

Marian DOLIPSKI

WPEŁYW WIELKOŚCI LICZBY ZAZĘBIENIA
NA NACISK OGNIWA ŁAŃCUCHA O ZĄB KOŁA GNIAZDOWEGO

Streszczenie. Wprowadzono wielkość liczby zazębienia, będącą funkcją rzeczywistych i nominalnych cech geometrycznych koła gniazdowego i współpracującego z nim łańcucha ogniowego. Wykazano, że liczba zazębienia decyduje o wielkości nacisków między ogniwem leżącym łańcucha a zębem koła gniazdowego.

1. Wstęp

Napędowe układy łańcuchowe zawierające łańcuch ogniowy są powszechnie stosowane w górniczych maszynach urabiających i transportowych.

W procesie współpracy koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym wyróżnia się trzy charakterystyczne rodzaje zazębienia: nominalne, normalne i specjalne [1]. Pierwsze z nich jest zazębieniem teoretycznym, zaś z dwoma pozostałymi mamy do czynienia w praktyce. Zazębienie normalne uzyskuje się w procesie konstruowania koła gniazdowego poprzez zwiększenie długości gniazda, oraz zmniejszenie nominalnej odległości dna gniazda od środka koła, natomiast zazębienie specjalne realizuje się poprzez oddalenie nominalnego położenia dna gniazda od środka koła.

W aspekcie istnienia wymienionych rodzajów zazębienia pojawia się konieczność wprowadzenia dodatkowej wielkości, której przeznaczeniem byłoby:

- determinowanie charakteru współpracy koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym,
- jednoznaczne określenie wymiernych różnic między poszczególnymi rodzajami zazębienia, uwidaczniającymi się szczególnie w przypadkach kojarzenia kół gniazdowych o dowolnej liczbie zębów z łańcuchami ogniowymi dowolnej wielkości oraz
- liczbowe określenie stopnia normalności zazębienia w przypadku zazębienia normalnego, bądź stopnia specjalności zazębienia w przypadku zazębienia specjalnego.

Zadanie to spełniać będzie wielkość liczby zazębienia, będąca funkcją nominalnych i rzeczywistych cech geometrycznych koła gniazdowego i łańcucha ogniowego.

W czasie użytkowania układu łańcuchowego ulegają zmianie - na skutek postępującego zużycia - zarówno wymiary koła jak i łańcucha, czego następstwem jest zmiana wartości liczby zazębienia. Jeśli współpraca koła z łańcuchem odbywała się przy zazębieniu normalnym, prowadzi to do zwiększenia stopnia normalności zazębienia; natomiast jeśli współpraca ta odbywała się przy zazębieniu specjalnym, prowadzi to do zmniejszenia stopnia specjalności zazębienia.

Badania [1] przeprowadzone w celu określenia rodzaju zazębienia kół gniazdowych z łańcuchami ogniowymi w stosowanych przenośnikach zgrzebłowych wykazały, że współpraca ta odbywa się przy zazębieniu normalnym. Dlatego też wyznaczenie zmian nacisku ogniwa łańcucha o ząb koła przeprowadzono dla tego rodzaju zazębienia z uwzględnieniem różnej wartości liczby zazębienia.

2. Liczba zazębienia

Liczba zazębienia jest ilorazem rzeczywistych i nominalnych stosunków podziałek łańcucha ogniowego i koła gniazdowego

$$C_z = \frac{\frac{t}{T}}{\frac{t_n}{T_n}} = \frac{t T_n}{t_n T} \quad (1)$$

gdzie:

- C_z - liczba zazębienia,
- t - rzeczywista podziałka łańcucha ogniowego,
- t_n - nominalna podziałka łańcucha ogniowego,
- T - rzeczywista podziałka koła gniazdowego,
- T_n - nominalna podziałka koła gniazdowego.

Przy użyciu liczby zazębienia można ogólnie powiedzieć, że:

- dla $C_z = 1$ wystąpi zazębienie nominalne,
- dla $C_z > 1$ wystąpi zazębienie normalne,
- dla $C_z < 1$ wystąpi zazębienie specjalne.

