ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2003
Seria: TRANSPORT z. 50 Nr kol. 1607

Zbigniew STANIK, Kazimierz WITASZEK, Mirosław WITASZEK

WPŁYW WYBRANYCH WARUNKÓW WSPÓŁPRACY KRZYWEK I POPYCHACZY NA ICH ZUŻYCIE

Streszczenie. W praktyce występują przypadki awaryjnego zużycia elementów samochodowych silników spalinowych, a zwłaszcza pary ciernej krzywka - popychacz. Możliwymi przyczynami takiego zużycia mogą być niewłaściwe warunki pracy skojarzenia. W niniejszej pracy badano wpływ wybranych warunków współpracy, takich jak szerokość styku i współczynnik tarcia, na zużycie krzywek samochodowych wałków rozrządu. W analizie wyników wykorzystano matematyczny model zużycia zbudowany na podstawie założeń analizy wymiarowej.

INFLUENCE OF SELECTED INTERACTION CONDITIONS OF CAMS AND PUSHERS ON THEIR WEAR

Summary. Examples of catastrophically worn automotive engines, especially cams and pushers are still present in service. This wear can be caused by wrong working conditions of elements of his tribological pair. In this paper influence of such working conditions such as contact length and a coefficient of friction on cams' wear has been researched. Mathematical model of wear has been used for analyses. This model has been built on the basis of rules of dimensional analysis.

1. WPROWADZENIE

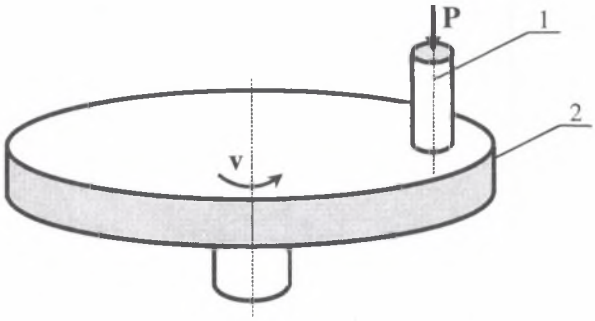
Zużycie elementów pary ciernej silników samochodowych, krzywka – popychacz, cechuje się z reguły niewielką intensywnością, która zapewnia im wysoką trwałość. Taki stan jest następstwem wielu dziesiątków lat prac nad opracowaniem ich kształtu oraz właściwym doborem materiału, a także odpowiednim doborem środków smarnych. Mimo to w praktyce występują przypadki przyśpieszonego zużywania się tych elementów. Mogą one nadawać się do wymiany już po przebyciu przez samochód kilkuset kilometrów [1]. Oznacza to spadek ich trwałości aż o trzy rzędy wielkości. Stan taki określa się jako zużycie awaryjne. Przyczyn tego zjawiska poszukuje się wśród czynników materiałowych i warunków pracy pary ciernej [2, 3].

W pracy [4] przeanalizowano wpływ twardości krzywek i popychaczy na ich zużycie wykorzystując matematyczny model zużycia zbudowany zgodnie z założeniami analizy wymiarowej. Jego współczynniki liczbowe dobrano na podstawie wyników laboratoryjnych badań zużycia próbek wykonanych z materiałów stosowanych na krzywki i popychacze. Wyniki obliczeń modelowych potwierdziły istotny wpływ twardości elementów omawianej pary ciernej na ich zużycie. W niniejszej pracy zbadano wpływ wybranych warunków

współpracy pary ciernej na możliwość powstania awaryjnego zużycia krzywek. Warunki współpracy wybrano opierając się na wynikach badań zamieszczonych w pracy [3].

2. BADANIA ZUŻYCIA

Model zużycia opracowano na podstawie badań próbek z żeliwa sferoidalnego. Wykorzystano do tego stanowisko T-01M skonstruowane w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu, pracujące w układzie trzpień – tarcza przy tarciu ślizgowym, co przedstawia schematycznie rys. 1.



