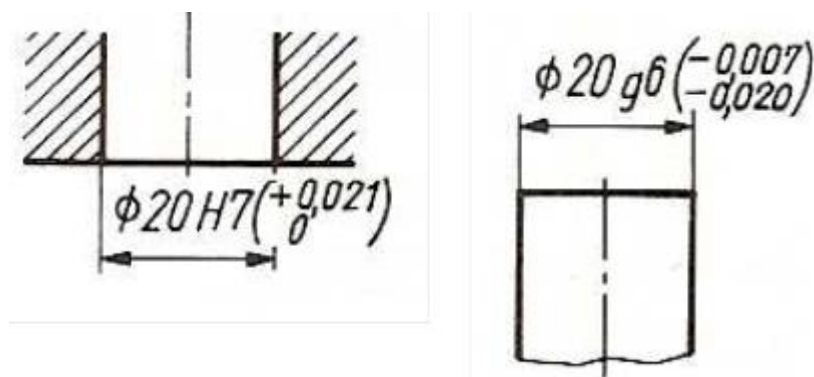
2. Tolerowanie liczbowe (rys. 3.10) - za wymiarem nominalnym podaje się odchyłki dobrane z normy w postaci wartości liczbowych. Ten sposób tolerowania stosuje się wówczas, gdy przewiduje się sprawdzanie wymiarów stolerowanych uniwersalnymi przyrządami pomiarowymi. Ten sposób można stosować dla wymiarów liniowych i kątowych.



Rys. 3.10. Tolerowanie liczbowe dla wymiarów a) liniowych, b)-d) kątowych

Źródło: http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf,
http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_techicznych.pdf

3. Tolerowanie mieszane (rys. 3.11) - jest to odmiana tolerowania symbolicznego - za wymiarem nominalnym podaje się zarówno symbol umowny jak i odchyłki dobrane z normy w postaci wartości liczbowych. Ten sposób tolerowania stosuje się dla wymiarów liniowych, wówczas, gdy nie wiadomo jak będą sprawdzane wymiary nominalne.



Rys. 3.11. Tolerowanie mieszane

Źródło: http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf

4. Tolerowanie wymiarami granicznymi (rys. 312). Może być ono stosowane zarówno dla wymiarów liniowych, jak i kątowych. Ten sposób tolerowania stosuje się wówczas, gdy przewiduje się sprawdzanie wymiarów stolerowanych uniwersalnymi przyrządami pomiarowymi lub gdy przewiduje się konieczność wykonywania szablonów sprawdzających.



Rys. 3.12. Tolerowanie wymiarami granicznymi dla wymiarów a) liniowych, b) kątowych

Źródło: http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf,
http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_techicznych.pdf

W Polsce obowiązuje układ tolerancji według PN-EN 20286-2, PN-ISO 286-2 zgodny z międzynarodowym układem ISO. W układzie tym określone są dla każdego wymiaru dwa elementy: szerokość pola tolerancji i jego położenie w stosunku do linii zerowej. Tolerancje według szerokości pola dzielą się na 20 klas dokładności.

Klasy oznaczają się numerami 01, 0 i od 1 do 18, w kierunku malejącej dokładności.

W układzie tolerancji i pasowań ISO przewidziano:

- 20 klas tolerancji normalnych w zakresie wymiarów od 0 do 500 mm, oznaczonych IT01, IT0, IT1,..... IT18,
- 18 klas tolerancji normalnych w zakresie wymiarów od 500 do 3150 mm, oznaczonych IT1, IT2,.... IT18.

Klasa dokładności decyduje o wartości tolerancji. Dla określonego przedziału wymiarów nominalnych, wyższej liczbowo klasie dokładności odpowiada większa wartość **tolerancji normalnej IT** (tab. 3.1). Klasy dokładności 01, 0 i od 1 do 7 stosowane są w wyrobie narzędzi mierniczych, klasy do 5 do 18 stosuje się w wyrobie części maszyn, przy czym klasy 5 do 12 stosuje się w pasowaniach części maszyn a klasy 12 do 18 stosuje się w przypadku wielkich luzów oraz powierzchni swobodnych i surowych. Każda wartość tolerancji odpowiada pewnemu zakresowi średnic. Położenie pola tolerancji od linii zerowej oznacza się literami, przy czym małe litery stosuje się do wałków, a duże do otworów. Położenie pól tolerancji i ich oznaczenia pokazano na rys. 3.13. Wałki i otwory oznaczone literami h i H nazywa się podstawowymi. Pola tolerancji w tym przypadku przylega do linii zerowej i sięga w głąb materiału. Pełne oznaczenie wałka lub otworu zawiera wymiar nominalny, symbol literowy położenia pola tolerancji i symbol cyfrowy klasy dokładności, np. 50 k6 lub 50 H7.

Zgodnie z normą PN-EN 20286-1:1996 układ tolerancji dla zakresu wymiarów nominalnych do 3150 mm obejmuje **21 przedziałów** tych wymiarów nominalnych (tab. 1). W każdym takim przedziale **tolerancja normalna IT** oraz odchyłka podstawowa jest wielkością stałą (tab. 2). Położenie pola tolerancji względem linii zerowej określa **odchyłka podstawowa**, czyli odchyłka wymiaru bliższa linii zerowej. Wartość odchyłki podstawowej decyduje o położeniu pola tolerancji względem linii zerowej. Dla odchyłek normalnych położenie odchyłek podstawowych oznacza się symbolami literowymi:

- dla otworów A, B, C... w kierunku ich malejących wartości,
- dla wałków a, b, c... w kierunku ich rosnących wartości (rys. 3.13).

Tab. 3.1. Klasy dokładności wg PN-ISO 286-1

Wymiar nominalny mm		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
po- wyż ej	do	Tolerancje T																	
		μm										mm							
-	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,4	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,5	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,8	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,8	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	1	17,5	28
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	3,5	21	33

Źródło:

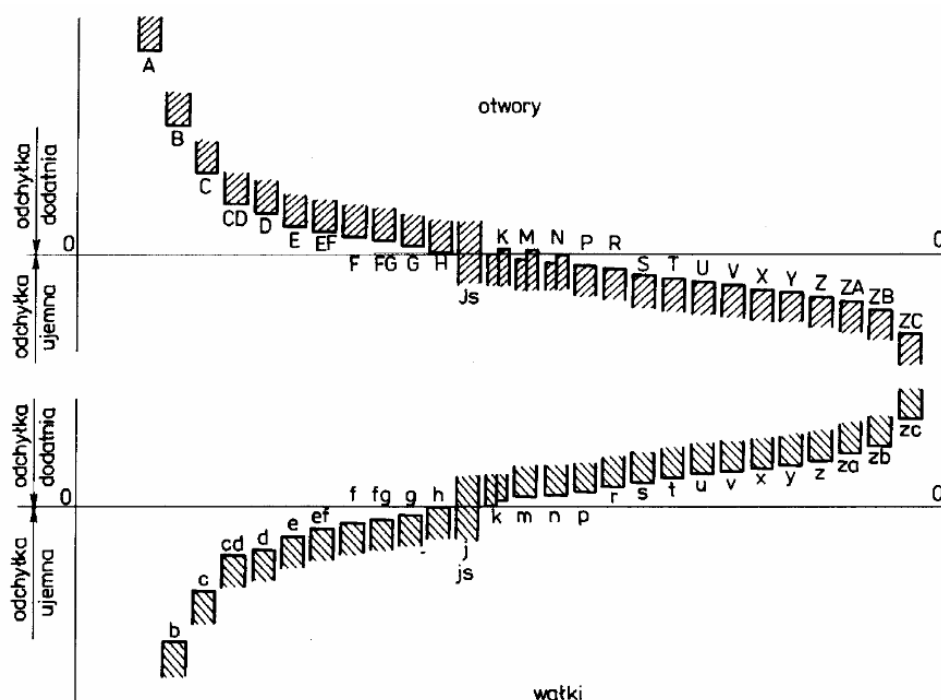
http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04_tolerowanie_i_chropowatosc.pdf

Tab. 3.2. Wybrane przedziały wymiarów nominalnych oraz odchyłki podstawowe wg PN-ISO 286-1

Przedziały wymiarów nominalnych		18-30		30-50		50-80		80-120		120-180			315-400	
Podprzedziały [mm]		18-24	24-30	30-40	40-50	50-65	65-80	80-100	100-120	120-140	140-160	160-180	315-355	355-400
Odchyłki podstawowe wałków dla wszystkich klas tolerancji normalnych [μm]	a	-300		-310	-320	-340	-360	-380	-410	-460	-520	-580	-1200	-1350
	c	-110		-120	-130	-140	-150	-170	-180	-200	-210	-230	-360	-400
	g	-7		-9		-10		-12		-14			-18	
	h	0		0		0		0		0			0	
	p	+22		+26		+32		+37		+43			+62	
	u	+41	+48	+60	+70	+87	+102	+124	+144	+170	+190	+210	+390	+435
	z	+73	+88	+112	+136	+172	+210	+258	+310	+365	+415	+465	+900	+1000

Źródło: opracowanie własne na podstawie:

http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf



Rys. 3.13. Położenie pól tolerancji

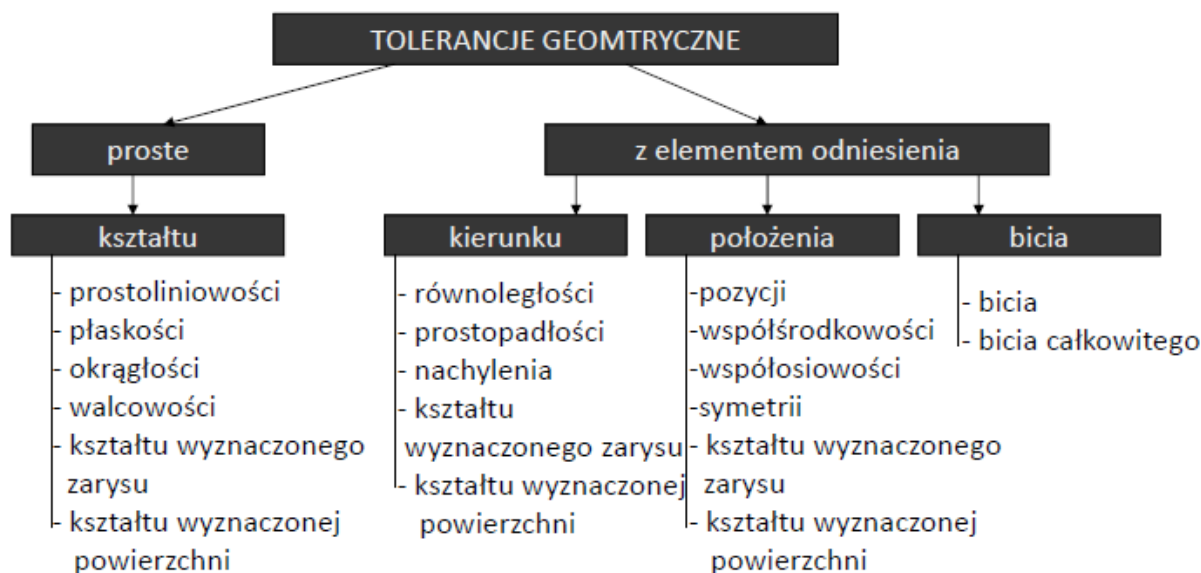
Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>, <http://pl.static.z-dn.net/files/d61/26b66296618fd1b6150e53833418cbda.pdf>

W celu ustalenia położenia pola tolerancji wałka należy znać jego odchyłkę górną i dolną. Normy podają obliczone odchyłki górne i dolne dla wszystkich otworów i wałków dla różnych zakresów średnic.

Tolerancje kształtu i położenia

Definicje i tolerancje odchyłek kształtu i położenia PN- ISO 1101

Układ tolerancji geometrycznych przedstawiono na rys. 3.14.



Rys. 3.14. Układ tolerancji geometrycznych

Źródło: opracowanie własne na podstawie <http://marmagi.cad.pl/cad.htm>

Tolerancja kształtu i położenia elementu geometrycznego (powierzchnia, oś, punkt lub płaszczyzna symetrii) definiuje przedział, w którym musi się mieścić każdy punkt tego elementu. W zależności od tolerowanej właściwości i sposobu wymiarowania przedziałem tolerancji może być:

- Powierzchnia ograniczona okręgiem
- Powierzchnia pomiędzy dwoma współśrodkowymi okręgami
- Powierzchnia między dwoma prostymi równoległymi
- Powierzchnia między dwoma liniami równoodległymi
- Przestrzeń między dwoma płaszczyznami równoodległymi
- Przestrzeń między dwoma płaszczyznami równoległymi
- Przestrzeń ograniczona walcem
- Przestrzeń między dwoma współosiowymi walcami
- Przestrzeń ograniczona prostopadłościanem

Dla tolerancji położenia wymagane jest podanie odniesienia, które podaje dokładne położenie przedziału tolerancji. Odniesieniem jest teoretycznie dokładny element geometryczny (Np. oś, płaszczyzna, linia prosta itd.). Odniesienie może bazować na jednym lub kilku elementach odniesienia.