Stopień normalności zazębienia wyraża się zależnością

$$\lambda_N = C_z - 1, \quad \text{przy } C_z > 1 \quad (2)$$

Natomiast stopień specjalności zazębienia jest równy

$$\lambda_S = 1 - C_z, \quad \text{przy} \quad C_z < 1 \quad (3)$$

Podziałka nominalna koła gniazdowego posiada wartość [4]:

$$T_n = \sqrt{t_1^2 + t_2^2 + 2 t_1 t_2 \cos \frac{\pi}{z}}$$

Podstawiając $t_1 = (t_n + d)$ oraz $t_2 = (t_n - d)$, otrzymano

$$T_n = 2\sqrt{t_n^2 \cos^2 \frac{\pi}{2z} + d^2 \sin^2 \frac{\pi}{2z}} \quad (4)$$

gdzie:

z - liczba zębów koła gniazdowego,

d - średnica pręta, z którego wykonano ogniwo.

Rzeczywista podziałka koła gniazdowego (rys. 1 i 2) jest równa

$$T = 2 R_1 \sin \frac{\pi}{z} \quad (5)$$

przy czym R_1 jest odległością rzeczywistego położenia środka roboczego przegubu międzyogniwowego od środka koła:

a) dla zazębienia normalnego (rys. 1)

$$R_1 = \frac{1}{2} \sqrt{[2(b_n - \Delta b) + d]^2 + (2w_N + t_n + d)^2} \quad (6)$$

przy czym:

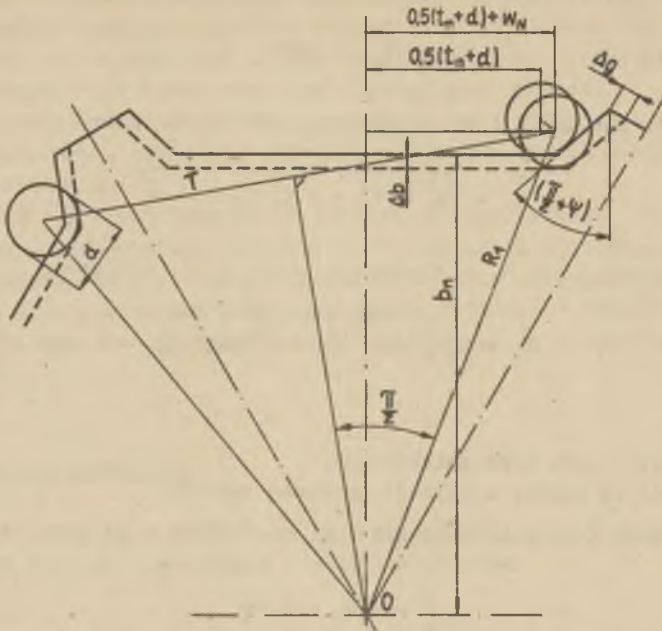
$$w_N = \Delta b \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{z} + \psi \right) + \Delta g \frac{\cos \psi}{\sin \left(\frac{\pi}{z} + \psi \right)} \quad (7)$$

b) dla zazębienia specjalnego (rys. 2)

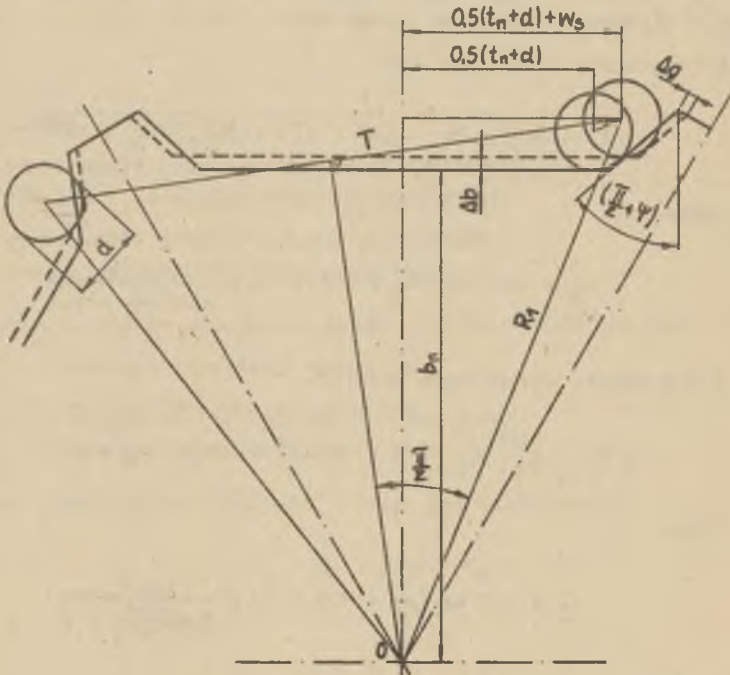
$$R_1 = \frac{1}{2} \sqrt{[2(b_n + \Delta b) + d]^2 + (2w_S + t_n + d)^2} \quad (8)$$

