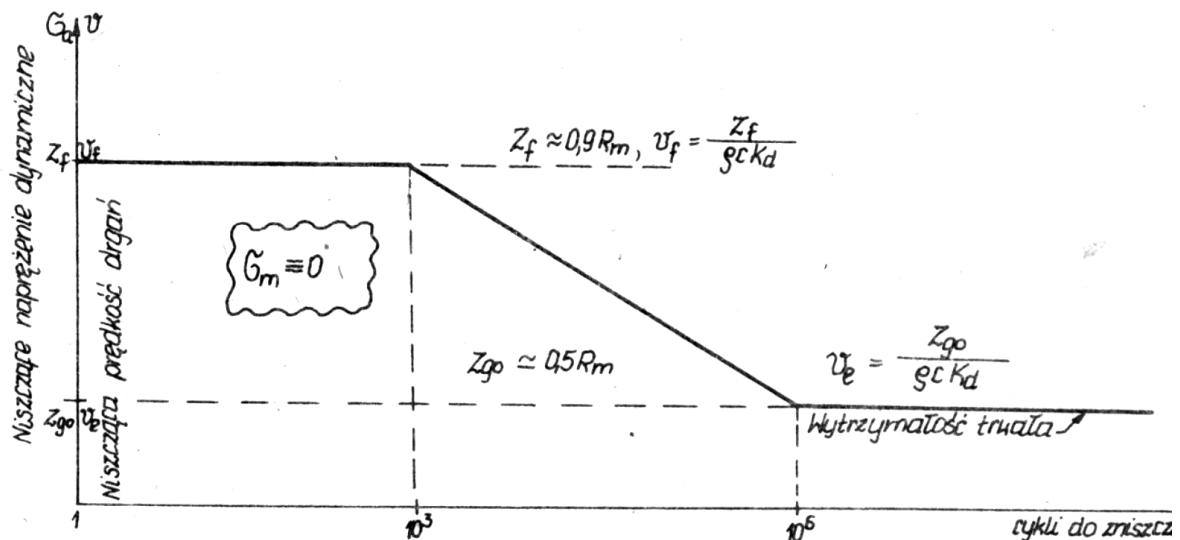


2.3.2. Zużycie zmęczeniowe

Miara obciążenia mechanicznego elementu konstrukcji jest panujące w i im naprężenie, które prawie zawsze można rozdzielić na dwie składowe: σ_m - średnie ustalone naprężenie robocze, $\sigma_a(t)$ - naprężenie dynamiczne - drganiowe o wartości średniej równej zeru. Tak więc naprężenie całkowite będzie:

$$\sigma_c(t) = \sigma_m + \sigma(t) \quad (2.12)$$

Z kursu wytrzymałości materiałów wiadomo, że gdy naprężenie dynamiczne jest zerowe $\sigma_a(t) = 0$, a naprężenie robocze σ_m nie przekracza wytrzymałości doraźnej na rozerwanie $\sigma_c = \sigma_m < R_m$, to trwałość (zdolność do przenoszenia obciążenia w zadanym czasie i warunkach) elementu jest nieograniczona. Przyczynę ograniczonej trwałości jest występowanie naprężenia dynamicznego o amplitudzie większej od granicy zmęczenia Z_{G0} , ($\sigma_a > Z_{G0}$). Sytuację tę dobrze ilustruje uogólniony wykres Wohlera [77,36], który dla stopów żelaza na postać jak na rysunku 2.15.



Rys.2.15. Uogólniony wykres Wohlera dla stopów stali w kategoriach dynamicznego naprężania niszczącego oraz odpowiadającej nieniszczącej prędkości drgań dla $\sigma_m = 0$ [37]

Jak się okazuje, naprężenie dynamiczne w elemencie drgającym dowolnie lecz stacjonarnie można wyrazić za pomoce prędkości drgań elementu [37]:

$$\sigma_a = \hat{V} \rho c K_d \quad (2.13)$$

gdzie: \hat{V} - jest szczytowe amplitudę prędkości drgań mierzone w miejscu maksymalnych odkształceń dynamicznych, ρ - gęstość masy materiału, $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ - jego prędkość dźwięku,

K_d - współczynnik dynamiczny zależny od koncentracji energii dynamicznej ($K_d = 1 \div 3$, ogólnie $K_d = 1$ dla elementów małych, $K_d > 1$ dla elementów o dużej rozpiętości w stosunku długości fali drgań w materiale). Korzystając z powyższej zależności można przeliczyć graniczne naprężenie zmęczeniowe Z_{G0} na graniczną prędkość drgań v_e wytrzymałości trwałej

$$V_e = \frac{Z_{go}}{\rho c K_d} \quad (2.14)$$

przy czym w tej postaci odnosi się ona dla próbek materiału. Dla elementów konstrukcyjnych wartość (2.14) należy podzielić przez odpowiedni współczynnik bezpieczeństwa, czym dalej nie będziemy się zajmować. Na ogół naprężenia robocze elementów maszyn są różne od zera, $\sigma_M \neq 0$, stąd też należy jeszcze uwzględnić ten fakt za pomocą najprostszej hipotezy, np. Goodmana [36]. otrzymując:

$$V_{em} = \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right) V_e = \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right) \frac{Z_{go}}{\rho c K_d} \quad (2.15)$$

gdzie R_m jest wytrzymałością doraźną materiału.