Element tolerowany może w przedziale tolerancji przyjmować dowolny kształt, dowolne położenie oraz dowolny kierunek, chyba że zostaną podane dodatkowe ograniczenia.

Dla wartości tolerancji t obowiązuje ta sama jednostka, jak do wymiaru długości. Jeśli nie podano inaczej tolerancja obowiązuje na całej długości lub powierzchni tolerowanego elementu.

Stosowane w rysunku technicznym znaki tolerancji kształtu i położenia podano w tab. 3.

Tab. 3.3. Znaki tolerancji kształtu i położenia wg PN-ISO 1101

Tolerancje kształtu	
	prostoliniowości
	płaskości
	okrągłości
	walcowości
	zarysu przekroju wzdłużnego
Tolerancje położenia	
	równoległości
	prostopadłości
	nachylenia
	współosiowości
	symetrii
	pozycji
	przecinania się osi
Tolerancje złożone położenia i kształtu	
	bicia promieniowego (poprzecznego)
	bicia osiowego (wzdłużnego)
	bicia w wyznaczonym kierunku
	bicia promieniowego całkowitego
	bicia osiowego całkowitego
	kształtu wyznaczonego zarysu
	kształtu wyznaczonej powierzchni

Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>

Tolerancje kształtu określają wymagane dokładności wykonania kształtu powierzchni i składają się z symboli tolerancji i z liczbowej wartości odchyłki. Rozróżniamy trzy sposoby zapisywania odchyłek kształtu:

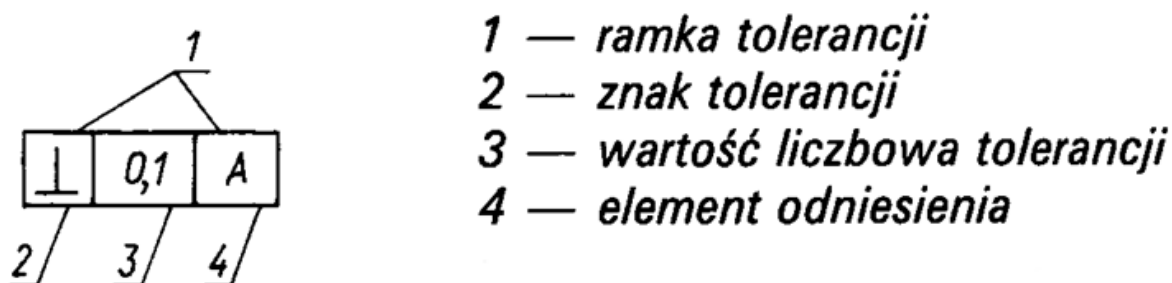
Tolerancja niezależna – występuje wtedy, gdy jej wartość jest niezmienna, niezależnie od rzeczywistych wymiarów tolerowanego elementu przedmiotu i elementu odniesienia.

Tolerancja zależna – występuje wtedy, gdy jej wartość może się zmieniać, zależnie od rzeczywistych wymiarów tolerowanego elementu przedmiotu i elementu odniesienia. Znakiem tolerancji zależnej jest litera M w kółku.

Sposób zapisywania odchyłek kształtu zależy od tego, czy odchyłka obowiązuje na całej powierzchni, czy na ograniczonym jej fragmencie w określonym miejscu elementu, czy wreszcie na całej długości odniesienia.

Tolerancja położenia jest zawsze związana z dwiema powierzchniami rozpatrywanego przedmiotu (w przypadkach szczególnych powierzchni tych może być więcej niż dwie).

Ramki (rys. 3.15) zawierające opis elementu tolerowanego łączy się z linią konturową powierzchni lub linią pomocniczą za pomocą odnoszącej, zakończonej strzałką. Wartość odchyłki podajemy w mm.



Rys. 3.15. Ramka tolerancji kształtu i położenia

Źródło: http://zip.unit1.pl/download/rpalka/tolerancje_tablice.pdf

Ramkę tolerancji należy łączyć z zarysem elementu linią zakończona strzałką, przy czym linia łącząca powinna być prowadzona od lewej strony ramki i może być prosta lub łamana, zaś strzałka powinna być zwrócona w kierunku pomiaru danej odchyłki kształtu lub położenia. Linię łączącą umieszcza się:

- w pewnej odległości od linii wymiarowej, gdy tolerancja odnosi się do powierzchni (rys. 3.16a) lub jej zarysu (rys. 3.16b), lub na odnośniku gdy tolerowana płaszczyzna jest umieszczona równoległe do rzutu (rys. 3.16c),
- na przedłużeniu linii wymiarowej gdy tolerancja odnosi się do osi (rys. 3.16d) lub płaszczyzny symetrii (rys. 3.16e).

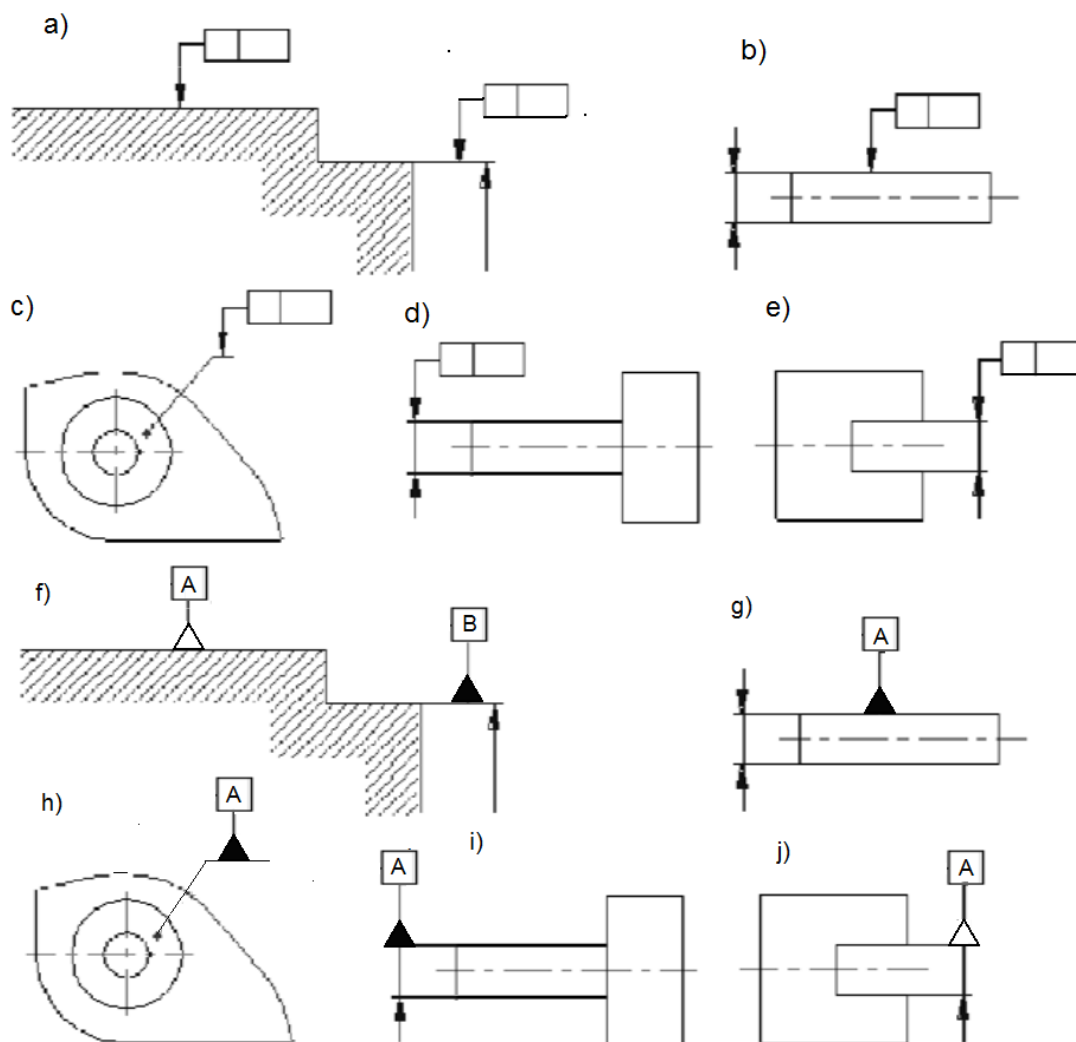
Tolerancje położenia (równoległości, prostopadłości, nachylenia, symetrii) dotyczą zawsze dwóch elementów. Jeden z nich jest elementem tolerowanym (linią, powierzchnią), a drugi elementem odniesienia (linią, powierzchnią). Element odniesienia jest oznaczany zaczerpniętym lub pustym trójkątem połączonym z ramką tolerancji. Podstawa trójkąta powinna dotykać linii zarysu przedmiotu lub pomocniczej linii wymiarowej będącej przedłużeniem linii zarysu.

Jeśli trójkąta nie można połączyć z ramką tolerancji to element odniesienia należy oznaczyć wielką literą umieszczaną w ramce i taką samą literę wpisać w trzecim polu ramki tolerancji (rys. 3.16f).

Jeśli elementem odniesienia jest powierzchnia, a nie oś elementu, to trójkąt należy umieszczać w pewnej odległości od linii wymiarowej (rys. 3.16g).

Jeśli elementem odniesienia jest płaszczyzna położona równolegle do rzutu, to trójkąt jest umieszczany na odnośniku (rys. 3.16h).

Jeśli elementem odniesienia jest oś (rys. 3.16i) lub płaszczyzna symetrii (rys. 3.16j), to trójkąt umieszcza się na przedłużeniu linii wymiarowej.



Rys. 3.16. Położenie ramek tolerancji kształtu i położenia oraz baz

Źródło: opracowanie własne na bazie

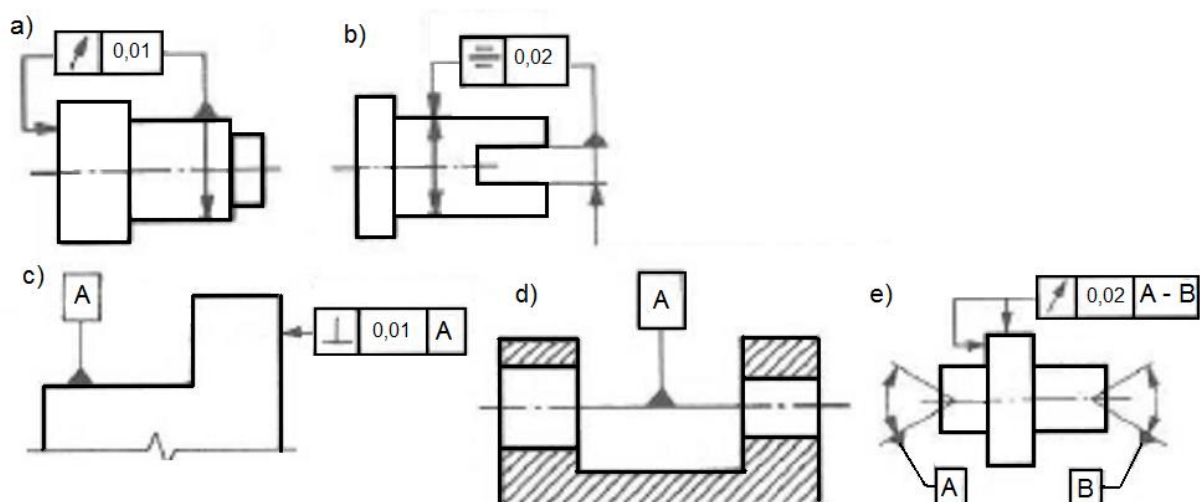
http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04_tolerowanie_i_chropowatosc.pdf

Jeśli trójkąt można połączyć bezpośrednio z ramką tolerancji, to pomija się literowe oznaczanie elementu odniesienia (rys. 3.17a i 3.17b), ale najczęściej stosuje się rozdzielne oznaczanie elementu odniesienia (np. powierzchni A – rys. 3.17c) i elementu tolerowanego (np. powierzchni prostopadłej do powierzchni odniesienia A - rys. 3.17c).

