

ROZDZIAŁ I.

PASOWANIA WAŁKÓW I DŁUGOŚCI

1. WIADOMOŚCI WSTĘPNE. Doświadczenie poucza, że wytwarzanie przedmiotów ściśle zamiennych należy do najtrudniejszych zadań techniki i że stosowne przytem metody obróbki i pomiary muszą być bardzo dokładne. Praktyka ustaliła szereg zasadniczych odmian dopasowywania części w zależności od tego, czy mają one być złączone na stałe, czy też tak, by mogły się względem siebie poruszać. Liczba różnorodnych pasowań zwiększa się stale w miarę tego, jak wytwarzanie zamienne zaczyna obejmować coraz to nowe dziedziny. Jeśli dla przykładu ograniczymy się do omówienia pasowań powierzchni cylindrycznych, to i tu odrazu narzucają się nam zasadnicze odmiany.

Typowych przykładów pasowania otworów i wałków dostarczą nam elementy konstrukcyjne obrabiarek. Wrzeciono tokarki w panewce wymaga osadzenia zwanego obrotowem. Luz pomiędzy szyjką czopową wrzeciona a panewką powinien umożliwiać w sposób niezawodny dostęp smaru, jednak przesunięcia boczne osi wrzeciona powinny być możliwie ograniczone ze względu na konieczną dokładność toczenia. Odnośne błędy można znacznie zmniejszyć, obrabiając precyzyjnie wrzeciono i panewkę. Przy wałkach, przenoszących ruch z jednej części obrabiarki na drugą, pasowanie tak staranne, jak przy wrzecionach, niezawsze jest koniecznością i można poprzestać na większych luzach. Jeśli wałek obraca się w trzech łożyskach, pasowanie musi uwzględnić niedokładności wytoczenia i osadzenia pochw oraz trudność osiągnięcia wspólnej osi łożysk. Z przytoczonego wynika, że nawet zwykłe osadzenie obrotowe nastręcza kilka odmian.

Gdy mamy przesuwac wzdłuż wałka koło zębate z otworem cylindrycznym, osadzenie będzie inne niż przy obrocie, a mianowicie odpowiedni luz musi być mniejszy ze względu na konieczność trwalszego zamocowania koła na wałku. Jeszcze mniejszy luz stosuje się przy szczelnem osadzeniu koła zębatego na wałku. O ile przy pasowaniu posuwistwem koło zębate średniej wielkości powinno się przesuwac wzdłuż wałka pod naciskiem ręki, o tyle przy pasowaniu szczelnem wymagane jest użycie młotka

lub ręcznej tłoczni warsztatowej. Można by co prawda uszczelnić koło zębate na wałku zapomocą klina, jednak zdecentrowywuje się przytem oś wałka i koła zębatego i osadzenie jest mniej trwałe.

Przy łączeniu zupełnie trwałem wału z przedmiotem stosuje się t. zw. pasowanie wtlaczane lub na gorąco. Powszechnie znanym przykładem osadzenia wtlaczanego jest nakładanie kół wagonowych na osie zapomocą prasy hydraulicznej pod naciskiem sięgającym dwustu i więcej tonn. Zdjąć koło z osi bez ponownego użycia prasy niepodobna. W normalnych warunkach biegu wagonu nie może się zdarzyć obrócenie koła względem osi. Pasowanie wtlaczane posiada w tym wypadku z punktu widzenia konstrukcyjnego wielkie zalety, gdyż usuwa stosowanie klinów, kołków i śrub zaciskowych. W budownictwie maszynowym osadza się w ten sposób czopy wałów korbowych i t. p. Osadzenie na gorąco stosuje się przy nasadzaniu obręczy na koła wagonowe, lub wielkich tarcz uchwytowych na wrzeciona tarczówek lub karuzelówek. Jest ono mniej pewne od wtlaczanego.

Ze sprawą pasowań związane są metody pomiarowe i sposoby oznaczania rodzaju obróbki na rysunkach. Zanim przejdziemy do zagadnień, dotyczących się pasowania, musimy wyjaśnić sobie najważniejsze pojęcia i ustalić określenia.

Ponieważ stopień dokładności dopasowywanych części jest różny dla tych czy innych gałęzi przemysłu, a nawet dla poszczególnych części tej samej maszyny, przeto odróżniamy następujące rodzaje pasowań: precyzyjne, dokładne, gładkie i zgrubne. Tym pasowaniom odpowiadają pewne grupy osadzeń, zwanych niekiedy w praktyce doleganiami. Mamy więc osadzenia obrotowe, posuwiste, szczelne, ciasne, wtlaczane na gorąco i t. p.

Wymiary poszczególnych części dopasowywanych według tego czy innego rodzaju osadzenia odnosimy zawsze do t. zw. miary nominalnej. Przy sposobności zaznaczymy, że przy wytwarzaniu części zamiennych ograniczamy zawsze, ile się da, liczbę średnic nominalnych. Tak np. średnice nominalne stosuje się zawsze w liczbach okrągłych, przyczem mniejsze średnice stopniuje się gęsto, zaś poczynając od 30-tu aż do 80 mm zazwyczaj tak, by liczby kończyły się cyframi 0, 2, 5 i 8, zaś powyżej 80 mm stosuje się średnice co 5 i 10 mm. Powstaje tym sposobem układ średnic uprzywilejowanych, z których poszczególne wytwórnie starają się jeszcze wyrugować pewne średnice nominalne. Ogólnokrajowa tablica normalizacyjna (standaryzacyjna) średnic nominalnych stanowi tym sposobem podstawę dla układu średnic w poszczególnych przedsiębiorstwach w różnych gałęziach techniki.

Obie dopasowywane części, np. wał i otwór w pochwie, wykonywa się tak, by istniał pomiędzy nimi pewien określony luz. Przy pasowaniach wtlaczanych zamiast luzu mamy do czynienia z naddatkiem. Rze-

czą jest przytem zrozumiałą, że ani wału ani otworu nie możemy wykonać zupełnie ściśle na żadaną miarę. Ze względów ekonomicznych jest rzeczą nawet pożądaną, aby granice, w jakich zawarta jest dana miara, były możliwie rozsunięte. W układzie pasowań mamy więc do czynienia nietylko z teoretycznymi luzami, czyli niedomiarami, lub nadatkami, lecz i z błędami wykonania obu części dopasowywanych, czyli t. zw. tolerancjami; mówimy, np. że dany wał został wykonany z tolerancją $\pm 20 \mu$ (mikronów). Wskutek tego, że tolerancje dotyczą obu części dopasowywanych, luz i nadatek nie jest wielkością stałą, waha się wgórę i wdół od pewnej danej wartości w granicach tolerancji wykonania obu części. Stąd pochodzą określenia: luz maksymalny i minimalny.

Rys. 1 przedstawia w sposób poglądowy różne rodzaje osadzeń z zaznaczeniem tolerancji wykonania oraz niedomiarów i nadatków na wałkach w stosunku do otworu pewnej określonej średnicy. Otwór jest przytem tak wykonany, by różnił się możliwie mało od średnicy nominalnej. W stosunku do tej średnicy tolerancje są przytem symetryczne, czyli dany otwór może się różnić od niej o pewną wielkość, dodatnią bądź ujemną. Dla przejrzystości rysunku odnośne tolerancje zostały znacznie powiększone w stosunku do ogólnej skali. Wały odpowiadające różnym rodzajom osadzenia wykonane są również z tolerancjami przy założeniu uprzedniem pewnych niedomiarów czy nadatków.

Rys. 1 dotyczy układu pasowań według zasady stałego otworu. W tym układzie otwory są wykonywane stałe na tę samą miarę, zaś różne rodzaje osadzeń otrzymuje się, zmniejszając lub zwiększając średnice wału przy



Rys. 1. Układ osadzeń przy stałym otworze



Rys. 2. Układ osadzeń przy stałym wale

odpowiedniemu ustosunkowaniu tolerancji. Obok tego układu można stosować inny, mianowicie oparty na zasadzie stałego wału. Rys. 2 wyjaśnia, na czym polega zasadnicza różnica obu układów. Mianowicie w drugim odnośnie luzu i naddatki uzyskuje się, zwiększając lub zmniejszając nie wały, a odwrotnie, otwory.

2. PASOWANIE SELEKCYJNE. Nie należy zapominać nigdy o tem, że układy pasowań powstały drogą usystematyzowania danych empirycznych z praktyki warsztatowej. Doświadczenie wykazało przytem, że przez niewielką zmianę średnicy wałka można niekiedy przejść od pasowania posuwistego do szczelnego. Innemi słowy, pasowanie ściśle zamienne wymaga bardzo dokładnego wykańczania części tam zwłaszcza, gdzie w rachubę wchodzi osadzenia różnego rodzaju. Tolerancje wałka i otworu składają się na wypadkowe wahania luzu tak, że niekiedy trudno osiągnąć określone zgóry pasowanie, chyba stosując kosztowną, precyzyjną obróbkę.

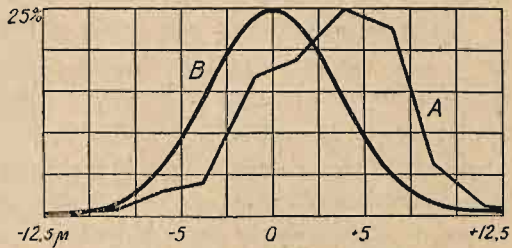
Przy masowem wytwarzaniu na pomoc przychodzi nam w tym razie ślepy przypadek, który sprawia zazwyczaj, że tylko niewielka część obrobionych wałków czy otworów odpowiada krańcom dopuszczalnych tolerancyj, zaś większość pozostaje mniej więcej pośrodku tych wartości. Jeśli zrezygnujemy przytem z zasady pełnej zamienności części i poprzestaniemy na tem, że wzajemnie pasować do siebie będzie jakiś znaczny procent części, powiedzmy 95%, to otrzymamy t. zw. pasowanie selekcyjne. Owe 5% braków da się zwykle użyć później, dobierając drogą próbowania, czy dane części nadadzą się do następnych. Stąd pochodzi miano tej metody: selekcja. Jeśli nawet pewien drobny procent przedmiotów nie da się użyć z powodu zbyt dużych odchyleń od miar przepisanych, to wartość ostatecznie wybrakowanych przedmiotów, wymagających dodatkowe obróbki, lub zepsutych, może być znacznie mniejsza od kosztu precyzyjnego wykończenia całej partji obrabianych części. Stąd też metoda pasowania selekcyjnego przedstawia się często korzystniej od metody pełnej zamienności ¹⁾.

Rozpatrzmy pod tym względem konkretny przykład obrotowego pasowania wałka w otworze. Musimy przytem zachować warunek, że najgrubszy wałek musi się obracać w najmniejszym otworze, zaś najcieńszy wałek nie może być osadzony zbyt luźno w możliwie największym otworze. Rozpatrzmy przedewszystkiem dokładność wykonania pewnej partji wałków, których średnice są wykonane w określonych granicach tolerancyjnych. Rys. 3 ilustruje wynik pomiarów, wykonanych w pewnej wytwórni samochodowej na dużej partji czopów wałków korbowych przy

¹⁾ Prof. Gerald Stoney and S. Lees. On some Principles on Manufacturing Interchangeable Articles to Limit Gauges. Engineering. 21 marca 1919.

tolerancji $\pm 12,5 \mu$. Wykres A przedstawia mianowicie procentowy rozkład średnic mierzonych według stopnia osiągniętej działalności. Z wykresu tego wnioskujemy, że największy procent średnic przypadał na wałki nieco grubsze od miary zasadniczej, co przypisać należy tendencji szlifierza pozostawiania pewnej grubości na zapas. Prawie 90% wałków okazało się wykonanych według tolerancji, dwukrotnie mniejszych od dopuszczalnych.

