

METODY PRZYSPIESZONYCH BADAŃ TRWAŁOŚCI  
ORAZ NIEZAWODNOŚCI CIĄGNIKÓW  
I MASZYN ROLNICZYCH

ROMAN FAFAARA

Instytut Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa

Dyrektor Instytutu: prof. dr Czesław Kanafojski

## 1. WSTĘP

Postęp techniczny w budowie ciągników i maszyn rolniczych jest w dużej mierze uzależniony od poziomu i zakresu prac naukowo-badawczych i badań testacyjnych poszczególnych ciągników i maszyn. Na wyniki badań oczekują konstruktorzy, planiści, ekonomiści, mechanizatorzy i bezpośredni użytkownicy. Wszystkim zależy na jak najszybszym otrzymaniu wyników badań i wniosków z nich wypływających i dla wszystkich bardzo istotne jest, aby wyniki i wnioski były miarodajne oraz pełne. Szczególnie duże żądania co do wysokiego poziomu i odpowiedniego zakresu prac naukowo-badawczych i testacyjnych są stawiane przez bezpośrednich użytkowników ciągników i maszyn rolniczych. Wynika to stąd, że współczesne rolnictwo, w tym również nasze, charakteryzuje się bardzo szybkim tempem rozwoju motoryzacji i mechanizacji. Towarzyszy temu szybki spadek zatrudnienia w rolnictwie. Dzisiejsza mechanizacja, to nie znaczy stosowanie takiej czy innej maszyny rolniczej lub ciągnika, ale bardzo często wprowadzenie zupełnie nowych kompleksowych technologii uprawy, zbioru i przechowywania produktów rolnych. W tej sytuacji korzyść mogą przynieść rolnictwu i gospodarce narodowej tylko technologie bardzo dobrze sprawdzone i maszyny wszechstronnie przebadane i dzięki temu pewne w eksploatacji. Niedociągnięcia w tym zakresie powodują ogromne marnotrawstwo wysiłku ludzkiego i straty w plonach. Są również czynnikiem odstrasającym rolników od stosowania mechanizacji.

Niemniejsze znaczenie mają badania dla przemysłu, który produkuje duże serie maszyn tego samego typu i nie trzeba chyba wyjaśniać, że ekonomiczne jest produkowanie tylko takich maszyn, które w okresie produkcji nie wymagają wprowadzenia zasadniczych zmian konstrukcyjnych i technologicznych, oraz dla których nie trzeba produkować ogromnych ilości części zapasowych. Rola badań, a szczególnie szybkich badań jest obecnie szczególnie duża, ponieważ coraz krótszy jest okres przygotowawczy do produkcji.

Mimo tych oczywistych argumentów obecny stan, poziom i zakres badań nie gwarantują produkcji potrzebnych i odpowiednich dla rolnictwa maszyn, a w szczególności nie zapewniają produkcji odpowiednio trwałych maszyn i ciągników. Taki stan rzeczy nie jest charakterystyczny tylko dla naszych warunków. We wszystkich krajach stwierdza się konieczność reorganizacji badań i opracowanie nowych metod badawczych, które przede wszystkim pozwoliłyby skrócić czas badań, a równocześnie zapewniałyby uzyskanie pełnej oceny badanych maszyn i ciągników.

## 2. SYSTEM I PROGRAM BADAŃ

Spełnienie tych postulatów, chociaż możliwe, nie będzie łatwe ani dla przemysłu, ani dla instytucji naukowo-badawczych. W naszych warunkach trzeba będzie przede wszystkim zwiększyć wysiłek w kierunku pogłębienia współpracy pomiędzy instytutami naukowo-badawczymi IMER i PIMR i innymi instytutami rolniczymi, w celu skoordynowania prac naukowo-badawczych podstawowych i technologicznych tak, aby pierwszy i bardzo ważny etap prac nad nowymi koncepcjami ciągników i maszyn rolniczych był zakończony wnioskami skierowującymi działanie przemysłu we właściwym kierunku. Prace z tego zakresu powinny być prowadzone w rozmiarze pozwalającym na perspektywiczne planowanie produkcji przemysłowej maszyn i ciągników, jak również planowanie perspektywicznego rozwoju mechanizacji rolnictwa.

Jak dotychczas, instytuty nie wywiązują się w pełni z tak określonego zadania, na co złożyło się szereg przyczyn, z których najważniejsze to: szczupłość kadr, przeciążenie pracami usługowymi nie wymagającymi kwalifikacji pracownika naukowo-badawczego, trudności w zaopatrzeniu w materiały i części potrzebne do budowy modeli, brak zagranicznych wzorców i niedostateczne kontakty z przodującymi instytutami naukowo-badawczymi i wytwórniami.

Działanie na tym etapie (etap prac naukowo-badawczych) nie powinno być gorączkowe i zbyt ni pośpiech nie jest wskazany. Nie oznacza to jednak, że nie należy czynić wysiłków skrócenia do rozsądnych granic okre-

su badań poprzez doskonalenie metodyk badań i coraz większe mechanizowanie i automatyzowanie wykonywania pomiarów oraz ich opracowywania. W tym zakresie mamy wiele do zrobienia i na domiar złego nie wykorzystujemy wielu znanych i wypróbowanych metod i urządzeń (1), które przyspieszają wykonanie badań funkcjonalnych i opracowanie wyników. Dla przykładu wymienię chociażby brak w naszych instytutach dobrego stanowiska do badań młocarń i kombajnów zbożowych, mimo że w WRL takie stanowisko zostało zaprojektowane i wykonane, na którym udało się przebadać proces omłotu, nierównomierności zasilania bębna młócającego i inne. Przy badaniach procesów separacji ziarna na sitach (6) nie korzystamy z bardzo pomysłowego urządzenia, opracowanego również w WRL, które bardzo ułatwia określenie nierównomierności poprzecznej zespołów podających ziarno na sita lub nierównomierności poprzecznej spowodowanych ruchem sit. Przykłady można by mnożyć, szczególnie w odniesieniu do wyposażenia i metod pomiarowych stosowanych w warunkach badań laboratoryjno-polowych. Brak odpowiednich urządzeń ułatwiających prowadzenie badań powoduje nie tylko przedłużenie badań, ale co gorsze, ogranicza badania do nielicznych pomiarów, na podstawie których wyprowadza się później mało pewne wnioski.

Drugi etap prac obejmuje badania prototypów, które powinny być poddane bardzo wnikliwej ocenie. Dla pełnej oceny prototypu konieczne jest:

1. Sprawdzenie funkcjonalności, jakości pracy, wielkości sił i naprężeń, zużycia energii itp. W tym celu należy prowadzić badania laboratoryjne i laboratoryjno-polowe.

2. Określenie przydatności maszyny w przewidywanej lub przewidywanych technologiach w różnych warunkach organizacyjnych i glebowo-klimatycznych oraz określenie jej uniwersalności i efektów ekonomicznych wynikających z jej zastosowania. Te cechy maszyny mogą być określone na podstawie badań eksploatacyjnych w różnych rejonach kraju, wykorzystując przesunięcie okresów agrotechnicznych.

3. Potwierdzenie założonych przez konstruktora wskaźników pewności technicznej, wytrzymałości, odporności na zużycie i trwałości prototypu. Zebranie odpowiednich danych liczbowych jest możliwe w czasie odpowiednio długich badań eksploatacyjnych i przez zastosowanie przyspieszonych badań na torach przeszkód oraz na odpowiednio skonstruowanych stanowiskach badawczych.

Trzeci etap badań dotyczy ciągników i maszyn z próbnymi seriami. Badania powinny objąć wszystkie trzy grupy badań, w szczególności jednak badania eksploatacyjne w różnych gospodarstwach (KR, PGR) i w róż-

nych warunkach glebowo-klimatycznych oraz badania wytrzymałościowo-trwałościowe na torach przeszkód i stanowiskach.

Końcowymi badaniami są badania kontrolne maszyn z serii produkcyjnej. Badania te powinny obejmować jedynie badania wytrzymałościowo-trwałościowe na torach przeszkód i stanowiskach.

Omówiony system badań, jakkolwiek wydaje się być bardzo rozbudowany i realizacja jego według pełnego programu jest dość kosztowna, to jednak tylko taki system badań może gwarantować produkcję seryjną pełnosprawnych i trwałych maszyn i ciągników. Nie należy lęczyć się, że zmniejszenie programu badań, a w związku z tym zmniejszenie kosztów na badania będzie oszczędnością. W ostatecznym rachunku gospodarka narodowa poniesie wielokrotnie większe straty.

Przodujące firmy jak np. Massey-Ferguson posiada w Toronto (Kanada) oddział badawczy, który prowadzi badania według następującego programu (2). Każda maszyna jest badana na stanowiskach, torach przeszkód i w warunkach eksploatacyjnych. Badania stanowiskowe przeprowadza się na fermie, która posiada specjalny tor przeszkód. Tor ten składa się z odcinków drogi, na której ułożone są w odległości 2 m od siebie połówki rur metalowych o średnicy 250 mm. Na jednym odcinku drogi rury są ułożone na całej szerokości drogi, na drugim — naprzemianlegle, zaś na odcinku trzecim — ukośnie. Inne odcinki drogi są brukowane kamieniami polnymi i posiadają zagłębienia i wzniesienia z ziemi i kamieni. Na drodze jazdy maszyny jest również kanał głębokości 0,7—0,8 m wypełniony wodą i pagórek ze wzniosem i spadem  $\frac{1}{5}$  w kierunku jazdy maszyny, a także w kierunku poprzecznym. Na wzniesieniu bada się zdolność pokonywania wzniesień, stateczność ciągników i maszyn samobieżnych oraz hamulce. Jazda po takiej drodze powoduje powstawanie dużych naprężeń w poszczególnych zespołach i węzłach i jest przyczyną ich polamań. Jedna godzina pracy maszyny na takim torze przeszkód odpowiada dziesięciu godzinom pracy w warunkach polowych. Na torze bada się maszyny seryjnej produkcji jak również te, w których zastosowano nowe zespoły, lub które są dopiero w opracowaniu i przygotowaniu do produkcji.

Z maszyn produkcji seryjnej na torze przeszkód bada się jedną maszynę z liczby maszyn miesięcznej produkcji. W zależności od typu maszyny ustala się okres badań. Np. kombajn samojezdny bada się przez 150 godzin, przetrząsaczo-zgrabiarki 80 godzin itd. Wszystkie maszyny do badań kontrolnych wybiera się nie z fabryki (z taśmy), a z maszyn które są już na składzie do sprzedaży.

Egzemplarze nowych maszyn i maszyny seryjnej produkcji z nowymi zespołami podlegają dłuższemu badaniu. Bardzo często badania trwają aż do zupełnego zużycia badanego zespołu. Takie badania pozwalają okre-

ślić trwałość całej maszyny oraz najbardziej słabe jej zespoły. Jeśli czas pracy tego czy innego zespołu nie odpowiada wymaganiom technicznym (niedostateczna trwałość) wtedy zespół jest ponownie przekonstruowany i maszyna z nowym zespołem jest ponownie poddawana badaniom.

Na terenie stacji badawczej jest duży hangar z szeregiem stanowisk dla badania poszczególnych części i zespołów maszyn np. zespołów tnących kombajnów i kosiarek, wałów przegubowych, łożysk, łańcuchów i innych. Badania łożysk, łańcuchów, pomp przeprowadza się w zapyłonej atmosferze i temperaturze 60°C. Badania na stanowisku kontynuuje się zwykle do pełnego zużycia zespołu w celu wykrycia i wybrania najlepszych rozwiązań konstrukcyjnych.