Rys. 1. Schemat układu badawczego stanowiska T01M
1 - próbka, 2 - przeciwpróbka, P - obciążenie, v - prędkość obwodowa
Fig. 1. Scheme of testing system of T-01M machine
1 - specimen, 2- counter specimen, P - load, v - peripheral speed

Próbki w kształcie trzpienia o średnicy 8 mm i długości 40 mm wykonano z żeliwa sferoidalnego EN-GJS-900-2 (norma PN-EN 1563:2000). Aby zapewnić zbliżone warunki współpracy do pary trybologicznej krzywka – popychacz, końcówkę próbki wykonano w formie czaszy kulistej, o promieniu 1,5 mm. Próbki poddano hartowaniu uzyskując trzy zakresy twardości: 37 do 38 HRC, 43 do 44 HRC i 53 do 55 HRC. Przeciwpróbki w kształcie tarczy o wymiarach $\phi 46 \times 4$ mm wykonano z żeliwa szarego EN-GJ-250, stosowanego na popychacze, hartując je przed pomiarami do twardości 46 do 48 HRC. Skład chemiczny materiału próbek i przeciwpróbek przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Skład chemiczny materiału próbek i przeciwpróbek

Element	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Mg	Cu
Trzpień	3,38	2,65	0,50	0,02	0,01	0,05	-	-	0,025	0,11
Tarcza	3,35	2,40	0,78	0,10	0,04	1,05	0,42	0,46	-	0,10

Badania prowadzono przy obciążeniu P = 49,05 N, w warunkach tarcia technicznie suchego oraz przy smarowaniu olejem silnikowym Aquila SG/CD 15W/40. Wielkość zużycia mierzono metodą optyczną poprzez rejestrację śladu wytarcia, a następnie komputerowy pomiar jego powierzchni [1, 5].

3. MODEL ZUŻYCIA KRZYWEK

Model zużycia krzywek został zbudowany zgodnie z założeniami analizy wymiarowej czynników materiałowych i parametrów opisujących warunki współpracy elementów pary ciernej krzywka popychacz. W wyniku przeprowadzenia tej analizy zgodnie z procedurą podaną w pracy [6] otrzymano cztery bezwymiarowe wielkości K_i zwane kryteriami podobieństwa:

$$K_1 = \frac{Z}{l},\ K_2 = \frac{p_0}{H_1},\ K_3 = \frac{H_2}{H_1},\ K_4 = \mu, \tag{1}$$

gdzie:

Z - zużycie liniowe, mm,

p_0 - maksymalny nacisk Hertza na powierzchni styku, MPa,

H_1, H_2 - twardości elementów pary ciernej (odpowiednio rozpatrywanego i współpracującego), jednostki HB,

l - droga tarcia, mm,

μ - współczynnik tarcia.

Na podstawie wyżej wymienionych kryteriów opracowano zależność opisującą intensywność zużycia [1]:

$$\frac{Z}{l} = a_0 \left(\frac{p_0}{H_1}\right)^{a_1} \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{a_2} \mu^{a_3}, \tag{2}$$

gdzie: a_0, a_1, a_2, a_3 są współczynnikami obliczonymi metodą analizy regresji na podstawie wyników badań laboratoryjnych. Wyniki tych obliczeń zamieszczono w tabeli 2.

Tabela 2

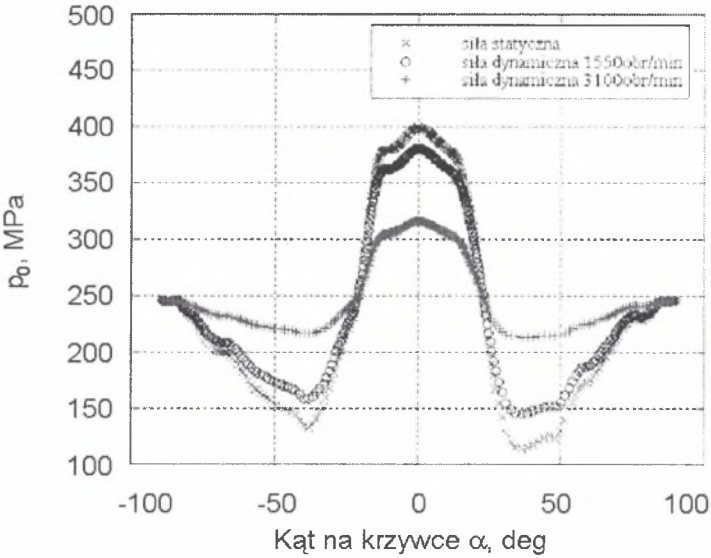
Współczynniki modelu zużycia

Współczynnik a_i	Wartość średnia	Odchylenie standardowe
$\ln a_0$	-11,39	0,36
a_0	$1{,}13 \cdot 10^{-5}$	-
a_1	1,00	0,11
a_2	2,69	0,42
a_3	3,23	0,13

