

CÁLCULO DO DESGASTE DOS ELEMENTOS DOS PARES CINEMÁTICOS DOS MECANISMOS PLANOS

Vadim Vislooukh

Universidade Eduardo Mondlane, Departamento de Engenharia Mecânica,
Cx.P.257, Maputo, Moçambique

Resumo. *Descreve-se a metodologia do cálculo do desgaste dos elementos dos pares giratórios e de translação nos mecanismos planos de alavanca com um grau de mobilidade. Resolve-se o problema da determinação das coordenadas dos pontos de contacto. A análise cinemática e de força do mecanismo permitem estabelecer os parâmetros necessários para o cálculo do desgaste: o análogo de velocidade de deslizamento e a pressão específica em função da coordenada generalizada do mecanismo para um ponto de contacto. São dadas as fórmulas para o cálculo numérico que permitem construir os diagramas de distribuição do desgaste para a toda superfície de contacto do par cinemático. Faz-se o cálculo do desgaste nos pares cinemáticos giratório e de translação, utilizando como exemplo o mecanismo da máquina de êmbolo.*

Palavras –chave: *Desgaste, Pares cinemáticos, Mecanismos planos*

1. Introdução

Conforme a teoria do desgaste para as superfícies dos elementos dos pares cinemáticos das máquinas (Craguelhsky, 1988) a velocidade do desgaste é dada pela formula :

$$\gamma = d\delta / dt \approx kpV_{des} \quad (1)$$

onde: δ é o desgaste linear do material no ponto dado em direcção normal à superfície de atrito, μm ; k é o coeficiente do desgaste determinado pela via experimental, $\mu\text{m}/(\text{h}\cdot\text{Pa}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$; p é a pressão específica no ponto em questão, Pa; V_{des} é a velocidade de deslizamento (velocidade relativa dos elementos do par), m/s.

Nos cálculos de projecção, o coeficiente do desgaste k pode ser determinado usando os dados experimentais para intensidade do desgaste $\gamma_s = d\delta / dS$ (numericamente γ_s é o desgaste sobre uma unidade da distância de atrito); portanto as grandezas γ e γ_s são ligadas pela relação

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{d\delta \cdot dS}{dS \cdot dt} = \gamma_s \cdot V_{des} \quad (2)$$

e a grandeza k pode ser calculada pela fórmula

$$k = \gamma_s / p_{med} \quad (3)$$

Os dados experimentais das grandezas γ e γ_s podem ser tirados do guia (Craguelhsky, 1988).

No caso comum, isto é, quando p e V_{des} são variáveis, o desgaste por período de funcionamento t é determinado pela fórmula

$$\delta = k \int_0^t p V_{des} dt \quad (4)$$

Para comodidade dos cálculos nos mecanismos de um grau de mobilidade é racional transformar a formula (4) introduzindo a coordenada generalizada φ e a velocidade generalizada $\omega = d\varphi/dt$. Então o desgaste por um ciclo do movimento estacionário ($\varphi = \varphi_c$) será igual a

$$\delta = k \int_0^{\varphi_c} p \frac{V_{des}}{\omega} d\varphi \quad (5)$$

onde: $V_{des}/\omega = dS/d\varphi = f(\varphi)$ - o análogo de velocidade de deslizamento (a função de transmissão) no ponto examinado do elemento do par cinemático.

Se o número dos ciclos de funcionamento da máquina é igual n_c então o desgasto

$$\delta = \delta_c n_c \quad (6)$$

Conhecendo o valor admissível do desgaste pode-se usar a eq. (6) para determinar o recurso de funcionamento da máquina.

2. Cálculo do desgaste dos elementos do par giratório

O caso mais simples do cálculo do desgaste dos elementos do par será quando o eixo 1 gira uniformemente ($\omega_1 = const$) no mancal imóvel 2 ($\omega_2 = 0$) e o esforço normal é constante em módulo e direcção $Q_{12} = const$ (fig.1A). Neste caso $\delta_1 = const$ (pino do eixo 1 desgastar-se-á