Stanowiska z piaszczystym środowiskiem składają się ze skrzyni metalowej długości 1,5—3,0 m, wysokości około 1,0 m i szerokości 0,8—1,2 m. Skrzynki te przykryte są z wierzchu szkłem a wewnątrz nich znajduje się warstwa 20—30 cm piasku i pyłu. Oprócz tego wewnątrz skrzynki umieszczono kilka lamp elektrycznych, które oświetlają badany zespół i wytwarzają odpowiednią temperaturę. Napęd zespołu pochodzi od silnika elektrycznego umieszczonego zewnątrz skrzynki. Na wale napędowym wewnątrz skrzynki znajduje się kilka łopatek, które uderzając o warstwę piasku wytwarzają środowisko kurzu i pyłu. Badania zespołów na takich stanowiskach symulują (pozorują) pracę w trudnych warunkach eksploatacyjnych.

Po przebadaniu na stanowiskach i torze przeszkód z pozytywnym wynikiem przekazuje się maszyny do długotrwałych badań eksploatacyjnych. Dla ciągników uważa się, że badania takie powinny trwać przez 3000 godzin pracy, a dla kombajnów zbożowych wymaga się pracy na 1200 ha.

W celu skrócenia kalendarzowego okresu badań, pracę rozpoczynają maszyny na południu, a następnie w miarę postępu prac, przesuwiają się na północ. Taka organizacja badań pozwala w jednym sezonie wykonać zaplanowany zakres prac i uzyskać wyczerpujące dane o przydatności do pracy badanego prototypu maszyny.

Jeśli prototyp uzyskał pozytywną ocenę po badaniach stanowiskowych i eksploatacyjnych, firma wykonuje próbną serię maszyn. Egzemplarze z tej serii są ponownie poddane badaniom na torze przeszkód i w gospodarstwach farmerów w różnych warunkach eksploatacyjnych. Dopiero po uzyskaniu pozytywnej oceny z tych badań firma podejmuje decyzję rozpoczęcia seryjnej produkcji.

Dokładne sprawdzanie maszyn w różnorodnych warunkach wyklucza możliwość dopuszczenia do produkcji maszyn o małej pewności technicznej.

### 3. METODY PRZYSPIESZONYCH BADAŃ TRWAŁOŚCI I NIEZAWODNOŚCI MASZYN \*)

#### 3.1. Trwałość i niezawodność maszyn

Przyspieszone badania trwałości i niezawodności maszyn rolniczych i ciągników nie są u nas dostatecznie powszechne i w dużej mierze to jest właśnie przyczyną, że nasze ciągniki i maszyny rolnicze funkcjonalnie sprawne nie zdają egzaminu w praktyce z powodu małej pewności technicznej, dużej awaryjności i krótkiego okresu trwałości.

Maszyny składają się z poszczególnych części, z których każda może być sprawna do pracy przez określony okres czasu. Jeżeli przyjmiemy, że okres trwania maszyny będzie równy okresowi amortyzacji, to poszczególne części maszyny można podzielić na cztery zasadnicze grupy (1), a mianowicie:

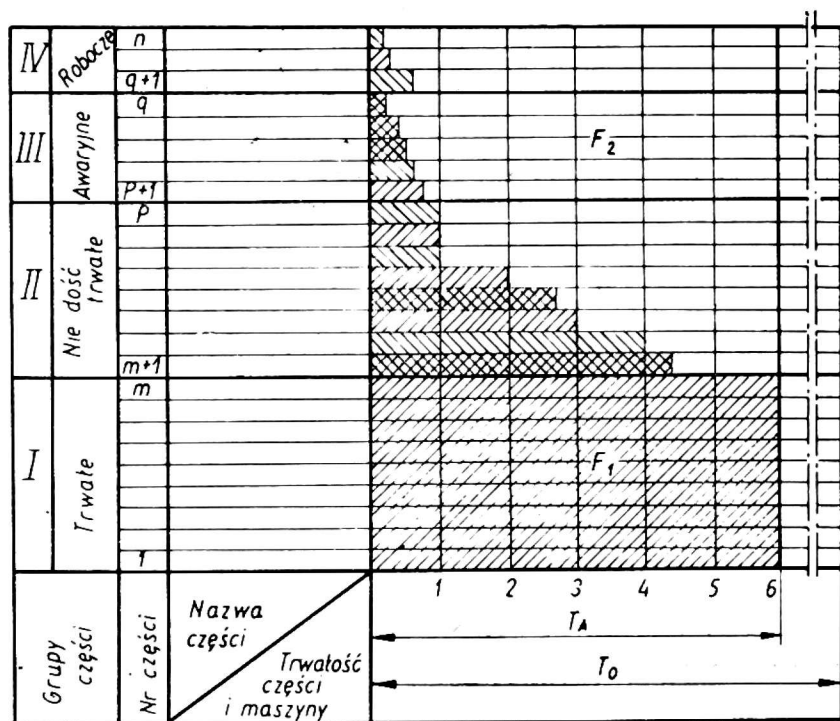
1. części niedostatecznie trwałe, tzn. podlegające wymianie podczas kapitalnego remontu, ale trwające dłużej niż jeden sezon agrotechniczny,

2. części dostatecznie trwałe, które są sprawne przez cały okres amortyzacji,

3. części awaryjne, a więc części, które przestają być sprawne w okresie sezonu agrotechnicznego,

4. części lub zespoły robocze, które ulegają szybkiemu zużyciu, np. lemieszki pługów, gęsiostópki, noże pielące itp.

Trwałość maszyny (3) będącej zbiorem części o różnym okresie pewności działania można przedstawić graficznie jak na rys. 1.



Rys. 1. Graficzne przedstawienie trwałości i niezawodności maszyny

Na osi poziomej przedstawionego diagramu znajduje się skala czasu niezawodnego działania poszczególnej części, na osi pionowej uszeregowano części w czterech w.w. grupach. Tę część diagramu, która ilustruje czas sprawnego działania części maszyny zakreskowano i oznaczono sym-

\*) Rozdział ten opracowano w głównej mierze w oparciu o materiały z książki W. N. Treier'a — „Teoria dołgowieczności i nadzieźności maszyn” Mińsk 1964 r.

bolem  $F_1$ , pozostałą część powierzchni niezakreskowaną oznaczono  $F_2$ . Gdyby wszystkie części maszyny były w całym okresie amortyzacji sprawne i nie wymagałyby wymiany lub naprawy, to niezawodność działania maszyny i jej trwałość ilustrowałaby powierzchnia prostokąta równa sumie powierzchni  $F_1 + F_2$ . W rzeczywistości jest inaczej a mianowicie: pewna liczba części ulega wcześniejszemu zużyciu lub uszkodzeniu i dlatego możemy mówić o tzw. współczynniku niezawodności działania maszyny, albo inaczej o współczynniku trwałości maszyny  $K_t$ , który można wyrazić stosunkiem pól  $\frac{F_1}{F_1 + F_2}$ .

Matematycznie współczynnik trwałości maszyny

$$K_t = \frac{\sum^W T_i}{W T_A}$$

gdzie

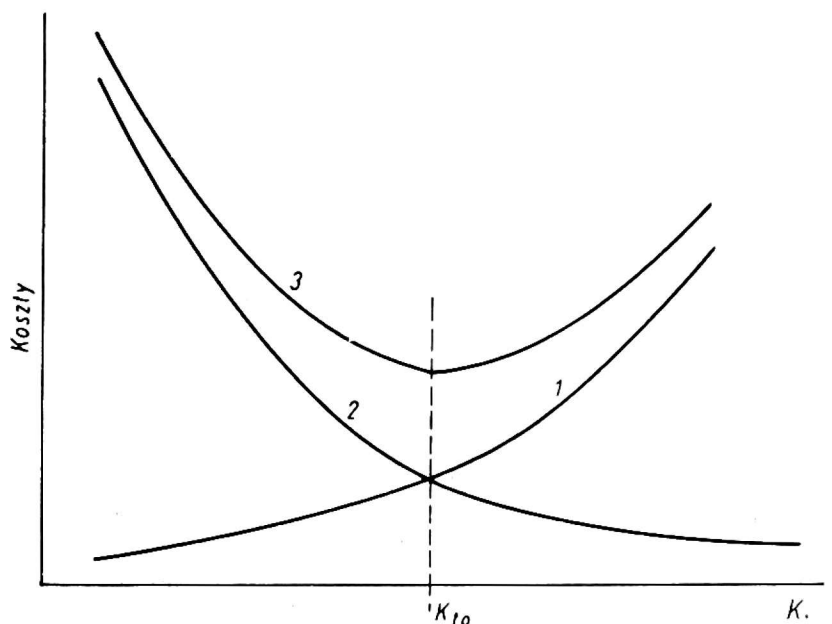
$K_t$  — współczynnik trwałości maszyny

$T_i$  — okres sprawnego działania danej części w godzinach pracy

$T_A$  — okres amortyzacji maszyny w godzinach pracy

$W$  — liczba części maszyny (bez tzw. normaliów).

Z punktu widzenia bezpośredniego użytkownika maszyn, a w szczególności sezonowych maszyn rolniczych najkorzystniej byłoby, gdyby wielkość współczynnika  $K_t$  zbliżona była do jedności. Patrząc jednak z bardziej ogólnego stanowiska interesów rolnictwa i przemysłu, skonstruowanie i wyprodukowanie maszyny o współczynniku  $K_t = 1$  nie będzie ekonomiczne (5). Wynika to z diagramu przedstawionego na rys. 2. Za ekonomiczne rozwiązanie należy uznać to, przy którym koszty eksploatacji maszyny, na które się składają i cena maszyny oraz koszty konserwacji i napraw będą najniższe, tzn. kiedy maszyna będzie miała współczynnik trwałości równy  $K_{t0}$ . U nas w kraju brak danych nie tylko co do wielkości  $K_{t0}$  poszczególnych maszyn, ale nawet nieznane nam są bezwzględne wielkości współczynnika  $K_t$ .