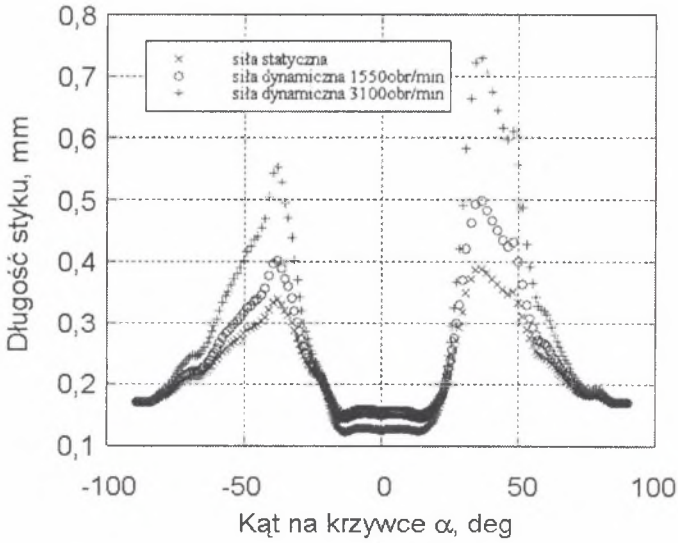
Współczynnik korelacji wynosił 0,89, co wskazuje na dobrą zgodność wyników badań modelowych z wynikami laboratoryjnymi.

4. ANALIZA WYNIKÓW

W celu wykorzystania opisanego wyżej modelu do obliczenia zużycia krzywek opracowano matematyczny model współpracy krzywki i popychacza [1]. Model ten pozwolił na wyznaczenie wartości nacisku i długości obszaru styku współpracujących elementów, tj. popychacza i krzywki wałków rozrządu w silniku typu 170A.OG, samochodu Cinquecento 700. Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys. 2 i 3.



Rys. 2. Maksymalny nacisk obliczony ze wzorów Hertza w funkcji kąta α na krzywce
Fig. 2. Maksimum herzian stress vs. angle on cam α



Rys. 3. Długość styku krzywki i popychacza w funkcji kąta α
Fig. 3. Contact length vs. angle on cam α

Opierając się na opracowanych modelach obliczono intensywność zużycia krzywki w funkcji kąta α, opisującego położenie punktu na krzywce. Jako α = 0 przyjęto punkt maksymalnego wzniosu krzywki. Obliczenia te przeprowadzono dla różnych szerokości styku krzywki z popychaczem oraz dla różnych współczynników tarcia. Liniową intensywność zużycia krzywki $I_K(\alpha)$ wyznaczano z równania (2) wykorzystując wartości współczynników z tabeli 2.

Jak wynika z rys. 3, droga tarcia przypadająca na obrót krzywki dla poszczególnych punktów leżących na jej obwodzie jest proporcjonalna do długości styku krzywki i popychacza. W zależności od kąta α występują znaczne zmiany długości styku, co wynika ze zmiany promienia krzywizny krzywki. Wobec występowania zmiany nacisku (rys. 2) wywołującego zmiany w zużyciu krzywki, praktyczna przydatność liniowej intensywności zużycia krzywek jest ograniczona. W eksploatacji pojazdów często stosowana jest tzw. eksploatacyjna intensywność zużycia, będąca stosunkiem zużycia do przebiegu pojazdu. Przebieg ten jest wielkością określaną dla całego pojazdu, a więc niezależną od kąta α. Interpretacja fizyczna takiej intensywności zużycia jest prosta. Dokonano zatem przeliczenia drogi tarcia na 1 km przebiegu pojazdu z zależności:

$$l' = \frac{a \cdot n}{3{,}6 \cdot \mathrm{v}}, \tag{3}$$

gdzie: l' – droga tarcia przypadająca na 1 km przebiegu pojazdu, mm · km^{-1},
a – długość strefy styku krzywki i popychacza, mm,
n – prędkość obrotowa wałka rozrządu, s^{-1},
v – prędkość pojazdu, m · s^{-1},
3,6 – współczynnik przeliczeniowy prędkości.