przy czym:

$$w_S = \Delta b \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{z} + \psi \right) + \Delta g \frac{\cos \psi}{\cos \left(\frac{\pi}{z} + \psi \right)} \quad (9)$$



Rys. 1. Podziałka koła gniazdowego przy zazębieniu normalnym



Rys. 2. Podziałka koła gniazdowego przy zazębieniu specjalnym

gdzie:

- ψ - kąt pochylenia boku zęba,
 b_n - nominalna odległość dna gniazda od środka koła [4]

$$b_n = \frac{t_n}{2 \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}} - \frac{d}{2} \left(1 + \operatorname{tg} \frac{\psi}{2z} \right)$$

- Δg - wielkość zużycia boku zęba,
 Δb - miara translacji dna gniazda [5].

Uogólniając wzór na podziałkę rzeczywistą koła gniazdowego, otrzymano

$$T = \sqrt{[2(b_n \pm \Delta b) + d]^2 + (2w + t_n + d)^2} \sin \frac{\pi}{z} \quad (10)$$

gdzie:

- znak "+" dotyczy zazębienia specjalnego,
 znak "-" dotyczy zazębienia normalnego,
 w - składowa przemieszczenia środka roboczego przegubu (rys. 1 i 2), i tak

$$\text{dla } C_z > 1; \quad w = w_N$$

$$\text{dla } C_z < 1; \quad w = w_S.$$

3. Naciski ogniwa łańcucha o zab koła gniazdowego przy $C_z > 1$

W stosowanych napędowych układach łańcuchowych przenośników zgrzebłowych współpraca kół gniazdowych z łańcuchem ogniwowym odbywa się przy zazębieniu normalnym ($C_z > 1$). Istnieją tu trzy możliwości (przypadki) kojarzenia kół gniazdowych z łańcuchami ogniwowymi:

- a) koło nominalne (o nominalnych cechach geometrycznych, $T = T_n$) z łańcuchem zużytym ($t > t_n$), wówczas:

$$C_z = \frac{t}{t_n}$$

- b) koło zużyte ($T < T_n$) z łańcuchem nominalnym ($t = t_n$), wówczas:

$$C_z = \frac{T}{T_n}$$

c) koło zużyte ($T < T_n$) z łańcuchem zużytym ($t > t_n$), wówczas:

$$C_z = \frac{t T_n}{t_n T}.$$

Z chwilą zetknięcia się ogniwa z zębem koła rozpoczyna się oddziaływanie (nacisk) ogniwa na powierzchnię roboczą zęba. Wartość tego nacisku ulega zmianie w czasie obrotu koła i jest zależna od wartości liczby zazębienia. Wpływ ten przedstawiono na przykładzie skojarzenia koła gniazdowego nominalnego z łańcuchem ogniwowym zużytym.

Badania procesu zużycia łańcuchów ogniwowych przeprowadzone na stanowisku badawczym Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej [2] wykazały, że przyrost podziałki ogniw leżących Δt_H i ogniw stojących Δt_V nie jest jednakowy. I tak, po 19,5 godzinach pracy łańcucha ogniowego 18 x 64 na stanowisku badawczym przyrost podziałki ogniwa leżącego był równy 0,004 m, natomiast ten sam przyrost w ogniwach stojących wynosił 0,0029 m. W celu uproszczenia zapisu i obliczeń różnice te pominięto i przyjęto, że $\Delta t_H = \Delta t_V = \Delta t$.