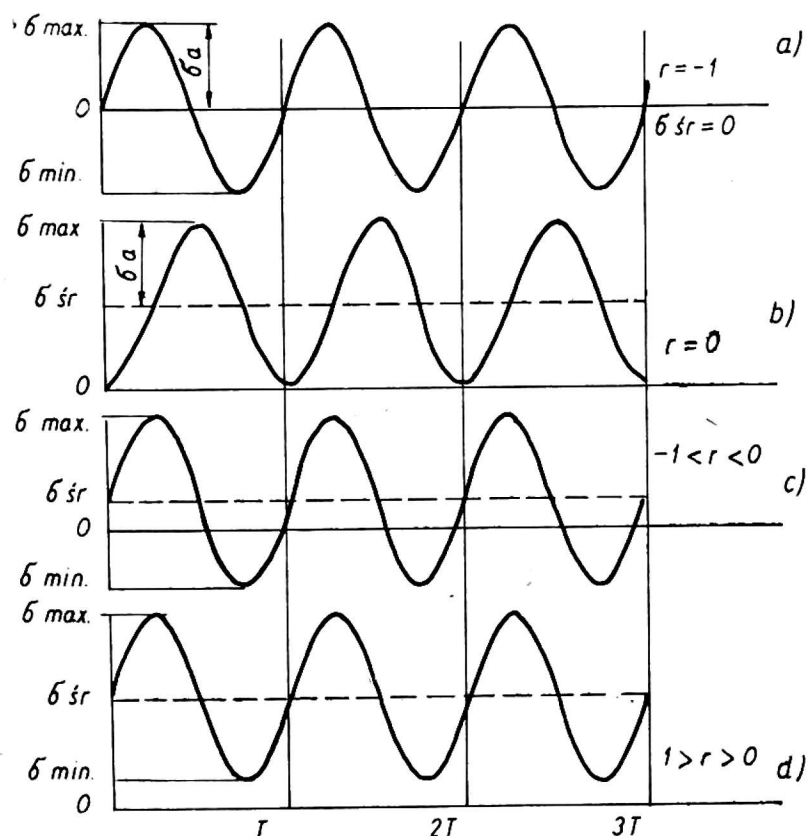
Rys. 2. Zależność kosztów produkcji i eksploatacji maszyny od trwałości maszyny: 1 — koszty produkcji maszyn, 2 — koszty konserwacji i napraw, 3 — koszty eksploatacji maszyn

Dla zorientowania można podać, że dla niektórych radzieckich narzędzi i maszyn (3) współczynnik  $K_t$  osiąga wielkości:

— pług HC-4-35	= 0,84
— samojezdny kombajn zbożowy CK-4	= 0,95
— silosokombajn CK-2,6	= 0,94

### 3.2. Niektóre czynniki wpływające na trwałość i niezawodność maszyn

Jedną z głównych przyczyn zawodności albo inaczej mówiąc utraty zdolności do pracy poszczególnych części maszyn są zmienne naprężenia tych części, spowodowane zmiennymi obciążeniami.



Rys. 3. Rodzaje naprężeń zmiennych: a — wahadłowe symetryczne, b — pulsujące asymetryczne, c — wahadłowe asymetryczne, d — pulsujące asymetryczne

Zmienne obciążenia przekraczające dopuszczalne granice, wywołują bowiem w częściach maszyn pęknięcia zmęczeniowe, o gładkiej powierzchni w przeciwieństwie do pęknięć doraźnych, które mają postać ostro szarpanego przełomu (4).

Na rys. 3 przedstawiono przebieg zmian czterech rodzajów naprężeń, a mianowicie: na rys. 3a widać zmienność naprężeń spowodowanych obustronnie zmiennymi obciążeniami (obciążenie wahadłowe), rys. 3b ilustruje przebieg zmian naprężeń przy obciążeniach jednostronnie zmiennych (obciążenie tętniące). Na rys. 3c przedstawiono również

zmienność naprężeń wywołanych obciążeniami wahadłowymi, podobnie jak na rys. 3a, różnica polega jedynie na asymetryczności cyklu. Asymetryczność cyklu wyraża się za pomocą tzw. współczynnika asymetrii

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

Dla cyklu 3a, gdzie  $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$

$$r = -1$$



Dla cyklu 3b  $r = \frac{0}{\sigma_{maks}} = 0$

Dla cyklu przedstawionego na rys. 3c

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \text{ będzie wielkością ujemną } -1 < r < 0$$

i wreszcie dla cyklu 3d współczynnik asymetrii będzie wielkością dodatnią  $1 > r > 0$ . Cykl 3a nazywa się symetrycznym cyklem, pozostałe zalicza się do cykli asymetrycznych.

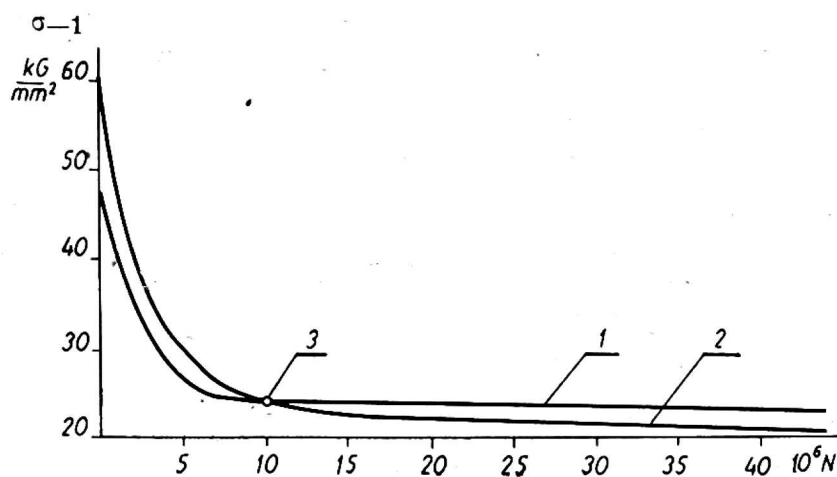
Dla pełnej charakterystyki cyklu oprócz współczynnika symetryczności należy podać inne charakterystyczne wielkości, a więc czas trwania cyklu, czyli tzw. okres  $T$  (w sek lub min) oraz wielkości naprężeń śred-

$$\text{nich } \sigma_{sr} = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2}$$

i amplitudy wahań

$$\alpha_a = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2}$$

Wielkości powyższe są sprawdzane przez konstruktorów przy obliczaniu wymiarów projektowanych części maszyn, a w szczególności tych części, które są narażone na zmienne obciążenia. Wiadomo bowiem, że



Rys. 4. Krzywe wytrzymałości zmęczeniowej:

$$1) \sigma_{-1N} = 25 \left( \frac{10^7}{N} \right)^{\frac{1}{10}} \quad 2) \sigma_{-1N} = 25 \left( \frac{10^7}{N} \right)^{\frac{1}{6}}$$

$$3) \text{ Granica wytrzymałości zmęczeniowej przy } N_0 = 10^7$$

metale są mniej wytrzymałe na obciążenia zmieniające się co do wielkości i kierunku działania niż na obciążenia stałe. W teorii wytrzymałości materiałów rozwiązuje się szereg zagadnień związanych z tzw. zmęczeniową wytrzymałością materiałów. Według tej teorii i na podstawie licznych badań stwierdzono, że wielkość zmiennych naprężeń i liczba cykli naprężeń, którą może wytrzymać materiał do chwili pojawienia się uszko-

dzeń zmęczeniowych, są od siebie zależne i zależność tę można graficznie przedstawić jak na rys. 4 lub w formie analitycznej:

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1N_0} \left( \frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (1)$$

gdzie

$\sigma_{-1N}$  — naprężenie, które wytrzyma materiał w czasie odpowiadającym liczbie  $N$  symetrycznych cykli (symetryczność cyklu  $r = -1$ )

$\sigma_{-1N_0}$  — naprężenie, które wytrzyma materiał w czasie odpowiadającym podstawowej liczbie  $N_0$  symetrycznych cykli

$N$  — liczba (mediana) symetrycznych cykli naprężeń  $\sigma_{-1N}$  po osiągnięciu której występuje zmęczeniowe uszkodzenie materiału

$N_0$  — podstawowa liczba (mediana) symetrycznych naprężeń  $\sigma_{-1 N_0}$ , po osiągnięciu której występuje zmęczeniowe uszkodzenie materiału

$N$  i  $N_0$  podaje się jako mediany, ponieważ metoda badań trwałościowych przewiduje prowadzenie badań do chwili, kiedy 50% części zużyje się pracując pod danym obciążeniem.

Według prof. Moszyńskiego (6) przyjmuje się przy badaniach stali  $N_0 = 5 \cdot 10^6$  cykli, a przy badaniu stopów lekkich  $N_0 = 30 \div 50 \cdot 10^6$ . Według prof. Treiera (ZSRR) (2) przy badaniach stali  $N_0 = 10^7$ , a przy badaniach metali kolorowych  $N_0 = 10^8$ .

Wykładnik postępowy  $\frac{1}{m}$  zależy od własności materiału i szeregu czynników technologicznych i konstrukcyjnych obliczanej części maszyny.

W warunkach eksploatacyjnych bardzo często cykle naprężeń mają charakter asymetrycznych cykli. W tych przypadkach naprężenie średnie  $\sigma_{sr}$  ma wielkość różną od zera (w cyklu symetrycznym  $\sigma_{sr} = 0$ ). Otóż okazuje się, że im większe są naprężenia średnie  $\sigma_{sr}$ , tym mniejsze muszą być amplitudy tych naprężeń  $\sigma_a$ . Zależność tę zilustrowano na rys. 5 za pomocą tzw. uproszczonego wykresu zmęczeniowego Smitha. Posługując się tym wykresem można obliczyć, że w przypadku cykli asymetrycznych

$$\sigma_{maks} = \frac{2\sigma_{-1N}}{1 - r + \beta(1 + r)} = \frac{2\sigma_{-1N_0} \left( \frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{m}}}{1 - r + \beta(1 + r)} \quad (2)$$

gdzie

$\sigma_{maks}$  — maksymalne naprężenie

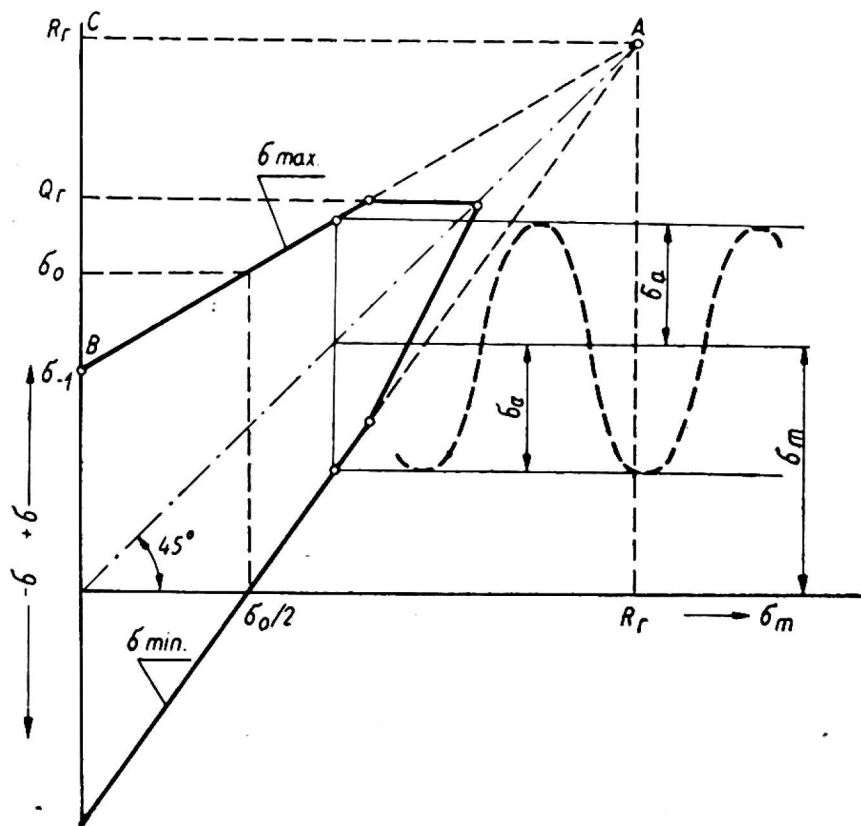
$\beta = \frac{\sigma_{-1}}{R_r}$  (dla stali konstrukcyjnych = 0,4—0,5)

$R_r$  — wytrzymałość doraźna

W przypadku skrećenia:

$$\tau_{\text{maks}} = \frac{2\tau_{-1N_0} \left(\frac{N_0}{N}\right)^{\frac{1}{m}}}{1 - r + \beta (1 + r)} \quad (3)$$