Eksploatacyjną intensywność zużycia krzywek $I_{EK}(\alpha)$ wyznaczono z zależności:

$$I_{EK}(\alpha) = l' \cdot I_K(\alpha). \tag{4}$$

Właściwością użytkową krzywek jest ich wznios mierzony od koła podstaw, które w trakcie eksploatacji ulega zużyciu. Dlatego eksploatacyjną intensywność zużycia krzywki wykorzystano do obliczenia intensywności zużycia wzniosu krzywki $I_{EW}(\alpha)$. Wielkość ta jest różnicą pomiędzy intensywnością zużycia krzywki dla rozpatrywanego kąta α i intensywnością zużycia krzywki na kole podstaw (α = -90°). Opisuje to zależność:

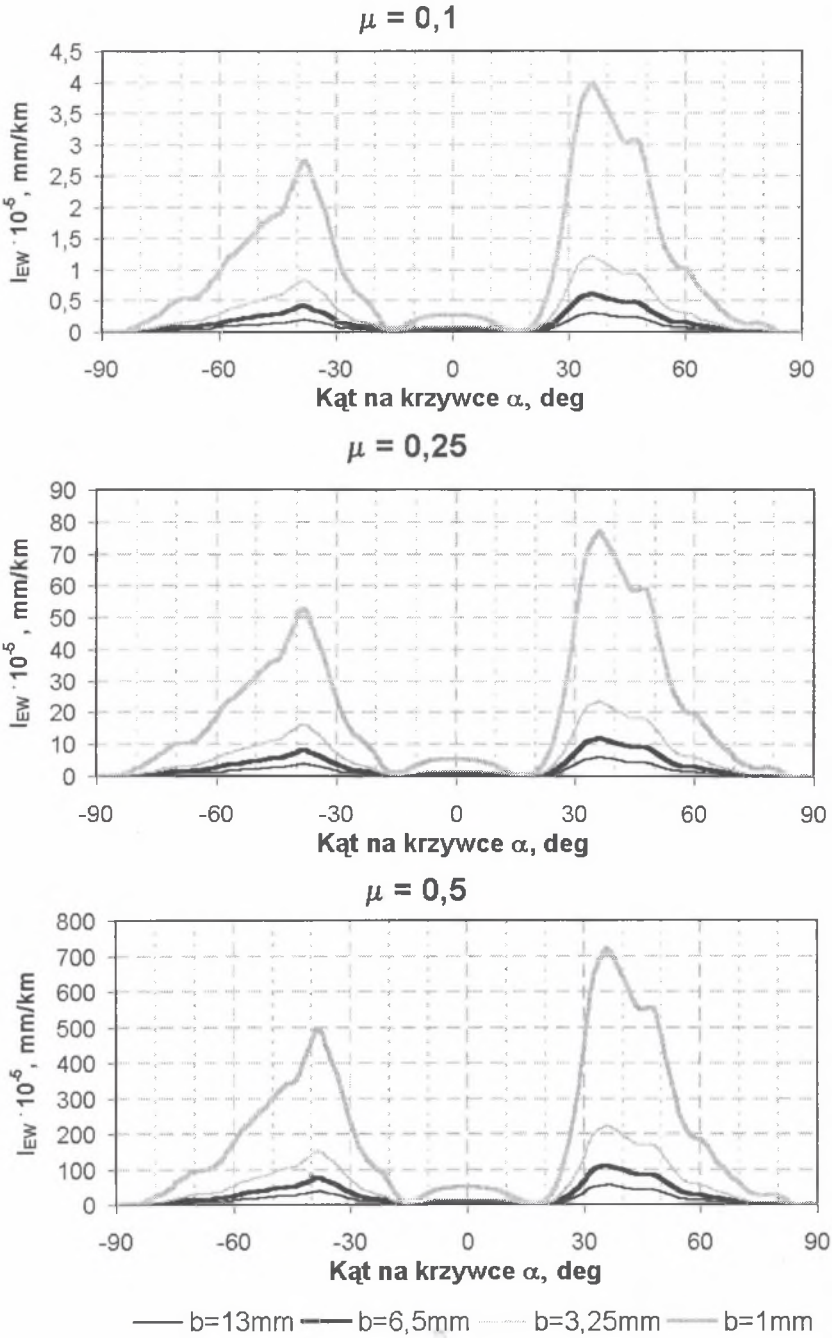
$$I_{EW}(\alpha) = I_{EK}(\alpha) - I_{EK}(-90°). \tag{5}$$