Jeśli elementem odniesienia jest wspólna oś lub płaszczyzna symetrii, to trójkąt należy umieścić na wspólnej osi lub płaszczyźnie symetrii (rys. 3.17d).

Jeśli dwa elementy przedmiotu tworzą element odniesienia wspólny (wspólna oś lub płaszczyzna symetrii), to każdy element (np. osie wałców A i B na rys. 3.17e) należy

oznaczyć oddzielnie wielką literą, a w trzecim polu ramki tolerancji wpisać te litery rozdzielając je poziomą kreską (rys. 3.17e).

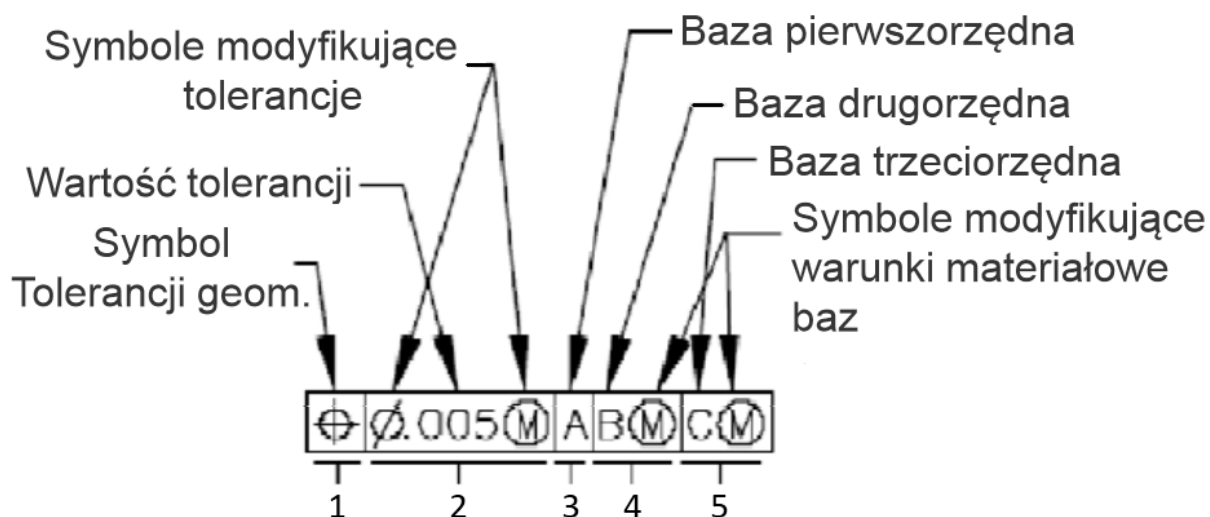


Rys. 3.17. Łączenie ramek tolerancji bezpośrednio z elementem odniesienia

Źródło: opracowanie własne na bazie

[http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04 tolerowanie i chropowatosc.pdf](http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04%20tolerowanie%20i%20chropowatosc.pdf)

W ramce tolerancji mogą występować także inne oznaczenia modyfikujące znaczenie tolerancji (rys. 3.18). Zawsze występuje symbol tolerancji w polu 1. W polu drugim zawsze występuje wartość tolerancji. Przed nią i za nią może wystąpić symbol modyfikujący znaczenie tolerancji. Ramka może posiadać pola 3, 4 i 5 zawierające oznaczenie literowe baz odniesienia (punktu, linii lub powierzchni): pierwszorzędnej, drugorzędnej i trzeciorzędnej. Oznaczenia baz mogą być uzupełnione o symbole modyfikujące warunki materiałowe (kształtu) baz. Często używane oznaczenia symboli modyfikujących przedstawia tab. 3.4.






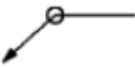



Rys. 3.18. Umieszczanie symboli modyfikujących tolerancje i warunki materiałowe baz

Źródło: opracowanie własne na bazie

[http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04 tolerowanie i chropowatosc.pdf](http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04%20tolerowanie%20i%20chropowatosc.pdf)

Tab. 3.4. Często używane oznaczenia symboli modyfikujących tolerancje i warunki materiałowe baz

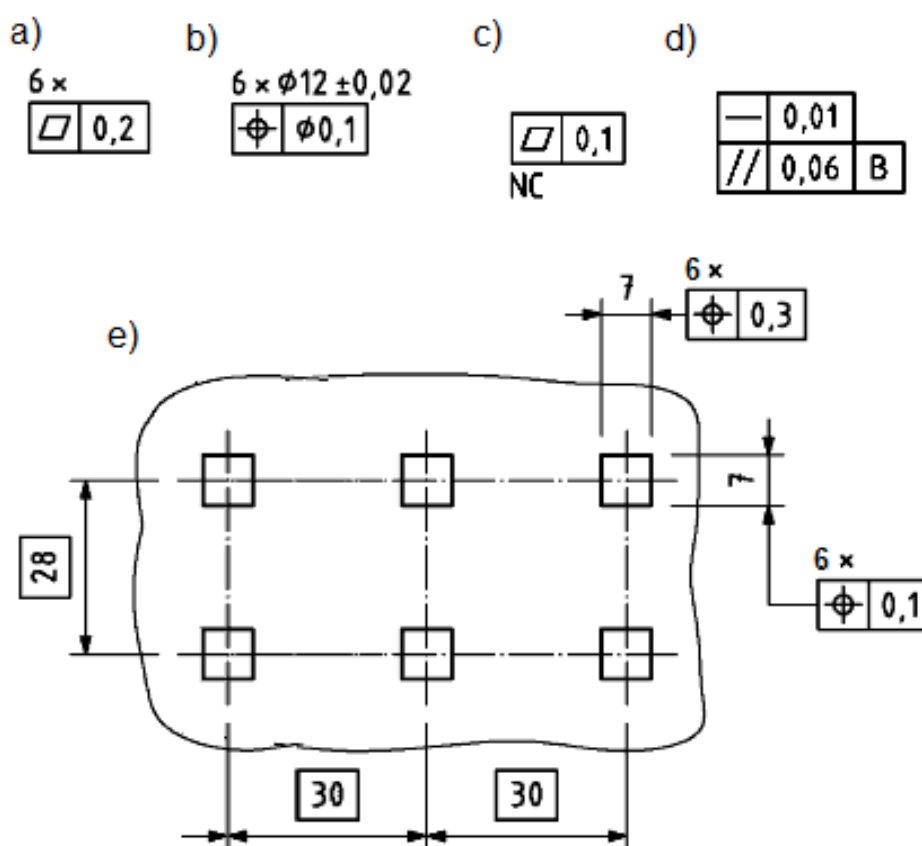
Wymiar teoretycznie dokładny	
Projekcja tolerancji	
Warunek maksimum materiału	
Warunek minimum materiału	
Warunek swobodnej powierzchni (dla elementów niesztynnych)	
Zastosowanie dla całego obwodu	
Warunek powierzchni ograniczającej	
Wspólna strefa tolerancji	CZ
Średnice wewnętrzna	LD
Średnica zewnętrzna	MD
Średnica podziałowa	PD
Element linii	LE
Nie wypukły	NC
Każdy przekrój poprzeczny	ACS

Źródło: opracowanie własne na podstawie
http://www.g16.edukacja.czystochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Jeśli linie łączące ramkę tolerancji z elementami tolerowanymi przekraczałyby obszar rysunku, lub powodowały jego nieczytelność oraz gdy tę samą tolerancję stosuje się do więcej niż jednego geometrycznego elementu, to ten fakt można zaznaczyć umieszczając przed tolerancją liczbę elementów tolerowanych poprzedzoną przez znak "x" (rys. 3.19a, b, e).

W razie potrzeby, informacja charakteryzująca kształt geometryczny wnętrza tolerancji musi być napisana pod ramką tolerancji (rys. 3.19c).

Jeśli trzeba podać więcej niż jedną tolerancję dla jednego elementu geometrycznego, specyfikacje tolerancji można podawać w wielu ramkach tolerancji dla wygody umieszczanych, jedna pod drugą (rys. 3.19d).



Rys. 3.19. Dodatkowe elementy ramki tolerancji.
Źródło: opracowanie własne

Zwykle podana tolerancja kształtu lub położenia, bądź baza odniesienia dotyczy długości całego elementu. Jednak jeśli tolerancja lub baza dotyczy ograniczonego obszaru, to może być umieszczana jak na rysunku 3.20. Jeśli tolerancja jest stosowana na ograniczonej długości danego geometrycznego elementu w dowolnym miejscu, wartość tej ograniczonej długości jest podawana za wartością tolerancji i oddzielona od niej znakiem ukośnika (rys. 3.20a, b).

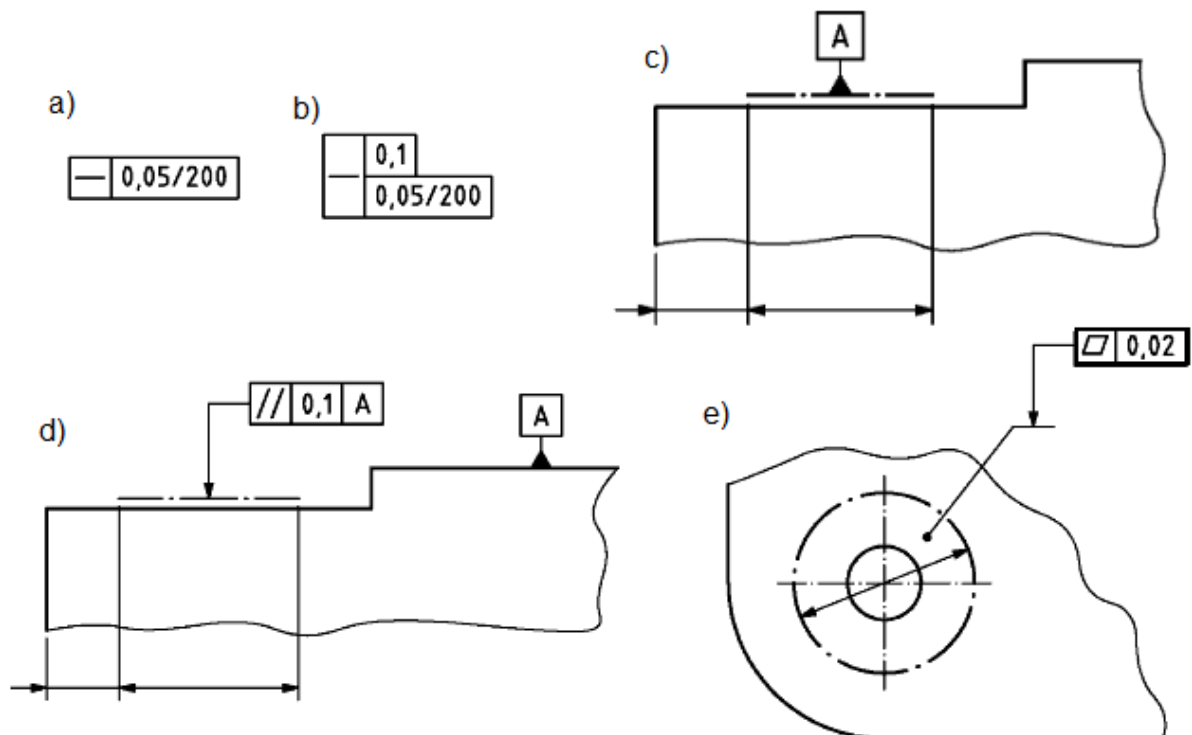
Dwie lub więcej tolerancji kształtu lub położenia, dotyczące tego samego elementu może być połączonych jak na rys. 3.20b.

Jeśli baza lub tolerancja ma zastosowanie jedynie do ograniczonej części geometrycznego elementu, to takie ograniczenie powinno pojawić się w postaci grubej linii punktowej (kropka-kreska), z reguły poziomej i powinno być zwymiarowane co do wielkości i położenia (rys. 3.20c – dla bazy, 3.20d – dla tolerancji położenia, 3.20e – dla tolerancji kształtu).