Zawodność w pracy poszczególnych części maszyn może być spowodowana również tarciami. Nie wnikając w szczegółową analizę tego złożonego zjawiska można przyjąć, że jednym z głównych czynników, mających wpływ na zużycie podczas tarcia, jest nacisk jednostkowy między po-



Rys. 5. Uproszczony wykres zmęczeniowy

wierzchniami trącymi. Podobnie jak w teorii wytrzymałości zmęczeniowej można posługiwać się następującą zależnością:

$$p_N = p_o \left(\frac{N_0}{N}\right)^{\frac{1}{u}} \quad (4)$$

gdzie

- $p_N$  — nacisk jednostkowy, który może być wzięty za podstawę do obliczenia dopuszczalnego nacisku części trących się o siebie, z uwzględnieniem określonej założeniami trwałości
- $p_o$  — nacisk jednostkowy, przy którym były prowadzone badania części trących się o siebie
- $N$  — liczba (mediana) cykli tarcia przy nacisku  $p_N$

- $N_o$  — liczba (mediana) cykli tarcia przy nacisku  $p_o$   
 $u$  — wielkość zależna od specyficznych warunków pracy  
 (w wielu przypadkach tarcia ślizgowego  $u = 1$ )

Z innych czynników należy uwzględniać w obliczeniach części maszyn wpływ temperatury na własności materiałów. W tym celu może być stosowana zależność:

$$M_2 = M_1 e^{\alpha (t_1 - t_2)} \quad (5)$$

gdzie

$M_2$  — mechaniczne własności stali w temperaturze  $t_2$

$M_1$  — mechaniczne własności stali w temperaturze  $t_1$

$\alpha$  — współczynnik cieplny

Wobec tego części maszyn można by pogrupować według ich charakteru pracy i głównych przyczyn utraty przydatności do pracy. Można np. wydzielić trzy grupy części, a więc grupę „A”, w której znajdują się wszystkie aktywne części maszyny, grupę „B” tzw. grupę części bazowych i wreszcie grupę „C”, w której znajdują się części wspomagające. Jakie części zaliczać do poszczególnych grup i jakie są główne wymagania dla zapewnienia trwałości tych części najlepiej wyjaśni zestawienie podane w tabeli 1.

Tabela 1

Podział części na grupy i główne wymagania dla zapewnienia ich trwałości  
 (według W. N. Treiera)

Nazwa części	Przydatność do pracy	
	przy zmiennych obciążeniach	podczas tarcia
<b>A. Części aktywne</b>		
Części układów korbowodowych	+	+
Części połączeń klinowych	+	—
Części przekładni zębatych	+	+
Części przekładni . . . . .	+	+
Łańcuchy napędowe i dźwigowe	+	+
Części ciernych przekładni	+	+
Wały i osie	+	+
Łożyska ślizgowe	—	+
Łożyska toczne	+	+
Sprężyny, resory	+	—
Liny stalowe	+	+
<b>B. Części bazowe</b>		
Sruby fundamentowe	+	—
Prowadnice	—	+
<b>C. Części wspomagające</b>		
Sruby połączeń cięgien kierowniczych	+	—
Rączki, dźwignie, koła kierownicze, pedały	+	—

Oczywiście, że w zależności od konkretnego przeznaczenia poszczególne części mogą być zaliczane do dwu a nawet trzech grup i w każdym konkretnym przypadku decydujący wpływ na wymiary, rodzaj wybranego przez konstruktora materiału i trwałość części będzie miała przydatność do pracy pod zmiennym obciążeniem, albo podczas tarcia, albo równocześnie muszą być uwzględnione oba wymagania.

Dla prawidłowego zaprojektowania maszyny należy dążyć do osiągnięcia możliwie małych wymiarów części, a w związku z tym małych ciężarów całej maszyny. Oprócz właściwego doboru materiału decydujący wpływ na w. w. cechy maszyny ma określenie właściwego okresu trwałości maszyny i jej przydatności do pracy oraz możliwie dokładne rozpoznanie rzeczywistych obciążeń działających na projektowane części maszyn. Założenie np. zbyt długiego okresu trwałości spowoduje zwiększenie wymiarów części i ciężaru maszyny. Podobny będzie rezultat, jeżeli w obliczeniach uwzględni się jedynie maksymalne obciążenie, nie biorąc pod uwagę zmiennego charakteru obciążenia.

### 3.3. Wskaźnik obciążalności części maszyn oraz sposoby jego wyznaczania

Trwałość części maszyny może być wyrażona liczbą cykli naprężeń (tarcia)  $N$ , którą powinno wytrwać 50% części.

$$\text{gdzie} \quad N = 60 n' h_m = 60 K' n h_m = 60 K' n x h \quad (6)$$

$n'$  — liczba cykli naprężeń (tarcia) na minutę

$h_m$  — trwałość 50% części w godzinach

$n$  — liczba obrotów na minutę

$K'$  — współczynnik proporcjonalności pomiędzy liczbą cykli a liczbą obrotów

$h$  — wymagany czas pracy w godzinach

$x = \frac{h_m}{h}$  — wymagany współczynnik pewności, który wskazuje ile razy czas trwania  $h$  jest krótszy od czasu  $h_m$ , jeżeli np. wymagania dopuszczają w czasie  $h$  zużycie tylko 10% w porównaniu do zużyć 50% części w czasie  $h_m$ .

Wykorzystując wyrażenie 6 można równania 1, 2 przedstawić w następującej postaci:

$$\sigma = \frac{J}{\frac{1}{N^m}} = \frac{J_1}{(n' x h)^m} \quad (7)$$

gdzie

$J, J_1$  — współczynniki zależne od charakteru cyklu i wielkości stałych dla danych warunków pracy materiału.

Równocześnie jednak można w ogólnej postaci naprężenie  $\delta$  obliczyć z następującej zależności:

$$\sigma = (X D)^{\frac{1}{s}} \quad (8)$$

gdzie

$X$  — czynnik charakteryzujący obciążenie działające na daną część a więc może to być siła, moment zginający lub skręcający itp.

$D$  — wielkość zależna od konstrukcji części, jej kształtów i rozmiarów, a także od cech materiału, które wpływają na powstawanie naprężeń w danej części maszyny.

Z porównania wzorów 7, 8 otrzymuje się nowe wyrażenie:

$$\frac{J_1}{(n' x h)^{\frac{1}{m}}} = (X D)^{\frac{1}{s}}$$

$$\frac{J_2}{(n' x h)^{\frac{s}{m}}} = X D$$

$$\frac{J_2}{D} = X (n' x h)^{\frac{s}{m}} = C = X (n' h m)^{\bar{m}} \quad (9)$$

lub wprowadzając dodatkowo współczynnik bezpieczeństwa  $K_o$

$$\frac{J_2}{D} = X K_o (n' x h)^{\frac{s}{m}} = C \quad (10)$$

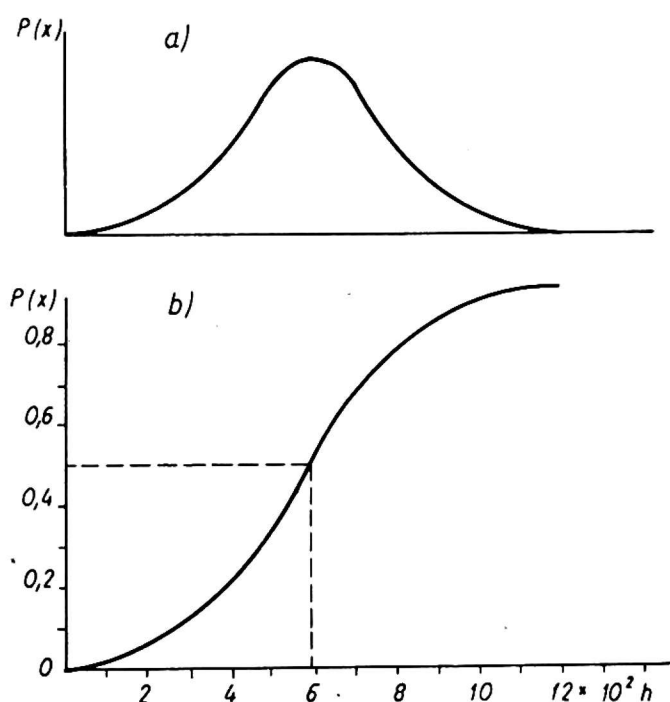
W wyrażeniach 9, 10 po lewej stronie znaku równości występuje wielkość  $\frac{J_2}{D}$ , w której zawarte są wszystkie stałe wielkości odnoszące się do danej części (obiektu). Jest to więc wielkość charakterystyczna dla danej części i może być ustalona przez producenta za pomocą odpowiednich obliczeń i badań trwałościowych. Wielkość tę  $\frac{J_2}{D} = C$  nazywa się wskaźnikiem obciążalności lub inaczej przydatności do pracy. Dla łożysk tocznych wskaźnik  $C$  nazywa się nośnością ruchową łożyska i wyraża się w kG (7). Po drugiej stronie równości znajdują się wielkości zmienne, które charakteryzują warunki pracy przyjmowane przez konstruktora w założeniach projektowych. W związku z tym, w przypadku masowej produkcji wyrobów standardowych, jak najbardziej celowe jest następujące postępowanie. Producent — na podstawie znajomości wymiarów i własności mechanicznych materiałów, z których

dana część lub zespół są wykonane oraz wykorzystując wyniki masowych, długotrwałych prób na trwałość i zużycie produkowanych części — opracowuje w zwartej formie (jedna liczba) wskaźnik obciążalności  $C$  i wielkość tę wpisuje do dokumentacji oraz informatorów technicznych dostępnych dla konstruktorów. Znajomość wskaźnika  $C$  ułatwi konstruktorom stosowanie gotowych wyrobów w nowych konstrukcjach maszyn, zwiększy pewność techniczną maszyn, zwiększy stopień unifikacji, a równocześnie skróci czas projektowania i obniży koszty produkcji.

Dla określenia wskaźnika obciążalności  $C$  należy w sposób losowy wybrać z partii wyprodukowanych części odpowiednio dużą liczbę części jako próbę reprezentatywną. Pamiętać bowiem należy, że rzeczywiste okresy trwałości i niezawodności pracy tych samych części, pracujących w takich samych maszynach i w identycznych warunkach są różne. Dla przykładu można podać, że stwierdzono w badaniach trwałościowych łożysk tocznych okresy trwałości jednych łożysk 20—30 razy większe niż drugich, mimo że były to łożyska tego samego typu i wymiaru oraz były badane w identycznych warunkach. Jest to tzw. zjawisko dyspersji. Dlatego też liczba badanych części musi być odpowiednio duża, a wyniki z badań powinny być opracowywane w oparciu o statystykę matematyczną.

Wyniki masowych badań trwałościowych mogą być przedstawione jak na rys. 6, gdzie według krzywej (a) można odczytać ile procent części zużyło się w danym okresie pracy. Z krzywej całkowitej (b) można natomiast odczytać, jaki procent części z ogólnej liczby badanych uległ uszkodzeniu do danej chwili pracy. Jeżeli liczba badanych części była dostatecznie duża, aby stanowić tzw. próbę reprezentatywną, to posługując się krzywą (b) można przewidzieć jakie będzie prawdopodobieństwo  $p(x)$  zużycia części do danej chwili pracy. Np. z wykresu 6b wynika, że prawdopodobieństwo zużycia części  $p(x) = 0,5$  przypada na 600 godzin pracy. Okres 600 godzin pracy odpowiadający  $p(x) = 0,5$  nazywa się medianą  $h_m$ . W masowych badaniach trwałościowych z reguły określa się ten właśnie okres pracy.