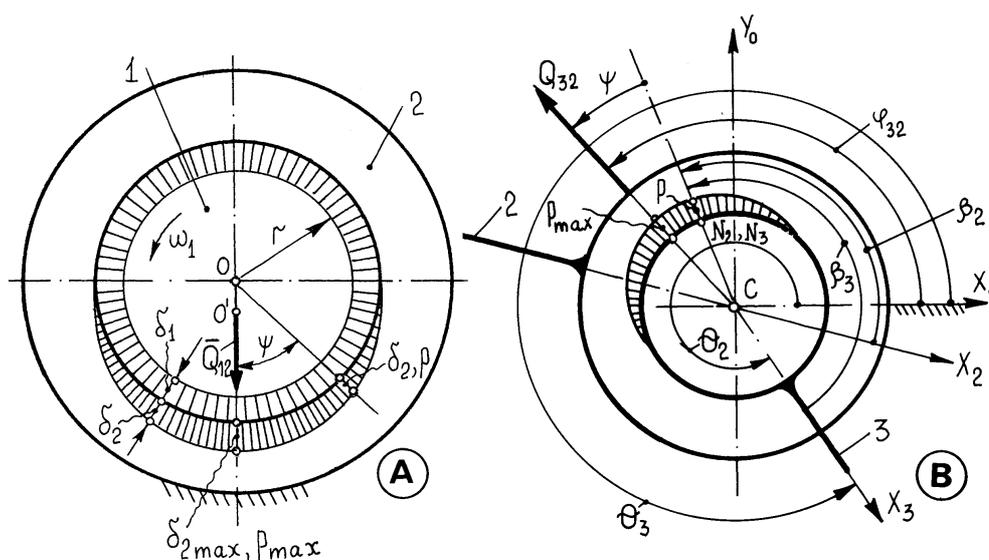


Figura 1. Os pares giratórios: A- imóvel; B – a realizar o movimento plano.

uniformemente) e δ_2 é a grandeza variável; $\delta_2 = \delta_2(\psi)$ - o mancal desgasta-se desigualmente. Após alguns números dos ciclos de funcionamento o centro do eixo deslocar-se-á da posição O para posição O_1 . O valor do desgaste do mancal 2 nos limites do ângulo $\psi_{\max} = \pm 90^\circ$ varia conforme a fig.1A pela lei de coseno: $\delta_2 = \delta_{2_{\max}} \cdot \cos\psi$; onde $\delta_{2_{\max}} = OO_1$ é o desgaste máximo na direcção do esforço Q_{12} e ψ é a coordenada angular do ponto em questão.

Se, $V_{des} = const$ para todos os pontos, então a lei de distribuição da pressão será de coseno: $p = p_{\max} \cos\psi$. Pode-se demonstrar (Cojevnikov, 1984) que o valor da pressão máxima p_{\max} no ponto que se encontra na linha de acção da força Q_{12} será igual: $p_{\max} = (2Q_{12}/\pi br)$, onde b é o comprimento da bucha do mancal. Logo, a lei de distribuição da pressão será determinada pela expressão

$$p = (2Q/\pi br) \cos\psi \quad (7)$$

No caso comum, Q_{12} varia pelo módulo e direcção, por isso para um par giratório 2-3 no mecanismo (fig.1B) a fórmula (7) deve ser usada para cada posição instantânea. Por isso para determinação do desgaste de um dos elementos do par (por exemplo, do membro 2 num ponto N_2) é preciso conhecer no sistema de coordenadas imóvel OX_oY_o , a coordenada angular $\theta_2 = \theta_2(\varphi)$ do eixo X_2 ligado rigidamente com o membro 2 e a coordenada angular $\varphi_{32} = \varphi_{32}(\varphi)$ do vector da força Q_{32} aplicada sobre este membro por parte do membro 3. E no sistema de coordenadas móveis, ligado com o membro 2, é preciso conhecer a coordenada angular β_2 do ponto examinado.

Então, a pressão p no ponto N_2 será igual

$$p = \frac{2Q_{32}}{\pi br} \cos\psi \quad (8)$$

onde ψ é a coordenada angular do ponto em questão medida da direcção do vector Q_{32} . Conforme a fig. 1B, esta coordenada é igual a:

$$\psi = \psi_2 = 360^\circ - \theta_2 + \varphi_{32} - \beta_2 \quad (9)$$

Para o ponto N_3 do membro 3 analogamente obtemos

$$\psi = \psi_3 = 360^\circ - \theta_3 + \varphi_{32} - \beta_3 \quad (10)$$

onde θ_3 é a coordenada angular do eixo X_3 ligado com o membro 3 no sistema imóvel OX_oY_o e β_3 é a coordenada angular do ponto examinado N_3 do membro 3 medida a partir do eixo X_3 .