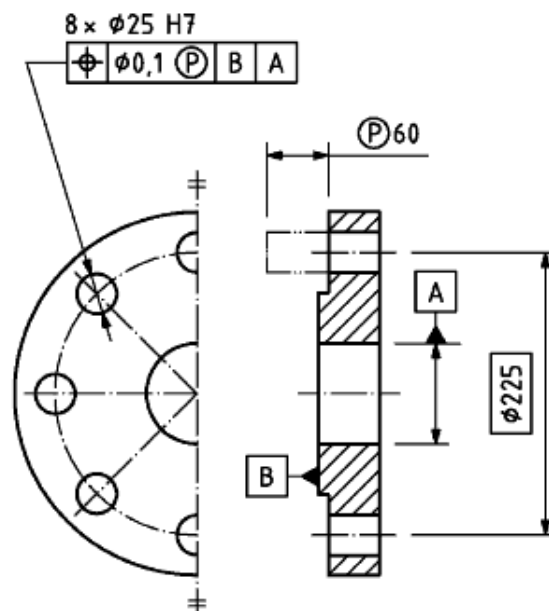
Podanie na rysunku projekcji tolerancji elementu wymaga wprowadzenia symbolu P za wartością tolerancji w ramce tolerancji i poprzedzenia wymiaru projekcji symbolem P (rys. 3.21).

Oznaczenie warunku, że tolerancja kształtu dotyczy całego obwodu jest pokazane na rys. 3.22a. Oznaczenie warunku zewnętrznej średnicy pokazano na rys. 3.22b, a we-

wewnętrznej na rysunku 3.22c. Podobnie realizowane jest oznaczanie wymagania maksimum materiału M, minimum materiału L, swobodnej powierzchni F i przylegającej powierzchni ograniczającej E. Litery te w ramce tolerancji umieszczane są w kółku za wartością tolerancji i/lub oznaczeniem bazy.



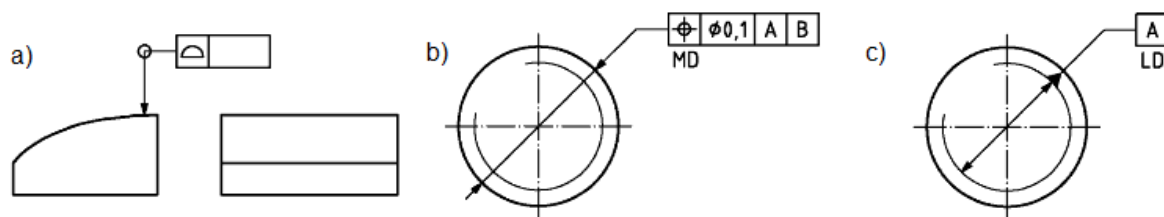
Rys. 3.20. Specyfikowanie bazy lub tolerancji dla ograniczonego obszaru elementu
Źródło: opracowanie własne



Rys. 3.21. Projekcja tolerancji

Źródło: na podstawie

http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04_tolerowanie_i_chropowatosc.pdf



Rys. 3.22. Tolerancja dotycząca całej powierzchni (obwodu), zewnętrznej i wewnętrznej średnicy


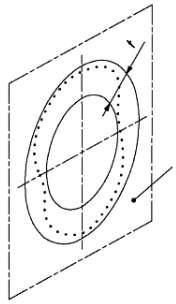
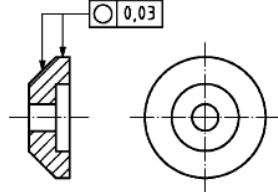
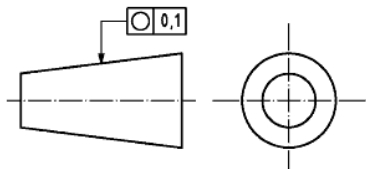

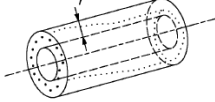
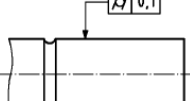

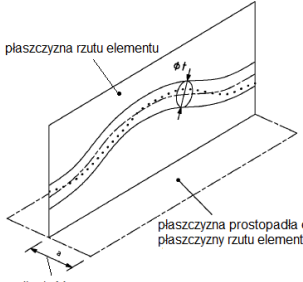
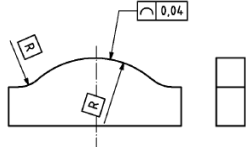

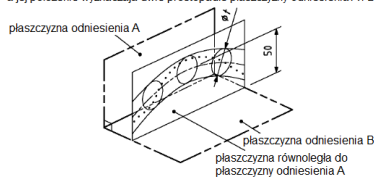
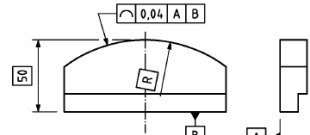

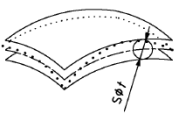
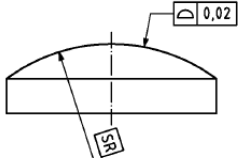
Źródło: na podstawie


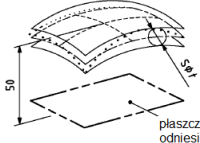
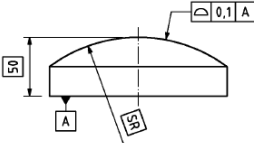

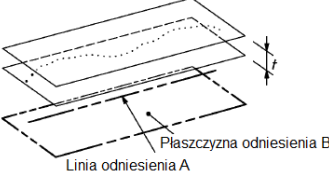
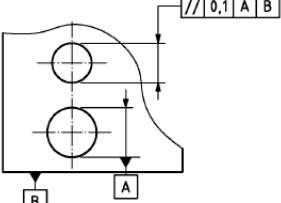

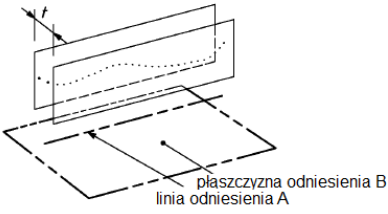
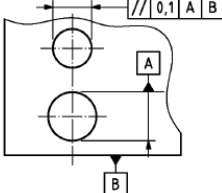

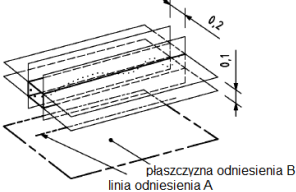
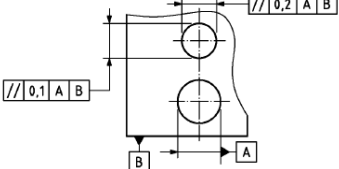

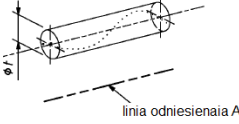
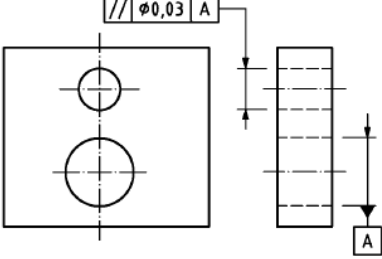

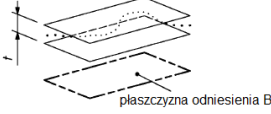
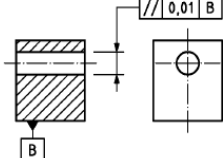
http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04_tolerowanie_i_chropowatosc.pdf

Przykłady oznaczania tolerancji kształtu i położenia na rysunkach i ich interpretację zawiera tab. 3.5.


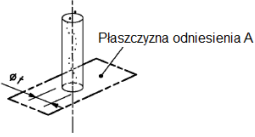
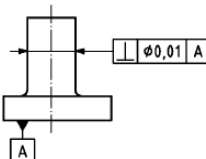

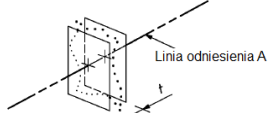
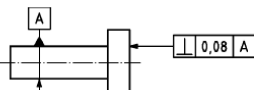

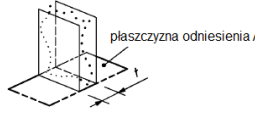
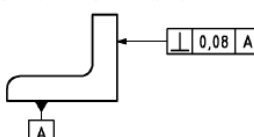

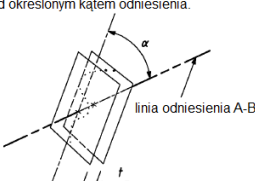
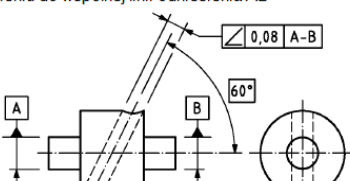

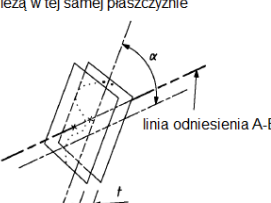
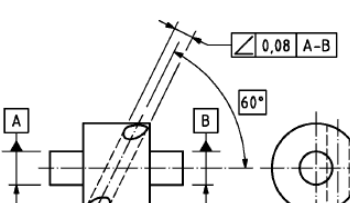

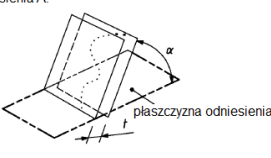
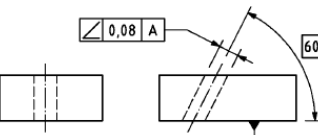

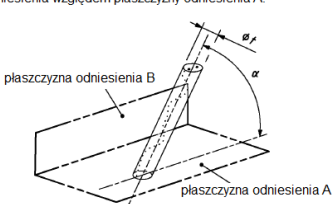
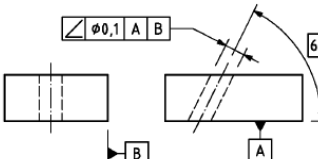
Tab. 3.5. Tolerancje kształtu i położenia


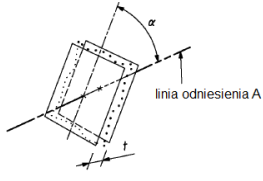
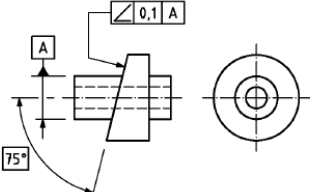

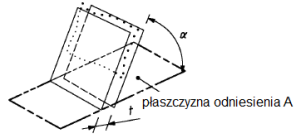
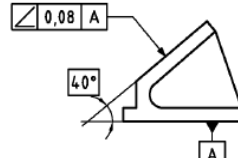

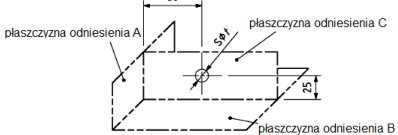
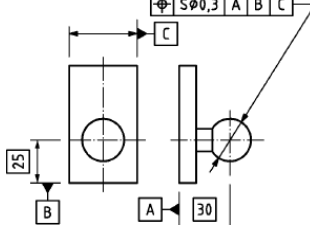

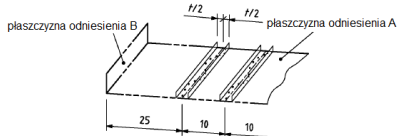
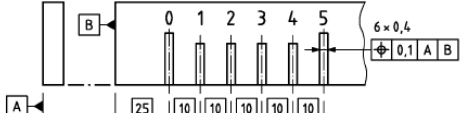

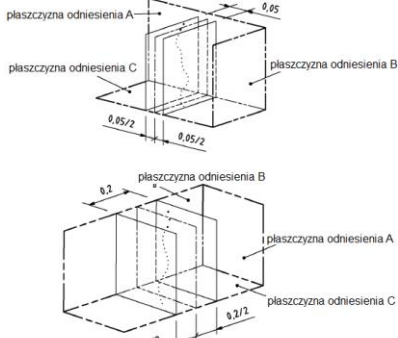
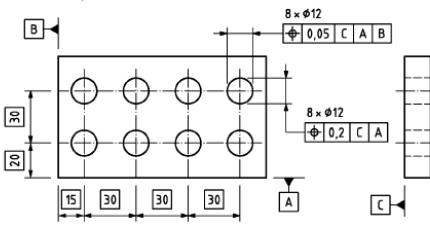
Odchyłka	Oznaczenie	Definicja	Przykłady
Odchyłki kształtu			
Prostoliniowość		<p>Strefa tolerancji w rozważanej płaszczyźnie jest ograniczona przez dwie linie równoległe oddalone o t, leżące w wyznaczonym kierunku</p> <p>dowolna długość</p> <p>Strefa tolerancji ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny oddalone o t</p> <p>Strefa tolerancji ograniczona przez cylinder o średnic t, gdy wartość tolerancji jest poprzedzona znakiem "ϕ".</p>	<p>Linia znajdująca się w górnej powierzchni bryły, równoległe do płaszczyzny rzutu, w którym jest narysowana, powinna być zawarta pomiędzy dwoma równoległymi liniami znajdującymi się w odległości 0,1</p> <p>Dowolna tworząca (rzeczywista) powierzchni walcowej powinna być zawarta między dwoma równoległymi płaszczyznami oddległymi o t</p> <p>Linia środkowa walca, do której jest stosowana jest tolerancja powinna leżeć wewnątrz walca o średnicy 0.08</p>
Płaskość		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie płaszczyzny równoległe oddalone o t</p>	<p>Dowolna górna powierzchnia bryły powinna mieścić się między dwiema równoległymi płaszczyznami oddległymi o 0.08</p>