Wykres A jest zupełnie empiryczny, niemniej jednak krzywa posiada pewien ogólny charakter. Mianowicie największy procent wałków przypada na odcinki, pozostające pośrodku obszaru tolerancyjnego; na krańcach tego obszaru procent wałków jest bez porównania mniejszy. Wykres A wykazuje po-



Rys. 3. Procentowy rozkład partii czopów według dokładności wykonania

pełnianie przez szlifierza systematycznych błędów, polegających na tym, że procent wałków z dodatnimi błędami jest większy od wałków z błędami ujemnymi i wskutek tego wykres jest niesymetryczny. Poza tym wykres A przedstawia się w postaci linii łamanej. Gdyby jednak pomiary uskutecznić według bardzo wąskich odstępów tolerancyjnych, możnaby przy dużej partii mierzonych średnic otrzymać zamiast łamanej linii krzywą, dość ciągłą.

Dla naszych dalszych rozumowań okaże się rzeczą pożyteczną zastąpić ową krzywą empiryczną przez określoną krzywą teoretyczną. Inaczej mówiąc zakładamy pewien teoretyczny rozkład błędów wykonania naszych wałków według określonego planu. Nasze założenia pozostają przytem dowolne, gdyż nie wiemy, czy inna partja wałków, wykonana przez innego szlifierza, posiłkującego się inną maszyną i narzędziami mierniczymi, podlegać będzie temu prawu. Przypuszczamy jednak, że charakter krzywej będzie zawsze mniej więcej ten sam i że procent wałków, odpowiadających krańcom tolerancyjnym, będzie mniejszy od procentu wałków, pozostających pośrodku obszaru. Stosownie do precyzyjności obróbki krzywa może być jednak mniej lub więcej stroma.

Gdyby błędami, popełnianymi podczas szlifowania, rządził ślepy przypadek i szlifierz nie popełniał błędów systematycznych, uwidoczniających się w asymetrii wykresu A, to dogodnie byłoby zastąpić ten wykres krzywą B, ilustrującą t. zw. prawo błędów Gaussa. Odpowiada ona funkcji

$$F(\Delta) = C e^{-h^2 \Delta^2}$$

gdzie Δ oznacza błąd, zaś C i h stałe wartości, o których będzie mowa poniżej.

Wybieramy tę funkcję, gdyż maleje ona szybko wraz z wzrostem wartości Δ i posiada ten sam charakter, co i wykres A. Na przeszkodzie

do dopasowania jej do wykresu A stoi jego asymetryczność. Należy zauważyć jednak, że gdyby nawet szlifierz nie popełniał systematycznych błędów i wykres A był ściśle symetryczny, to i w tym wypadku zastąpienie wykresu empirycznego przez krzywą Gaussa pozostałoby dowolnem, gdyż uzasadnić tego teoretycznie nie można w żadnym razie¹⁾. Przyjmujemy hipotetyczne prawo błędów Gaussa, gdyż jest ono dla nas dogodne.

Omawiana przez nas funkcja tak szybko zmniejsza się z wzrastającym Δ , że poza pewną granicą prawdopodobieństwo błędu staje się, praktycznie biorąc, znikome. Wskutek tego sprzeczne z rzeczywistością założenie, że mogą zdarzać się błędy poza granicami tolerancyjnymi i nawet nieskończenie wielkie, jak to wynika bezpośrednio z asymptotycznych gałęzi krzywej B , staje się nieszkodliwem. Wyznamy stałą C , przyjmując, że błąd jest zawarty w granicach od $+\infty$ do $-\infty$. Jeśli zsumujemy prawdopodobieństwa wszystkich błędów, to prawdopodobieństwo obróci się w pewność. Piszemy więc, wyrażając pewność przez jedność (100%):

$$C \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-h^2 \Delta^2} d\Delta = 1$$

Zakładając $h\Delta = t$ przekształcamy całkę na

$$\frac{C}{h} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-t^2} dt = 1$$

Całka po lewej stronie tego równania jest znana²⁾: wartość jej jest $\sqrt{\pi}$, czyli

$$C = \frac{h}{\sqrt{\pi}},$$

zaś prawdopodobieństwo elementarne, odpowiadające określönemu błędowi Δ , będzie

$$p = \frac{h}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \Delta^2} d\Delta$$

Co się tyczy h , zauważymy, że im h jest większe, tem szybciej zmniejsza się p wraz ze wzrostem błędu Δ . Innemi słowy, h może być uważane za miarę precyzyjności szlifowania.

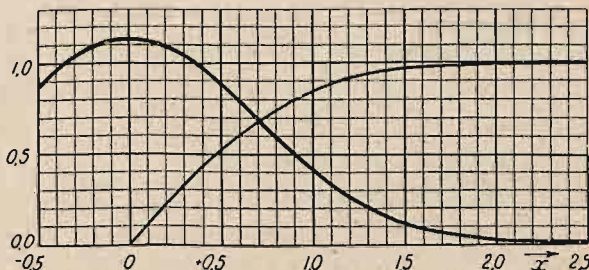
Rys. 3 zapoznaje nas z metodą, ale nie wyjaśnia bliżej, w jaki sposób dopasować krzywą teoretyczną Gaussa do wykresu empirycznego A .

Aby tego dokonać, musimy szczegółowiej potraktować $\Phi(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt$,

¹⁾ Inż. Dr. Kasper Weigel. Rachunek wyrównawczy. Inż. E. Warchałowski. Rachunek wyrównania. M. P. Rudzki. Astronomia teoretyczna. Tom I. Str. 29 i nast.

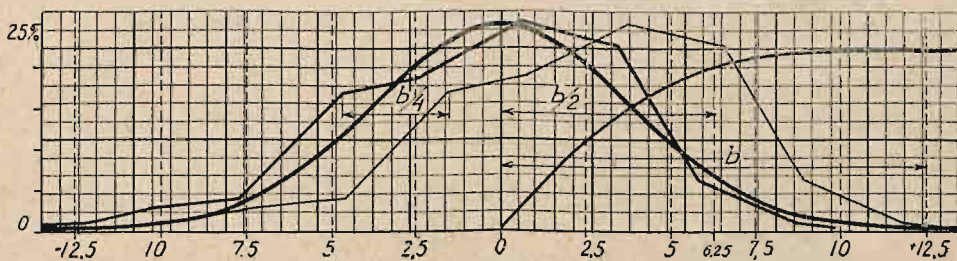
²⁾ E. Goursat. Kurs analizy matematycznej. Tom I. 1923. Str. 333.

oraz jej pochodną $\Phi'(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-x^2}$. Rys. 4 przedstawia interpretację geometryczną obu tych funkcji¹⁾. Do tych krzywych musimy przystosować nasz empiryczny wykres A. W tym celu zauważmy, że około 90% wałków przypada na pięć środkowych działek obszaru tolerancyjnego (rys. 3), zaś pozostałe 10% na pięć działek skrajnych. Wyszukajmy na rys. 4 punktu na krzywej $\Phi(x)$, odpowiadającego wartości 0,9. Trzymając się ściśle metody porównywania wykresów, zastosowanej na rys. 3, powiemy, że punkt powyższy wyznaczy nam odcietą, odpowiadającą 6,25 μ . Zwiększając dwukrotnie odcietą, ustalimy skalę wykresu A.



Rys. 4. Krzywa błędów Gaussa

Na rys. 5 mamy przedstawione wzajemne położenie wykresu A i krzywej Gaussa nie tylko w tej formie, z jaką zapoznał nas rys. 3, ale i poprawione przez przesunięcie wykresu A. Widzimy, że wykres empiryczny dość dobrze przylega do krzywej, przedstawiającej funkcję $\Phi'(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-x^2}$. Gdyby pierwsza próba zawiodła, można, zmieniając nieco skalę wykresu A, osiągnąć właściwe przyleganie. Tablica funkcji $\Phi(x)$, lub krzywa jej odpowiadająca na rys. 5



Rys. 5. Uzgodnienie wykresu empirycznego z krzywą Gaussa

przekonywują nas, że w danych warunkach nieskończoność obszaru zmienności teoretycznej błędu nie nastręcza żadnych trudności praktycznych, gdyż 99,9% wałków przypada na ustalony obszar tolerancyjny. Tak dla $x = 2,34$ wartość $\Phi(x) = 0,9991$.

¹⁾ Tablice wymienionej funkcji znaleźć można w tablicach Witkowskiego lub lepiej: E. Jahnke i F. Emde. Funktionentafeln mit Formeln und Kurven. Teubner 1909.

Powróćmy obecnie do pasowania wałków w otworach. Weźmy pod uwagę konkretny przykład, gdy otwory są wykonane z tą samą dokładnością co i wałki, czyli, że tolerancje otworu wynoszą $\pm 12,5 \mu$. Jeśli średni luz, czyli t. zw. niedomiar wynosi przytem 32μ , to

największy możliwy luz wyniesie 57μ
 najmniejszy „ „ „ 7μ

Przeskok w tym wypadku jest wyjątkowo duży. Całe szczęście, że przychodzi tu nam na pomoc ślepy przypadek, który sprawia, że bardzo znaczny procent pasowań pozostaje w tym wypadku pośrodku obszaru tolerancyjnego. Mamy tu do czynienia z prawdopodobieństwem złożonem dwóch błędów niezależnych.

Widzieliśmy poprzednio, że szlifierz kierował się stale tendencją pozostawiania wałka nieco grubszym od właściwego. O rozkładzie przy masowym wykonywaniu otworów nie posiadamy żadnych danych, można jednak przewidywać, że istnieją błędy systematyczne, polegające na pozostawianiu zbyt ciasnych otworów. Gdy chcemy rzecz ująć tereotycznie musimy owe błędy systematyczne uwzględnić. Na razie uprościmy rachunki, przyjmując równowartościowość błędów dodatnich i ujemnych. Wprowadzenie poprawki, wynikającej z przesunięcia wykresu teoretycznego przy dopasowywaniu go do wykresu doświadczalnego, nie nastęrcza żadnych trudności.

Oznaczmy przez D_0 średnicę rzeczywistą otworu i przez D_w średnicę rzeczywistą wału, przez D średnicę nominalną otworu (tolerancja $\pm T_1$), zaś przez $D-a$ średnicę nominalną wału (tolerancja $\pm T_2$). Zauważmy mimochodem, że użyte przez nas wyrażenie „średnica nominalna otworu“ lub wału jest nieściśle z punktu widzenia zasadniczego określenia średnicy nominalnej. Użyliśmy go, nie mając lepszego w tym wypadku. Znacznie ważniejszą będzie na tem miejscu inna uwaga, a mianowicie, że wprowadzenie poprawki na przesunięcia tych średnic nominalnych w celu przejścia od wykresów asymetrycznych do właściwych symetrycznych sprowadza się do zmiany teoretycznego średniego luzu a oraz granic tolerancyjnych T_1 i T_2 . Na poniżej wyłuszczone metody rozumowania te poprawki pozostają bez wpływu. Otrzymujemy:

$$\begin{aligned} D_0 &= D + \Delta_1 & \text{gdzie } -T_1 < \Delta_1 < +T_1 \\ D_w &= (D-a) + \Delta_2 & \text{gdzie } -T_2 < \Delta_2 < +T_2 \end{aligned}$$

oznaczając przez Δ_1 i Δ_2 rzeczywiste błędy wykonania. Przyjmujemy, że jeśli liczba wykonanych otworów i wałków wzrasta nieograniczenie, to rozdział błędów podlega prawu Gaussa. Prawdopodobieństwo, że średnica D_0 znajdzie się pomiędzy $D + \Delta_1$ a $D + \Delta_1 + d\Delta_1$ wyniesie dla danego robotnika i maszyny

$$\frac{h_1}{\sqrt{\pi}} e^{-h_1^2 \Delta_1^2} d\Delta_1$$

zaś prawdopodobieństwo, że D_w znajduje się pomiędzy $(D-a) + \Delta_2$ a $(D-a) + \Delta_2 + d\Delta_2$

$$\frac{h_2}{\sqrt{\pi}} e^{-h_2^2 \Delta_2^2} d\Delta_2.$$

Ponieważ błędy Δ_1 i Δ_2 są niezależne, przeto prawdopodobieństwo złożone wynosi

$$p d\Delta_1 d\Delta_2 = \frac{h_1 h_2}{\pi} e^{-h_1^2 \Delta_1^2 - h_2^2 \Delta_2^2} d\Delta_1 d\Delta_2.$$