Se o membro 3 do par giratório realiza o movimento alternativo ao longo do eixo X_o (corrediça ou êmbolo na fig.2) então a fórmula (10) adquire aspecto mais simples:

$$\psi = \psi_3 = \varphi_{32} - \beta_3 \quad (11)$$

A velocidade de deslizamento nos pontos N_2 e N_3 é igual ao produto da velocidade relativa angular dos membros 2 e 3 e do raio do pino: $V_{des} = \omega_{23} \cdot r$; onde $\omega_{23} = |\omega_2| \pm |\omega_3|$ (sinal mais - quando os sentidos de rotações dos membros são contrários). No caso particular, se o membro 3 tem o movimento alternativo (corrediça ou êmbolo), $\omega_3 = 0$ e $\omega_{23} = |\omega_2|$.

Se o membro propulsor do mecanismo for designado pelo número 1 então o análogo da velocidade de deslizamento para o par giratório 2-3 será igual:

$$V_{des} / \omega_1 = |\omega_1 / \omega_2 - \omega_3 / \omega_1| \cdot r = |U_{21} - U_{31}| \cdot r \quad (12)$$

onde: $U_{21} = \omega_2 / \omega_1$, $U_{31} = \omega_3 / \omega_1$ - são relações de transmissão.

O desgaste do elemento do membro 2, num ponto N_2 com a coordenada β_2 , por um ciclo de funcionamento depois da substituição eq. (8), (10), (12) para eq. (5) é determinado como :

$$\delta_{2c} = \frac{2k_2}{\pi b_2} \int_0^{\varphi_c} Q_{32} |U_{21} - U_{31}| \cos \psi_2 d\varphi \quad (13)$$

onde: k_2 é o coeficiente do desgaste do material do elemento do membro 2; b_2 é a largura do mancal de deslizamento; $Q_{32} = Q_{32}(\varphi)$; $\psi_2 = \psi_2(\varphi)$ é o ângulo determinado pela eq. (10); o ângulo φ_c mais frequentemente é igual 360° .

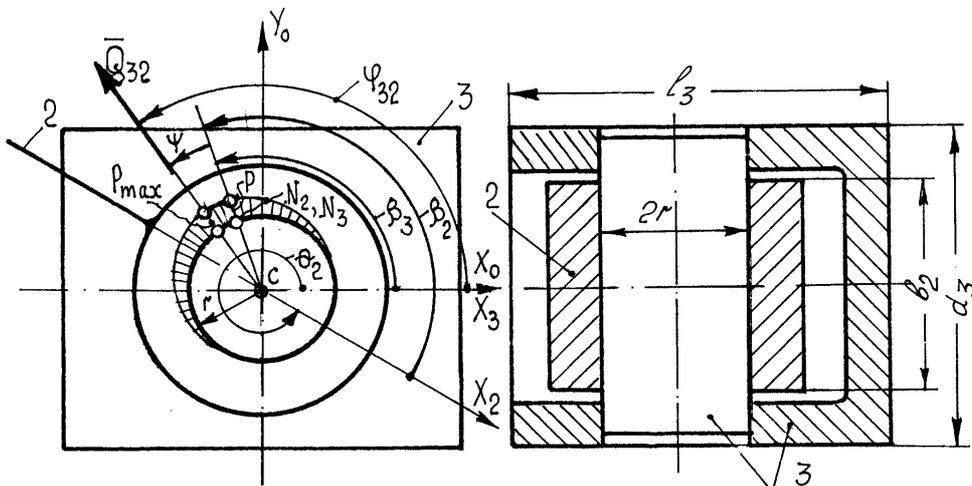


Figura 2. Um par giratório cujo elemento 3 realiza o movimento alternativo.

O desgaste total por todo período de funcionamento que corresponde ao número de ciclos n_c é determinado pela eq. (6).

Para um ponto N_3 do membro 3 com coordenada β_3 o desgaste por um ciclo de funcionamento é determinado pela equação análoga à eq. (13) substituindo nela k_2 sobre k_3 e φ_2 sobre φ_3 . O ângulo ψ_3 é determinado pela eq. (10).

Se um dos membros, por exemplo o membro 3, realiza o movimento alternativo ao longo do eixo X_0 (corrediça ou êmbolo), então $U_{31} = 0$, e o desgaste no ponto N_2 do membro 2 com coordenada β_2 é determinado pela fórmula

$$\delta_{2c} = \frac{2k_2}{\pi b_2} \int Q_{32} |U_{21}| \cos \psi_2 d\varphi \quad (14)$$

Para determinação do desgaste no ponto N_3 do membro 3, com coordenada β_3 , utiliza-se eq.(14) onde k_2 é substituído sobre k_3 e ψ_2 sobre ψ_3 .