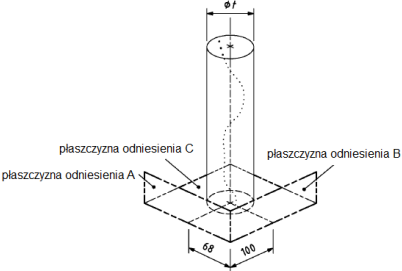
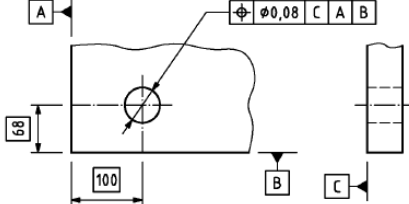
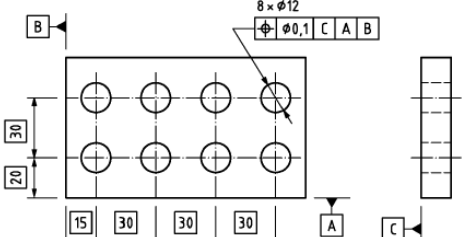

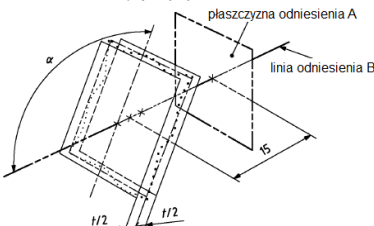
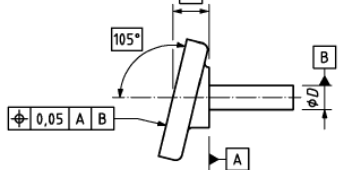
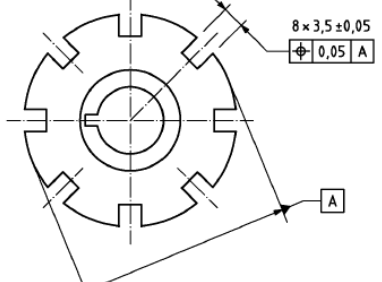

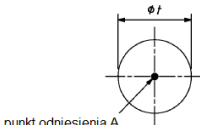
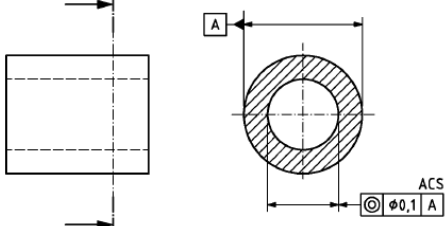
Okrągłość		<p>Strefa tolerancji w rozpatywanym przekroju jest ograniczona przez dwa koncentryczne okręgi, których różnica promieni wynosi t</p>  <p>Dowolny przekrój poprzeczny</p>	<p>Profil zarysu leżący w dowolnym przekroju poprzecznym walca i stożka powinien leżeć między dwoma współśrodkowymi i równoległymi okręgami, których różnica promieni wynosi 0,03</p>  <p>Profil zarysu leżący w dowolnym przekroju poprzecznym stożka powinien leżeć między dwoma współśrodkowymi i równoległymi okręgami, których różnica promieni wynosi 0,1</p> 
Walcowość		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwa współosiowe walce, których różnica promieni podstaw wynosi t</p> 	<p>Rzeczywista powierzchnia zarysu powinna się mieścić między dwoma walcami, których różnica promieni podstaw wynosi 0,1.</p> 
Profil zarysu na płaszczyźnie rzutu		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona liniami stycznymi do okręgów o średnicy t, których środki znajdują się na linii, której geometria jest określona jako teoretycznie dokładna.</p>  <p>płaszczyzna rzutu elementu</p> <p>płaszczyzna prostopadła do płaszczyzny rzutu elementu</p> <p>dowolna odległość</p>	<p>W dowolnej płaszczyźnie przekroju, równoległej do płaszczyzny rzutowania, która definiuje położenie takiego przekroju, linia rzeczywistego profilu znajduje się między dwiema równoległymi liniami stycznymi do kół o średnicy 0,04, których środki znajdują się na linii o teoretycznie dokładnej geometrii.</p> 
Profil zarysu usytuowanego względem płaszczyzn odniesienia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona liniami stycznymi do okręgów o średnicy t, których środki znajdują się na linii, której geometria jest teoretycznie dokładna, a jej położenie wyznaczają dwie prostopadłe płaszczyzny odniesienia A i B.</p>  <p>płaszczyzna odniesienia A</p> <p>płaszczyzna odniesienia B</p> <p>płaszczyzna równoległa do płaszczyzny odniesienia A</p>	<p>W dowolnej płaszczyźnie przekroju, równoległej do płaszczyzny rzutowania, która definiuje położenie tego przekroju, linia rzeczywistego profilu musi leżeć pomiędzy dwiema liniami równoległymi, stycznymi do kół o średnicy 0,04, których środki znajdują się na linii profilu o teoretycznie dokładnej geometrii, której położenie określają dwie prostopadłe płaszczyzny odniesienia A i B.</p> 
Profil powierzchni usytuowanej dowolnie		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona dwiema równoległymi powierzchniami stycznymi do kul o średnicy t, których środki znajdują się na kształcie geometrycznym teoretycznie dokładnym.</p>  <p>Sph</p>	<p>Tolerowana rzeczywista powierzchnia leży pomiędzy dwoma powierzchniami równoległymi stycznymi do kul o średnicy 0,02, których środki znajdują się na powierzchni o kształcie geometrycznym teoretycznie dokładnym.</p> 


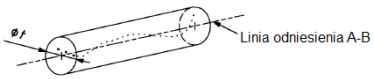
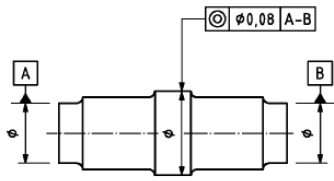
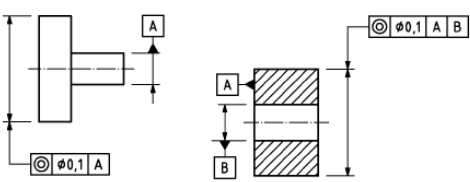

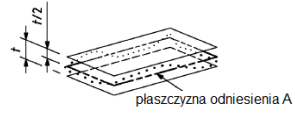
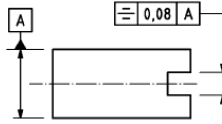
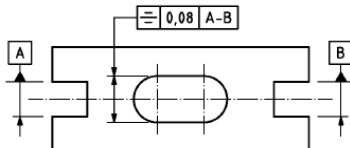
Profil powierzchni usytuowanej względem płaszczyzny odniesienia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona dwiema równoległymi powierzchniami stycznymi do kul o średnicy t, których środki znajdują się na kształcie geometrycznym teoretycznie dokładnym i usytuowanym względem płaszczyzny odniesienia A.</p> 	<p>Tolerowana powierzchnia rzeczywista leży pomiędzy dwiema równoległymi powierzchniami stycznymi do kul o średnicy 0,1, których środki znajdują się na powierzchni zarysu o teoretycznie dokładnej geometrii i usytuowanej względem płaszczyzny odniesienia A.</p> 
Odchyłki położenia			
Równoległość linii do linii w kierunku pro- stopadłym do płaszczyzny odniesienia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t. Płaszczyzny te są równoległe do linii odniesienia A i płaszczyzny odniesienia B zorientowanej zgodnie ze wskazanym kierunkiem tolerowania.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa leży między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,1 i równoległymi do osi odniesienia A, oraz w stosunku do płaszczyzny odniesienia B zorientowanej zgodnie ze wskazanym kierunkiem tolerowania.</p> 
Równoległość linii do linii w kierunku rów- noległym do płaszczyzny odniesienia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie pary równoległych płaszczyzn połączonych w odległościach 0,1 i 0,2, odpowiednio. Pary płaszczyzn są wzajemnie prostopadłe. Wszystkie płaszczyzny są równoległe do osi A, jedna para płaszczyzn jest równoległa, a druga prostopadła do płaszczyzny odniesienia B.</p> 	<p>Tolerowana rzeczywista linia środkowa leży między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,1 od siebie, usytuowanymi równoległe do osi odniesienia A, i prostopadłe do płaszczyzny odniesienia B na co wskazuje kierunek tolerowania.</p> 
Równoległość linii do linii w kierunku rów- noległym i prostopadłym do płaszczy- zny odniesie- nia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie pary równoległych płaszczyzn połączonych w odległościach 0,1 i 0,2, odpowiednio. Pary płaszczyzn są wzajemnie prostopadłe. Wszystkie płaszczyzny są równoległe do osi A, jedna para płaszczyzn jest równoległa, a druga prostopadła do płaszczyzny odniesienia B.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa leży między dwiema parami równoległych płaszczyzn odległych od siebie o 0,1 i 0,2, odpowiednio. Wszystkie płaszczyzny są równoległe do osi A, jedna para płaszczyzn jest zorientowana równoległe, a druga prostopadła do płaszczyzny odniesienia B, zgodnie ze wskazanymi na rysunku kierunkami tolerowania.</p> 
Równoległość linii do linii – tolerowanie przy użyciu powierzchni walcowej		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez wałek o średnicy t i osi równoległej do linii odniesienia A. Taka strefa tolerancji występuje jeśli wartość tolerancji jest poprzedzona symbolem ϕ.</p> 	<p>Tolerowana rzeczywista linia środkowa leży w wałcu o średnicy 0,03 i osi równoległej do osi odniesienia A.</p> 
Równoległość linii do płaszczyzny		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t i równoległe do płaszczyzny odniesienia B.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,01 od siebie i równoległymi do płaszczyzny odniesienia B.</p> 

Równoległość linii względem dwóch płaszczyzn prostopadłych do siebie		Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe linie odległe o t , zorientowane równoległe do płaszczyzny odniesienia A. Te linie znajdują się w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny odniesienia B. 	Tolerowana linia rzeczywista musi leżeć między dwiema równoległymi liniami odległymi o 0,02 od siebie, równoległymi do płaszczyzny odniesienia A i umieszczonymi w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny odniesienia B.
Równoległość płaszczyzny względem linii odniesienia		Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t i równoległe do osi odniesienia C. 	Rzeczywista tolerowana powierzchnia musi być zawarta między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,1 od siebie i równoległymi do osi odniesienia C.
Równoległość płaszczyzn		Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i równoległe do płaszczyzny odniesienia D. 	Rzeczywista tolerowana powierzchnia musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,01 od siebie i równoległymi do płaszczyzny odniesienia D.
Prostopadłość dwóch linii		Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i prostopadłe do linii odniesienia A. 	Rzeczywista tolerowana linia środkowa musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,06 od siebie i prostopadłymi do osi odniesienia A.
Prostopadłość linii względem płaszczyzny odniesienia – tolerowanie w jednym kierunku		Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie. Płaszczyzny te są prostopadłe do płaszczyzny odniesienia B. 	Rzeczywista linia środkowa walca musi być pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,1 od siebie, przebiegającymi w kierunku prostopadłym do płaszczyzny odniesienia A, i równoległe w stosunku do płaszczyzny odniesienia B, na co wskazuje kierunek tolerowanego wymiaru.
Prostopadłość linii względem płaszczyzny odniesienia – tolerowanie w dwóch kierunkach		Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o 0,1 i 0,2 odpowiednio dla dwóch kolejnych przypadków. W obu przypadkach pary równoległych płaszczyzn przebiegają prostopadłe do siebie. Obydwie pary równoległych płaszczyzn są prostopadłe do płaszczyzny odniesienia A. W pierwszym przypadku, taka para jest prostopadła do płaszczyzny odniesienia B, a w drugim równoległa do płaszczyzny odniesienia B. 	Rzeczywista linia środkowa walca musi leżeć pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi w jednym przypadku o 0,1, a w drugim o 0,2, od siebie położonymi prostopadłe do płaszczyzny odniesienia A. W pierwszym przypadku wspomniane równoległe płaszczyzny są prostopadłe, a w drugim równoległe do płaszczyzny odniesienia B.