Niech $D_0 - D_w = a + \Delta$. Nazwijmy owe Δ błędem wypadkowym. Oczywiście $\Delta = \Delta_1 - \Delta_2$. Błędy Δ_1 i Δ_2 mogą być dodatnie i ujemne. Nas obchodzi błąd wypadkowy Δ , gdyż określa on rodzaj pasowania. Waha się on od $\Delta_1 - (\Delta_2 + d\Delta_2)$ do $(\Delta_1 + d\Delta_1) - \Delta_2$ tak, że obszar całkowity wahania błędu wypadkowego wynosi $d\Delta = d\Delta_1 + d\Delta_2$. Przekształcamy teraz wyrażenie p :

$$\frac{h_1 h_2}{\pi} e^{-h_1^2 \Delta_1^2 - h_2^2 \Delta_2^2} = \frac{h_1 h_2}{\pi} e^{-\frac{h_1^2 h_2^2}{h_1^2 + h_2^2} \Delta^2 - (h_1^2 + h_2^2) \left(\Delta_1 - \frac{h_2^2}{h_1^2 + h_2^2} \Delta \right)^2}$$

Prawdopodobieństwo błędu Δ w granicach zmienności pomiędzy 0 a $d\Delta$ otrzymamy uwzględniając, że może być wzięte dla każdej wartości Δ_1 w granicach $\pm T_1$, lub, co na jedno wychodzi, w granicach $\pm \infty$, skojarzonych z odpowiednią wartością Δ_2 , daną przez równanie $\Delta = \Delta_1 - \Delta_2$. Szukane prawdopodobieństwo otrzymujemy całkując p względem Δ_1 w granicach $\pm \infty$, a następnie uwzględniając zależność $d\Delta_2 = d\Delta$ po wyrugowaniu Δ_1 .

Oznaczmy przez $\psi(\Delta) d\Delta$ prawdopodobieństwo błędu przy średniej wartości Δ i maximum zmiany $d\Delta$. Mamy wówczas:

$$\psi(\Delta) d\Delta = \frac{h_1 h_2}{\pi} e^{-\frac{h_1^2 h_2^2}{h_1^2 + h_2^2} \Delta^2} d\Delta_2 \int_{\Delta_1 = -\infty}^{\Delta_1 = +\infty} e^{-(h_1^2 + h_2^2) \left(\Delta_1 - \frac{h_2^2}{h_1^2 + h_2^2} \Delta \right)^2} d\Delta_1$$

$$\psi(\Delta) d\Delta = \frac{h_1 h_2}{\pi} e^{-\frac{h_1^2 h_2^2}{h_1^2 + h_2^2} \Delta^2} d\Delta_2 \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{h_1^2 + h_2^2}} \Delta_1 = -\infty.$$

Zastępując teraz $d\Delta_2$ przez $d\Delta$ otrzymujemy:

$$\psi(\Delta) d\Delta = \frac{h_1 h_2}{\sqrt{h_1^2 + h_2^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-\frac{h_1^2 h_2^2}{h_1^2 + h_2^2} \Delta^2} d\Delta = \frac{h}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \Delta^2} d\Delta$$

gdzie $h_1 h_2 / \sqrt{h_1^2 + h_2^2}$ zastąpiliśmy przez h . Otrzymujemy wyrażenie prawa Gaussa z tą tylko różnicą, że h_1 lub h_2 jest zastąpione przez $h = \frac{h_1 h_2}{\sqrt{h_1^2 + h_2^2}}$.

Powróćmy do poprzednio omawianego przykładu liczbowego. Prawdopodobieństwo, że błąd Δ_1 jest zawarty pomiędzy $+b$ a $-b$ wynosi:

$$\frac{2h_1}{\sqrt{\pi}} \int_0^b e^{-h_1^2 \Delta_1^2} d\Delta_1 = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{h_1 b} e^{-t^2} dt.$$

Z tablic (Witkowski str. 92 lub Jahnke i Emde) wynika, że, gdy

$$\frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{hb} e^{-t^2} dt = 0,90,$$

to mamy $b_1 h = 1,17$. Przy zdwojeniu tolerancji mieliśmy

$$\frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{1,17 \cdot 2} e^{-t^2} dt = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{2,34} e^{-t^2} dt = 0,999$$

czyli prawdopodobieństwo mało różniło się od pewności.

Przejdźmy teraz do prawdopodobieństwa złożonego, pomijając na razie błędy systematyczne i postępując tak, jakby wykresy A i B na rys. 3 pasowały do siebie nawzajem. Wyznaczmy granice tolerancyjne i stałe h precyzji pasowania złożonego. Rzecz prosta, że niedomiary a będą się wahać w szerszych granicach niż średnica wałka lub otworu. Mianowicie, jeśli przyjmiemy, że średnica wałka waha się w granicach $T = \pm b$, to niedomiar będzie posiadał granice tolerancyjne $\pm 2b$. Odwrotnie rzecz się ma z precyzją, a mianowicie $h = h_1/\sqrt{2}$.

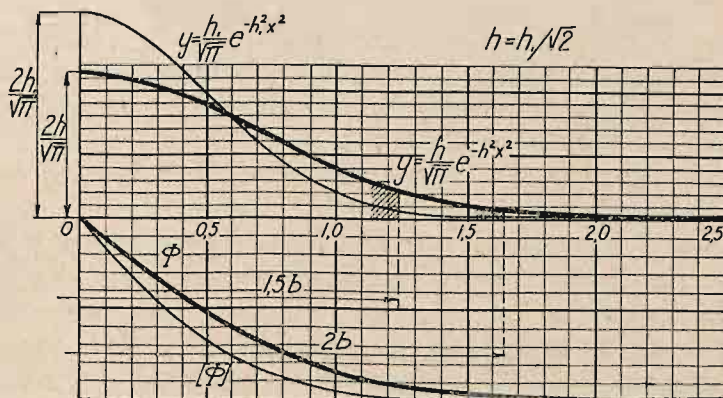
Zdwojenie tolerancji przy współczynniku precyzji, zmniejszonym w stosunku $\sqrt{2} = 1,41$, jest naogół bardzo korzystne w porównaniu z rozdziałem błędów przy wykonywaniu oddzielnie wałka lub otworu. Tak np. widzimy, że w obszarze, odpowiadającym połowie tolerancji niedomiary, pozostaje pasowań

$$\frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{1,17 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}}} e^{-t^2} dt = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{1,65} e^{-t^2} dt = 0,98,$$

czyli około 98%. Gdybyśmy więc zdecydowali się przejść od pasowania ściśle zamiennego do selekcyjnego, zwiększając dwukrotnie granice tolerancyjne, to zaledwie 2% pasowań musiałoby być odrzuconych.

Wprowadźmy teraz poprawkę, rugując błędy systematyczne. Wobec tego, że przesuwamy wykres Gaussa o $b/4$ (rys. 4), dla wałka czy dla otworu niedomiar zmniejsza się o $b/2$. Aby luz rzeczywisty, czyli niedomiar + błąd (ujemny) nie wypadł zbyt mały, należy odrzucić te pasowania złożone, które są wynikiem skojarzenia zbyt grubych wałków z małymi otworami. Inaczej mówiąc, całkujemy pole ograniczone krzywą Gaussa w granicach $+2b$ do $-1,5b$ (rys. 6), przyjmując przytem jak wyżej $h = h_1/\sqrt{2}$. W tym wypadku procent pasowań dobrych wynosi około $\frac{92+98}{2} = 95\%$. I na taki procent braków można się w wielu wypadkach zgodzić, zwłaszcza jeśli uwzględnimy, że poprawki nie następczą tu żadnych trudności.

Jakkolwiek całe podane tu obliczenie zawiera nieco założeń dowolnych, to jednak nie ulega wątpliwości z zacytowanego przykładu liczbowego, że zwiększenie dwukrotne granic tolerancyjnych wywołuje co prawda zjawienie się braków, ale w bardzo ograniczonej ilości. Jeśli zważymy, że roboty precyzyjne są bardzo kosztowne i że zwiększenie dwukrotne tolerancji zmniejsza



Rys. 6. Uwzględnienie błędów systematycznych

szła w wysokim stopniu koszty obróbki całej partii wałków i otworów, to zrozumiemy, że w wielu wypadkach należy zrezygnować z pełnej zamienności wytwarzania i przejść do pasowania selekcyjnego.

3. DOŚWIADCZENIA NAD PASOWANIAM. Właściwie biorąc, układy pasowań, wielkości luzów i nadatków przy różnych osadzeniach są tylko usystematyzowanymi danymi z praktyki warsztatowej. Wobec istniejącej rozbieżności wyników i zapatrywań praca nad ujednoliceniem pasowań skłoniła do doświadczeń w tym kierunku. W Europie jeden z pierwszych podjął je prof. Schlesinger przy wprowadzaniu przez berlińską wytwórnię obrabiarek Loewe'go zamienności wyrabianych maszyn na wzór amerykański i angielski.

Układ luzów przy osadzeniu obrotowym, posuwistym i szczelnym jest dość jednolity i nie nastręcza trudności w stosowaniu. Inaczej rzecz się ma z osadzeniami posuwistymi, które mogą z łatwością przejść w szczelne, jeśli zaniedbać specjalną dokładność wykonania. Przy omawianiu francuskiego układu pasowań będziemy mieli sposobność do zaznaczenia trudności, jakie nasunęły się Schlesingerowi przy układaniu przez niego pierwszych tablic tolerancyjnych i jak zręcznie pokonali te trudności Francuzi, wprowadzając wysoce precyzyjne wykonanie otworów w tych razach, gdy pasowania posuwiste znajdują szerszy zakres zastosowań. Obecnie szcharakteryzujemy doświadczenia Schlesingera nad pasowaniami wtlaczanymi, które wniosły nowe zapatrywania w tą dziedzinę.

Przy osadzeniach wtlaczanych i na gorąco, dotyczących ważnych lecz specjalnych robót, wytwórnie posługiwały się najczęściej własnymi

danemi empirycznymi, co wobec ograniczonej liczby stosowania tych osadzeń, a zarazem wobec sumiennego kontrolowania pierwszych prób, było rzeczą zgoła usprawiedliwioną. Okazało się jednak, że praktyka w zakresie osadzeń wtlaczanych była bardzo niejednolita, co wytłumaczyć można różną obróbką dopasowywanych powierzchni. Jeśli mianowicie wykończyć wał, jak to się najczęściej zdarza w praktyce, zapomocą noża o zaokrąglonym profilu przy dużym posuwie, to na powierzchni pozostaną wyraźne ślady śrubowe. Przy wtlaczaniu takiego wału w wygładzony zapomocą rozwiertaka otwór materiału z grzbietów nacięć śrubowych jest spychany w luki. Wbrew pospolitemu mniemaniu opór wtlaczania jest mniejszy przy zgruba wykończonych wałach, niż przy gładko szlifowanych. Jeszcze lepiej daje się to stwierdzić, gdy zarówno wał jak i otwór są zgruba wykończone. Odwrotnie przy czysto rozwierconym otworze i gładko oszlifowanym czopie opór wtlaczania jest znacznie większy niż przy powierzchniach toczonych. Okazuje się, że naddatek na wale zupełnie gładkim może być trzy razy mniejszy od naddatku na wale tylko obtoczonym tej samej średnicy, przyjmując tę samą mniej więcej wartość nacisku wtlaczania. Wtlaczenie połączone z zatarciem powierzchni bynajmniej nie jest skutecznym środkiem połączenia dwu części. Przy gładkich, precyzyjnie wykończonych powierzchniach adhezja jest znacznie intensywniejsza.