Ao dar uma série dos valores dos ângulos β_2, β_3 e ao determinar os desgastes δ_2, δ_3 nos pontos com estas coordenadas pode-se construir os diagramas de distribuição do desgaste dos elementos do par cinemático.

3. Cálculo do desgaste dos elementos do par de translação

O caso mais simples do cálculo do desgaste dos elementos do par de translação será quando a corredeira 3 (fig.3) realiza o movimento alternativo sobre diretriz plana imóvel 4, e com isso a força Q_{43} é constante pelo módulo e direcção e aplica-se no centro da corredeira de comprimento l_3 . O deslocamento máximo da corredeira é igual H . Neste caso, o desgaste δ_3 será uniforme

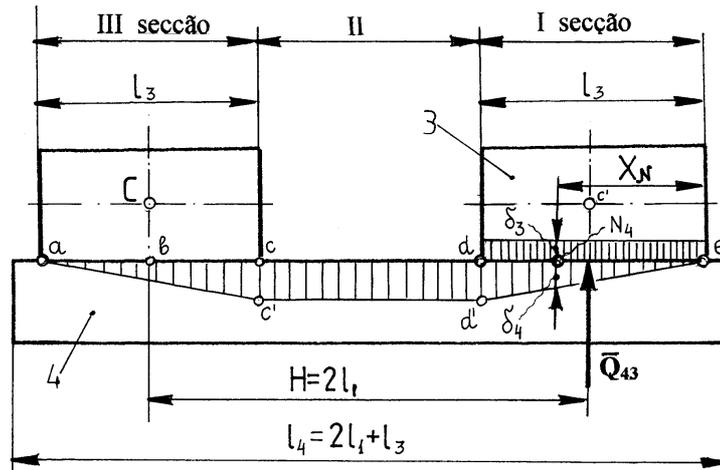


Figura 3. Um par de translação; 3 – corredeira, 4 – diretriz.

(com condição da distribuição uniforme da pressão); o desgaste δ_4 nos pontos extremos da diretriz (a, e) é igual a zero, e sobre a secção cd é máximo. Os diagramas de distribuição do desgaste para este caso são mostradas na fig.3. Quando $p=const$ as fórmulas para o cálculo do desgaste dos elementos 3 e 4 do par são as seguintes:

$$\delta_{3c} = k_3 p \int_0^{t_c} V_{des} dt = k_3 p 2H, \quad (15)$$

$$\delta_{4c} = k_4 p \int_0^{t_c} V_{des} dt = k_4 p S, \quad (16)$$

onde: k_3, k_4 são os coeficientes do desgaste do material dos elementos dos membros 3 e 4; S é a distância de atrito; $p=Q_{43}/(l_3 d_3)$ – pressão específica.

Nos pontos a e e $S=0$; no ponto b $S=2l_3/2=l_3$; nos pontos c e d $S=2l_3$.

Para examinar a corredeira cilíndrica (ou êmbolo no cilindro) é preciso ter em conta a distribuição de pressão em duas direcções: ao longo do eixo e na seção transversal. Com isso, a distribuição de pressão na seção transversal varia pela lei de coseno (veja fig.1A). A pressão máxima para se encontrar o maior desgaste δ_3 e δ_4 é determinado analogamente à eq. (7):

$$p_{\max} = 2Q_{43} / (\pi l_3 \frac{d_3}{2}) = 4Q_{43} / (\pi l_3 d_3) \quad (17)$$

onde d_3 é o diâmetro da corrediça cilíndrica (ou do êmbolo).

No caso de aplicação da força Q_{43} não no meio da corrediça, pode-se tomar a lei linear da distribuição da pressão p .

No caso comum (a pressão p e a velocidade de deslizamento V_{des} são variáveis) o cálculo dos desgastes δ_3 e δ_4 realizam-se pelas eq. (5) e (6). Os limites de integração na eq. (5) para determinação δ_4 serão diferentes e dependem em que seção da diretriz da corrediça está o ponto examinado N_4 (fig.3) com coordenada X_N medida a partir do ponto direito extremo e . Por exemplo, para um mecanismo de manivela, biela e corrediça sobre a seção I, de comprimento l_3 , (fig.4A) num ponto N_4 da diretriz com coordenada X_N ($l_3 \geq X_N > 0$) o desgaste efetuar-se-á quando a manivela 1 realizar o movimento de rotação sobre o ângulo φ_1 no decorrer de marcha da corrediça à esquerda e quando a corrediça 3 realizar o movimento de rotação sobre o ângulo de $(360^\circ - \varphi_1)$ até 360° no decorrer de marcha atrás da corrediça (à direita); no tempo restante não há o contato da corrediça com a diretriz neste ponto e por isso o desgaste não irá ocorrer.