W celu wyznaczenia wskaźnika  $C$  należy poddać badaniom trwałości-



Rys. 6. Krzywe gęstości rozkładu (a) i krzywa całkowita (b)

wym dwie partie części przy dwóch różnych wielkościach obciążeń  $X$  i określić odpowiadające im mediany. Wtedy bowiem przekształcone równanie 9

$$X (n' h_m)^{\frac{s}{m}} = C$$

$$X = \frac{C}{(n' h_m)^{\frac{s}{m}}}$$

po zlogarytmowaniu obu stron można wyrazić:

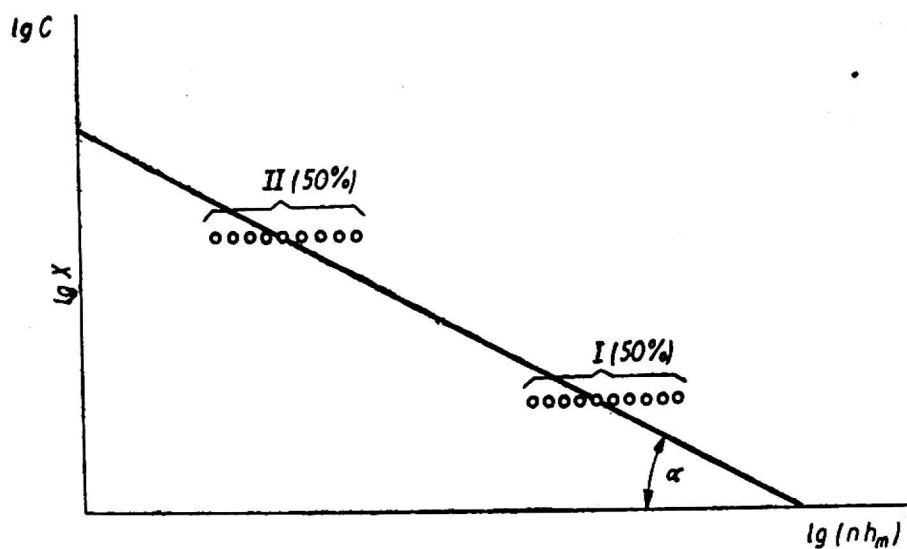
$$\lg X_1 = \lg C - \frac{s}{m} \lg (n' h_{1m})$$

$$\lg X_2 = \lg C - \frac{s}{m} \lg (n' h_{2m})$$

A stąd można wyliczyć  $C$  i  $\frac{s}{m}$ .

Równanie 9 we współrzędnych logarytmicznych przedstawia linia prosta jak na rys. 7.

Obliczenie wskaźnika obciążalności  $C$  nie jest więc trudnym problemem, niekiedy jednak okres badań trwałościowych zbytnio się przedłuża (do kilku lat), między innymi z powodu trudności ścisłego określenia



Rys. 7. Zależność trwałości od obciążenia

rezimu badań. Dlatego też metodyka przyspieszonych badań przewiduje w niektórych przypadkach stosowanie tzw. przeciążeniowych (forsowanych) badań. W tym przypadku zakładając, że znana jest wielkość  $\frac{s}{m}$ , poddaje się każdą badaną część maszyny takiemu obciążeniu, przy którym osiąga ona dopuszczalną temperaturę

nagrzania. Obciążenia maksymalnego nie stosuje się od samego początku badań, ale rozpoczyna się od niskich obciążeń i z chwilą ustalenia się temperatury nagrzania zwiększa się obciążenie itd. aż do uzyskania dopuszczalnej temperatury nagrzania (okres tzw. docierania) i w tych warunkach prowadzi się pomiar aż do zużycia się części. Oczywiście, że okresy  $h_1, h_2, \dots, h_i$  trwania poszczególnych obciążeń  $X_1, X_2, \dots, X_i$  muszą



być dokładnie rejestrowane jak również liczby obrotów, przy których były prowadzone badania. Zapisy te umożliwią bowiem obliczenie całkowitego czasu trwania danej części, a więc:

$$h = h_1 + h_2 \dots h_i$$

i tzw. obciążenie równoważne  $X_E$

$$X_E = \left( \alpha_1 \beta_1 X_1^{\frac{m}{s}} + \alpha_2 \beta_2 X_2^{\frac{m}{s}} + \dots \right)^{\frac{s}{m}} \quad (11)$$

gdzie

$\alpha$  — współczynnik równy stosunkowi czasu pracy  $h_1$  pod obciążeniem  $X_1$  do całkowitego czasu pracy (trwałości)  $h$  pod obciążeniem  $X_E$

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{h}; \quad \alpha_2 = \frac{h_2}{h} \text{ itd.}$$

$\beta$  — współczynnik równy stosunkowi liczby obrotów  $n$ , przy obciążeniu  $X_1$  do liczby obrotów  $n_E$  przy obciążeniu  $X_E$

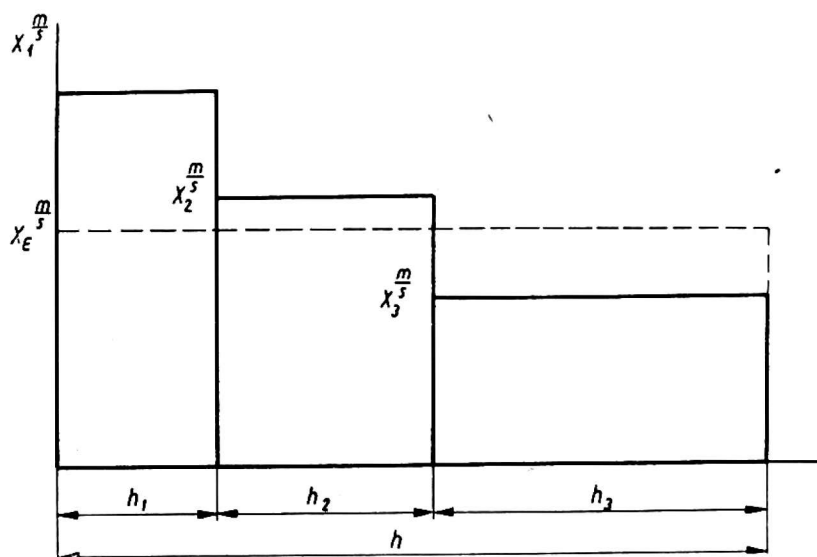
$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_E}; \quad \beta_2 = \frac{n_2}{n_E} \text{ itd.}$$

$X_1, X_2$  itd. — obciążenia, pod działaniem których pozostaje dana część przez odpowiednie okresy  $h_1, h_2$  itd.

W przypadku, kiedy  $n_1 = n_2 = n_3 = \dots n_E$  wyrażenie (11) przyjmie postać:

$$X_E^{\frac{m}{s}} h = X_1^{\frac{m}{s}} h_1 + X_2^{\frac{m}{s}} h_2 + \dots \quad (12)$$

co graficznie można przedstawić jak na rys. 8.



Rys. 8. Graficzne przedstawienie sposobu obliczania obciążenia równoważnego

Wobec tego dla każdego badanego obiektu można wyliczyć wskaźnik obciążalności  $C_i$  posługując się wzorem 9, w którym zamiast  $X$  wstawia się wielkość obciążenia równoważnego  $X_E$ , a więc  $C_i = X_E (n h)^{\frac{s}{m}}$

W pewnych przypadkach jest możliwość w sposób ciągły zwiększać obciążenie do określonej wielkości maksymalnej

$$X_{\text{maks}} = k h_p$$

gdzie

$k$  — szybkość zwiększania obciążenia np. w kG/godz

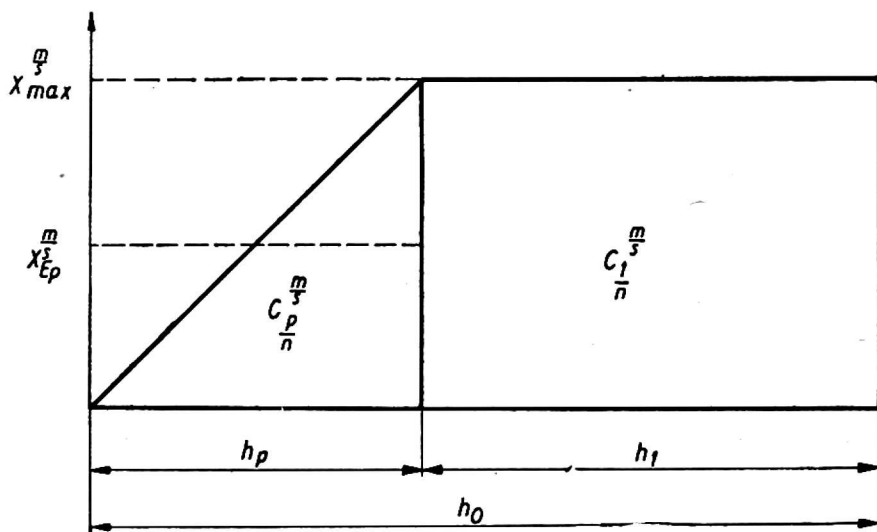
$h_p$  — czas, w ciągu którego zwiększono obciążenie do  $X_{\text{maks}}$  (w godzinach)

Przyspiesza to wykonanie badań, jak również obliczenie wskaźnika  $C$ . Posługując się bowiem wzorami 9 i 11 lub 12 można wyliczyć, że:

$$C_i = \left( C_p^{\frac{m}{s}} + C_i^{\frac{m}{s}} \right)^{\frac{s}{m}}$$

lub

$$\left[ \frac{X_{\text{maks}}^{\frac{m}{s}}}{2} (n h_p) + X_{\text{maks}}^{\frac{m}{s}} (n h_1) \right]^{\frac{s}{m}} = X_{\text{maks}} \left[ n \left( \frac{h_p}{2} + h_1 \right) \right]^{\frac{s}{m}} \quad (13)$$



Rys. 9. Obciążenie równoważne podczas przyspieszonych badań trwałościowych

Zależność tę przedstawiono graficznie na rys. 9. Pozostaje jeszcze wyliczyć średnią wielkość wskaźnika obciążalności  $C_F$  w warunkach badań przeciążeniowych (forsowanych). Wielkością tą jest taka wielkość  $C_i$ , której odpowiada 50% ( $p(x) = 0,5$ ) wyników badań.

W warunkach pracy przeciążeniowej trwałość i niezawodność części ze względu na podwyższoną temperaturę jest nieco mniejsza, dlatego też

do dalszych obliczeń  $C$  w normalnych warunkach eksploatacyjnych należy wprowadzić poprawkę, a mianowicie

$$C = C_F K'_t = C_F e^{a(t_1 - t_2)} \quad (14)$$

gdzie

$a$  — współczynnik wyznaczony doświadczalnie

$t_1$  — temperatura części podczas badań przeciążeniowych (w °C)

$t_2$  — temperatura części podczas długotrwałej pracy w warunkach eksploatacyjnych (w °C)

Zależność 14 może być stosowana w zakresie temperatur nie wywołujących zmian w stanie fazowym materiału. Dla przykładu można podać, że współczynnik  $K'_t$  dla łożysk tocznych w zakresie temperatur 100—250°C wynosi 1—1,4.

