

BADANIA SYMULACYJNE MIESZADŁA Z PRZEKŁADNIĄ PLANETARNĄ – CZ. I

THE SIMULATIVE TESTS OF PLANETARY-MOTION PADDLE – PART I

W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych ruchu mieszadła napędzanego przekładnią planetarną. Dla istniejącego rozwiązania konstrukcyjnego dobrano liczbę zębów satelitów (kół obiegowych) tak, aby zmniejszyć ilość mieszaniny zalegającej w rejonie ścianek pojemnika. Tory ruchu łopatek mieszadła wyznaczono wykorzystując równania rzutów na osie prostokątnego układu współrzędnych. W celu wybrania najkorzystniejszego rozwiązania spośród analizowanych wykorzystano dwa kryteria oceny – maksymalne wychylenie łopatki mieszadła oraz pole powierzchni pod torem ruchu łopatki. Przedstawiono przebiegi toru ruchu mieszadła przed i po modyfikacji.

***Słowa kluczowe:** mieszadło, tor ruchu łopatek, przekładnia planetarna, badania symulacyjne*

The paper presents the simulative tests of the paddle motion driven with a planetary gear. For the existing construction solution such a number of satellite teeth (planetary wheels) was chosen so that mixture quantity deposited near the container walls could be reduced. The paths of mixer paddles motion were determined using the equations of projections on the axes of the Cartesian coordinate system. To choose the best solution out of these analysed there were applied two evaluation criteria – the maximal deflection of the mixer blade and the area under the paddle motion path. There were displayed the runs of mixer motion path prior to and after modification.

***Keywords:** mixer, paddle motion path, planetary gear, simulative tests*

1. Wprowadzenie

Mieszanie jest bardzo rozpowszechnionym procesem w wielu gałęziach przemysłu, a w szczególności w przemyśle spożywczym i chemicznym. Jednym z parametrów określających jakość mieszania jest stopień zmieszania, który określa się stosunkiem rozproszczenia wzajemnego dwóch lub więcej składników odniesiony do stanu idealnego, który zostaje osiągnięty po doskonałym wymieszaniu układu. Jednym z problemów pojawiających się w przypadku mieszadeł z napędem planetarnym jest mała skuteczność mieszania składników w rejonie ścianek pojemnika. Niejednokrotnie przy złym doborze liczb zębów koła centralnego i satelitów niemożliwym staje się dokładne wymieszanie składników w całej objętości w związku z pojawieniem się „martwych stref” w otoczeniu ścianek naczynia, do których nie dociera mieszadło. Taki problem pojawił się w konstrukcji mieszadła wykorzystywanego do procesu mieszania środków farmaceutycznych.

1. Introduction

Mixing appears to be a very common process in numerous industrial branches, particularly in the food and chemical industry. One of the parameters determining the mixing quality is a mix degree which is expressed by a distribution ratio of two or more components referred to the ideal state obtained after the perfect intermix of the system. One of the hardships occurring in the case of mixers with driving gear proves to be low efficiency of components mixing near the container walls. An improper choice of teeth number of the central gear and satellites makes impossible to mix the components accurately in whole volume due to the “dead zones” appearing in the container walls vicinity where the mixer does not reach. This problem lies in the mixer construction used in the process of pharmaceuticals mixing.

2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest zmiana liczby zębów satelity w istniejącym rozwiązaniu konstrukcyjnym mieszadła z napędem planetarnym wpływająca na poprawę skuteczności mieszania zwłaszcza w otoczeniu ścianek naczynia.

W pracy wyznaczono równania opisujące położenie końca łopatkki w funkcji kąta obrotu jarzma θ , które wykorzystano do wykreślenia torów ruchu łopatkki. Na ich podstawie określono również liczbę punktów styku końca łopatkki ze ścianką pojemnika. Wyprowadzono zależności na maksymalne wychylenie łopatek mieszadła od osi symetrii pojemnika przechodzącej przez wybrany punkt kontaktu $-y_{max}$ oraz pole powierzchni $-P$ pomiędzy krzywą utworzoną przez koniec łopatkki, a osią symetrii pojemnika przechodzącą przez wybrany punkt kontaktu. Na tej podstawie wybrano rozwiązanie najkorzystniejsze z punktu widzenia ilości niewymieszanej masy pozostającej przy ściankach pojemnika.