Para o ponto N_4 sobre a seção II (fig.4B) com coordenada X_N ($2l_1 \geq X_N \geq l_3$) o desgaste ocorrerá durante a rotação da manivela 1 sobre o ângulo $\varphi_1 \div \varphi_2$ no decorrer de marcha da corrediça à esquerda e durante a rotação da manivela sobre o ângulo $360^\circ - \varphi_2 \div 360^\circ - \varphi_1$ no decorrer da marcha atrás da corrediça (à direita).

Para a secção III, onde $2l_1 + l_3 > X_N \geq 2l_1$ (fig.4C) o desgaste no ponto N_4 terá lugar durante a rotação da manivela 1 sobre o ângulo $\varphi_1 \div 180^\circ$ no decorrer da marcha da corrediça à esquerda e durante a rotação da manivela sobre o ângulo $180^\circ \div 360^\circ - \varphi_1$ no decorrer da marcha atrás.

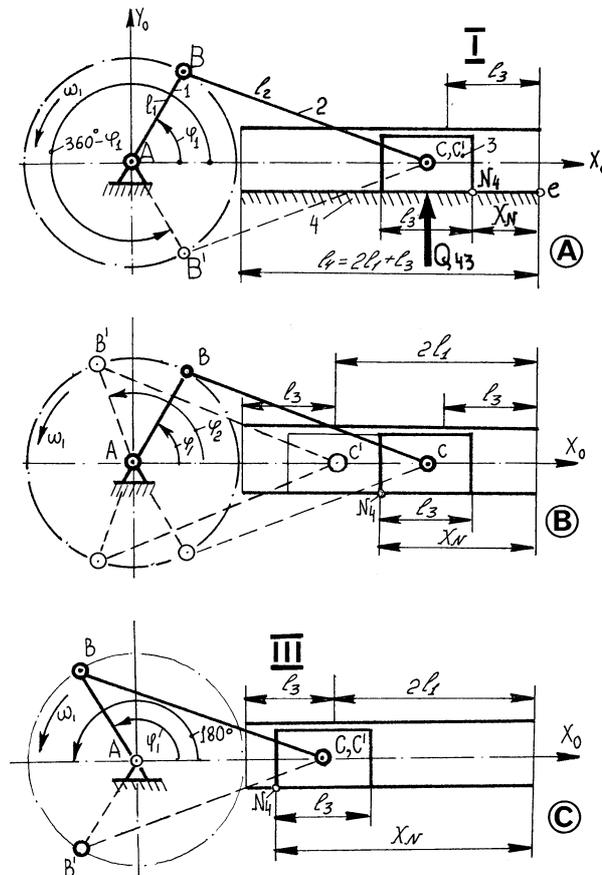


Figura 4. Em torno da determinação dos limites de integração

4. Algoritmo de cálculo do desgaste dos elementos dos pares cinemáticos

O algoritmo de cálculo do desgaste dos elementos dos pares cinemáticos pode ser examinado no exemplo do mecanismo de manivela, biela e corrediça. Para o cálculo do desgaste dos elementos dos pares cinemáticos no mecanismo de alavanca é preciso conhecer as suas características cinemáticas (dimensões dos membros, funções de posição e de transmissão); as massas e os momentos de inércia dos membros; forma e dimensões dos elementos dos pares cinemáticos, a intensidade de desgaste dos materiais aplicáveis; características do movimento estacionário do mecanismo (frequência de rotação do membro propulsor, carga de força exterior, número dos ciclos de funcionamento).

Cumprindo a análise cinemática e de força do mecanismo determinamos os parâmetros necessários cinemáticos e, depois, os módulos e coordenadas angulares dos vetores das forças em função da coordenada generalizada (ângulo de rotação φ do membro propulsor).

Conhecendo a forma e dimensões dos elementos do par cinemático e ao determinar na base da análise de força a pressão específica média (por ciclo) p_{med} pode-se determinar o coeficiente de desgaste k para cada um dos elementos do par.

Visto que os coeficientes de desgaste são pequenos, mas o numero dos ciclos de funcionamento pode ser muito grande (até $10^7 \dots 10^8$), é útil unir as eq. (5) e (6) em uma e considerando as eq. (13), (14), (17) pode-se determinar o desgaste para o todo período de funcionamento do mecanismo pelas fórmulas expostas mais abaixo (em micrómetros).