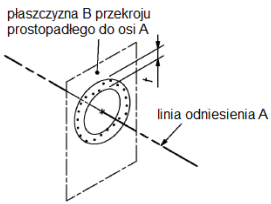
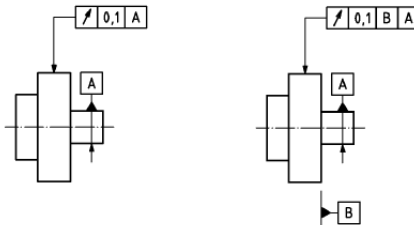
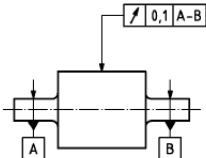

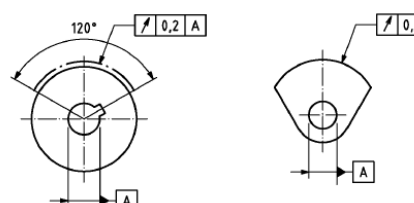

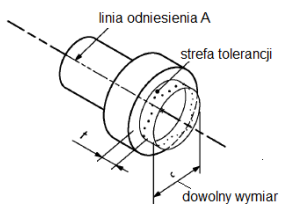
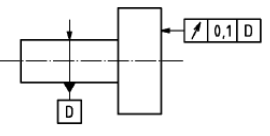
Prostopadłość linii względem płaszczyzny odniesienia – tolerowanie przy użyciu powierzchni walcowej		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez walec o średnicy t i osi prostopadłej do płaszczyzny odniesienia A, jeżeli wartość tolerancji jest poprzedzony symbolem ϕ.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa walca jest objęta przez walec o średnicy 0,01 i osi prostopadłej do płaszczyzny odniesienia A.</p> 
Prostopadłość płaszczyzny względem linii odniesienia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i prostopadłe do linii odniesienia A.</p> 	<p>Rzeczywista powierzchnia musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami oddalonymi o 0,08 od siebie i prostopadłymi do osi głównej</p> 
Prostopadłość płaszczyzny względem płaszczyzny odniesienia		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i prostopadłe do płaszczyzny odniesienia A.</p> 	<p>Rzeczywista powierzchnia musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,08 od siebie i prostopadłymi do płaszczyzny odniesienia A.</p> 
Nachylenie linii przecinających się		<p>Linia tolerowana i linia odniesienia są zawarte w tej samej płaszczyźnie. Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe odległe o t i nachylone pod określonym kątem odniesienia.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami oddalonymi o 0,08 od siebie i nachylonymi pod kątem 60° teoretycznie dokładnym w odniesieniu do wspólnej linii odniesienia AB</p> 
Nachylenie linii skośnych (nie przecinających się)		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i nachylona pod kątem odniesienia do linii odniesienia A-B. Rozważana linia i linia odniesienia nie leżą w tej samej płaszczyźnie</p> 	<p>Rzeczywista linia średnica walca musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami oddalonymi o 0,08 od siebie i nachylonymi pod teoretycznie dokładnym kątem 60° względem linii odniesienia A-B.</p> 
Nachylenie linii do płaszczyzny odniesienia – tolerowanie przy użyciu płaszczyzn równoległych		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i nachylone pod kątem odniesienia do płaszczyzny odniesienia A.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa walca musi zawierać się pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami oddalonymi o 0,08 od siebie i nachylonymi pod teoretycznie dokładnym kątem 60° względem płaszczyzny odniesienia A</p> 
Nachylenie linii do płaszczyzny odniesienia – tolerowanie przy pomocy walca		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez walec o średnicy t, jeżeli wartość tolerancji jest poprzedzony znakiem ϕ. Oś walca strefy tolerancji jest równoległa do płaszczyzny odniesienia B i nachylona o kąt odniesienia względem płaszczyzny odniesienia A.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa walca musi mieścić się w walcowej strefie tolerancji o średnicy 0,1 i osi równoległej do płaszczyzny odniesienia B i nachylonej pod teoretycznie dokładnym kątem 60° względem płaszczyzny odniesienia A.</p> 


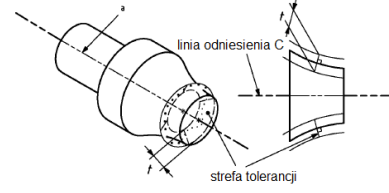
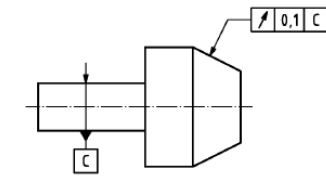
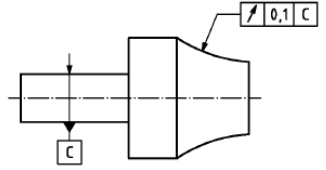

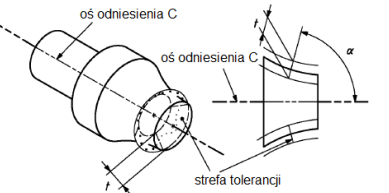
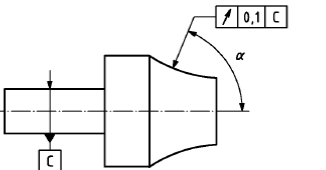

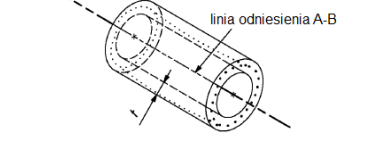
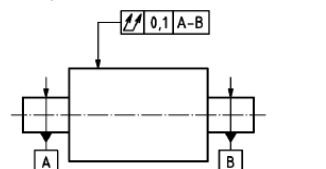

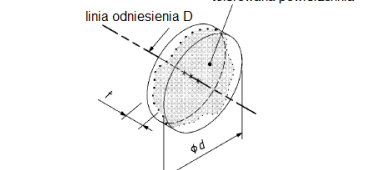
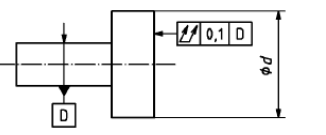
<p>Nachylenie płaszczyły względem linii odniesienia</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i nachylone o kąt odniesienia względem linii odniesienia.</p> 	<p>Rzeczywista tolerowana powierzchnia powinna leżeć między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,1 od siebie i nachylonych o teoretycznie dokładny kąt 75° w stosunku do osi odniesienia A.</p> 
<p>Nachylenie płaszczyły względem płaszczyły odniesienia</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i nachylone pod kątem odniesienia w stosunku do płaszczyzny odniesienia A.</p> 	<p>Rzeczywista powierzchnia powinna leżeć między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,08 od siebie i nachylonymi o teoretycznie dokładny kąt 40° względem płaszczyzny odniesienia A.</p> 
<p>Pozycja punktu</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona sferą o średnicy t, gdy wartość tolerancji jest poprzedzona znakiem $S \phi$. Położenie środka sfery strefy tolerancji określają teoretycznie dokładne wymiary w stosunku do płaszczyzn odniesienia A, B i C.</p> 	<p>Środek rzeczywistej kuli musi być zawarty w sferze o średnicy 0,3, której środek pokrywa się z teoretycznym środkiem kuli określonym teoretycznie dokładnie w stosunku do płaszczyzn odniesienia A, B i C.</p> 
<p>Pozycja osi – tolerowana w jednym kierunku</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t, rozmieszczone symetrycznie w stosunku do płaszczyzny środkowej. Płaszczyzna środkowa jest ustalona przez teoretycznie dokładne wymiary w stosunku do płaszczyzn odniesienia A i B. Tolerancja jest wskazany dla jednego kierunku.</p> 	<p>Rzeczywista oś dla każdej jej rzeczywistej pozycji musi leżeć pomiędzy dwoma równoległymi płaszczyznami oddalonymi o 0,1 od siebie i rozmieszczonymi symetrycznie względem płaszczyzny środkowej, której położenie jest określone przez teoretycznie dokładne położenie w stosunku do płaszczyzn odniesienia A i B.</p> 
<p>Pozycja osi – tolerowana w dwóch kierunkach</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie pary równoległych płaszczyzn odległych o 0,05 i 0,2, odpowiednio, i rozmieszczonych symetrycznie w stosunku do teoretycznie dokładnych położów tolerowanych linii. To teoretycznie dokładne położenie jest ustalone przez teoretycznie dokładne wymiary w stosunku do płaszczyzn odniesienia C, A i B. Tolerancja jest ustalana w dwóch kierunkach względem płaszczyzn odniesienia.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa każdego otworu powinna leżeć między dwoma parami równoległych płaszczyzn odległych od siebie odpowiednio o 0,05 i 0,2, rozmieszczonych w określonym kierunku, i prostopadłe do siebie. Każda para równoległych płaszczyzn jest zorientowana w stosunku do układu odniesienia i jest rozmieszczona symetrycznie względem swojej płaszczyzny środkowej, której położenie (dla każdego otworu) jest określone przez teoretycznie dokładne wymiary, w stosunku do płaszczyzn odniesienia C, A i B.</p> 

<p>Pozycja osi – tolerowana w powierzchni walcowej</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez walec o średnicy t, jeśli wartość tolerancji jest poprzedzona znakiem ϕ. Oś walca jest ustalona przez teoretycznie dokładnych wymiary określone względem płaszczyzn odniesienia C, A i B.</p>  <p>plaszczyna odniesienia C plaszczyna odniesienia A plaszczyna odniesienia B</p>	<p>Rzeczywista linia środkowa otworu musi leżeć w walcu o średnicy 0,08, którego oś pokrywa się z osią idealnego otworu, której położenie jest określone przez teoretycznie dokładne wymiary w stosunku do płaszczyzny odniesienia C, A i B.</p>  <p>$\phi 0,08 \text{ C A B}$</p> <p>Rzeczywista linia środkowa każdego otworu powinna być objęta walcem o średnicy 0,1, którego oś pokrywa się z teoretycznie dokładnym położeniem otworu, zwymiarowanym w stosunku do płaszczyzn odniesienia C, A i B.</p>  <p>$8 \times \phi 0,1 \text{ C A B}$</p>
<p>Pozycja płaszczyzny – względem położenia kąтового</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t, i rozmieszczone symetrycznie w stosunku do teoretycznej prawidłowej pozycji ustalonej przy pomocy teoretycznie dokładnych wymiarów w stosunku do płaszczyzny odniesienia A i linii odniesienia B.</p>  <p>plaszczyna odniesienia A linia odniesienia B</p>	<p>Rzeczywista powierzchnia powinna leżeć między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,05 i rozmieszczonymi symetrycznie w stosunku do teoretycznie dokładnego położenia powierzchni w stosunku do płaszczyzny odniesienia A i do osi odniesienia B.</p>  <p>$\phi 0,05 \text{ A B}$</p> <p>Rzeczywista płaszczyzna środkowa powinna leżeć między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,05 i rozmieszczonymi symetrycznie w stosunku do teoretycznie dokładnego położenia środkowej płaszczyzny, w stosunku do osi odniesienia A.</p>  <p>$8 \times 3,5 \pm 0,05$ $\phi 0,05 \text{ A}$</p>
<p>Współśrodkowość</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez okrąg o średnicy t, jeśli wartość tolerancji jest poprzedzona znakiem ϕ. Środek okręgu strefy tolerancji pokrywa się z punktem odniesienia A.</p>  <p>punkt odniesienia A</p>	<p>Środek rzeczywistego wewnętrznego okręgu (leżącego w przekroju poprzecznym) musi leżeć w okręgu o średnicy 0,1, koncentrycznie do punktu odniesienia przekroju - w tym przypadku środka teoretycznie dokładnego zewnętrznego okręgu stanowiącego granicę zaznaczonego przekroju elementu.</p>  <p>ACS $\phi 0,1 \text{ A}$</p>