Przy osadzeniu wtlaczaniem należy zwracać uwagę na to, by naddatek na średnicy czopa, wchodzącego w otwór, nie był zbyt duży. O ile przy wtlaczaniu przekroczymy granicę sprężystości materiału, powierzchnie ulegną zatarciu. Ważną jest rzeczą przed wtlaczaniem wysmarować powierzchnie wazeliną lub olejem rzepakowym. Przy wprowadzaniu czopa do otworu należy dbać o szczególnie dokładne uzgodnienie osi geometrycznych. W tym celu pozostawia się na części długości czopa niewielkie odsadzenie, wynoszące kilka setnych milimetra jedynie w tym celu, aby pełny nacisk na czop był wywierany dopiero po dokładnem ustawieniu osi czopa względem osi otworu.

Przy pasowaniu na gorąco należy zwracać szczególnie baczną uwagę na to, by przedmiot był rozgrzewany powoli i równomiernie. Nie należy przyspieszać roboty przez wdmuchiwanie silnego strumienia powietrza w otwór. Wspomnieć należy, że przy nierównomiernem ogrzewaniu piasty rozszerzanie pod wpływem ciepła może wywołać taki rozkład naprężeń, że otwór zwęzi się, zamiast rozszerzyć. Wogóle czynność pasowania na gorąco zależy w dużej mierze od biegłości wykonawcy. Pewniejsze wyniki daje osadzenie wtlaczane, które wymaga jednak stosowania mocnych pras hydraulicznych, których nie posiadają mniejsze wytwórnie.

Przy osadzeniu wtlaczaniem jest rzeczą ważną pod względem praktycznym określić największy opór wtlaczania w celu sprawdzenia, czy

na danej prasie można skutecznie dać robotę. Amerykanin Kelly na mocy 800 doświadczeń wyprowadził prosty wzór w tym celu, zgadzający się dobrze z praktyką. Wzór ten $K=6985/D^{1,06}$, w którym D jest wyrażone w mm , określa pewien współczynnik wtlaczania, odpowiadający bardzo gładkim powierzchniom czopa wału wykonanego ze stali maszynowej i otworu w piaście żeliwnej. Poza tem nacisk pełny w tonnach daje drugi wzór:

$$P = \frac{S \cdot a \cdot K \cdot n}{164},$$

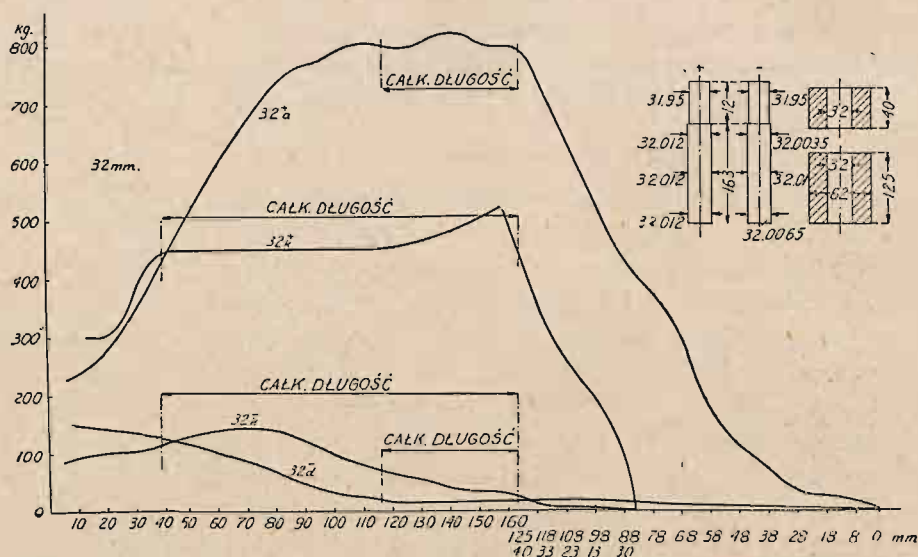
w którym S oznacza powierzchnię styku czopa i otworu w cm^2 , a — naddatek na średnicy w mm , K — współczynnik wtlaczania, zaś n — stosunek grubości piasty względem średnicy czopa. Co się tyczy pasowania na gorąco, to nie od rzeczy będzie zaznaczyć, że amerykańskie stowarzyszenie mechaników kolejowych stosuje przy nakładaniu bandaży wagonowych na koła oraz kół na osie wzór St. H. Moore'a: $a = \left(\frac{17}{16} D + 12,5\right)$ mikronów, w którym a oznacza naddatek na średnicy, zaś D — średnicę w mm .

W budownictwie maszynowym największe znaczenie posiada osadzenie szczelne i posuwiste, oraz precyzyjne obrotowe. W bardziej prymitywnych gałęziach wytwórczości wały nie są szlifowane, lecz obtaczane i wygładzane zapomocą płótna szmerglowego lub pilników, wskutek czego nie są one okrągłe i cylindryczne. Aby ułatwić późniejsze dopasowywanie rzemieślnicy i majstrowie pozostawiają zawsze luzy większe od dopuszczalnych, czego wynikiem jest zdecentrowywanie kół zębatych i ich „bicie“, czyli bieg nierówny i hałaśliwy. Pomimo wielkich luzów przy nabijaniu kół zębatych lub pasowych na wały niepodobna w tych razach obyć się bez pomocy młotka, co wywołuje zginanie ramion, naprężenia w piastach i wieńcach, wreszcie nadmierne rozszerzenia otworu.

Nad temi osadzeniami doniosłe doświadczenia przeprowadził w r. 1905 prof. Schlesinger. Wykazały one, że opór wtlaczania jest proporcjonalny do powierzchni styku przy pasowaniu i jest funkcją naddatku na średnicy pod warunkiem nieprzekraczania granicy sprężystości. Przy tym samym naddatku opór wzrasta szybko wraz ze średnicą tak, że, licząc się ze środkami warsztatu, przy grubych wałach należałoby raczej stosować przy pasowaniach szczelnych nie naddatki, a niedomiary. Dla dolegania szczelnego, stosowanego przy osadzaniu koła na wale z wpustem, Schlesinger wyprowadził następujący wzór, odpowiadający normalnym warunkom warsztatowym, t. j. przy szlifowaniu wałków i użyciu rozwiertaków do otworu: niedomiar $a = \left(2,75 - \frac{D}{22}\right)$ mikronów, gdzie D oznacza średnicę w mm . Inne czynniki posiadają również wpływ na opór wtlaczania,

jednak ścisłych zależności Schlesinger nie wykrył. Ustalił on jednak, że opór włączania jest funkcją grubości piasty, że jest zależny od materiału, od własności powierzchni, od kształtu przedmiotu, od obecności skórki odlewniczej i wreszcie od prędkości włączania.

Rys. 7 przedstawia jeden z wykresów włączania, otrzymanych przez Schlesingera¹⁾. Wykazuje on, że niewielka zmiana średnicy włączanego trzpienia wywołuje wzrost oporu włączania, jak to widać z charakteru krzywych. Należy dodać, że trzpień powyższe, których wymiary są podane obok na wykresie, były przed włączaniem ich zapomocą prasy hydraulicznej wpychane poprzednio w pochwy zapomocą prasy śrubo-



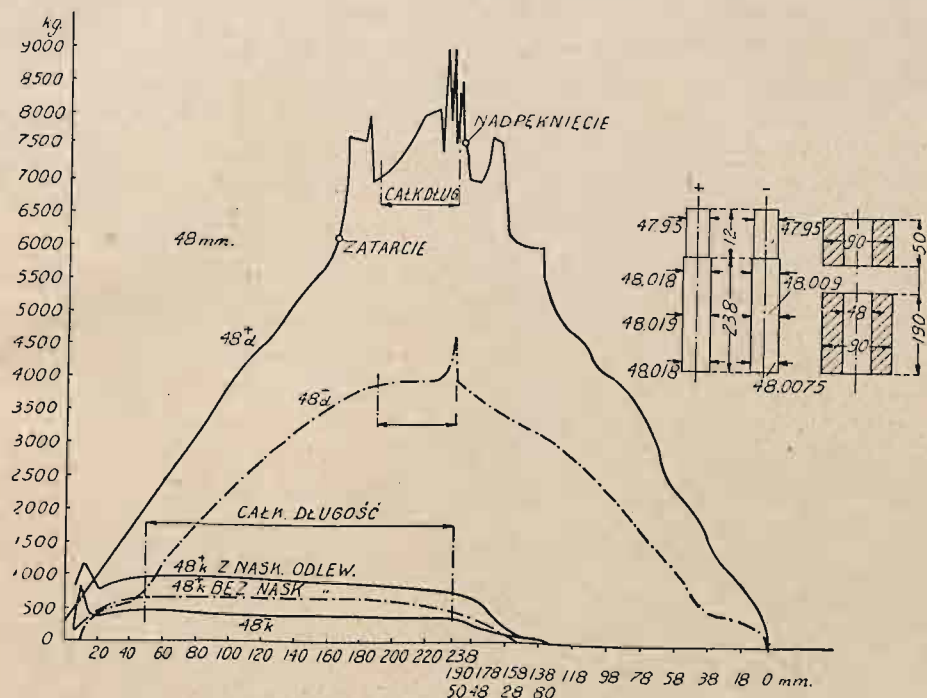
Rys. 7. Wykres włączania trzpieni 32 mm Φ . Schlesinger. Passungen im Maschinenbau

wej, a następnie wybijane z nich zapomocą lekkiego młotka ołowianego. Pomimo, że ta czynność była wykonywana starannie i delikatnie, na końcach trzpieni dały się zauważyć lekkie zgrubienia, które przy zdejmowaniu wykresu manometrycznego na prasie hydraulicznej zaznaczyły się lokalnym wzrostem oporu włączania.

Rys. 8 przedstawia wykres oporu włączania trzpieni w pochwy, przy którym nastąpiło zatarcie się trzpienia, co zaznaczyło się w postaci szybkich wahań oporu. Na wykresie, odpowiadającym wpychaniu cieńszego trzpienia w dłuższą pochwę, zaznaczył się wydatnie wpływ przy-

¹⁾ Die Passungen im Maschinenbau. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Zeszyt 178.

padkowego zgrubienia, wywołanego przez wybijanie trzpienia zapomocą młotka ołowianego. Doświadczenie obejmowało dodatkowo wtlaczanie trzpienia w jednakowe pod względem wymiarów krótkie pochwy, przy czym na jednej z nich została umyślnie zachowana skórka odlewnicza.



Rys. 8. Wykres wtlaczania trzpieni 48 mm Φ

4. UKŁADY PASOWAŃ. Wspominaliśmy już poprzednio o zasadzie stałego otworu lub stałego wału. Obecnie omówimy, jakie czynniki decydują o wyborze tej czy innej zasady. Czynniki te są: łatwość dokonywania odpowiednich pomiarów, mniejsze lub większe trudności obróbki i jej koszty, wreszcie względy konstrukcyjne.

Ogólnie biorąc, mierzenie otworów nastręcza więcej trudności, niż mierzenie wałków. Tyczy się to zwłaszcza otworów głębokich i ślepych, wymagających niekiedy zastosowania specjalnych narzędzi mierniczych. Jest więc rzeczą pożądaną, aby pomiary otworów były możliwie proste i nieliczne. Wały mierzyć jest łatwo.