Para os pontos N_2, N_3 com coordenadas β_2, β_3 dos elementos dos membros 2,3 que formam um par giratório e realizam o movimento plano

$$\delta_{2(3)} = c_{2(3)} \int_0^{\varphi_c} Q_{32} |U_{21} - U_{31}| \cos \psi_{2(3)} d\varphi \quad (18)$$

onde $c_{2(3)} = 2k_{2(3)} n_c 10^6 / (\pi b_2)$; os ângulos ψ_2, ψ_3 determinam-se pelas eq. (9),(10).

Determinemos o desgaste para os pontos dos elementos dos membros 3,4 que formam um par de translação. Para a superfície de funcionamento da corrediça plana 3 (com a condição da distribuição uniforme da pressão)

$$\delta_{3cor} = c_{3cor} \int_0^{\varphi_c} Q_{43} V_{qC} |d\varphi \quad (19)$$

onde $c_{3cor} = k_{3cor} n_c 10^6 / (l_3 d_3)$; para corrediça cilíndrica (ou êmbolo) na eq. (19) o coeficiente $c_{3cor} = 4k_{3cor} n_c 10^6 / (\pi l_3 d_3)$; $V_{qC} = V_C(\varphi) / \omega_l$ – função de transmissão da corrediça 3 (articulação C), m/rad. .

Para o ponto N_4 da diretriz da corrediça (ou cilindro) com coordenada medida a partir do ponto extremo e (fig.4)

$$\delta_4 = c_4 \left(\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} Q_{43} V_{qC} |d\varphi + \int_{360^\circ - \varphi_2}^{360^\circ - \varphi_1} Q_{43} V_{qC} |d\varphi \right) \quad (20)$$

onde para a diretriz plana $c_4 = k_4 n_c 10^6 / (l_3 d_3)$; para o cilindro $c_4 = 4k_4 n_c 10^6 / (\pi l_3 d_3)$.

Os limites de integração φ_1 e φ_2 na expressão (20) dependem em que seção da diretriz encontra-se o ponto N_4 :

I) se $l_3 \geq X_N \geq 0$, então $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = (\varphi)_{X_N=l_3}$;

II) se $2l_1 \geq X_N \geq l_3$, então $\varphi_1 = (\varphi)_{X_N=l_3}$, $\varphi_2 = (\varphi)_{X_N=2l_1}$;

III) se $2l_1+l_3 \geq X_N \geq 2l_1$, então $\varphi_1 = (\varphi)_{X_N=2l_1}$, $\varphi_2 = 180^\circ$.

5. Exemplo de cálculo

Como exemplo concreto de cálculo do desgaste pela metodologia exposta foi examinado o mecanismo da máquina de êmbolo (fig.5E) com os seguintes dados iniciais: o comprimento da manivela $l_1=0,085$ m; o comprimento relativo da biela $\lambda_2=l_2/l_1=4,85$; a coordenada relativa do centro de massas da biela $\lambda_{S2}=l_{BS2}/l_{BC}=0,3$; as massas dos membros – $m_1=105$ kg, $m_2=15$ kg, $m_3=12$ kg; os momentos de inércia dos membros – $J_{1A}=9,5$ kg·m², $J_{2S}=0,35$ kg·m²; a frequência de rotação da manivela $n_1=12,5$ 1/s ; os valores numéricos da força exterior P_3 aplicada ao êmbolo 3 em função do ângulo φ da manivela são dados na tabela 1.

Tabela 1. Os valores da força exterior P_3 aplicada ao êmbolo

$\varphi_1, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
P_3, kN	-25,0	-7,0	0,00	0,00	0,00	0,000	0,00	-0,5	-2,0	-6,0	-25,0	-25,0	-25,0

No resultado do cálculo cinemático e de força do mecanismo são obtidos os valores numéricos das grandezas necessárias para o cálculo seguinte : a coordenada angular θ_2 do membro 2; a relação de transmissão $U_{21} = \omega_2 / \omega_1$; o análogo de velocidade do êmbolo (função de transmissão) $V_{qC} = V_C / \omega_1$; o módulo do vetor da força Q_{32} e sua coordenada angular φ_{32} ; a força Q_{43} . Os valores destas grandezas em função da coordenada generalizada φ são mostradas na tabela 2.