Z przytoczonych wyżej faktów eksperymentalnych i ich uproszczonego zapisu analitycznego wynika jasno przyczynowy związek między zjawiskiem zmęczenia a drganiami. Drgania są tutaj powodem wystąpienia zjawiska, a jednocześnie miarę jego intensywności (patrz np. 2.15), gdyż im większa amplituda drgań, tym mniejsza żywotność drgającego elementu. Na każdy cykl zmiennego obciążenia następuje pewien przyrost dl długości szczeliny zmęczeniowej, który można wyrazić wg prawa Parisa [33]:

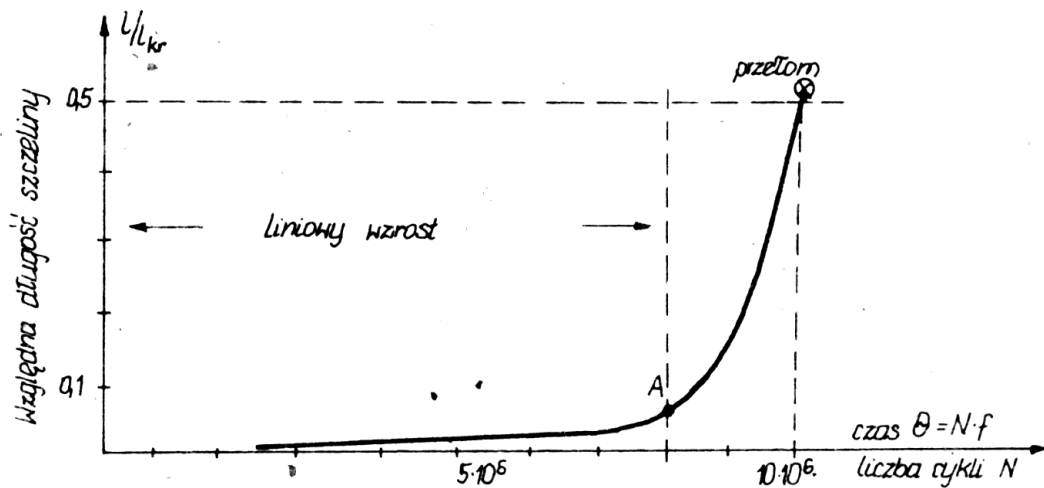
$$\frac{dl}{dN} = c_3 (\Delta K)^g \cong c_3 (\Delta \sigma \sqrt{l})^g \quad (2.16)$$

gdzie: $C_{3,g}$ to stałe materiałowe, zaś ΔK - znany już zakres intensywności naprężeń, $\Delta K \cong \Delta \sigma \sqrt{l}$. Według Kocańdy [46] wzór ten przy stałym σ_a może mieć nieco inną postać:

$$\frac{dl}{dN} = c_3 \sigma_{\max}^n = c_3 (\sigma_m + \sigma_a)^n$$

gdzie: σ_m - naprężenie robocze, σ_a - amplituda naprężenia dynamicznego.

Efekt kumulacyjny tego wzrostu szczeliny w funkcji liczby cykli N (lub czasu zużycia $\theta = N \cdot f$, f - częstotliwość obciążeń) przedstawia rysunek 2.16 zaczerpnięty z [38].



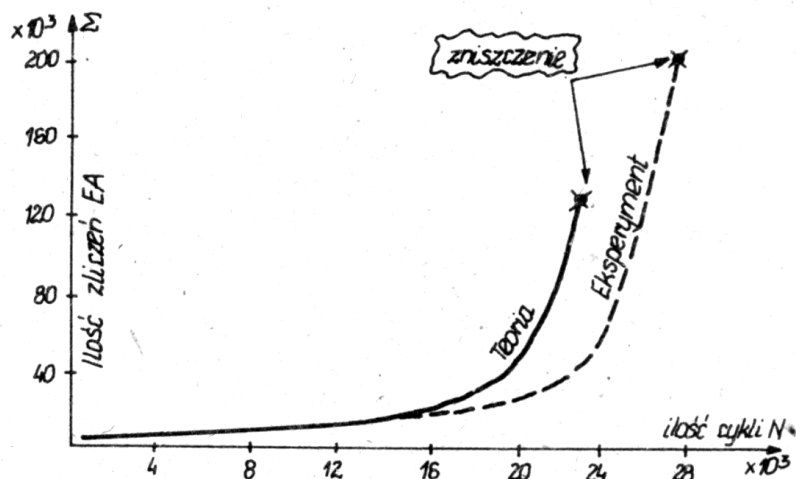
Rys.2.16. Głębokość szczelin zmęczeniowych w materiale w funkcji liczby cykli zmian naprężenia lub czasu eksploatacji [38]