Co się tyczy obróbki, to w zwykłych warunkach warsztatowych przewagę posiada zasada stałego otworu. Gdyby odchylenia od średnicy nominalnej dotyczyły otworów a nie wałów, koszty nabycia wiertła i rozwiertaków byłyby bardzo duże, gdyż każda średnica otworu wymaga odrębnego rozwiertaka. Jeśli wytwarzane przedmioty są wykonywane

z różnych materiałów, to należy przewidzieć zastosowanie odrębnych rozwiertaków dla każdego materiału. Nastawne rozwiertaki, umożliwiające regulowanie średnicy, są żmudne w użyciu i wymagają pierwszorzędного personelu rzemieślniczego. Naodwrot, szlifierka jest maszyną uniwersalną, umożliwiającą obróbkę sztyjek czopowych dowolnej średnicy. Do mierzenia średnic wałków można często użyć zwykłego mikrometru.

Jeśli jednak mamy do czynienia z wytwarzaniem naprawdę masowem, omawiane warunki mogą się radykalnie zmienić. Koszt nabycia narzędzi nie posiada wówczas decydującego znaczenia, zużycie narzędzi w stosunku do wykonanych przedmiotów jest to samo, zaś pozostawienie tej samej średnicy wałków zmniejsza znacznie koszty szlifowania.

Naogół, jeśli rozpatrzymy różnorodne gałęzie przemysłu, względy konstrukcyjne przemawiają za przyjęciem zasady stałego wału, a mianowicie unika się tym sposobem licznych odsadzeń na wałkach. Wyjątek pod tym względem stanowią obrabiarki do metali, w których stosuje się zasadę stałego otworu ze względu na złożone konstrukcje, liczne wpusty na wałkach i na konieczność demontażu maszyny. Jednak i w tym wypadku zaznaczyć należy odstępstwa od zasady: tak np. wrzeczona wiertarek dogodniej niekiedy wykonywać, stosując zasadę stałego wału. Stały wał okazuje się praktyczniejszy w młotkach i wiertarkach pneumatycznych. Układ, oparty na zasadzie stałego wału, posiada bezsporne zalety przy wytwarzaniu samochodów, lokomotyw, lokomobil, maszyn rolniczych, drukarskich, tkackich, garbarskich i papierniczych. Spotykamy go zawsze w pędniach, gdzie wały z odsadzeniami byłyby znacznie droższe od gładkich i kalibrowanych zapomocą rolowania. W maszynach, przenoszących ruch zapomocą mechanizmów drążkowo przegubowych, stała średnica sworzni hartowanych i szlifowanych jest rzeczą konstrukcyjnie pożądaną. Wykonanie ich jest łatwiejsze, sworznie i czopy można ujednolicić i trzymać stale na składzie.

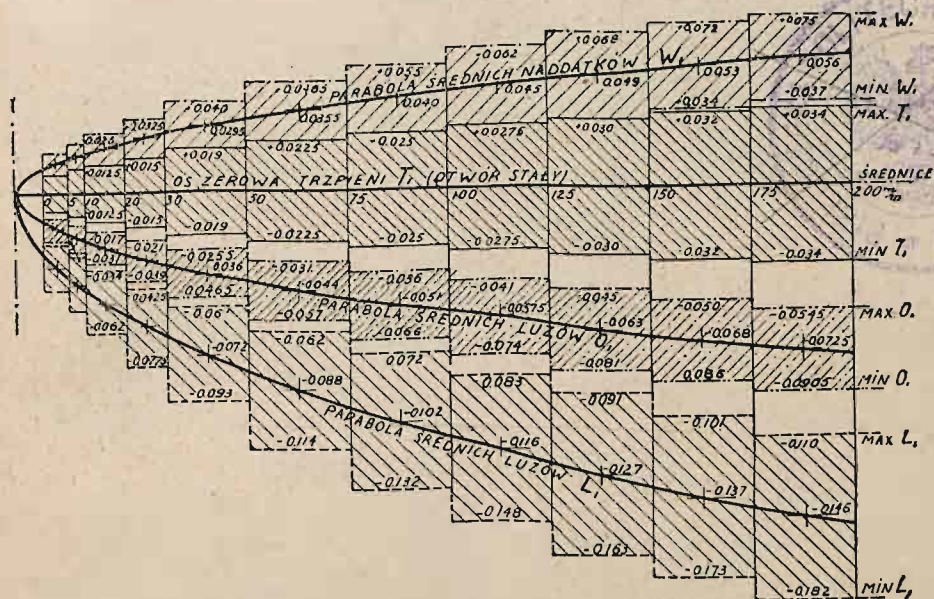
Za zasadą stałego wału przemawia nadto możność stosowania jednego dla każdej średnicy trzpienia tokarskiego. Uogólniając warunki, można powiedzieć, że zasada stałego wału bierze coraz bardziej górę nad zasadą stałego otworu, choć ten ostatni poprzednio wydawał się zasadniczym i prawie jedynym dzięki temu, że wprowadziły go do powszechnego użytku wytwórnie obrabiarek, zainteresowane przede wszystkim w zamienności wyrobów i kroczące na czele postępu w tej dziedzinie. Z chwilą jednak, gdy cały przemysł zaczyna przechodzić na wytwarzanie zamienne, okazało się, że stanowisko przemysłu obrabiarkowego jest raczej wyjątkiem, a nie zasadą.

Układ pasowań polega na ustaleniu niedomiarów, względnie nadatków, oraz tolerancji. Należy podać w jakich granicach ma być zawarta każda miara, czyli wyznaczyć dopuszczalny błąd przy dokonywaniu po-

miaru. Niedomiary i naddatki odnosimy przytem do miary nominalnej. Ponieważ miara nominalna posiada odchylenie = 0, przeto o linii odpowiadającej mierze nominalnej mówimy jako o linii zerowej.

W układzie, przedstawionym na rys. 1, otwór jest tak wykonany, że może on być nieco większy lub mniejszy od miary nominalnej. Dajmy na to, że otwór jest wykonany z dokładnością $\pm 0,1 \text{ mm}$. Piszemy więc $\varnothing 60 \begin{smallmatrix} +0,1 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$ i mówimy, że tolerancje są symetryczne względem linii zerowej. Jeśli jednak wykonamy otwór tak, że będzie on zawsze większy od miary nominalnej, np. $\varnothing 60 \begin{smallmatrix} +0,2 \\ +0,0 \end{smallmatrix}$, to nazwiemy odpowiednie tolerancje asymetrycznymi względem linii zerowej.

5. FRANCUSKI UKŁAD PASOWAŃ. Rys. 9 i 10 przedstawia francuski układ pasowań przy zasadzie stałego otworu. Zbliży się on zasadniczo do układu, stosowanego przed wojną w całej Europie, a pomiędzy innymi i u nas w tych wytwórniach, które zapoczątkowały

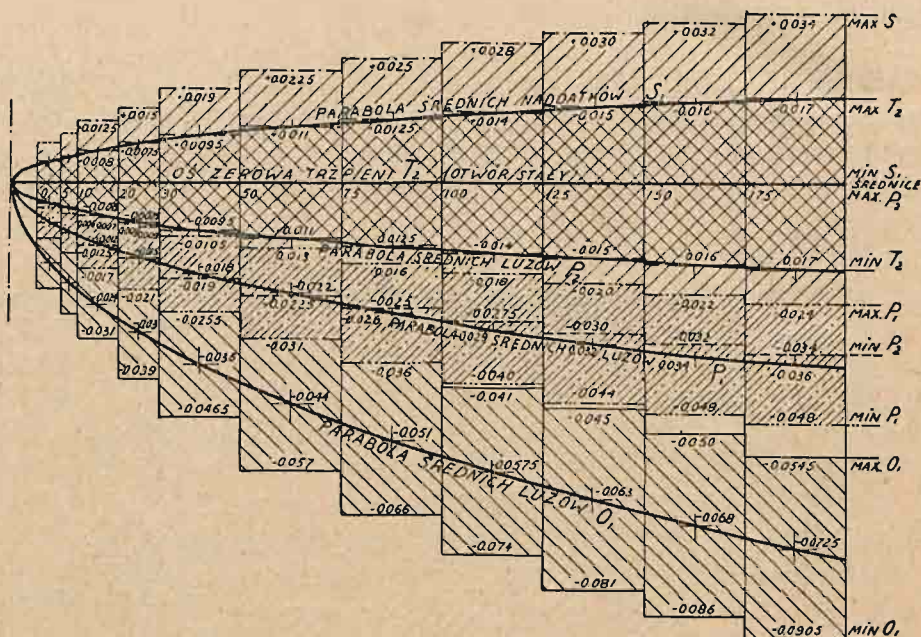


Rys. 9. Wykres pasowań średniej dokładności

wytwarzanie zamienne. W stosunku do układu przedwojennego stanowi on postęp dzięki podzieleniu pasowań na dwie grupy: pasowanie dokładne i pasowanie precyzyjne. Otóż wadą pasowań dawniejszych była ta okoliczność, że pasowania posuwiste, wykonane według odpowiednich danych z tablic tolerancyjnych, przechodziły zbyt łatwo w szczelne.

Doświadczenia Schlesingera wykazały niezbiecie, że zwiększenie w niektórych razach średnicy wału o $4\ \mu$, a nawet o $2\ \mu$, wywołuje zmianę pasowania posuwistego na szczelne. Stąd wniosek, że pasowania posuwiste powinny być wykonane niezwykle starannie. Schlesinger poprzestał na wytknięciu tej wady w podanym przez siebie układzie pasowań, nie próbując rozstrzygnięcia tej sprawy, w obawie wywołania zamętu w stosunkach przemysłowych.

Przy stosowaniu osadzeń posuwistych i szczelnych układ francuski przewiduje użycie specjalnych rozwiertaków i narzędzi mierniczych do starannego wykończania otworów, które otrzymują tym sposobem dwa



Rys. 10. Wykres pasowań precyzyjnych

razy mniejsze tolerancje, niż przy pasowaniach zwykłych. Ponadto, charakterystyczną cechą układu francuskiego stanowi proste prawo paraboliczne zwiększania niedomiarów i naddatków na średnicach dla wszystkich rodzajów pasowań. Układ francuski, zobrazowany przez wykresy i załączone tablice, cechuje prostota, przejrzystość i pewna elegancja, na co wpływa pomiędzy innymi i ta okoliczność, że wielkości niedomiarów przy osadzeniach posuwistych, obrotowym i luznym, pozostają w stałym stosunku $1:2:4:8$, i że tolerancje są symetryczne. Zaznaczyć należy, że w układzie francuskim temperatura zasadnicza wzorców ustalona została na 0° , podobnie jak i metra międzynarodowego.

Wykres, przedstawiony na rys. 9, dotyczy pasowań, wykonanych ze średnią dokładnością przy zachowaniu zasady stałego otworu. Sprawdzanie otworów odbywa się przytem zapomocą trzpieni t , zaś wałków zapomocą sprawdzianów szczękowych, o których będzie mowa poniżej. Poszczególne osadzenia są oznaczone w sposób następujący: L — luźne, O — obrotowe, $W. 1$ — włączane zwykłe, $W. 2$ — włączane mocno. Ze względu na to, że osadzenia luźne i obrotowe uwzględnione są i w układzie pasowań precyzyjnych, przeto osadzenie luźne, wykonane według rys. 9 lub odnośnej tablicy, oznaczone jest $L. 1$; to samo tyczy się i pasowania obrotowego — $O. 1$.