### 3.4. Prawdopodobieństwo zużycia i niezawodności maszyn

Obliczenie prawdopodobieństwa zużycia części w innym niż mediana  $h_m$  okresie pracy jest możliwe posługując się następującą zależnością:

$$\lg p(h) h^K = \lg p(h_1) h_1^K = \lg p(h_2) h_2^K = -a \quad (15)$$

W układzie logarytmicznym zależność tę przedstawia linia prosta o równaniu:

$$\lg(-\lg p(h)) = \lg a - K \lg h \quad (16)$$

Podstawiając w to wyrażenie wyniki badań trwałościowych reprezentatywnej partii zużywających się części można za pomocą metody najmniejszych kwadratów obliczyć wielkości  $a$  i  $K$ , a następnie przewidywaną trwałość części w zależności od przyjętego prawdopodobieństwa jej zużycia. W tym celu należy posługiwać się wzorem:

$$h = \left( \frac{-a}{\lg p} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (17)$$

Krzywe całkowite w zależności od wielkości wykładnika potęgowego  $\frac{1}{K}$  mają kształt jak na rys. 10.

Opisany dotychczas tok postępowania umożliwia obliczenie czasu pracy  $h$  według przyjętego prawdopodobieństwa  $p(h)$  tylko jednej, projektowanej części maszyny, a przecież maszyna składa się z wielu części np. samojezdny kombajn zbożowy posiada ponad 2500 części. W takim przypadku rozdziela się poszczególne części maszyny na grupy różniące

się między sobą trwałością. Najlepiej stworzyć takie grupy, których trwałość będzie wielokrotnością trwałości ( $h_1$ ) grupy części najszybciej zużywających się tzn. tak, aby  $h_2 = 2h_1$ ,  $h_3 = 4h_1$ , itd., a odpowiednie wielkości prawdopodobieństw zużycia części wynosiły  $p_{11}$ ,  $p_{22}$ ,  $p_{33}$ , itd. Dla kontynuowania dalszych obliczeń oblicza się prawdopodobieństwo zużycia

poszczególnych grup części w czasie  $h < h_1$  posługując się znanym już wzorem (15), a mianowicie:

$$\lg p_1 = \lg p_{11} \left( \frac{h_1}{h} \right)^k$$

$$\lg p_2 = \lg p_{22} \left( \frac{h_2}{h} \right)^k \quad (18)$$

itd. = ...itd.

Jeżeli w każdej grupie jest odpowiednio  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $w_3$ , ...  $w_z$  części, a w sumie wszystkich zużywających się części w maszynie jest  $W = w_1 + w_2 + \dots + w_z$  to wykorzystując z rachunku prawdopodobieństwa znane twierdzenie o dodawaniu prawdopodobieństw można

obliczyć jakie będzie średnie prawdopodobieństwo zużycia w całej maszynie w czasie  $h$ , a mianowicie:

$$p_s = \frac{p_1 w_1 + p_2 w_2 + \dots + p_z w_z}{W_1 + W_2 + \dots + W_z} \quad (19)$$

Natomiast niezawodność pracy maszyny składającej się z  $W$  zużywających się części będzie równa:

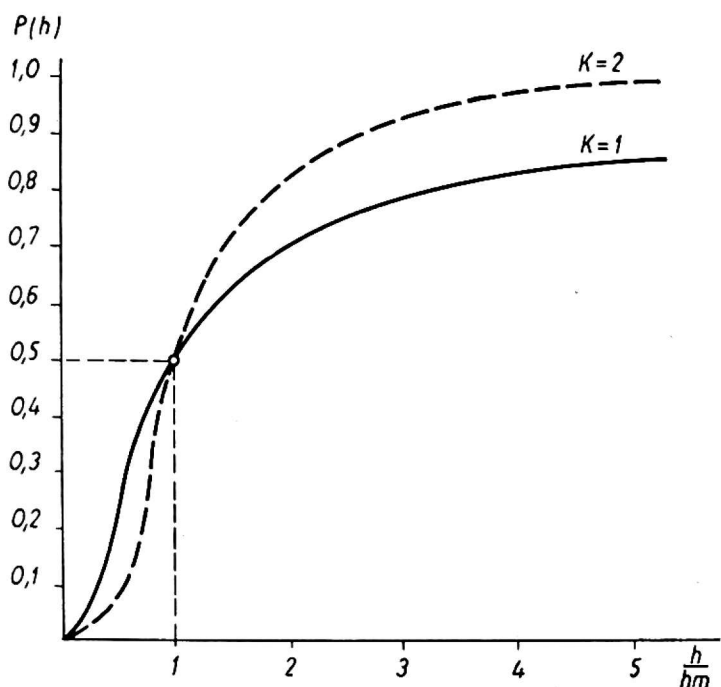
$$P_s = (1 - p_s)^W \quad (20)$$

a w przypadku  $W \longrightarrow \infty$

$$P_s = e^{-p_s W}$$

### 3.5. Wykorzystanie wyników badań trwałościowych oraz teorii trwałości i niezawodności maszyn

Posługiwanie się przedstawionymi wyżej zależnościami umożliwia konstruktorowi przeprowadzenie obliczenia potrzebnych wskaźników



Rys. 10. Krzywe całkowite prawdopodobieństwa trwałości części w zależności od wykładnika  $K$

i współczynników charakteryzujących trwałość i niezawodność pracy maszyny. Kolejność postępowania może być następująca:

1. Na podstawie wstępnego projektu maszyny rozdziela się części zużywalne na grupy według projektowanego bezawaryjnego okresu pracy tzn.  $h_1, h_2, \dots, h_z$ . Dla tych grup części znane są z badań laboratoryjnych normatywne prawdopodobieństwa zużycia  $p_{1N}, p_{2N}, \dots, p_{zN}$  i odpowiadające im czasy pracy  $h_{1N}, h_{2N}, \dots, h_{zN}$ , jak również wielkość wykładnika  $K$ .
2. Jeżeli obliczeniowy czas pracy maszyny ma wynosić  $h$ , to odpowiadające im prawdopodobieństwa zużycia można wyliczyć z zależności

$$\lg p_1 = \lg p_{1N} \left( \frac{h_{1N}}{h} \right)^K$$

$$\lg p_2 = \lg p_{2N} \left( \frac{h_{2N}}{h} \right)^K$$

$$\lg p_z = \lg p_{zN} \left( \frac{h_{zN}}{h} \right)^K$$

3. Z kolei przystępuje się do obliczenia średniego prawdopodobieństwa zużycia części w czasie  $h$

(18)

$$p_s = \frac{p_1 w_1 + p_2 w_2 + \dots + p_z w_z}{W}$$

oraz niezawodności pracy maszyny

$$P_s = (1 - p_s)^W$$

4. Z wzorów (18) wylicza się również prawdopodobieństwo zużycia poszczególnych grup części w odpowiadających im czasach  $h_1, h_2, \dots, h_z$ , a mianowicie:

$$\lg p_{11} = \lg p_{1N} \left( \frac{h_{1N}}{h_1} \right)^K$$

$$\lg p_{22} = \lg p_{2N} \left( \frac{h_{2N}}{h_2} \right)^K$$

⋮

$$\lg p_{zz} = \lg p_{zN} \left( \frac{h_{zN}}{h_z} \right)^K$$

5. Wymagany współczynnik pewności  $X = \frac{h_m}{h}$  (patrz wzór 6) oblicza się ze wzoru:

$$\begin{aligned}
 X_1 &= \frac{h_{1m}}{h_1} = \left( \frac{\lg p_{11}}{\lg p_{1m}} \right)^{\frac{1}{K}} \\
 X_2 &= \frac{h_{2m}}{h_2} = \left( \frac{\lg p_{11}}{\lg p_{2m}} \right)^{\frac{1}{K}} \\
 &\quad \vdots \\
 &\quad \vdots \\
 &\quad \vdots \\
 X_z &= \frac{h_{zm}}{h_z} = \left( \frac{\lg p_{zz}}{\lg p_{zm}} \right)^{\frac{1}{K}}
 \end{aligned}$$

Prawdopodobieństwo zużycia  $p_{1m} = p_{2m} = \dots p_{zm} = 0,5$  odpowiada czasom (medianom)  $h_{1m}, h_{2m}, \dots h_{zm}$ , jaki wytrzyma 50% części w poszczególnych grupach.

6. Teraz już łatwo obliczyć  $N$  czyli liczbę cykli obciążenia poszczególnych części (wzór 6)

$$N_1 = 60 n'_1 h_{1m} = 60 n'_1 x_1 h_1$$

$$N_2 = 60 n'_2 h_{2m} = 60 n'_2 x_2 h_2$$

$$\begin{array}{c}
 \vdots \\
 \vdots \\
 \vdots
 \end{array}$$

$$N_z = 60 n'_z h_{zm} = 60 n'_z x_z h_z$$

7. Na zakończenie pozostają do obliczenia wielkości dopuszczalnych naprężeń lub nacisków według wzorów 2 i 4, a mianowicie:

$$\delta_{\text{maks}} = \frac{2 \delta_{-1N_0} \left( \frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{m}}}{1 + r + \beta (1 + r)}$$

$$p_N = p_0 \left( \frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{u}}$$

Mogą być również takie sytuacje, że obliczenie trzeba będzie przeprowadzać w innej kolejności:

1. Można np. z góry założyć jakąś konkretną wielkość prawdopodobieństwa niezawodności działania maszyny  $P_s$  w czasie  $h$ , odpowiadającym trwałości grupy najszybciej zużywalnych części.
2. Średnie prawdopodobieństwo zużycia części w czasie  $h$  będzie równe

$$P_s = 1 - P_s^{\frac{1}{W}}$$

3. Jeżeli przyjąć równość prawdopodobieństw zużycia wszystkich grup części i zakładając, że im więcej części w grupie, tym większe po-

winno być prawdopodobieństwo zużycia części w tej grupie, można obliczyć ze wzoru 19:

$$\frac{p_1 W_1}{W} = \frac{p_s}{Z}$$

stąd

$$p_1 = \frac{p_s}{Z} \frac{W}{W_1}$$

$$p_2 = \frac{p_s}{Z} \frac{W}{W_2}$$

⋮  
⋮

$$p_Z = \frac{p_s}{Z} \frac{W}{W_z}$$

4. Z kolei ustala się czas obliczeniowy  $h$  pracy maszyny, biorąc pod uwagę czas niezawodnego działania części najszybciej zużywalnych, a mianowicie:

$$h = \left( \frac{\lg p_{1N}}{\lg p} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot h_{1N}$$

5. W dalszym ciągu oblicza się prawdopodobieństwa zużycia dla odpowiednich grup części pracujących w okresach  $h_1$ ,

$$h_2 = 2h_1, h_3 = 4h_1 \text{ itd.}$$

$$\lg p_{11} = \lg p_1 \left( \frac{h}{h_1} \right)^K$$

$$\lg p_{22} = \lg p_2 \left( \frac{h}{h_2} \right)^K$$

⋮  
⋮  
⋮

$$\lg p_{ZZ} = \lg p_Z \left( \frac{h}{h_Z} \right)^K$$

6. Po wyliczeniu powyższych wielkości przystępuje się do obliczenia współczynników pewności  $x_1, x_2, x_3$  itd., oraz liczby cykli  $N_1, N_2, N_3, \dots, N_Z$

Przedstawiona metoda badań trwałościowych i zastosowanie statystyki matematycznej pozwala rozwiązać z dużą dokładnością szereg ważnych problemów technicznych i ekonomiczno-organizacyjnych. Dla przykładu można wymienić:

1. Obliczenie i wskazanie w ilu częściach należy zwiększyć trwałość i niezawodność i o ile, aby maszyna posiadała wymagany współczynnik niezawodności.
2. Obliczenie zapasu trwałości przy przejściu z danych warunków pracy na inne.
3. Określenie dopuszczalnej liczby zużytych części w badaniach kontrolnych.
4. Ustalenie optymalnego okresu trwania nowo-projektowanej maszyny i optymalnej liczby napraw.
5. Opracowanie planu napraw i określenia liczby części zamiennych.