Jak widać z rysunku, utrata spoiwości elementu następuje prawie natychmiastowo. Jeśli długość (głębokość) szczeliny zmęczeniowej osiągnie połowę wymiaru krytycznego elementu. W procesie pęknięcia można tu wyróżnić dwa etapy: prawie liniowy wzrost długości szczeliny oraz prawie eksponentialny-katastrofalny przyrost długości, prowadzący wprost do zniszczenia. Jest to cecha charakterystyczna większości procesów zużyciowych, a nawet zmiany amplitudy drgań maszyn w procesie zużywania się.

Każdy elementarny przyrost długości szczeliny (wzór 2.16, rys.2.16) jest, jak wiadomo (patrz punkt 2.1.11) źródłem fali sprężystej, czyli emisji akustycznej (EA), a liczbę zdarzeń EA na cykl można wyrazić wzorem (2.11a).

$$\frac{d\Sigma}{dN} = c_2 (\Delta K)^{s_2} \quad (2.11a.)$$

Ponieważ K jak i ΔK jest funkcją długości szczeliny (patrz 2.12) co doprowadziło do prawie eksponentialnego jej przyrostu (patrz wzór (2.16) i rysunek 2.16), to podobny przebieg w funkcji ilości cykli będzie miała sumaryczna ilość zliczeń Σ w funkcji liczby cykli obciążenia zmęczeniowego (patrz rys.2.17). Łatwo to sprawdzić jakościowo podstawiając oszacowanie liczby impulsów EA (2.9) do ostatniej relacji (2.11a). Widać z powyższego, że emisja akustyczna jest dobrym odzwierciedleniem i odwzorowaniem procesu niszczenia zmęczeniowego.



Rys.2.17. Porównanie teorii z eksperymentem zliczeń EA podczas próby zmęczeniowej [34]

W podsumowaniu i powiązaniu z rysunkiem 2.14 można więc powiedzieć, że obserwując drgania nisko częstotliwościowe mamy ocenę przyczyn zmęczenia (natomiast obserwując proces WA z drugiego końca wykresu, czyli EA, mamy ocenę skutków niszczenia zmęczeniowego).

Jako ciekawostkę warto tu podać udane próby oceny energii drganiowej zakumulowanej przez próbkę dla zajścia zniszczenia zmęczeniowego. Według [39] energię potrzebne do zniszczenia W_f , przy danej amplitudzie naprężeń σ_f i liczbie cykli N_f , można oszacować z wzoru

$$W_f = k\sigma_f^2 N_f \quad (2.17)$$

gdzie k jest współczynnikiem proporcjonalności zależnym od rodzaju materiału. Jest to więc już pewna podstawa do oszacowań resztkowej wytrzymałości materiału, co doskonale można badać za pomocą EA. Wracając do głównego nurtu rozważań o zjawisku zmęczenia trzeba stwierdzić, że dotychczas mówiliśmy jedynie o zmęczeniu zachodzącym w objętości materiału, zaś równie często proces zmęczenia ma charakter w większości powierzchniowy, jak np. w przekładniach zębatych lub łożyskach tocznych, gdzie dominują obciążenia dynamiczne warstwy wierzchniej elementu. Ten typ zmęczenia powierzchniowego nosi specjalne nazwę pittingu [28], a jego natura jest podobna jakościowo do zmęczenia objętościowego z modyfikacjami zależnymi od stanu warstwy wierzchniej i rodzaju czynnika smarującego. Generalne prawidłowość oddaje tu dobrze empirycznie ustanowiona zależność przez Lundgrena-Palograma w badaniach nad łożyskami tocznymi

$$p^3 N_f = const. \quad (2.18)$$

gdzie p - jest naciskiem jednostkowym, zaś N_f - liczbę cykli obciążenia do zniszczenia.

Wiedząc to nie będziemy się dalej tym zajmować odsyłając zainteresowanych do literatury szczegółowej [np. 28]. Podsumowując nasze rozważania o zużyciu zmęczeniowym można stwierdzić, że jego intensywność jest wprost proporcjonalna do obciążeń roboczych σ_M i prędkości drgań elementu v . Skutkiem zaś zachodzącego zmęczenia jest wzrost mikro uszkodzeń i szczelin, który da się obserwować za pomoce emisji akustycznej dobrze odwzorowującej zmęczenie.