Tabela 2. Os resultados da análise cinemática e de força do mecanismo

$\varphi_1, grau$	$\theta_2, grau$	U_{21}	$V_{qC}, m/rad$	Q_{32}, kN	$\varphi_{32}, grau$	Q_{43}, kN
0	0	-0,210	0	17,50	180,0	0,00
30	- 6,1	-0,190	-0,051	1,25	197,5	-0,35
60	-10,5	-0,110	-0,082	2,50	336,2	-1,05
90	-11,8	0	-0,088	1,35	188,2	-0,20
120	-10,5	0,110	-0,068	3,40	174,5	(0,45>0)
150	-6,1	0,190	-0,035	4,80	176,4	(0,38>0)
180	0	0,210	0	5,00	180,0	0,00
210	6,1	0,190	0,035	5,25	185,2	-0,46
240	10,5	0,110	0,068	5,90	187,6	-0,81
270	11,8	0	0,088	7,15	188,2	-1,00
300	10,5	-0,110	0,082	22,42	189,0	-3,42
330	6,1	-0,190	0,051	18,95	184,5	-1,46
360	0	-0,210	0	17,50	180,0	0,00

A tabela 2 mostra que a força Q_{43} carrega, em princípio, a metade direita do êmbolo 3 e cilindro 4, por isso sobre o desgaste é preciso calcular esses lados.

Para o cálculo do desgaste dos elementos dos pares cinemáticos 2-3 e 3-4 são necessários os dados adicionais: o diâmetro do cilindro $d_3=0,23$ m; o comprimento do êmbolo $l_3=0,2$ m; o

diâmetro do munhão de êmbolo $2r=0,04$ m e o seu comprimento de funcionamento $b_2=0,15$ m; o número dos ciclos de funcionamento do mecanismo $n_c=10^8$.

Determinando, da tabela 2, os valores médios aritméticos das forças Q_{32} e Q_{43} , calculados por N posições, achamos as pressões médias nos pontos da superfície de funcionamento pela linha de ação destas forças: $p_{med2,3}=1,85$ MPa; $p_{med3,4}=0,14$ MPa. Utilizando estes valores p_{med} e os dados pela intensidade de desgaste γ_s para os materiais escolhidos (o par 2,3 – liga para chumaceiras, aço; o par 3,4 – ferro fundido, ferro fundido) determinamos pela eq. (3) os coeficientes de desgaste para os elementos dos pares cinemáticos: $k_2=2,2 \cdot 10^{-16}$; $k_3=8,6 \cdot 10^{-17}$; $k_{3cor}=4,2 \cdot 10^{-16}$; $k_4=7 \cdot 10^{-16}$.

O cálculo do desgaste para a toda superfície de funcionamento pelas N posições é realizado pelas eq. (18)÷(20). Os integrais calculamos por métodos numéricos. Devido ao volume considerável de cálculos é razoável o uso do computador. No resultado deste cálculo obtemos os valores do desgaste dos elementos do par giratório $\delta_2=\delta_2(\beta_2)$ e $\delta_3=\delta_3(\beta_3)$ em função da coordenada angular β_2, β_3 do ponto examinado e os valores do desgaste dos elementos do par de translação δ_{3cor} e $\delta_4=\delta_4(X_N)$ que são mostrados em forma dos diagramas de distribuição na fig.5.