Wraz ze wzrostem wartości liczby zazębienia zmienia się położenie ogniwa leżącego we wrębie międzyzębnym koła, co ujęto kątem η (rys. 3), zawartym między osią symetrii ogniwa a dnem gniazda

$$\eta = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{z} - \psi - \xi \quad (11)$$

przy czym

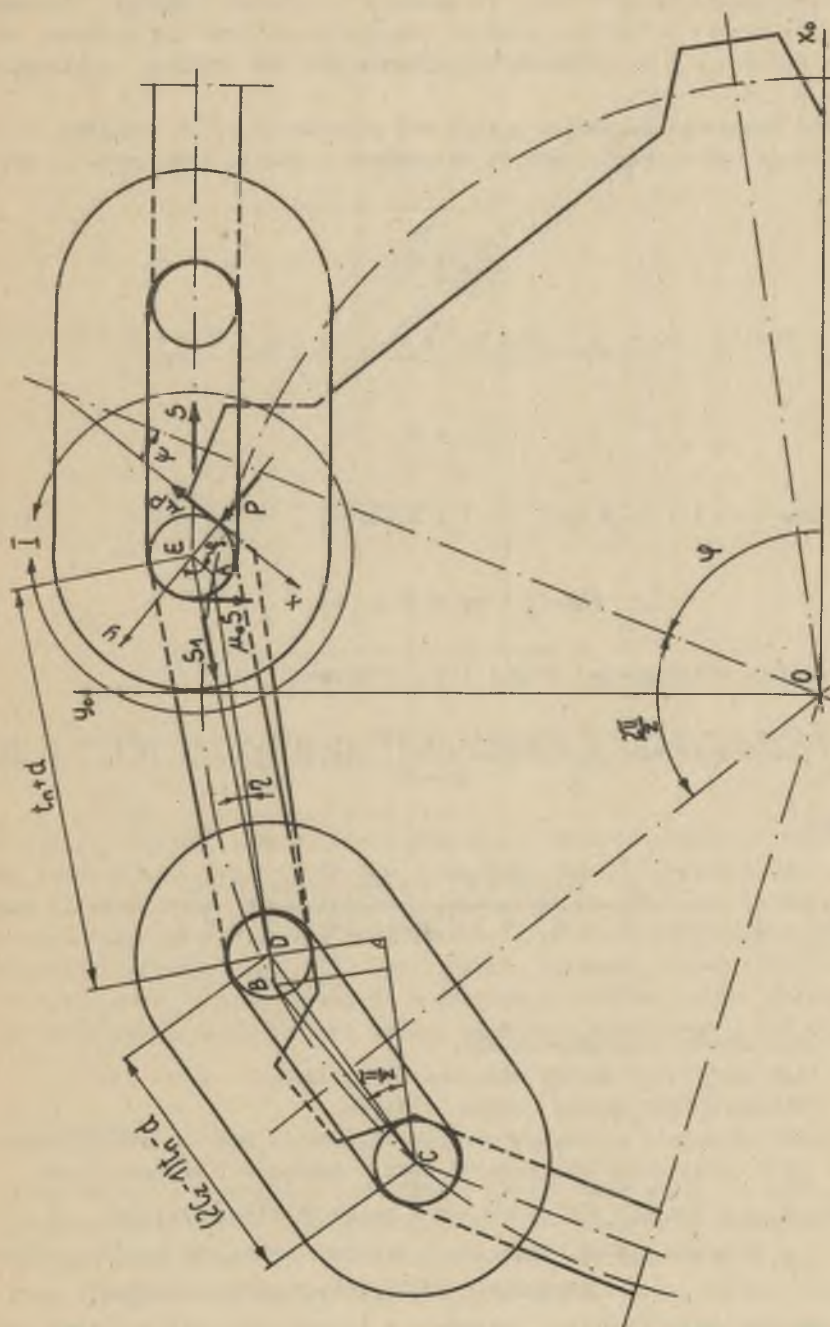
$$\xi = \arcsin \left[\frac{t_n + d - BD}{t_n + d} \cos \left(\frac{\pi}{z} + \psi \right) \right] \quad (12)$$

natomiast

$$BD = \sqrt{[(2C_z - 1)t_n - d]^2 - (t_n - d)^2 \sin^2 \frac{\pi}{z} - (t_n - d) \cos \frac{\pi}{z}} \quad (13)$$