Wymienione zagadnienia są doniosłej wagi, zarówno dla przemysłu, jak i dla rolnictwa, a zagadnień, które mogą być rozwiązane w oparciu o teorię i badania trwałości, jest niewątpliwie znacznie więcej, konieczne jest jedynie odpowiednie przyswojenie sobie tej dziedziny nauki oraz odpowiednie zorganizowanie badań.

#### 4. UWAGI OGÓLNE I WNIOSKI

Z dotychczasowych wyjaśnień wynika, że dla prawidłowego zaprojektowania części maszyny konstruktor musi znać bardzo dokładnie warunki pracy poszczególnych części maszyny. Wymagana jest znajomość zarówno przebiegu zmian obciążenia, jak i czasu trwania poszczególnych wielkości obciążeń. O wymiarach części, ich ciężarze oraz ich awaryjności decydować będzie również racjonalnie wybrany okres trwałości poszczególnych części.

Zebranie tych podstawowych danych do projektowania jest szczególnie trudne w przypadku maszyn rolniczych i ciągników. Maszyny te pracują bowiem pod bardzo różnymi co do wielkości obciążeniami. Są również trudności w dokładnym ustaleniu czasu trwania  $h_1, h_2, h_3$  itd. poszczególnych obciążeń  $X_1, X_2, X_3...$  Wynika to, jak już wspomniano, z różnorodności warunków pracy, jak również (w naszym przypadku) z braku dostatecznej liczby pomiarów sił, momentów, mocy, nacisków, obrotów — w dotychczas już eksploatowanych maszynach, a posiadane wyniki pomiarów (wykresy zmienności obciążeń) nie są w odpowiedni sposób opracowane tak, aby konstruktor mógł w łatwy sposób z nich korzystać. Na domiar złego posiadamy bardzo skąpe dane, co do trwałości poszczególnych części. Jak dotychczas nie prowadzi się u nas badań trwałościowych poszczególnych części i zespołów, a jeżeli nawet można by wymienić kilka wyjątkowych przypadków przeprowadzenia takich badań, to i tak są to niewłaściwie prowadzone badania, bo bez znajomości równoważnego



obciążenia, korelacji pomiędzy symulowanymi (pozorowanymi) warunkami pracy a rzeczywistymi warunkami eksploatacji. Ponadto prowadzi się badania niedostatecznej liczby egzemplarzy. Uwaga ostatnia odnosi się zarówno do trwałościowych badań laboratoryjnych części i zespołów, jak i do badań eksploatacyjnych całych maszyn.

Wydaje się, że w obecnej sytuacji należałoby:

4. 1. Zorganizować w instytutach naukowych IMER i PIMR zespół pracowników, których zadaniem byłoby przyswojenie sobie teorii wytrzymałości zmęczeniowej, zapoznanie się ze stosowanymi w innych gałęziach techniki metodami badań trwałościowych i opracowanie metodyki badań trwałościowych dla ważniejszych części i zespołów zużywalnych w ciągnikach i maszynach rolniczych. Zespół powinien również prowadzić doszkalanie z tego zakresu pracowników inżynieryjno-technicznych zakładów produkujących ciągniki i maszyny rolnicze.

4. 2. W IMER i PIMR należy w jak najszerszym zakresie mierzyć siły, momenty, moce oraz rejestrować warunki pracy ciągników i maszyn rolniczych w celu zebrania podstawowych danych do obliczeń wytrzymałościowych i przeprowadzenia prób trwałościowych oraz ustalenia korelacji pomiędzy warunkami pracy w badaniach stanowiskowych i eksploatacyjnych.

4. 3. W PIMR i IMER rozwinąć prace konstrukcyjne i badawcze nad analizatorami wykresów. Analizatory statystyczne przyspieszą ocenę wyników pomiarów i zwiększą dokładność analizy.

4. 4. Równoległe z tymi pracami projektować i wykonywać stanowiska do badań trwałościowych części i zespołów, tory przeszkód, wzorując się na podobnych stanowiskach i torach stosowanych za granicą lub w kraju w innych dziedzinach techniki. Wyniki z badań stanowiskowych porównywać z danymi zagranicznymi publikowanymi w literaturze fachowej lub z wynikami własnych badań importowanych części, zespołów i całych maszyn.

4. 5. Zwiększyć liczbę egzemplarzy badanej maszyny i zakres badań. We wszystkich instytucjach badawczych należy dążyć do maksymalnego wykorzystania maszyn w okresie badań.

4. 6. Rozwinąć badania podstawowe i technologiczne z zakresu nowych technologii tak, aby stworzyć dla przemysłu perspektywę działania i odpowiednią rezerwę czasu dla projektowania, wypróbowania zespołów na stanowiskach i przebadania prototypów w warunkach eksploatacyjnych. Pośpiech w uruchamianiu produkcji nowych maszyn, skracanie okresu badań są głównymi przyczynami produkcji nie dość nowoczesnych i niezawodnych w działaniu ciągników i maszyn rolniczych.

## S t r e s z c z e n i e

Postęp techniczny w budowie ciągników i maszyn rolniczych jest w dużej mierze uzależniony od poziomu i zakresu prac nauk.-bad. i badań testacyjnych poszczególnych ciągników i maszyn. Obecny stan, poziom i zakres badań nie gwarantują jednak produkcji potrzebnych i odpowiednich dla rolnictwa maszyn, a w szczególności nie ułatwiają produkcji odpowiednio trwałych i niezawodnych maszyn i ciągników.

Dotychczasowy program badań i system wymaga dalszego doskonalenia i rozwinięcia, a w szczególności konieczne jest rozszerzenie badań trwałościowych części, zespołów i całych maszyn. Badania trwałościowe powinny być prowadzone w warunkach laboratoryjnych, pozorowanych oraz w normalnych warunkach eksploatacyjnych. W wielu krajach badania takie prowadzi się na szeroką skalę stosując odpowiednie stanowiska pomiarowe, tory przeszkód i długotrwałe badania eksploatacyjne. Prototypy ciągników firmy Massey-Ferguson muszą np. przepracować w normalnych warunkach eksploatacyjnych 3000 godzin, a prototypy kombajnów zbożowych muszą dokonać zbioru z 1200 ha. Maszyny produkowane seryjnie są wrywkowo badane na torze przeszkód np. kombajn samojezdny przez 150 godzin, przetrząsaczo-zgrabiarki — 80 godzin.

Podstawową jednak sprawą są przyspieszone badania stanowiskowe części i zespołów maszyn. Wyniki tych badań pozwalają w szybki sposób nie tylko doskonalić konstrukcję i technologię produkcji maszyn, zwiększać niezawodność maszyn, ale również zwiększać stopień unifikacji maszyn. Rezultatem badań trwałościowych jest wyznaczenie tzw. wskaźnika obciążalności  $C$  danej części:

$$C = X (n' h_m)^{\frac{s}{m}} \quad (1)$$

gdzie

- $C$  — wskaźnik obciążalności. W przypadku łożysk tocznych nazywany nośnością ruchową łożyska w kG
- $X$  — obciążenie rzeczywiste w kG, kGm itp.
- $n'$  — liczba cykli naprężeń na minutę
- $h_m$  — trwałość 50% części w godzinach
- $\frac{s}{m}$  — wykładnik potęgowy

Z powyższej zależności można każdorazowo wyliczyć, jaka będzie trwałość części, czyli ile cykli obciążeń  $(n' h_m)$  wytrzyma 50% części przy danym obciążeniu  $X$ .

Odpowiednio opracowane wyniki z badań trwałościowych pozwalają określić prawdopodobieństwo zużycia części w założonym okresie pracy

części lub maszyny oraz ich niezawodność działania. Wykorzystuje się przy tym następujące zależności:

$$\lg p(h)h^K = \lg p(h_1)h_1^K \quad (2)$$

gdzie

$h, h_1$  — okresy pracy w godzinach

$p(h), p(h_1)$  — odpowiadające prawdopodobieństwa zużycia części

oraz

$$p_s = \frac{p_1 w_1 + p_2 w_2 + \dots + p_z w_z}{W} \quad (3)$$

$$P_s = (1 - p_s)^W \quad (4)$$

gdzie

$p_s$  — śr. prawdopodobieństwo zużycia części w maszynie w  $h$

$P_s$  — niezawodność maszyny

$p_1 p_2 \dots p_z$  — prawdopodobieństwo zużycia poszczególnych grup części

$w_1 w_2 \dots w_z$  — liczba części w poszczególnych grupach

$W$  — ogólna liczba części zużywalnych w maszynie

W wielu przypadkach dla skrócenia okresu badań trwałościowych należy stosować metodę badań przeciążeniowych, forsowanych, podczas których zwiększa się obciążenie części do wielkości ograniczonej dopuszczalną temperaturą nagrzania. Wskazane jest, aby obciążenie maksymalne było osiąganе stopniowo, zaczynając od wielkości stosunkowo małych (okres docierania). Każdorazowe zwiększenie obciążenia powinno następować dopiero po ustaleniu się temperatury badanej części. W rezultacie takiego sposobu obciążania do obliczeń trwałości części i wskaźnika obciążalności należy posługiwać się tzw. obciążeniem równoważnym:

$$X_E = \left( \alpha_1 \beta_1 X_1^{\frac{m}{s}} + \alpha_2 \beta_2 X_2^{\frac{m}{s}} \dots \right)^{\frac{s}{m}} \quad (5)$$

gdzie

$X_E$  — obciążenie równoważne

$\alpha$  — współczynnik równy stosunkowi czasu pracy  $h_1$  pod obciążeniem  $X_1$  do całkowitego czasu pracy (trwałości)

$h$  pod obciążeniem  $X_E$  i  $\alpha_1 = \frac{h_1}{h}$ ,  $\alpha_2 = \frac{h_2}{h}$  itd.

$\beta$  — współczynnik równy stosunkowi liczby obrotów  $n$  przy obciążeniu  $X_1$  do liczby obrotów  $n_E$  przy obciążeniu

$X_E$   $\beta_1 = \frac{n_1}{n_E}$   $\beta_2 = \frac{n_2}{n_E}$  itd.

$X_1, X_2$ , itd. — obciążenia, pod działaniem których pozostaje dana część przez odpowiednie okresy  $h_1, h_2 \dots$

Przedstawiona metoda badań trwałościowych i zastosowanie statystyki matematycznej pozwala rozwiązać z dużą dokładnością szereg ważnych problemów technicznych i ekonomiczno-organizacyjnych. Dla przykładu można wymienić:

1. Obliczenie i wskazanie w ilu częściach należy zwiększyć trwałość i niezawodność i o ile, aby maszyna posiadała wymagany współczynnik niezawodności.
2. Obliczenie zapasu trwałości przy przejściu z danych warunków pracy na inne.
3. Określenie dopuszczalnej liczby zużytych części w badaniach kontrolnych.
4. Ustalenie optymalnego okresu trwania nowoprojektowanej maszyny i optymalnej liczby napraw.
5. Opracowanie planu napraw i określenie liczby części zamiennych.