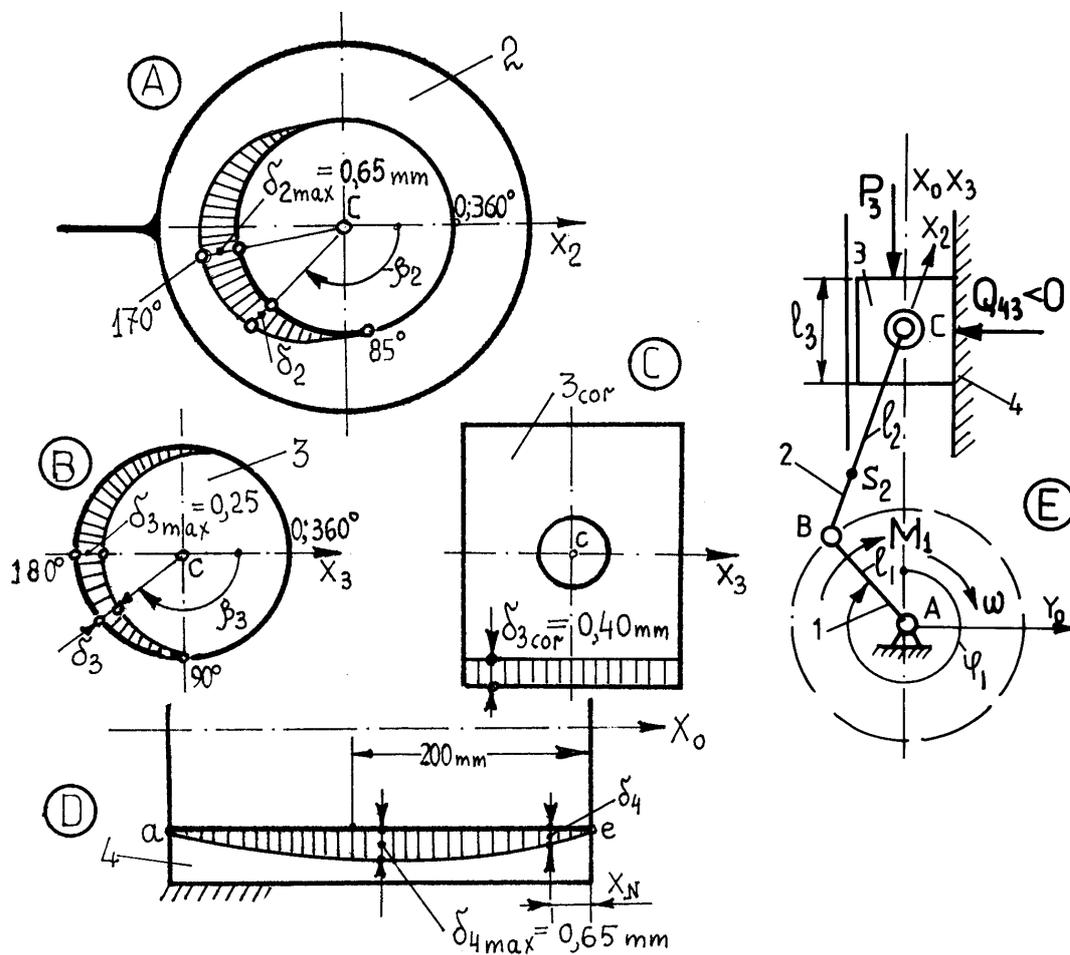


Figura 5. Os diagramas do desgaste (A,B,C,D) dos elementos dos pares cinemáticos 2-3 e 3-4 duma máquina de êmbolo.

O desgaste da bucha de mancal realiza-se em limites de $\beta_2 \cong 85^\circ$ até $\beta_2=360^\circ$ (fig.5A), o desgaste máximo é igual $\delta_{2max}=0,65$ mm e corresponde à coordenada $\beta_2=170^\circ$.

O diagrama do desgaste do pino de êmbolo (fig.5B) mostra que o desgaste tem lugar em limites de $\beta_3=90^\circ$ até $\beta_3=360^\circ$; o desgaste máximo $\delta_{3max}=0,25$ mm com coordenada $\beta_3=180^\circ$.

Na fig.5C representa-se o diagrama do desgaste da parte mais carregada do êmbolo 3: $\delta_{3cor}=\delta_{3cor.max}=0,40$ mm; na secção perpendicular ao eixo X_3 do êmbolo o desgaste está distribuído pela lei de coseno.

O diagrama do desgaste δ_4 da parte mais carregada da parede do cilindro é dado na fig.5D. O valor máximo do desgaste $\delta_4=\delta_{4max}=0,65$ mm corresponde a coordenada $X_N=0,18\div 0,2m$.

Usando a metodologia exposta pode-se determinar o carater e o valor do desgaste esperável dos elementos dos pares cinemáticos dos mecanismos de alavanca nos cálculos de projeção.

Referências

Cojevnicov,S.N., 1989, Teoria dos mecanismos e máquinas, Moscovo.

Craguelhsky, I.V., 1988, O atrito, desgaste e lubrificação, Moscovo.

WEAR CALCULUS ON KINEMATIC PAIRS OF PLANAR MECHANISM

Abstract. *It describes the calculus methodology for links wear of revolute and prismatic pairs of the planar mechanisms with one degree of freedom. It provides the way to solve the problem of determination of contact points coordinates. The kinematic and mechanism force analysis allows to define the necessary parameters for wear calculation: the analogous of sliding velocity and the specific pressure as function of generalised coordinate of mechanism at any contact point. They are given the formulas for numeric calculus that enable to construct distributed wear diagrams for each contact surface of kinematic pair. It's included the calculus of the wear in revolute and prismatic kinematic pairs, for example the slider-crank mechanism.*

Keywords : *Wear, Kinematic pairs, Lincage*