<p>Współosio- wość</p>	 <p>Strefa tolerancji jest ograniczona walcem o średnicy t, jeśli wartość tolerancji jest poprzedzona znakiem ϕ. Oś walca tolerancji pokrywa się z linią odniesienia A-B.</p> 	<p>Rzeczywista linia środkowa jest ograniczona przez walec o średnicy 0,08, którego oś pokrywa się z linią odniesienia A-B, przechodzącej przez środki teoretycznie dokładnych osi walców A i B - wskazanych jako bazy.</p>  <p>Rysunek po lewo: Rzeczywista linia środkowa jest ograniczona przez walec o średnicy 0,1, którego oś pokrywa się z osią odniesienia (teoretycznie dokładną osią walca A - wskazaną jako baza). Rysunek po prawo: Rzeczywista oś zewnętrznego walca musi leżeć w walcu o średnicy 0,1, którego oś pokrywa się z teoretycznie dokładną osią otworu B (wskazanej jako baza) i jest prostopadła do teoretycznie dokładnej płaszczyzny odniesienia A.</p> 
<p>Symetria</p>	 <p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t od siebie i rozmieszczone symetrycznie w stosunku do środkowej płaszczyzny odniesienia A.</p> 	<p>Rzeczywista środkowa powierzchnia powinna znajdować się między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,08 od siebie i rozmieszczonymi symetrycznie w stosunku do teoretycznie dokładnie położonej środkowej płaszczyzny odniesienia A.</p>  <p>Rzeczywista powierzchnia środkowa powinna leżeć między dwiema równoległymi płaszczyznami odległymi o 0,08 od siebie i rozmieszczonymi symetrycznie w stosunku do wspólnej płaszczyzny środkowej (teoretycznie się pokrywającej, w praktyce najlepiej dopasowanej) dla płaszczyzn odniesienia A i B.</p> 

Odchyłki złożone

Bicie promieniowe		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona w każdym przekroju prostopadłym do osi dwóch koncentrycznych okręgów, których różnica promieni wynosi t i których środki leżą na osi odniesienia A.</p>  <p>linia odniesienia A</p>	<p>Rysunek po lewo: Rzeczywista linia profilu w dowolnym przekroju prostopadłym do osi odniesienia A (teoretycznie dokładnej osi walca A) musi być zawarta między dwoma współpłaszczyznowymi koncentrycznymi okręgami o różnicy promieni 0,1.</p> <p>Rysunek po prawo: Rzeczywista linia profilu w dowolnym przekroju równoległym do płaszczyzny odniesienia B musi być zawarta między dwoma współpłaszczyznowymi i koncentrycznymi okręgami, których różnica promieni wynosi 0,1 i których środki leżą na osi odniesienia A (osi teoretycznie dokładnego walca A)</p>  <p>Rzeczywista linia profilu w dowolnym przekroju prostopadłym do wspólnej linii odniesienia A-B musi być zawarta między dwoma współpłaszczyznowymi i koncentrycznymi okręgami, o różnicy promieni 0,1, których środki leżą na tej linii odniesienia A-B (przechodzącej przez środki teoretycznie dokładnych walców A i B - wskazanych jako bazy).</p> 
Bicie promieniowe w zaznaczonym segmencie kątowym		<p>Bicie jest zwykle stosowane do pełnych tworów geometrycznych, lecz może mieć zastosowanie do wyróżnionej części geometrycznej elementu.</p>	<p>Zaznaczony kątowo fragment rzeczywistej linii zarysu w dowolnym przekroju prostopadłym do osi odniesienia A musi być zawarty między dwoma leżącymi w płaszczyźnie prostopadłej do osi odniesienia A koncentrycznymi okręgami o różnicy promieni wynoszącej 0,2, których środki leżą na linii odniesienia A.</p> 
Bicie osiowe		<p>Strefa tolerancji dla każdej powierzchni cylindrycznej o dowolnej średnicy (mniejszej od średnicy zewnętrznej) i wspólnej osi, pokrywającej się z linią odniesienia A, jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny oddalone od siebie o t i prostopadłe do linii odniesienia A</p>  <p>linia odniesienia A</p> <p>strefa tolerancji</p> <p>dowolny wymiar</p>	<p>Krzywa leżąca na rzeczywistej tolerowanej powierzchni w każdej cylindrycznej sekcji, której oś pokrywa się z osią odniesienia D, muszą znajdować się pomiędzy dwoma równoległymi płaszczyznami leżącymi w odległości 0,1 i prostopadłymi do osi odniesienia.</p> 

<p>Bicie w wyznaczo- nym kierun- ku – prosto- padle do powierzchni tolerowanej</p>		<p>Dla każdej sekcji stożkowej, strefa tolerancji jest ograniczona przez dwa okręgi odległe o t, których osie pokrywają się z linią odniesienia C. O ile nie określono inaczej, szerokość strefy tolerancji jest prostopadła do określonej geometrii.</p> 	<p>Linia zarysu leżąca na rzeczywistej tolerowanej powierzchni stożkowej, wycięta przez powierzchnię stożkową, której tworzące są skierowane zgodnie z kierunkiem tolerowania i zbiegają się w wierzchołku leżącym na linii odniesienia pokrywającej się z osią C, musi leżeć między dwoma okręgami leżącymi na powierzchni stożkowej i odległymi o 0,1 od siebie w kierunku zgodnym z kierunkiem tolerowania.</p>  <p>Linia zarysu leżąca na rzeczywistej tolerowanej powierzchni, wycięta przez powierzchnię stożkową, której tworzące są skierowane zgodnie z kierunkiem tolerowania i zbiegają się w wierzchołku leżącym na linii odniesienia pokrywającej się z osią C, musi leżeć między dwoma okręgami leżącymi na powierzchni stożkowej i odległymi o 0,1 od siebie w kierunku zgodnym z kierunkiem tolerowania.</p> 
<p>Bicie w wyznaczo- nym kierun- ku - przez podanie kąta odniesienia</p>		<p>Strefa tolerancji leży w obszarze powierzchni stożkowej, o osi C i której tworzące są nachylone pod kątem odniesienia α, a przy tym jest ograniczona przez dwa okręgi odległe o t w kierunku tolerowania i których środki leżą na osi odniesienia C.</p> 	<p>Rzeczywista linia profilu wycięta z rzeczywistej tolerowanej powierzchni przez powierzchnię stożkową, której tworzące są nachylone pod kątem odniesienia α i której oś pokrywa się z osią odniesienia C, powinna być zawarty pomiędzy dwoma okręgami leżącymi na wspomnianej powierzchni stożkowej, w odległości 0,1 w kierunku tworzącej i których środki leżą na osi odniesienia C.</p> 
<p>Bicie cał- kowite promienio- we</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwa współosiowe walce, których promienie różnią się o t, których osie pokrywają się z linią odniesienia A-B.</p> 	<p>Rzeczywista tolerowana powierzchnia musi leżeć pomiędzy dwoma współosiowymi walcami, których różnica promieni wynosi 0,1, zaś oś pokrywa się ze wspólną osią odniesienia A - B, która przebiega przez środki teoretycznie dokładnych walców A i B - przyjętych jako bazy.</p> 
<p>Bicie cał- kowite osiowe</p>		<p>Strefa tolerancji jest ograniczona przez dwie równoległe płaszczyzny odległe o t i prostopadłe do linii odniesienia D.</p> 	<p>Rzeczywista tolerowana powierzchnia musi być zawarta pomiędzy dwiema równoległymi płaszczyznami, które są odległe o 0,1 i prostopadłe do osi odniesienia D, czyli osi teoretycznie dokładnego wałka D - przyjętej jako baza.</p> 

Źródło: na podstawie [http://zip.unit1.pl/download/rpalka/tolerancje tablice.pdf](http://zip.unit1.pl/download/rpalka/tolerancje%20tablice.pdf)

Jeżeli wymiar nie posiada zdefiniowanych odchyłek, to wykonuje się go zgodnie z przyjętą klasą dokładności. W budowie maszyn jest to zazwyczaj klasa 14, zwanej klasą warsztatową, dla której dopuszczalne odchyłki wymiarów swobodnych nie mogą przekraczać:

- dla wymiarów wewnętrznych – odchyłek odpowiadających otworom H14,
- dla wymiarów zewnętrznych – odchyłek odpowiadających wałkom h14.

W żadnym razie odchyłki tych wymiarów nie mogą powodować utraty funkcjonalności danej części oraz nie może o nich dowolnie rozstrzyga wykonawca lub kontrola techniczna.

Dopuszczalne odchyłki wymiarów nietolerowanych podaje się w dokumentacji konstrukcyjnej w postaci jednego zapisu ogólnego dla wszystkich części.

Zapis ten, w przypadku części obrobionych skrawaniem lub tłoczonych z blachy może mieć inną postać:

Przywoływana jest na początku norma przywołująca zasadę niezależności tolerowania. Odbywa się to w postaci uwagi nad tabliczką rysunkową:

Tolerowanie według ISO 8015

Następnie podaje się normę zawierające tablice odchyłek dla tolerancji ogólnych wymiarów liniowych i kątowych, czyli nieokreślonych jawnie na rysunku. Tolerancje te przynależą do w czterech grup (tab. 6):

v – very coarse – bardzo zgrubna

c – coarse – zgrubna

m – middle – średniokładna

f – fine – dokładna

Tolerancje ogólne kształtu i położenia przynależą z kolei do trzech grup:

L - zgrubna

K - średniokładna

H - dokładna

Odbywa się to w postaci uwagi nad tabliczką rysunkową:

Tolerancje ogólne według ISO 2768 – mK

Symetryczne odchyłki graniczne wymiarów liniowych bez indywidualnych oznaczeń tolerancji wg ISO 2768 podano tab. 6, 7, 8, 9. Nie dotyczą one krawędzi załamanych.

Tab. 3.6. Symetryczne odchyłki graniczne wymiarów liniowych bez indywidualnych oznaczeń tolerancji (nie dotyczy krawędzi załamanych wg ISO 2768)

Klasa tolerancji		Przedziały wymiarów nominalnych [mm]							
Symbol	Nazwa	0,5-3	3-6	6-30	30-120	120-400	400-1000	1000-2000	2000-4000
f	Dokładna	0,05	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	-
m	Średnio dokładna	0,1	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2	2
c	Zgrubna	0,2	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4
v	Bardzo zgrubna	-	0,5	1	1,5	2,5	4	6	8

Źródło: na podstawie http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Tab. 3.7. Odchyłki klasy tolerancji H

Wymiar nominalny	<10	10-30	30-100	100-300	300-1000	1000-3000
Prostoliniowość, płaskość	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
Prostopadłość	0,2			0,3	0,4	0,5
Symetria	0,5					
Nachylenie	0,1					

Źródło: na podstawie http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Tab. 3.8. Odchyłki klasy tolerancji K

Wymiar nominalny	<10	10-30	30-100	100-300	300-1000	1000-3000
Prostoliniowość, płaskość	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
Prostopadłość	0,4			0,3	0,8	1
Symetria	0,6				0,8	1
Nachylenie	0,2					

Źródło: na podstawie http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Tab. 3.9. Odchyłki klasy tolerancji L

Wymiar nominalny	<10	10-30	30-100	100-300	300-1000	1000-3000
Prostoliniowość, płaskość	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6
Prostopadłość	0,6			1	1,5	2
Symetria	0,6			1	1,5	2
Nachylenie	0,5					

Źródło: na podstawie http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Ogólna tolerancja okrągłości jest **Minimum** z tolerancji średnicy i ogólnej tolerancji bicia.
Ogólna tolerancją równoległości jest **Minimum** z tolerancji wymiaru i ogólnej tolerancji prostoliniowości/płaskości

5. Rodzaje pasowań

Rozróżnia się pasowania (rys. 3.6 i 3.7):

Luźne – w których występuje zawsze luz (w granicznym przypadku równy zeru),

Podstawowe – w których luz minimalny wynosi 0,

Mieszane – w których może występować zarówno luz jak i wcisk,

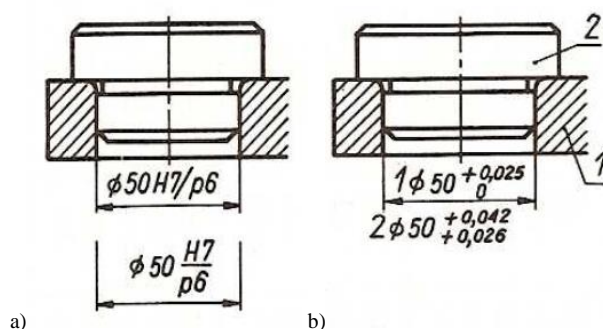
Podstawowe – w których wcisk minimalny wynosi 0,

Ciasne – w których zawsze występuje wcisk.

6. Oznaczanie pasowań

Przy wpisywaniu na rysunek tolerancji wspólnego wymiaru nominalnego łączonych części można korzystać z jednej linii wymiarowej (rys. 3.23), przy czym

a) w przypadku tolerowania symbolicznego – za wspólnym wymiarem nominalnym umieszcza się symbol pasowania tolerancji wymiaru wewnętrznego (otworu) oraz symbol pasowania tolerancji wymiaru zewnętrznego (wałka) rozdzielone znakiem ułamka.