TABLICA TOLERANCJI SPRAWDZIANÓW WEDŁUG UKŁADU FRANCUSKIEGO

	Φ	Od 0 do 5 mm	Od 6 do 10 mm	Od 11 do 20 mm	Od 21 do 30 mm	Od 31 do 50 mm	Od 51 do 75 mm	Od 76 do 100 mm	Od 101 do 125 mm	Od 126 do 150 mm	Od 151 do 175 mm	Od 176 do 200 mm
Znak												
$t. 1$	max.	+8	+10	+12	+15	+19	+22	+25	+27	+30	+32	+34
	min.	-8	-10	-12	-15	-19	-22	-28	-27	-30	-32	-34
	niedom.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$L. 1$	max.	-23	-28	-34	-42	-51	-62	-72	-83	-91	-101	-110
	min.	-43	-52	-62	-77	-93	-114	-132	-148	-163	-173	-183
	niedom.	-33	-40	-48	-60	-72	-88	-102	-116	-127	-137	-146
$O. 1$	max.	-11	-14	-17	-21	-25	-31	-36	-41	-45	-50	-54
	min.	-21	-26	-31	-39	-46	-57	-66	-74	-81	-86	-90
	niedom.	-16	-20	-24	-30	-36	-44	-51	-57	-63	-68	-72
$W. 1$	max.	+18	+22	+26	+32	+40	+48	+55	+62	+68	+72	+75
	min.	+18	+10	+12	+15	+19	+22	+25	+28	+30	+34	+37
	niedom.	+13	+16	+19	+24	+29	+35	+40	+45	+49	+53	+56
$W. 2$	max.							+71	+83	+93	+103	+111
	min.							+45	+56	+65	+73	+79
	niedom.							+58	+69	+79	+88	+95
$t. 2$	max.	+4	+5	+6	+8	+9	+11	+12	+14	+15	+16	+17
	min.	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-12	-14	-15	-16	-17
	niedom.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$P. 1$	max.	-5	-6	-7	-9	-19	-13	-16	-18	-20	-22	-24
	min.	-11	-14	-17	-21	-25	-31	-36	-40	-44	-46	-48
	niedom.	-8	-10	-12	-15	-18	-22	-26	-29	-32	-34	-36
$P. 2$	max.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	min.	-8	-10	-12	-15	-19	-22	-25	-27	-30	-32	-34
	niedom.	-4	-5	-6	-7	-9	-11	-12	-13	-15	-16	-17
$S. 1$	max.	+8	+10	+12	+15	+19	+22	+25	+28	+30	+32	+34
	min.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	niedom.	+4	+5	+6	+7	+9	+11	+12	+14	+15	+16	+17

Wymiary tolerancji w mikronach

Trzpienie $t. 1$ stosuje się do zwykłych osadzeń luźnych, obrotowych i włączanych, zaś $t. 2$ do precyzyjnych osadzeń posuwistych, posuwistych szlachetnych i szczelnych.

Sprawdziany *L.1* stosuje się przy mechanizmach, wymagających pewnej swobody montażowej, jak w rozrządzie lokomotyw, lokomobil, w przystawkach stropowych i t. d.

Sprawdziany *O.1* stosuje się w mechanizmach, wymagających staranności, jak osiach, wałach, wrzecionach, w rozrządzie silników stałych, w samochodach i t. p.

Sprawdziany *W.1* stosuje się do przedmiotów, wymagających wtłaczania prasą na zimno, jak pierścienie, wieńce zębate, koła zębate, niedzielone koła pasowe i t. p.

Sprawdziany *W.2* stosuje się do przedmiotów, wymagających mocnego wtłoczenia zapomocą prasy hydraulicznej.

Sprawdziany *P.1* stosuje się do przedmiotów, które powinny się przesuwac wzdłuż bez obrotu, jak drążki zaworowe, trzony pomp, pierścienie zewnętrzne do łożysk kulkowych, zaklinowywane koła pasowe, wreszcie wrzeciona i wałki obrotowe wyjątkowej dokładności.

Sprawdziany *P.2* stosuje się w tych samych razach co i poprzednio, jednak ze zmniejszonym luzem.

Sprawdziany *S.1* stosuje się przy osadzeniach szczelnych, a mianowicie, gdy połączenia stałe dają się rozbierać. Stosuje się je więc do przedmiotów, wpychanych pod słabem ciśnieniem, jak wpusty i łączniki.

6. NIEMIECKI UKŁAD PASOWAŃ. W r. 1920 Komisja Normalizacyjna w Niemczech przyjęła układ pasowań, różniący się radykalnie od poprzednio stosowanych. Prace tej komisji wywołały niezwykle żywe zainteresowanie w całym przemyśle niemieckim, czego wynikiem było uwzględnienie najróżnorodniejszych jego potrzeb, i co wyraziło się w wyjątkowo bogatym wyborze pasowań i osadzeń. W układzie niemieckim przyjęto zasadę tolerancyj asymetrycznych, co posiada tę zaletę, że pasowania ruchowe i spoczynkowe posiadają zawsze różnoimienne tolerancje. Tak np., przy stałym otworze jest on wykonany zawsze tak, że jest większy od średnicy nominalnej, czyli jego tolerancja jest zawsze dodatnia. Wszystkie osadzenia obrotowe i posuwiste posiadają w tym wypadku tolerancje ujemne, naodwrot: wszystkie osadzenia szczelne i wtłaczane tolerancje dodatnie. Wreszcie poważna rozbieżność pasowań francuskich i niemieckich polega na przyjęciu przez niemiecką komisję 20° C jako temperatury zasadniczej, co ma ułatwić porównywanie narzędzi mierniczych w określonych ściśle warunkach, względnie łatwych do zrealizowania.

Ze względów gospodarczych byłoby rzeczą fałszywą stosować ciasne tolerancje przy podrzędniejszych pasowaniach. Taniość obróbki skłania do stosowania jak największych tolerancyj. Uwzględniając różnorodne potrzeby przemysłu, komisja niemiecka wprowadziła następujące odmiany

pasowań: precyzyjne (szlachetne), dokładne (normalne), gładkie i zgrubne (podrzędne). Jeszcze bardziej wielostronne są osadzenia. Tak w układzie stałego otworu rozróżniamy:

Pasowania precyzyjne, obejmujące osadzenia: szczelne, przylgowe, posuwiste, ślizgowe.

Pasowania dokładne, obejmujące osadzenia: szczelne, przylgowe, posuwiste, ślizgowe, ciasne obrotowe, obrotowe, obrotowe luźne i bardzo luźne.

Pasowania gładkie, obejmujące osadzenia: gładkie posuwiste, gładkie obrotowe, gładkie luźne.

W układzie stałego wału komisja niemiecka rozróżnia:

Pasowania precyzyjne, obejmujące osadzenia: szczelne, przylgowe, posuwiste i ślizgowe.

Pasowania dokładne, obejmujące osadzenia: szczelne, przylgowe, posuwiste, ślizgowe, ciasne obrotowe, obrotowe, obrotowe luźne i bardzo luźne.

Pasowania gładkie, obejmujące osadzenia: gładkie posuwiste, gładkie obrotowe, gładkie luźne.

Pasowania zgrubne, obejmujące osadzenia: zgrubne posuwiste i zgrubne obrotowe.

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM WALE

Pasowania precyzyjne (szlachetne)

Obszar średnic mm			Sprawdziany do wałków		Sprawdziany do otworów							
			Osadzenia		Ślizgowe		Posuwiste		Przylgowe		Szczelne	
			W		$p\dot{S}l$		pPs		pPg		pSc	
			Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach									
			Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
ponad	1 do 3	0	—6	0	+6	—3	+3	—6	0	—12	—6	
	3 „ 6	0	—8	0	+8	—4	+4	—8	0	—15	—8	
	6 „ 10	0	—10	0	+10	—5	+5	—10	0	—20	—10	
	10 „ 18	0	—12	0	+12	—6	+6	—12	0	—25	—12	
	18 „ 30	0	—15	0	+15	—8	+8	—15	0	—30	—15	
	30 „ 50	0	—18	0	+18	—9	+9	—18	0	—35	—18	
	50 „ 80	0	—20	0	+20	—10	+10	—20	0	—40	—20	
80 „ 120	0	—22	0	+22	—11	+11	—22	0	—45	—22		
Jednostek pasow. około		0	—1	0	+1	—0,5	+0,5	—1	0	—2	—1	

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM WALE

Pasowania dokładne

Obszar średnic <i>mm</i>			Sprawdziany do wałków		Sprawdziany do otworów							
			Dolegania		Obrot. b. luźne		Obrot. luźne		Obrotowe		Obrot. ciasne	
			<i>W</i>		<i>LL</i>		<i>L</i>		<i>O</i>		<i>O_c</i>	
			Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach									
			Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
ponad	1 do	3	0	—6	+30	+50	+18	+35	+9	+20	+3	+12
	3 „	6	0	—8	+40	+60	+25	+45	+12	+30	+4	+15
	6 „	10	0	—10	+50	+80	+30	+55	+15	+35	+5	+20
	10 „	18	0	—12	+60	+100	+35	+65	+18	+40	+6	+25
	18 „	30	0	—15	+70	+120	+45	+80	+22	+50	+8	+30
	30 „	50	0	—18	+80	+140	+50	+95	+25	+60	+9	+35
	50 „	80	0	—20	+100	+160	+60	+110	+30	+70	+10	+40
	80 „	120	0	—22	+120	+180	+70	+130	+35	+80	+11	+45
	120 „	180	0	—25	+140	+210	+80	+150	+40	+95	+13	+50
180 „	260	0	—30	+150	+240	+90	+170	+45	+105	+15	+60	
260 „	360	0	—35	+170	+270	+100	+190	+50	+120	+18	+70	
360 „	500	0	—40	+200	+300	+120	+220	+60	+140	+20	+80	
Jednostek pasow. około			0	—1	+5	+8	+3	+5,5	+1,5	+3,5	+0,5	+2

Pasowania dokładne

Obszar średnic <i>mm</i>			Sprawdziany do wałków		Sprawdziany do otworów							
			Dolegania		Ślizgowe		Posuwiste		Przylgowe		Szczelne	
			<i>W</i>		<i>Śl</i>		<i>Ps</i>		<i>Pg</i>		<i>Sc</i>	
			Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach									
			Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
ponad	1 do	3	0.	—6	0	+9	—3	+6	—6	+3	—12	—3
	3 „	6	0	—8	0	+12	—4	+8	—8	+4	—15	—4
	6 „	10	0	—10	0	+15	—5	+10	—10	+5	—20	—5
	10 „	18	0	—12	0	+18	—6	+12	—12	+6	—25	—6
	18 „	30	0	—15	0	+22	—8	+15	—15	+8	—30	—8
	30 „	50	0	—18	0	+25	—9	+18	—18	+9	—35	—9
	50 „	80	0	—20	0	+30	—10	+20	—20	+10	—40	—10
	80 „	120	0	—22	0	+35	—11	+22	—22	+11	—45	—11
	120 „	180	0	—25	0	+40	—13	+25	—25	+13	—50	—13
	180 „	260	0	—30	0	+45	—15	+30	—30	+15	—60	—15
260 „	360	0	—35	0	+50	—18	+35	—35	+18	—70	—18	
360 „	500	0	—40	0	+60	—20	+40	—40	+20	—80	—20	
Jednostek pasow. około			0	—1	0	+1,5	—0,5	+1	—1	+0,5	—2	—0,5

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM OTWORZE
Pasowania precyzyjne i dokładne

Obszar średnic <i>mm</i>	Sprawdziany do otworów				Sprawdziany do wałków					
	Osadzenia				Obrot. b. luźne		Obrot. luźne		Obrotowe	
	<i>p. Otw</i>		<i>Otw</i>		<i>LL</i>		<i>L</i>		<i>O</i>	
	Niedomiary (wzgl. nadatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach									
	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
ponad 1 do 3	0	+6	0	+8	-30	-50	-18	-30	-9	-18
3 " 6	0	+8	0	+12	-40	-60	-25	-40	-12	-25
" 6 " 10	0	+10	0	+15	-50	-75	-30	-50	-15	-30
" 10 " 18	0	+12	0	+18	-60	-90	-35	-60	-18	-35
" 18 " 30	0	+15	0	+22	-70	-110	-45	-70	-22	-45
" 30 " 50	0	+18	0	+25	-80	-130	-50	-80	-25	-50
" 50 " 80	0	+20	0	+30	-100	-150	-60	-100	-30	-60
" 80 " 120	0	+22	0	+35	-120	-180	-70	-120	-35	-70
" 120 " 180			0	+40	-140	-200	-80	-140	-40	-80
" 180 " 260			0	+45	-150	-220	-90	-150	-45	-90
" 260 " 360			0	+50	-170	-250	-100	-170	-50	-100
" 360 " 500			0	+60	-200	-280	-120	-200	-60	-120
Jednostek pasow. około	0	+1	0	+1,5	-5	-7,5	-3	-5	-1,5	-3