Wybrane wyniki obliczeń dla trzech wartości współczynnika tarcia i czterech szerokości styku b przedstawiono na rys. 4. Jak wynika z rys. 4, największa intensywność zużycia wzniosu krzywek występuje dla kąta α ≈ 36°. Opierając się na tym wyznaczono zużycie wzniosu dla kąta α = 36° po 1000 km przebiegu pojazdu. Wyniki obliczeń przedstawia rys. 5.

5. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI

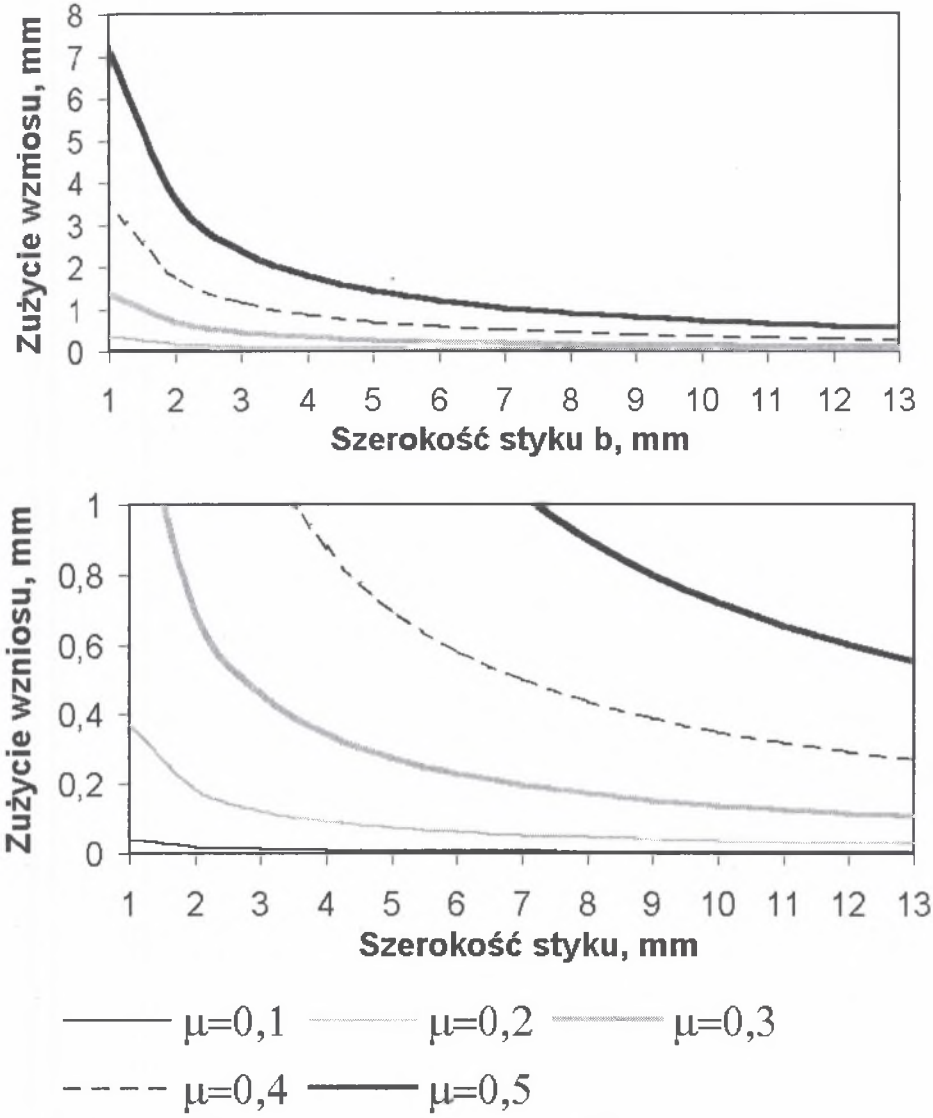
Z rysunków 4 i 5 wynika, że współczynnik tarcia μ wywiera decydujący wpływ na zużycie krzywek. Jego pięciokrotny wzrost z 0,1 do 0,5 zwiększa intensywność zużycia krzywek o dwa rzędy wielkości. Współczynnik tarcia zależny jest od jakości smarowania współpracujących powierzchni krzywki i popychacza. Zatem jakość oleju silnikowego i stopień jego zanieczyszczenia wywierają decydujący wpływ na zużycie krzywek.