Podstawiając (12) i (13) do (11), otrzymano

$$\eta = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{z} - \psi - \arcsin \left\{ \left[1 + \frac{\sqrt{[(2C_z - 1)t_n - d]^2 - (t_n - d)^2 \sin^2 \frac{\pi}{z} - (t_n - d) \cos \frac{\pi}{z}}}{t_n + d} \right] \cos \left(\frac{\pi}{z} + \psi \right) \right\} \quad (14)$$



Rys. 3. Obliczenie sąba koła gniazdowego przy $0_2 > 1$

Stan obciążenia węzła I (rys. 3) tworzą [3]: nacisk P ogniwa leżącego e zęb, siła tarcia μP między ogniwnem leżącym a powierzchnią roboczą zęba, siła tarcia $\mu_0 S$ w przegubie międzyogniwowym oraz siły w sąsiednich ogniwach S i S_1 .

Warunki równowagi płaskiego układu sił powyższego węzła względem osi prostokątnego układu współrzędnych związanego z bokiem zęba (rys. 3) mają postać

$$\sum X = 0$$

$$- \mu P - S \cos(\varphi - \psi) + \mu_0 S \sin(\varphi - \psi) + S_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} + \psi + \eta\right) = 0 \quad (15)$$

$$\sum Y = 0$$

$$P - S \sin(\varphi - \psi) - \mu_0 S \cos(\varphi - \psi) + S_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} + \psi + \eta\right) = 0 \quad (16)$$

$$\text{dla } \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{\pi}{2}$$

Rozwiązując układ równań (15) i (16), otrzymamy

$$P = S \left[\sin(\varphi - \psi) + \mu_0 \cos(\varphi - \psi) \right] - S_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} + \psi + \eta\right) \quad (17)$$

przy czym

$$S_1 = \frac{(1 + \mu \mu_0) \cos(\varphi - \psi) + (\mu - \mu_0) \sin(\varphi - \psi)}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \psi + \eta\right) + \mu \cos\left(\frac{\pi}{2} + \psi + \eta\right)} S \quad (18)$$

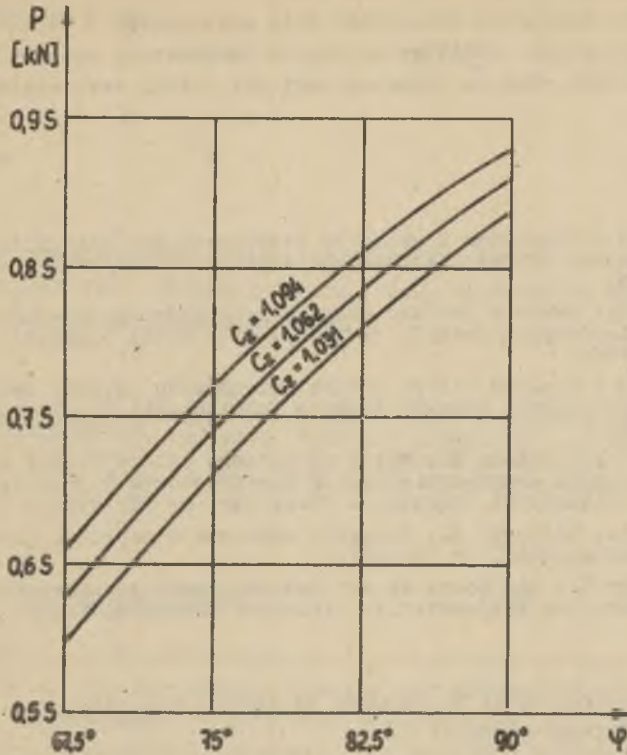
gdzie:

- φ - kąt obrotu koła gniazdowego,
- η - kąt pochylenia ogniwa leżącego w gnieździe,
- μ - liczba tarcia między ogniwnem a kołem,
- μ_0 - liczba tarcia w przegubie międzyogniwowym. Badania przeprowadzone w Instytucie Górnicztwa II RWTH w Aachen [6] wykazały, że:

$$\mu_0 = 0,1 - 0,2 \text{ dla łańcuchów z powierzchniami gładkimi}$$

$$\mu_0 = 0,5 - 0,6 \text{ dla łańcuchów, u których przeguby międzyogniowe posmarowane były pastą z miazgu węglowego.}$$

Przykładowo przebieg zmian nacisków P w funkcji napięcia S gałęzi czynnej łańcucha, w zakresie obrotu koła o kąt $\frac{\pi}{2}$, z uwzględnieniem różnej



Rys. 4. Przebieg zmian nacisku ognia łańcucha 18 x 64 o ząb koła gniazdowego ($z = 8$), w funkcji położenia koła, dla różnej wartości liczby zazębienia

wartości liczby zazębienia, wyznaczono dla układu łańcuchowego zawierającego łańcuch ogniowy 18 x 64 oraz koła gniazdowe o liczbie zębów $z = 8$. Ponieważ współpraca koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym w napędowych układach łańcuchowych maszyn górniczych odbywa się w otoczeniu węgla, przyjęto w obliczeniach $\mu = \mu_0 = 0,55$. Wzrost wartości liczby zazębienia od $C_z = 1,031$ do $C_z = 1,094$ wywołuje w chwilowym położeniu koła gniazdowego ($\varphi = 75^\circ$) zwiększenie nacisku między ogniwem a zębem koła o 10% (rys.4).

4. Wnioski

1. Proponuje się wprowadzenie wielkości liczby zazębienia C_z , jako parametru wzbożającego i uzupełniającego charakterystykę techniczną napędowego układu łańcuchowego zawierającego łańcuch ogniowy.
2. Naciski ogień łańcuchów o zęby kół gniazdowych zależą od wartości liczby zazębienia.

3. W czasie współpracy napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniowym przy ząbieniu normalnym następuje zwiększenie nacisku między ogniwem a zębem koła wraz ze wzrostem wartości liczby ząbienia.

LITERATURA

- [1] Rynik J.: Charakter i przebieg współpracy kół gniazdowych i łańcuchów ogniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo, nr 68/1976.
- [2] Rynik J.: Badania procesu zużycia łańcuchów ogniowych i napędowych kół gniazdowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo, nr 68/1976.
- [3] Rynik J.: Rozkład sił na kołach gniazdowych napędów łańcuchowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo, nr 69/1976.
- [4] Rynik J.; Dolipski M.: Wpływ względnego położenia kół w układach łańcuchowych na powstawanie napięć konturowych w łańcuchu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo, nr 78/1977.
- [5] Rynik J., Dolipski M.: Nadwyżki obciążeń w napędach łańcuchowych. Przegląd Mechaniczny, nr 18/1977.
- [6] Schaefer W.: Die Abstände der Kettenglieder von Rundstahlketten von Drehachse der Kettensterne. Glickauf Forschungshefte, nr 6/1976.

ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЧИСЛА ШТАМПОВАНИЯ НА НАЖИМ ЗВЕНА ЦЕПИ
НА ЗУБ СЕДЛОЧНОГО КОЛЁСА

Р е з ю м е

Введена величина числа штампования, которая является функцией действительных и номинальных геометрических признаков седлочного колёса и взаимодействующей с ним цепи. Показано, что число штампования определяет величину нажимов между горизонтальным звеном цепи а зубом седлочного колёса.

INFLUENCE OF TOOTH NUMBER ON A CHAIN LINK STRESS
AGAINST A CHAIN WHEEL TOOTH

S u m m a r y

The value of tooth number has been introduced which is the function of real and nominal geometrical features of a chain wheel and the link chain - engaged with it. It has been stated that the tooth number determines the stress value between the lying chain link and the chain wheel tooth.