3. Metodyka

Współrzędne końca łopatkki x oraz y wyznaczono na podstawie równań rzutów na osie nieruchomego układu współrzędnych (rys.1)

$$x = l_1 \cos \theta + l_2 \cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (1)$$

$$y = l_1 \sin \theta + l_2 \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (2)$$

gdzie: l_1 - promień jarzma, l_2 - promień łopatkki, i_p - przełożenie przekładni planetarnej, θ - kąt obrotu jarzma.

Na podstawie równań (1) i (2) wyznaczono tory ruchu końca łopatkki dla rozwiązania pierwotnego, w którym liczba zębów satelity $z_1 = 22$, koła centralnego o uzębieniu wewnętrznym $z_2 = 48$ oraz moduł $m_n = 3$ mm (rys.2).

W pierwszej fazie obliczeń poszukiwano takich kątów położenia jarzma, dla których osiągana jest największa odległość pomiędzy osią obrotu jarzma i końcem łopatkki. Jest to równoznaczne z położeniem w jednej linii łopatkki oraz jarzma. Położenie to określone jest równaniem

$$x^2 + y^2 = (l_1 + l_2)^2 \quad (3)$$

Jednocześnie po podniesieniu równań na położenie (1) i (2) do kwadratu oraz dodaniu stronami i porównaniu z zależnością (3) otrzymano

2. Work objective and scope

The aim of the present paper is a change of satellite teeth number in the existing construction of the mixer with planetary drive that could improve the mixing efficiency, especially in the container walls surroundings.

In this work there were determined the equations depicting a paddle end position in the function of shackle rotation angle beta used to plot the blade motion paths. On these grounds a number of paddle contact points with a container wall was also determined. The dependences were derived on the maximal deflection of the mixer blades from the container symmetry axis passing through a chosen contact point $-y_{max}$ and the area $-P$ between a curve formed by the paddle end and the symmetry axis of the container running through the chosen point. On these basis there was chosen the most favourable solution considering the volume of unmixed mass left on the container walls.

3. Methods

The blade end coordinates x and y were determined on the grounds of the equations of projections on the axes of stationary co-ordinate system (Fig.1)

$$x = l_1 \cos \theta + l_2 \cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (1)$$

$$y = l_1 \sin \theta + l_2 \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (2)$$

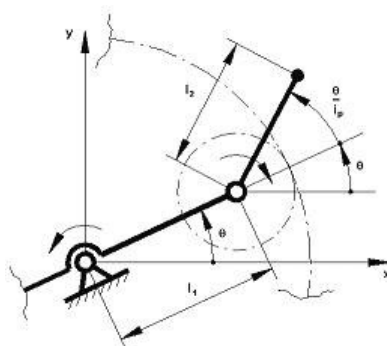
Where: l_1 - planetary cage radius, l_2 - paddle radius, i_p - epicyclic ratio, θ - planetary cage rotation angle.

On the grounds of the equations (1) and (2) there were determined the paths of the paddle end motions for the primary solution in which satellite teeth number $z_1 = 22$, the internal central gear $z_2 = 48$ and module $m_n = 3$ mm (Fig.2).

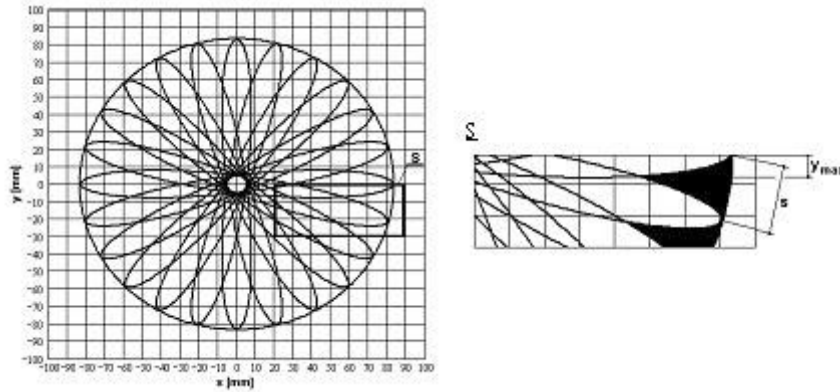
At the first computation stage, the angles of a planetary cage position were examined for which the longest distance between the planetary cage rotation axis and the blade end could be obtained. It amounts to a position of a blade and cage in one line. This position is defined with the equation:

$$x^2 + y^2 = (l_1 + l_2)^2 \quad (3)$$

At the same time after the equations square to (1) and (2) position then side addition and comparison to the equation (3) the following was obtained:



Rys.1. Schemat napędu mieszadła
Fig.1. Scheme of mixer driving gear



Rys.2. Tor ruchu końca łopatki dla rozwiązania pierwotnego oraz szczegół „martwymi strefami” w pobliżu ścianki naczynia
Fig.2. Path of the paddle end motion for the primary solution and detail with “dead zones” near the container wall

$$\cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right)\cos\theta + \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right)\sin\theta = 1 \quad (4)$$

Położenia jarzma, dla których osiągnięta jest największa odległość pomiędzy osią obrotu jarzma i końcem łopatki określone są zależnością

$$\theta = \frac{360^\circ k i_p}{1 - i_p}, \quad \text{gdzie } k \in N \quad (5)$$

Przełożenie zastosowanej przekładni, przy nieruchomym kole centralnym o uzębieniu wewnętrznym, wyznaczone metodą Willis'a wynosi

$$i_p = \frac{z_1}{z_1 - |z_2|} \quad (6)$$

Wstawiając do wzoru (5) zależność na przełożenie (6) otrzymano

$$\theta = \frac{360^\circ k z_1}{|z_2|} \quad (7)$$

Następnie wyznaczono najmniejszą wartość $k > 0$ dla której $\theta = 0$ wykorzystując równanie

$$\frac{360^\circ k z_1}{|z_2|} - m 360^\circ = 0, \quad \text{gdzie } m \in N \quad (8)$$

Stąd

$$k = \frac{m |z_2|}{z_1} \quad (9)$$

Wykorzystując zależność (9) sporządzono tabelę analizowanych skojarzeń liczb zębów koła centralnego i satelity. Założono, że liczba zębów koła centralnego o uzębieniu wewnętrznym z_2 nie ulegnie zmianie w stosunku do rozwiązania pierwotnego. Założenie takie zapobiega nadmiernej ingerencji w istniejącą konstrukcję mieszadła. Rozpatrywana możliwa liczba zębów satelity wahała się w granicach $z_1 = 17 \div 24$, co podyktowane było z jednej strony uniknięciem korekcji kół zębatych, z drugiej zaś graniczną wartością przełożenia.

$$\cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right)\cos\theta + \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right)\sin\theta = 1 \quad (4)$$

The planetary cage positions characterizing with the greatest distance between the cage rotation axis and the blade end are described by:

$$\theta = \frac{360^\circ k i_p}{1 - i_p}, \quad \text{where } k \in N \quad (5)$$

A transmission ratio at the stationary internal central gear was determined with Willis' method

$$i_p = \frac{z_1}{z_1 - |z_2|} \quad (6)$$

Placing the dependence of transmission ratio (6) into the formula (5) we obtain

$$\theta = \frac{360^\circ k z_1}{|z_2|} \quad (7)$$

Next, the lowest value $k > 0$ was determined for which $\theta = 0$ applying the equation

$$\frac{360^\circ k z_1}{|z_2|} - m 360^\circ = 0, \quad \text{where } m \in N \quad (8)$$

Hence

$$k = \frac{m |z_2|}{z_1} \quad (9)$$

Using the dependence (9), there was elaborated a table of the analyzed matchings of teeth number in the central gear and satellite. It was assumed that a teeth number in the internal central gear z_2 would not be changed in relation to the primary solution. This assumption prevents the excessive interference into the existing mixer construction. A considered possible satellite teeth number ranged within $z_1 = 17 \div 24$ that, on the one hand, allowed to avoid the gear correction, while on the other was connected with gear boundary value.