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM OTWORZE
Pasowania precyzyjne i dokładne

Obszar średnic <i>mm</i>		Sprawdziany do wałków									
		Obrot. ciasne		Ślizgowe		Posuwiste		Przylgowe		Szczelne	
		<i>O_c</i>		<i>Ś_l</i>		<i>P_s</i>		<i>P_g</i>		<i>S_c</i>	
		Niedomiary (wzgl. nadatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach									
		Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
ponad	1 do 3	−3	−9	0	−6	+3	−3	+6	0	+12	+6
	3 „ 6	−4	−12	0	−8	+4	−4	+8	0	+15	+8
	„ 6 „ 10	−5	−15	0	−10	+5	−5	+10	0	+20	+10
	„ 10 „ 18	−6	−18	0	−12	+6	−6	+12	0	+25	+12
	„ 18 „ 30	−8	−22	0	−15	+8	−8	+15	0	+30	+15
	„ 30 „ 50	−9	−25	0	−18	+9	−9	+18	0	+35	+18
	„ 50 „ 80	−10	−30	0	−20	+10	−10	+20	0	+40	+20
	„ 80 „ 120	−11	−35	0	−22	+11	−11	+22	0	+45	+22
„ 120 „ 180	−13	−40	0	−25	+13	−13	+25	0	+50	+25	
„ 180 „ 260	−15	−45	0	−30	+15	−15	+30	0	+60	+30	
„ 260 „ 360	−18	−50	0	−35	+18	−18	+35	0	+70	+35	
„ 360 „ 500	−20	−60	0	−40	+20	−20	+40	0	+80	+40	
Jednostek pasow. około		−0,5	−1,5	0	−1	+0,5	−0,5	+1	0	+2	+1

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM WALE
Pasowania gładkie

Obszar średnic <i>mm</i>	Sprawdziany do wałków		Sprawdziany do otworów					
	Osadzenia		Obrotowe b. luźne		Obrotowe		Ślizgowe	
	<i>W</i>		<i>gL</i>		<i>gO</i>		<i>gŚl</i>	
	Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach							
	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
1 do 3	0	−18	+30	+60	+8	+30	0	+18
ponad 3 „ 6	0	−25	+40	+80	+12	+40	0	+25
„ 6 „ 10	0	−30	+50	+100	+15	+50	0	+30
„ 10 „ 18	0	−35	+60	+120	+18	+60	0	+35
„ 18 „ 30	0	−45	+70	+150	+22	+70	0	+45
„ 30 „ 50	0	−50	+80	+180	+25	+80	0	+50
„ 50 „ 80	0	−60	+100	+200	+30	+100	0	+60
„ 80 „ 120	0	−70	+120	+250	+35	+120	0	+70
„ 120 „ 180	0	−80	+140	+280	+40	+140	0	+80
„ 180 „ 260	0	−90	+150	+320	+45	+150	0	+90
„ 260 „ 360	0	−100	+170	+350	+50	+170	0	+100
„ 360 „ 500	0	−120	+200	+400	+60	+200	0	+120
Jednostek pasow. około	0	−3	+5	+10,5	+1,5	+5	0	+3

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM WALE
Pasowania zgrubne

Obszar średnic <i>mm</i>	Sprawdziany do wałków		Sprawdziany do otworów								Dopuszczalne zużycie sprawdzianów
	Osadzenia		Zgrubne 1		Zgrubne 3		Zgrubne 4				
	<i>W</i>		<i>z 1</i>		<i>z 3</i>		<i>z 4</i>				
	Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakowanej w mikronach										
	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.			
ponad	1 do 3	0	—50	0	+50	+50	+100	+100	+180	8	
	3 „ 6	0	—80	0	+80	+80	+150	+150	+250	12	
	6 „ 10	0	—100	0	+100	+100	+200	+200	+300	15	
	10 „ 18	0	—100	0	+100	+100	+250	+250	+400	18	
	18 „ 30	0	—150	0	+150	+150	+300	+300	+450	22	
	30 „ 50	0	—150	0	+150	+150	+350	+350	+500	25	
	50 „ 80	0	—200	0	+200	+200	+400	+400	+600	30	
	80 „ 120	0	—200	0	+200	+200	+450	+450	+700	35	
120 „ 180	0	—250	0	+250	+250	+500	+500	+800	40		
180 „ 260	0	—250	0	+250	+250	+550	+550	+900	45		
260 „ 360	0	—300	0	+300	+300	+600	+600	+1000	50		
360 „ 500	0	—350	0	+350	+350	+700	+700	+1100	60		
Jednostek pasow. około		0	—10	0	+10	+10	+20	+20	+30	1,5	

TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM OTWORZE
Pasowania gładkie

Obszar średnic <i>mm</i>	Sprawdziany do otworów		Sprawdziany do wałków					
	Osadzenia		Obrotowe b. luźne		Obrotowe		Ślizgowe	
	<i>g O_{tw}</i>		<i>g L</i>		<i>g O</i>		<i>g Śl</i>	
	Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakow. w mikronach							
	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.
1 do 3	0	+18	−30	−60	−8	−30	0	−18
ponad 3 „ 6	0	+25	−40	−80	−12	−40	0	−25
„ 6 „ 10	0	+30	−50	−100	−15	−50	0	−30
„ 10 „ 18	0	+35	−60	−120	−18	−60	0	−35
„ 18 „ 30	0	+45	−70	−150	−22	−70	0	−45
„ 30 „ 50	0	+50	−80	−180	−25	−80	0	−50
„ 50 „ 80	0	+60	−100	−200	−30	−100	0	−60
„ 80 „ 120	0	+70	−120	−250	−35	−120	0	−70
„ 120 „ 180	0	+80	−140	−280	−40	−140	0	−80
„ 180 „ 260	0	+90	−150	−320	−45	−150	0	−90
„ 260 „ 360	0	+100	−170	−350	−50	−170	0	−100
„ 360 „ 500	0	+120	−200	−400	−60	−200	0	−120
Jednostek pasow. około	0	+3	−5	−10,5	−1,5	−5	0	−3

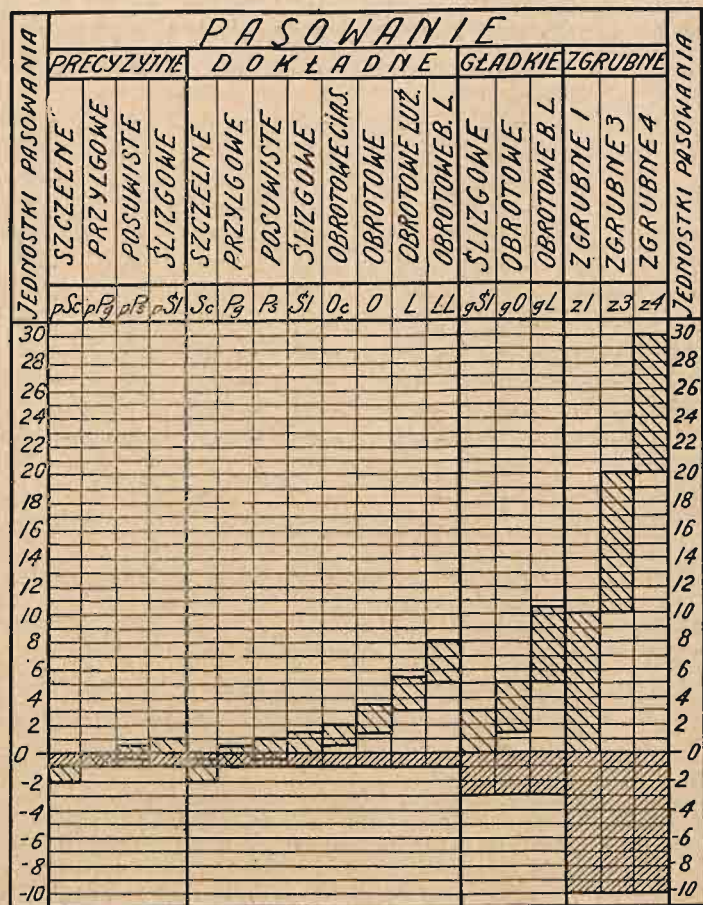
TABLICA NIEDOMIARÓW DLA SPRAWDZIANÓW PRZY STAŁYM OTWORZE
Pasowania zgrubne



Obszar średnic <i>mm</i>	Sprawdziany do otworów		Sprawdziany do wałków						Dopuszczalne zużycie sprawdzianów
	Osadzenia		Zgrubne 1		Zgrubne 3		Zgrubne 4		
	<i>z Otw</i>		<i>z 1</i>		<i>z 3</i>		<i>z 4</i>		
	Niedomiary (wzgl. naddatki) strony dobrej i wybrakowanej w mikronach								
	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	Dobra	Brak.	
ponad 1 do 3	0	+50	0	—50	—50	—100	—100	—180	8
3 „ 6	0	+80	0	—80	—80	—150	—150	—250	12
„ 6 „ 10	0	+100	0	—100	—100	—200	—200	—300	15
„ 10 „ 18	0	+100	0	—100	—100	—250	—250	—400	18
„ 18 „ 30	0	+150	0	—150	—150	—300	—300	—450	22
„ 30 „ 50	0	+150	0	—150	—150	—350	—350	—500	25
„ 50 „ 80	0	+200	0	—200	—200	—400	—400	—600	30
„ 80 „ 120	0	+200	0	—200	—200	—450	—450	—700	35
„ 120 „ 180	0	+250	0	—250	—250	—500	—500	—800	40
„ 180 „ 260	0	+250	0	—250	—250	—550	—550	—900	45
„ 260 „ 360	0	+300	0	—300	—300	—600	—600	—1000	50
„ 360 „ 500	0	+350	0	—350	—350	—700	—700	—1100	60
Jednostek pasow. około	0	+10	0	—10	—10	—20	—20	—30	1,5

Podane odmiany pasowań nie są bynajmniej jednak niezależne. Na odwrót, obowiązuje je zamiennność tak, że wał dowolnej grupy pasowania wchodzi w otwór, wykonany według tolerancji innej grupy pasowania, przyczem zostaje zachowana dokładność grupy mniej precyzyjnej. Tym sposobem można koordynować odmiany pasowań stosownie do potrzeb

praktycznych. Zauważymy nawet mimochodem, że w ostatnich czasach dla pewnych potrzeb praktycznych ustalono nawet układy „mixte“, w których pogodzono zasadę stałego wału ze stałym otworem, korzystając z niektórych napozór przypadkowych skojarzeń granic tolerancyjnych. W tym kierunku zdążają prace komisji amerykańskiej.