Wymienione zagadnienia są doniosłej wagi, zarówno dla przemysłu, jak i dla rolnictwa, a zagadnień, które mogą być rozwiązane w oparciu o teorię i badania trwałości jest niewątpliwie znacznie więcej, konieczne jest jedynie odpowiednie przyswojenie sobie tej dziedziny nauki oraz odpowiednie zorganizowanie badań.

#### LITERATURA

1. Jowan Daniel — Rezultaty opytow prowadzonych po rozwitii sposobow issledowania potier pri kombajnach. Nauczno-Isledowatielskij Institut Sielskowo-Choziaistwa. Budapest 1961—62.
2. A. A. Iwanow — Ispytania traktorow i sielskochaziajstwiennych maszin w Anglii i Kanadie. Mechanizacja i elektryfikacja socjalistycznego sielskiego choziajstwa 1/1956 — str. 58—60.
3. M. I. Kleekin, M. M. Tenenbaum — Niekotoryje woprosy powyszenia nadzieźnosti i dołgowiecznosti s-ch techniki. Traktory i sielchozmasziny 8/1964.
4. W. Moszyński — Wykład elementów maszyn — Cz. I. PWT, Warszawa 1955 r.
5. W. N. Treier — Teoria dołgowiecznosti i nadzieźnosti maszin. Mińsk 1964 r.
6. Praca zbiorowa — Zakłóczitielnyj protokol mieźdunarodnych srawnitielnych ispytanii maszin dla oczistki towarowo zierna. Nauczno-Isledowatielskij Institut Sielskowo-Choziaistwa. Budapest 1961 r.
7. Praca zbiorowa — Łoźyska toczne. Poradnik techniczny. Wydawnictwa Handlu Zagranicznego, Warszawa 1956 r.

R. F a f a r a

## METHODS OF ACCELERATED INVESTIGATIONS ON DURABILITY AND RELIABILITY OF AGRICULTURAL TRACTORS AND MACHINES

## S u m m a r y

Technical progress in building tractors and agricultural machines depends on level and scope of scientific and test researches of particular tractors and agricultural machines. The present level and scope of those researches do not guarantee production of lasting and reliable agricultural machines and tractors.

Up-till-now programme and system of researches demand further improvement and development. A particular necessity is to enlarge the scale of researches concerning durability of parts, units and whole machines. The researches of durability should be performed in dummy conditions in laboratories as well as in normal exploitable conditions. Such researches are conducted on a wide scale in a number of countries by means of measuring stands, obstacle tracks, and long researches of exploitation. Prototypes of tractors manufactured by Massey-Ferguson have to be used in normal exploitable conditions for 3000 hours while prototypes of combine-harvesters have to harvest 1200 ha. Serial production machines are tested at random on obstacle track hay tedder for 80 hours.

However, the principle tests are those performed on measuring stands of parts and sets of machines. The results of these tests permit not only to improve construction and technology of production, the reliability of machines but also to increase unification of machines. Durability tests result in defining so called load factor  $C$  of certain part of machine:

$$C = X (n' h_m)^{s/m} \quad (1)$$

where

- $C$  — load factor. In case of rolling bearing called motion bearing capacity in kG
- $X$  — real load in kG, kGm etc
- $n'$  — number of stresses cycles per minute
- $h_m$  — durability of parts (50%) in hours
- $s/m$  — exponent.

The above equation permits to calculate durability of parts or in other words how many load cycles  $(n' h_m)$  endures 50% of parts at a given load  $X$ .

Properly elaborated results of durability tests permit to define probability of wear of parts in a certain period of time. It is also possible to calculate the reliability of a part of machine. For that purpose the following equations are used:

$$\lg \cdot p(h)h^k = \lg p(h_1)h^k \quad (2)$$

where

$h, h_1$  — period of time in hours.

$p(h), p(h_1)$  — corresponding probability of weariness of parts, and

$$p_s = \frac{p_1 w_1 + p_2 w_2 + \dots + p_z w_z}{W} \quad (3)$$

$$P_s = (1 - p_s)^W \quad (4)$$

where

$p_s$  — average probability of weariness of parts in a machine during a period  $h$

$P_s$  — reliability of machine

$p_1, p_2 \dots p_z$  — probability of weariness of particular parts or sets

$w_1, w_2 \dots w_z$  — number of parts in particular groups

$W$  — total number of wearable parts in a machine.

In various cases the durability tests may be shortened by usage of an overload method. The load of particular parts is then increased to the value limited by allowable temperature of heating. It is suggested that maximum load should be put slowly starting with comparatively small weights (period of running in). Each increase of load should follow after the temperature of the tested part is stabilized. Such method of loading permits to use so called equivalent load for calculating durability of a part and load capacity factor:

$$X_E = \left( x_1 \beta_1 X_1^{\frac{m}{s}} + x_2 \beta_2 X_2^{\frac{m}{s}} \right)^{\frac{s}{m}}$$

where

$X_E$  — equivalent load

$a$  — factor equal to a proportion of period of work  $h_1$  under a load  $X_1$  and whole time of work (durability)  $h$  under a load  $X_E$  and  $a_1 = h_1/h, a_2 = h_2/h$  etc.

$\beta$  — factor equal to a proportion of a number of revolutions  $n$  under a load  $X_1$  and revolutions  $n_E$  under a load  $X_E$

$\beta_1 = n_1/n_E, \beta_2 = n_2/n_E$  etc.

$X_1, X_2$  etc. — loads which act upon a part being tested during a certain period of time  $h_1, h_2 \dots$

The method presented above and application of statistic mathematics permit to solve with a great precision important problems of technical, economic, and organizational nature. To give an example we may mention:

1. Calculation and indication of certain increase of durability and reliability in certain parts in order to attain a required reliability factor for a machine.
2. Calculation of reserve of durability while the working conditions are changed.
3. Defining the permissible of worn parts during control tests.
4. Defining an optimum period of usage of a new-designed machine as well as optimum number of reparations.
5. Elaboration of repair plan and defining the quantity of spare parts.

The above mentioned problems are important both for industry and agriculture. However, there are a lot of other problems which may be solved on the bases of durability theory and researches. It is necessary, however, to assimilate properly this branch of science and to organize correctly the researches.

Р. Ф о н ф а р а

## МЕТОДЫ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН НА ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ

Р е з ю м е

Технический прогресс в развитии конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин в большой степени зависит от уровня и объема научных исследований и испытаний отдельных тракторов и машин. Однако, существующее положение, уровень и объем испытаний не гарантируют производства нужных для сельского хозяйства машин, а в частности не содействуют производству соответствующе прочных и надежных машин и тракторов.

Существующая программа и система испытаний требуют дальнейшего совершенствования и развития; особенно должны быть расширены испытания на прочность отдельных деталей, узлов и целых машин. Испытания на прочность должны проводиться в лабораторных условиях, искусственных, а также и в нормальных условиях эксплуатации. Во многих странах такие испытания проводятся в широком объеме, используя для этого соответствующие стенды, испытательные дорожки и продолжитель-

ные эксплуатационные испытания. Прототипы тракторов фирмы Масы-Фергусон должны напр. проработать в нормальных эксплуатационных условиях 3000 часов, а прототипы зерновых комбайнов произвести уборку с площади 1200 га. Машины серийного производства испытываются по жребию на испытательной дорожке, причем самоходный комбайн в течение 150 часов, грабли-ворошилки — 80 часов.

Основными, однако, являются ускоренные испытания деталей и узлов на стендах. Результаты этих испытаний дают возможность не только быстро совершенствовать конструкцию машин и технологию их производства, увеличивать надежность машины, но также увеличивать степень унификации машины. Результатом испытаний на прочность является определение т. н. показателя загрузки данной детали:

$$C = X (n'h_m)^{\frac{s}{m}} \quad (1)$$

где

$C$  — коэффициент загрузки. В случае подшипников качения показатель этот называется работоспособностью.

$X$  — действительная нагрузка в кг, кгм и. т. п.

$n'$  — число циклов напряжения в минуту

$h_m$  — прочность 50% деталей в часах

$\frac{s}{m}$  — показатель степени

Из приведенной формулы всегда можно рассчитать, какая будет надежность деталей, т. е. сколько циклов нагрузки ( $n'h_m$ ) выдержит 500 деталей при данной нагрузке  $X$ .

Обработанные соответствующим образом данные испытаний на прочность, дают возможность определить вероятность износа деталей в течение принятого периода работы детали либо машины, а также их надежность в работе.

При этом используются следующие зависимости:

$$\lg p(h) h^K - \lg p(h_1) h_1^K \quad (2)$$

где

$h_1 h_1$  — период работы в часах

$p(h), p(h_1)$  — соответствующая вероятность износа деталей,

а также

$$p_s = \frac{p_1 w_1 + p_2 w_2 + \dots + p_z w_z}{w} \quad (3)$$

$$P_s = (1 - p_s)^w \quad (4)$$

где

$p_z$  — средняя вероятность износа деталей в машине за время  $h$



$P_s$  — надежность машины

$p_1 p_2 \dots p_z$  — вероятность износа отдельных групп деталей

$w_1, w_2 \dots w_z$  — количество деталей в отдельных группах

$W$  — общее количество изнашивающихся в машине деталей.

Во многих случаях с целью сокращения периода испытаний на прочность следует производить испытания по методу перегрузки, форсировки, при которых увеличивается нагрузка на детали до величины, ограничиваемой допускаемой температурой нагрева. Рекомендуется довести максимальную нагрузку постепенно, начиная от относительно небольших величин (период обкатки). Во всех случаях увеличение нагрузки следует производить только лишь после того, как установится температура испытываемой детали. В результате такого способа загрузки, при расчёте прочности детали и показателя загрузки, следует пользоваться т. н. эквивалентной нагрузкой

$$X_E = \left( \alpha_1 \beta_1 X_1^{\frac{m}{s}} + \alpha_2 \beta_2 X_2^{\frac{m}{s}} \dots \right)^{\frac{s}{m}} \quad (5)$$

где

$X_E$  — эквивалентная нагрузка

$\alpha$  — коэффициент равен отношению времени работы  $h_1$  под нагрузкой  $X$ , по всему времени работы (прочности)  $h$  под нагрузкой  $X_E$  и  $\alpha_1 = \frac{h_1}{h}$   $\alpha_2 = \frac{h_2}{h}$  и т. д.

$\beta$  — коэффициент равен отношению числа оборотов при нагрузке  $X_1$  к числу оборотов  $n_E$  при нагрузке  $X_E$

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_E}, \quad \beta_2 = \frac{n_2}{n_E} \text{ и т. д.}$$

$X_1, X_2$  и т. д. — нагрузка, действующая на данную деталь в течение периода  $h_1, h_2 \dots$

Представленный метод испытаний на прочность с применением математической статистики дает возможность решать с большой точностью ряд важных технических и организационно-экономических проблем. В качестве примера можно привести:

1. Вычисление и указание в скольких деталях следует увеличить прочность и надежность и насколько, чтобы машина обладала необходимым коэффициентом надежности.
2. Вычисление запаса прочности при переходе из одних условий работы в другие.
3. Определение допустимого количества изнашиваемых деталей в контрольных испытаниях.

4. Определение оптимального срока службы новопроектируемой машины и оптимального числа ремонтов.
5. Разработка плана ремонта и определение числа запасных деталей.

Перечисленные вопросы имеют существенное значение как для промышленности, так и для сельского хозяйства. Что касается вопросов, которые могут быть разрешены на основе теории и испытаний на прочность, то их имеется, несомненно, значительно больше; необходимо единственно надлежащим образом усвоить эту область науки и соответствующим образом организовать испытания.