Tabela 1. Zestawienie analizowanych skojarzeń liczb zębów
Table 1. Comparison of the analyzed matchings of teeth number

Nr rozwiązania Solution No	z_1	z_2	i_p	m	k	$\Delta\theta$ [°]
1	17	48	-0,5484	17	48	7,5
2	18	48	-0,600	3	8	45
3	19	48	-0,6552	19	48	7,5
4	20	48	-0,7143	5	12	30
5	21	48	-0,7778	7	16	22,5
6	22	48	-0,8462	11	24	15
7	23	48	-0,9200	23	48	7,5
8	24	48	-1	1	2	180

Na podstawie tabeli stwierdzono, że rozwiązania 1, 3 i 7 są najkorzystniejsze pod względem liczby punktów, w których dochodzi do kontaktu łopatek mieszadła ze ściankami pojemnika. Liczba ta dla tych rozwiązań wynosi $k = 48$, co oznacza, że styk łopatek mieszadła ze ściankami naczynia będzie występował co $\Delta\theta = 7,5^\circ$. Rozwiązania te są pod tym względem korzystniejsze od pierwotnego, w którym liczba tych punktów wynosiła zaledwie $k = 24$.

Przeprowadzona dalsza analiza ruchu łopatek mieszadła miała na celu wybór najkorzystniejszego rozwiązania spośród 1, 3 i 7. W pierwszym etapie wykonano komputerową symulację ruchu łopatek mieszadła i zauważono, że nie tylko liczba punktów kontaktu jest istotnym parametrem decydującym wielkości „martwych stref”, ale też kształt toru ruchu łopatek. Wyznaczono, zatem kolejne dwa parametry decydujące o skuteczności mieszania w pobliżu ścianek naczynia:

- maksymalne wychylenie łopatek mieszadła od osi symetrii pojemnika przechodzącej przez wybrany punkt kontaktu $-y_{max}$, które powinno być jak największe,
- pole powierzchni $-P$ pomiędzy krzywą utworzoną przez koniec łopatki a osią symetrii pojemnika przechodzącą przez wybrany punkt kontaktu, które także powinno być jak największe.

W celu wyznaczenia y_{max} wykorzystano zależność na współrzędną y położenia końca łopatki w funkcji kąta obrotu jarzma θ

$$y = l_1 \sin\theta + l_2 \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (10)$$

Wyznaczenie maksymalnego wychylenia łopatek od osi symetrii wymagało wyznaczenia ekstremum funkcji (10). Stąd obliczono jej pochodną

$$\frac{dy}{d\theta} = l_1 \cos\theta + \frac{l_2}{i_p} \cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (11)$$

Z powodu braku możliwości analitycznego wyznaczenia miejsc zerowych pochodnej funkcję $\cos\theta$ rozwinięto w szereg Taylora uwzględniając pierwsze trzy wyrazy. Otrzymano wówczas

On the grounds of the Table, it was stated that solutions 1, 3 and 7 appear to be most efficient as regards a number of points in which the contact between the mixer blades and container walls is recorded. The number for these solutions is $k = 48$, it means that this contact will occur every $\Delta\theta = 7.5^\circ$. In this respect these solutions are better than the primary in which a number of these points amounted to only $k = 24$.

The further analysis of mixer paddle motion aimed to choose the best solution out of 1, 3 and 7. At the first stage the computer simulation of mixer blade motion was performed to find that not only the number of contact points constitutes a significant parameter deciding about “dead zones” size but a shape of blade motion path as well. Therefore, two further parameters deciding about the mixing efficiency near the container walls were established:

- maximal deflection of the mixer blades from the container symmetry axis running through a chosen contact point $-y_{max}$ which is expected to be the greatest,
- the area P between a curve formed by the paddle end and container symmetry axis going through a chosen contact point which is also supposed to be the greatest.

To determine y_{max} there was used a dependence of y coordinate of the blade end in the function of planetary cage rotation angle θ

$$y = l_1 \sin\theta + l_2 \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (10)$$

Determination of the maximal blade deflection from the symmetry axis imposed establishing of the function extremum (10). Hence its derivative was calculated

$$\frac{dy}{d\theta} = l_1 \cos\theta + \frac{l_2}{i_p} \cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (11)$$

As it was impossible to define analytically the derivative zero sites, the function $\cos(\theta)$ was developed into Taylor series including the first three terms. Then we obtained

$$l_1 \left(1 - \frac{\theta^2}{2} + \frac{\theta^4}{24}\right) + \frac{l_2}{i_p} \left(1 - \frac{\theta^2}{2i_p^2} + \frac{\theta^4}{24i_p^4}\right) = 0 \quad (12)$$