Podobnie jak w pasowaniach francuskich, komisja niemiecka ustaliła prawo zależności luzów i tolerancji od średnicy, wprowadzając pojęcie t. zw. jednostki pasowania. Jest nią wielkość $p = 0,005\sqrt{D^3}$, gdzie D oznacza



GRANICE OTWORÓW 
WAŁKÓW 

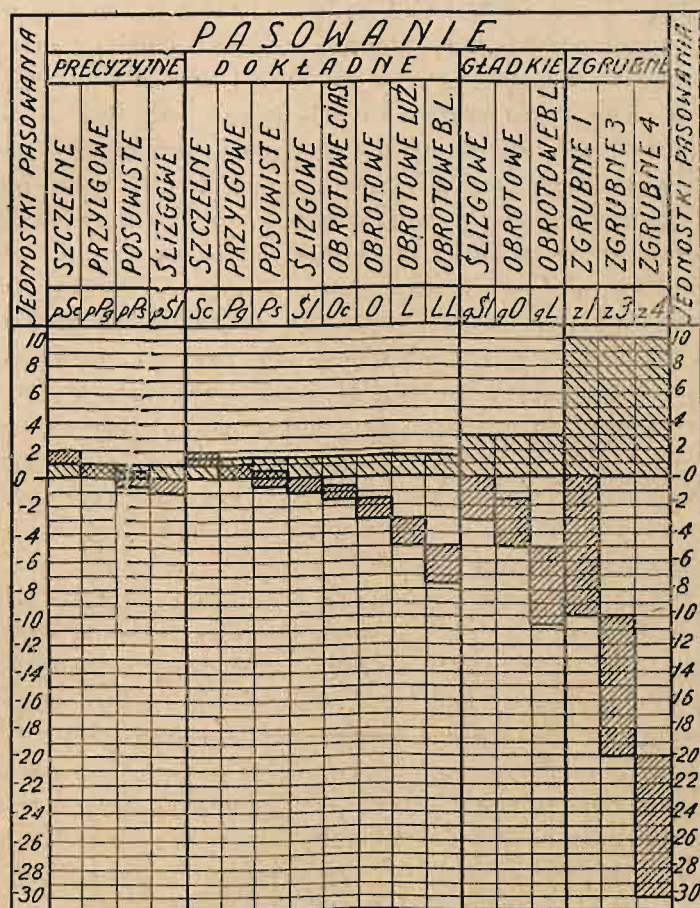
Rys. 11. Schemat układu tolerancyjnego w jednostkach pasowania przy stałym wale



średnicę nominalną w mm. Jeśli oznaczymy niedomiary i tolerancje w jednostkach pasowania, to tem samem ustalimy prawo wzrostu ich wraz ze średnicą i możemy zbudować odpowiednie wykresy, na wzór przedstawionych na rys. 9 i 10. Oparte na załączonym wzorze tablice pasowań zawierają wartości zaokrąglone. Poszczególne grupy pasowań

otrzymujemy, uwielokrotniając niedomiary i tolerancje, a mianowicie biorąc więcej jednostek pasowania, jak to przedstawia załączone niżej zestawienie:

Liczba jednostek pasowania stosownie do staranności odrobienia.

	Precyzyjne	Dokładne	Gładkie	Zgrubne
Stały otwór: Górna wartość luzu otworu	1	1,5	3	—
Stały wał: Dolna wartość luzu przy wale	1	1	3	9



GRANICE OTWORÓW 
 GRANICE WAŁÓW 

Rys. 12. Schemat układu tolerancyjnego w jednostkach pasowania przy stałym otworze

Rys. 11 i 12 przedstawiają układ niedomiarów i tolerancji, wyrażony w jednostkach pasowania. Załączone tablice podają bezpośrednio granice górne i dolne luzów i nadadatków dla poszczególnych grup pasowań.

7. WYBÓR PASOWANIA I OSADZENIA. Przy budowie maszyn precyzyjnych, a więc przede wszystkim obrabiarek do metali, lub np. maszyn do wyrobu gilz i papierosów, wymagających tej samej dokładności, stosuje się pasowania precyzyjne i dokładne zarówno dla stałego otworu, jak i wału. Pasowanie precyzyjne (szlachetne) jest uzupełnieniem dokładnego i wchodzi w rachubę jedynie przy osadzeniach spoczynkowych. Polega ono na zmniejszeniu tolerancji przy wykonywaniu otworów.

Niemiecka Komisja Normalizacyjna ustaliła zastosowanie osadzeń, dając cały szereg przykładów, które podajemy poniżej, gdyż ułatwia to rozwiązywanie następujących się zagadnień warsztatowych.

Pasowania spoczynkowe. Osadzenie szczelne stosuje się przy dopasowywaniu części, które mają być połączone pewnie i na stałe przy wszystkich warunkach bez zbytniego naprężenia. Części powinny być łączone i rozłączane przez wywarcie odpowiedniego nacisku, jednak specjalne zabezpieczenie powinno je chronić od przekręcenia.

Przykładem takiego osadzenia może być: wieniec zębaty na żeliwnym krążku; dźwignie wahadłowe i kątowe na wałkach, a także krzyżaki na wałkach; koła zębate, które wskutek zużycia muszą być od czasu do czasu wymieniane, jak np. w silnikach tramwajowych; tarcze uchwyty na wrzecionach tarczówek; niedzielone pochwy łożyskowe i koszulki do tłoków suwakowych w kadłubach, jeśli obawa przed skrzywieniem kadłuba uniemożliwia stosowanie większych ciśnień; hartowane pochewki do drążków stawidłowych, tuleje osadcze; łożyska kulkowe na wałkach przy dużych obciążeniach.

Osadzenie przylgowe stosuje się, gdy dane części powinny być wzajemnie połączone, ale bez użycia większego nacisku, np. przy zastosowaniu młotka ołowianego lub lekkiej ręcznej prasy warsztatowej. Części te są zabezpieczone od przekręcenia, a nawet niekiedy i od przesunięcia. Można tu wymienić następujące przykłady: koła sterowe, jeśli ze względu na konieczność demontażu nie można użyć pewniejszego osadzenia; koła zębate na wrzecionie, np. w tokarce; pochwy łożyskowe niedzielone, o ile muszą być wyjmowane przy demontażu maszyny; dzielone koła rozpędowe na wałach; łożyska kulkowe przy średnich i mniejszych obciążeniach; wirniki turbin parowych i turbokompresorów na wałach.

Osadzenie posuwiste stosuje się, gdy mamy przesuwać dopasowywane części z trudem ręcznie lub posiłkując się lekkim młotkiem drewnianym. Części te nie powinny podczas biegu zmieniać swego wzajemnego położenia. Powinny być one zabezpieczone od przesuwania się i obracania. Przykładem takiego osadzenia są: łożyska kulkowe przy małych obciążeniach na wałkach z bocznym zabezpieczeniem lub też w oprawkach przy dużych prędkościach, przyczem należy się zawsze liczyć z pewnym niedomiarem na średnicach łożysk, pozostawianym przez wytwórnię; pokrywy

do łożysk wałów korbowych z obchwytnymi obrzeżami, jak również wszelkie kołnierze z dokładnem centrowaniem; zamocowanie cylindrycznego zakończenia trzona tłokowego w krzyżulcu; mimośrodowy na wałach; czopy w widełkach; kółka ręczne na wałkach i śrubach pociągowych.

Osadzenie ślizgowe stosuje się, gdy mamy daną część ręcznie przesuwając względem drugiej, i kiedy to przesuwanie może się odbywać powoli również i podczas biegu. Przykładem takiego osadzenia jest: trzpień w koniku tokarki; obracalne ramiona i stoły przy wiertarkach słupowych; okulary do przeciwostczy we frezarkach; niedzielone koła rozpędowe na wałach; wirniki pomp odśrodkowych na wałach; suwaki stawidłowe i regulujące, jeśli niema przy nich dławnic; łożyska kulkowe przy małych obciążeniach, jeśli mają być przesuwane wzdłuż wałków na znacznej długości przy zabezpieczeniu od przesunięć zapomocą piast lub pochwerek pośrednich.

Pasowania ruchowe. Osadzenie ciasne obrotowe stosuje się przy częściach poruszających się względem siebie bez spostrzegalnego luzu. Przykładem takiego osadzenia mogą być: przesuwane kółka zębate w skrzynkach zmianowych; kołek wskaźnikowy w podzielnicy frezarskiej względem pochewki prowadnikowej; tłoczki indykatorowe; łożyska wrzcionowe szlifierek i tokarek do kalibrów.

Osadzenie obrotowe stosuje się przy częściach, poruszających się względem siebie z widocznym luzem. Jako przykład można wymienić: wodziki krzyżulca w prowadnicach; czopy łożyskowe krzyżulca; wrzcioną frezarek i tokarek; koła pasowe luźne; łożyska wałów korbowych; sworznie czopowe w korbowodach.

Osadzenie obrotowe luźne stosuje się, gdy luz ma być spory. Jako przykład można tu wskazać: wałki w obrabiarkach przy wielokrotnem osadzeniu; jałowe koła pasowe; łożyska maszynowe; nurniki pomp; pałki mimośrodków.

Osadzenia bardzo luźne, stosowane w wypadkach specjalnych, polegają na zwiększeniu 1,5-krotnem luzów w stosunku do wartości poprzednich.

Jeśli stopień odrobienia ma być niższy, niż przy pasowaniach precyzyjnych lub dokładnych, ale jednak chcemy zachować pewną odrębność poszczególnych osadzeń, stosujemy pasowania gładkie. Każde osadzenie zastępuje wówczas kilka sąsiadujących ze sobą osadzeń dokładnych, stosownie do swobodniejszego ustosunkowania luzów, co się wyraźnie zaznacza przy osadzeniach spoczynkowych. Otwory muszą być wykonywane starannie, chyba że rezygnujemy z pełnej zamienności i przechodzimy do pasowania selekcyjnego.

Osadzenia gładkie posuwiste stosuje się, gdy dane części dadzą się na siebie nasadzić bez użycia siły. Przykładem takiego osadzenia są:

pierścienie osadcze w pędniach i wogóle w maszynach, oraz korbki ręczne przy maszynach.

Osadzenie gładkie obrotowe stosuje się, gdy luz może się wahać od dostrzegalnego do bardzo wydatnego. Przykładem takiego osadzenia są: tulejki odległościowe do łożysk kulkowych oraz pochwy osiowe w samochodach ciężarowych.

Osadzenia gładkie luźne przewidują zawsze duży luz w dopasowywanych częściach. Przykładem takiego osadzenia mogą być: tuleje osiowe pojazdów, łożyska do długich wałów przy suwnicach, łożyska pędni, przystawki stropowe i jałowe koła pasowe.

W podrzędniejszych wypadkach zdarza się, że osadzenia mogą być wykonywane z jeszcze większymi luzami. Przechodzimy wówczas do pasowań zgrubnych, przewidujących jedynie dolegania posuwiste i obrotowe. Wały wykonywane są wówczas z okrągłego ciągnionego materiału. Osadzenie posuwiste wymaga, aby części można było na siebie nałożyć. Stosuje się to do pochew odległościowych, do części wsadzanych, które mają być następnie spawane, zakołkowane lub ześrubowane. Osadzenie obrotowe dopuszcza, aby części już to wchodziły z dużym luzem, już też bez dostrzegalnego luzu. Stosuje się to do łożysk w maszynach rolniczych do nierównego terenu lub do maszyn do domowego użytku.

Pasowania, zbliżone do zgrubnych, stosuje się przy budowie lokomotyw.

ROZDZIAŁ II

PASOWANIA GWINTÓW

8. OKREŚLENIA ZASADNICZE. Śruby zarówno złączne, jak i pociągowe, są tak ważnymi elementami maszynowymi, że pasowania gwintów, dające gwarancję ich zamienności, stanowią w ostatnich latach przedmiot ożywionych badań. O ich doniosłości praktycznej nie należy wątpić: wszak prawie każda maszyna zawiera kilkadziesiąt śrub różnej wielkości, a ilość śrub wytwarzanych przez większe fabryki sięga setek tysięcy rocznie. Jeśli uprzytomnimy sobie, że wskutek braku zamienności dobranie odpowiedniej nakrętki i zakręcenie jej zabiera średnio w normalnej praktyce warsztatowej według obserwacji J. Hartness'a kilkanaście minut czasu, gdy tymczasem wprowadzenie pasowania ściśle zamiennego lub bodaj selekcyjnego, skróciłoby ten czas być może do jednej minuty, to łatwo pojąć, jak wielkie znaczenie gospodarcze posiada wyrób śrub zamiennych. Ścisłego ustalenia rodzajów pasowania śrub pomagają się też często względy bezpieczeństwa. W samochodach i samolotach np., narażonych na nieustanne, silne i nieprzewidywane wstrząśnienia, coraz poważniej wymaga się nie tylko zabezpieczeń od odkręcania