Rys. 3.23. Oznaczanie pasowań na rysunku

Źródło: http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf

b) w przypadku tolerowania liczbowego – tolerowany wymiar wewnętrzny pisze się nad linią wymiarową, a wymiar zewnętrzny pod nią, poprzedzając je wskazówkami, który wymiar której z połączonych części dotyczy.

Zalecenia dotyczące doboru tolerancji i pasowań

Zgodnie z norma PN-ISO 1829 jest zalecane, aby pola tolerancji wałków i otworów dla ogólnych zastosowań dobierać, o ile jest to możliwe, spośród zamieszczonych w tab. 10 i 11. W pierwszej kolejności powinno się wybierać obwiedzione grubą linią.

Przy wyborze pasowań należy najpierw określić układ pasowania – według stałego otworu (H) lub stałego wałka (h). Uprzywilejowanym układem jest układ stałego otworu. Układ stałego wałka stosować należy wtedy, gdy przynosi to korzyści ekonomiczne. Dla danego pasowania odchyłki i tolerancje należy dobierać tak, aby otrzymać odpowiednio najmniejsze luzy lub wciski odpowiadające wymagany warunkom zastosowania.

Otwór jako trudniejszy do obróbki może mieć tolerancję o jedną klasę większą niż wałek (np. H8/f7, P7/h6).

Tab. 3.10. Pola tolerancji otworów ogólnego przeznaczenia wg PN-ISO 1829

Klasa tolerancji	Odchyłki podstawowe otworu															
	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T
6							G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6
7						F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7
8					E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8	P8	R8		
9				D9	E9	F9		H9								
10				D10	E10			H10								
11	A11	B11	C11	D11				H11								

Źródło: http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Tab. 3.11. Pola tolerancji wałków ogólnego przeznaczenia wg PN-ISO 1829

Klasa tolerancji	Odchyłki podstawowe wałka																
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u
5							g5	g5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	
6						f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	
7						f7		h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7	u7
8					e8	f8		h8	js8	k8	m8	n8	p8	r8			
9				d9	e9			h9									
10				d10													
11	a11	b11	c11					h11									

Źródło: http://www.g16.edukacja.czestochowa.pl/Pliki/p-ucz/tech/rys-tech/Rodzaje_rysunkow_technicznych.pdf

Dobór pasowań wymiarów dla elementów konstrukcyjnych może być następujący:
 U8/h7; H8/s7; S7/h6; H7/r6; R7/h6 - Połączenia wtłaczane kół zębatach z wałami, tarcz sprzęgłowych oraz wieńców kół zębatach z piastami,
 H7/p6; P7/h6 - Połączenia kół zębatach z wałami maszyn obciążonych zmiennie i udarowo, łączenie tulei łożyskowych, kołków, pierścieni osadczych oraz wpustów,
 H7/n6; N7/h6 - Połączenia wieńców kół zębatach z piastami, dźwigni i korb na wałach, tulei w korpusach, kół i sprzęgieł na wałach, łożysk na wałach,
 H7/m6; M7/h6 - Połączenia kół pasowych i zębatach na wałach, zabezpieczone przed przemieszczaniem wzdłużnym, sworzni oraz kołków ustalających,
 H7/k6 - Połączenia kół pasowych i zamachowych z wałami, ręcznych dźwigni na wałach, kołków, śrub oraz sworzni ustalających,
 H7/j6; J7/h6 - Połączenia części często demontowanych ręcznie: zewnętrzne pierścienie łożysk tocznych w osłonach, wymienne koła zębata i koła pasowe na wałach, często wymieniane tuleje łożyskowe oraz panewki łożysk ślizgowych,
 H7/h6 - Połączenia umożliwiające ręczne przesuwanie po nasmarowaniu: zewnętrzne pierścienie łożysk tocznych, pierścienie uszczelniające, prowadnice, łożyska ślizgowe oraz narzędzia na trzpieniach,
 H8/h9; H9/h8 - Połączenia pierścieni osadczych i łożyska ślizgowe,
 H11/h11 - Połączenia części lutowanych lub spawane, zaciskane na wałach, tuleje dystansowe,
 H7/g6; G7/h6 - Łożyska ślizgowe korbowodów,
 H7/f7 - Łożyska i prowadnice ślizgowe,
 H8/e8; E8/h9 - Połączenia ze znacznym luzem; wały w długich łożyskach,
 H11/d9; H11/d11; D11/h11 - Połączenia nitów z otworami,
 H11/c11 - Połączenia z dużym luzem; łożyska maszyn rolniczych.

7. Obliczanie tolerancji i luzów na podstawie wymiarów nominalnych i odchyłek granicznych

Jako przykład obliczenia tolerancji i luzów na podstawie wymiarów nominalnych i odchyłek granicznych rozważmy pasowanie $\phi 20H7 \begin{pmatrix} +21 \\ 0 \end{pmatrix} / g6 \begin{pmatrix} -7 \\ -20 \end{pmatrix}$

Jest to pasowanie otworu okrągłego, na co wskazuje symbol ϕ

Jest to pasowanie według zasady stałego otworu, na co wskazuje duża litera H.

Wymiar nominalny N pasowania, czyli średnica nominalna otworu i wałka wynosi 20 mm.

Odchyłka górna otworu wynosi $ES = +21 \mu\text{m} = 0.021 \text{ mm}$.

Odchyłka dolna otworu wynosi $EI = 0 \mu\text{m} = 0 \text{ mm}$

Odchyłka górna wałka wynosi $es = -7 \mu\text{m} = -0.007 \text{ mm}$.

Odchyłka dolna wałka wynosi $ei = -20 \mu\text{m} = -0.02 \text{ mm}$

Górny wymiar graniczny otworu wynosi:

$$B_o = N + ES = D_o + ES = 20 \text{ mm} + 0.021 \text{ mm} = 20.021 \text{ mm}$$

Dolny wymiar graniczny otworu wynosi

$$A_o = N + EI = D_o + EI = 20 \text{ mm} + 0 \text{ mm} = 20 \text{ mm}$$

I jest on równy wymiarowi nominalnemu, ponieważ mamy do czynienia z otworem podstawowym

Górny wymiar wałka wynosi

$$B_w = N + es = D_w + es = 20 \text{ mm} - 0.007 \text{ mm} = 19.993 \text{ mm}$$

Dolny wymiar wałka wynosi

$$A_w = N + ei = D_w + ei = 20 \text{ mm} - 0.02 \text{ mm} = 19.98 \text{ mm}$$

Tolerancja otworu wynosi

$$\begin{aligned} T_o &= B_o - A_o = N + ES - (N + EI) = D_o + ES - (D_o + EI) \\ &= ES - EI = 0.021 \text{ mm} - 0 \text{ mm} = 0.021 \text{ mm} > 0 \end{aligned}$$

i jest równa jego górnej odchyłce granicznej, jak wynika z własności otworu podstawowego

Tolerancja wałka wynosi

$$\begin{aligned} T_w &= B_w - A_w = N + es - (N + ei) = D_w + es - (D_w + ei) \\ &= es - ei = -0.007 \text{ mm} - (-0.02) \text{ mm} = 0.013 \text{ mm} > 0 \end{aligned}$$

Obie tolerancje są dodatnie.

Luz maksymalny pasowania wynosi

$$S_{\max} = L_{\max} = B_o - A_w = 20.021 \text{ mm} - 19.98 \text{ mm} = 0.041 \text{ mm} > 0$$

Luz minimalny pasowania wynosi

$$S_{\min} = L_{\min} = A_o - B_w = 20 \text{ mm} - 19.993 \text{ mm} = 0.007 \text{ mm} > 0$$

Ponieważ oba luzy są dodatnie więc mamy do czynienia z pasowaniem luźnym.

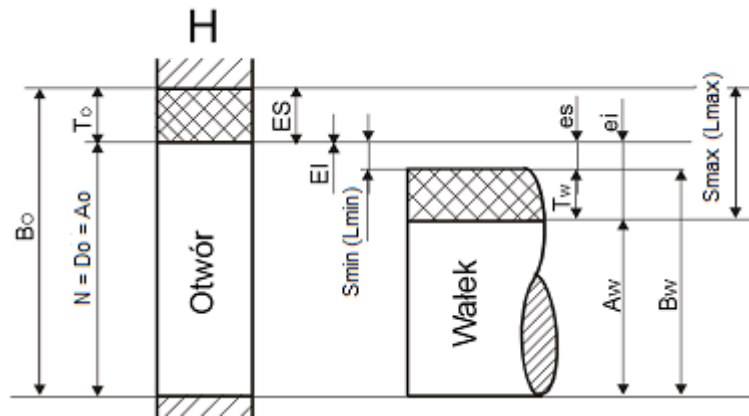
Luz średni pasowania wynosi

$$L_{\text{sr}} = 0.5 \cdot (L_{\min} + L_{\max}) = 0.5 \cdot (0.007 \text{ mm} + 0.041 \text{ mm}) = 0.024 \text{ mm}$$

Tolerancja pasowania wynosi

$$T_p = T_o + T_w = 0.021 \text{ mm} + 0.013 \text{ mm} = 0.034 \text{ mm} > 0$$

Szkic położenia tolerancji dla tego pasowania pokazano na rys. 3.24.



Rys. 3.24. Szkic położenia pól tolerancji pasowania

Źródło: <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>

8. Przeliczanie odchylek

Każdy wymiar stolerowany w jeden sposób można przekształcić w równoważny mu:

- wymiar stolerowany w głąb materiału – wówczas za wymiar nominalny przyjmuje się wymiar B (dla wymiaru zewnętrznego) lub A (dla wymiaru wewnętrznego)

$$N \begin{pmatrix} es \\ ei \end{pmatrix} = (N + es = B_w) \begin{pmatrix} es - es = 0 \\ ei - es = -T_w \end{pmatrix}$$

$$N \begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix} = (N + EI = A_o) \begin{pmatrix} ES - EI = T_o \\ EI - EI = 0 \end{pmatrix}$$

- wymiar stolerowany na zewnątrz materiału – wówczas za wymiar nominalny przyjmuje się wymiar A (dla wymiaru zewnętrznego) lub B (dla wymiaru wewnętrznego)

$$N \begin{pmatrix} es \\ ei \end{pmatrix} = (N + ei = A_w) \begin{pmatrix} es - ei = T_w \\ ei - ei = 0 \end{pmatrix}$$

$$N \begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix} = (N + ES = B_o) \begin{pmatrix} ES - ES = 0 \\ EI - ES = -T_o \end{pmatrix}$$

- wymiar średni - za wymiar nominalny przyjmuje się średnią arytmetyczną wymiaru A i B (zarówno dla wymiaru zewnętrznego jak i wewnętrznego)

$$N \begin{pmatrix} es \\ ei \end{pmatrix} = (N + 0.5(es + ei)) \begin{pmatrix} 0.5(es - ei) = +0.5T_w \\ -0.5(es - ei) = -0.5T_w \end{pmatrix}$$

$$N \begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix} = (N + 0.5(ES + EI)) \begin{pmatrix} 0.5(ES - EI) = 0.5T_o \\ -0.5(ES - EI) = -0.5T_o \end{pmatrix}$$

Bibliografia:

1. Dobrzański T. (2013) Rysunek Techniczny Maszynowy wydanie dwudzieste piąte, Warszawa: WNT.
2. Potrykus J. (2012) Poradnik mechanika. Warszawa: Wydawnictwo Rea.
3. Praca zbiorowa (2000) Mały poradnik mechanika. Wydawnictwo WNT.

Netografia:

1. Firma handlowa Kris
http://kris.rybnik.pl/mse/download/tolerancje_i_pasowania.pdf
2. Podstawy konstrukcji maszyn <http://www.pkm.edu.pl/index.php/tolerancje-i-pasowania>
3. Prezentacja – Komputerowy układ tolerancji i pasowań wymiarów liniowych ISO wraz z przykładami i projektem technologicznym <http://pl.static.zdn.net/files/d61/26b66296618fd1b6150e53833418cbda.pdf>
4. Tabele tolerancji http://zip.unit1.pl/download/rpalka/tolerancje_tablice.pdf
5. Prezentacja – Rysunek techniczny
http://pracownicy.uwm.edu.pl/wojsob/pliki/dydaktyka/gigi/04_tolerowanie_i_chropowatosc.pdf