Spadek szerokości styku pomiędzy krzywką i popychaczem prowadzi do wzrostu nacisku między tymi elementami. Zwiększa to intensywność zużycia krzywek, choć w mniejszym stopniu niż wzrost współczynnika tarcia. Zmiana szerokości styku o rząd wielkości zmienia zużycie również o rząd wielkości. Jak wynika z rysunku 5, zależność tych wielkości nie jest liniowa.



Rys. 4. Eksploatacyjna intensywność zużycia wzniosu krzywek I_{EW} w funkcji kąta α na krzywce dla różnych wartości szerokości styku b i współczynnika tarcia μ

Fig. 4. Service wear rate of cam lift I_{EW} vs. angle on cam α for different values of contact width and friction coefficient μ



Rys. 5. Maksymalne zużycie wzniosu krzywki w funkcji szerokości styku b i współczynnika tarcia μ

Fig. 5. Maximal wear of cam lift vs. contact width b and friction coefficient μ

Przeprowadzone badania i obliczenia potwierdzają istotny wpływ wartości współczynnika tarcia i szerokości strefy styku na zużycie krzywek wałków rozrządu. W celu uniknięcia nadmiernego zużycia tych elementów należy prawidłowo dobierać je podczas montażu silnika, tak aby unikać występowania współpracy krawędziowej z popychaczem. Jak podaje praca [3], istniejące tolerancje wykonawcze wymiarów elementów silnika nie eliminują możliwości występowania krawędziowego styku krzywek i popychaczy. Równie ważnym zagadnieniem jest zapewnienie odpowiedniej jakości środka smarnego przez właściwy jego dobór i częstotliwość wymiany.

Literatura

1. Stanik Z.: Analiza przyczyn nadmiernego zużycia krzywek wałków rozrządu. Praca doktorska. Instytut Transportu Politechniki Śląskiej, Katowice 2002.
2. Tasak E.: Analiza przyczyn powstawania defektów wałków rozrządu. Praca badawcza nr ZJM-1/707/93, Biuro Ekspertyz i Doradztwa Technicznego „TECHMATEKS", Kraków 1993.
3. Janik R., Winogrodzki J., Dziendziel A.: Analiza zjawiska nadmiernego zużywania się wału rozrządu oraz popychaczy zaworów w silnikach typu 170A.000 do samochodów Cinquecento. Praca badawcza nr OBR/698/BH/162/93, Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych, Bielsko - Biała 1993.
4. Stanik Z., Witaszek M,. Krupa M.: Wpływ twardości krzywek wałków rozrządu i popychaczy na ich zużycie. W: X Seminarium Naukowe „Nowe technologie i materiały w metalurgii i inżynierii materiałowej. Katowice 10.05.2001, s. 259-262.
5. Witaszek K.: Metodyka badania zużycia żeliwa sferoidalnego na stanowisku T-01M. W Międzynarodowa Studencka Sesja Naukowa „Materiały i Technologie XXI wieku" Katowice, 10.05.2001, s. 199-202.
6. Müller L.: Zastosowanie analizy wymiarowej w badaniach modeli. PWN, Warszawa 1983.

Recenzent: Dr hab. inż. Franciszek Binczyk

Profesor nzw. Politechniki Śląskiej

Abstract

Pin-on-disc wear tests of spheroidal graphite cast iron have been carried out. Results of these tests have been used to determine coefficients of mathematical model of cams' wear. The model was built on the basis of dimensional analysis. With the aid of this model, wear of cams that work in different conditions has been calculated. Paper presents results of these calculations. It was found out that coefficient of friction and contact width are valid parameters influencing wear of cams.