Jednym z rozwiązań powyższego równania spełniającym warunki zadania jest

$$\theta = \frac{-i_p}{A} \sqrt{2A(3B - \sqrt{3C})} \quad (13)$$

gdzie: $A = l_1 i_p^3 + l_2$, $B = l_1 i_p^3 + l_2$,

$$C = l_1^2 i_p^6 + l_2^2 - 2l_1 l_2 i_p (i_p^4 - 3i_p^2 + 1)$$

Równanie (13) umożliwia wyznaczenie kąta θ , przy którym osiągane jest maksymalne wychylenie łopatek mieszadła. Wstawiając uzyskane rozwiązanie do zależności (10) otrzymano zależność na maksymalne wychylenie łopatek mieszadła y_{max} .

$$y_{max} = -l_1 \sin\left[\frac{i_p}{A} \sqrt{2A(3B - \sqrt{3C})}\right] - l_2 \sin\left[\frac{1}{A} \sqrt{2A(3B - \sqrt{3C})}\right] \quad (14)$$

W celu wyznaczenia pola powierzchni pomiędzy krzywą utworzoną przez koniec łopatki, a osią symetrii pojemnika przechodzącą przez wybrany punkt kontaktu wykorzystano zależności (1) oraz (2). Następnie wyznaczono pochodną współrzędnej x po kącie θ i wykorzystano zależność na pole powierzchni pod krzywą określoną parametrycznie

$$P = \int_{\theta_p}^{\theta_k} y(\theta) \frac{dx(\theta)}{d\theta} d\theta \quad (15)$$

W wyniku rozwiązania otrzymano

$$P = \frac{l_2^2}{4} \sin\left(\frac{2\theta}{i_p}\right) - \frac{l_1 l_2 (i_p + 1)}{2(i_p - 1)} \sin\left[\frac{\theta(i_p - 1)}{i_p}\right] + \frac{l_1 l_2}{2} \sin\left[\frac{\theta(i_p + 1)}{i_p}\right] + \frac{l_1^2}{4} \sin(2\theta) - \frac{l_1^2 i_p + l_2^2}{2i_p} \theta \Bigg|_{\theta_p}^{\theta_k} \quad (16)$$

Dolna granica całkowania wynosi $\theta_p = 0$, natomiast górną θ_k wyznaczono z warunku

$$y = l_1 \sin\theta_k + l_2 \sin\left(\frac{\theta_k}{i_p}\right) = 0 \quad (17)$$

Podobnie jak w przypadku wyznaczania y_{max} , z powodu braku analitycznego rozwiązania równania $y = 0$ funkcję $\sin\theta$ rozwinięto w szereg Taylora i otrzymano wówczas

$$l_1 \left(\theta_k - \frac{\theta_k^3}{6}\right) + l_2 \left(\frac{\theta_k}{i_p} + \frac{\theta_k^3}{6i_p^3}\right) = 0 \quad (18)$$

Jednym z rozwiązań powyższego równania spełniającym warunki zadania jest

$$\theta_k = \frac{-i_p}{A} \sqrt{6DE} \quad (19)$$

gdzie: $D = l_1 i_p^3 + l_2$, $E = l_1 i_p + l_2$

Podstawiając górną i dolną granicę całkowania do równania (16) otrzymano

$$l_1 \left(1 - \frac{\theta^2}{2} + \frac{\theta^4}{24}\right) + \frac{l_2}{i_p} \left(1 - \frac{\theta^2}{2i_p^2} + \frac{\theta^4}{24i_p^4}\right) = 0 \quad (12)$$

One of the solutions of the above equations that meets conditions of the problem is

$$\theta = \frac{-i_p}{A} \sqrt{2A(3B - \sqrt{3C})} \quad (13)$$

where: $A = l_1 i_p^3 + l_2$, $B = l_1 i_p^3 + l_2$,

$$C = l_1^2 i_p^6 + l_2^2 - 2l_1 l_2 i_p (i_p^4 - 3i_p^2 + 1)$$

The equation (13) facilitates the θ angle determination at which the maximal mixer blade deflection is recorded. When the obtained solution was placed into the dependence (10) we have got the equation depicting the maximal deflection of the mixer paddles y_{max} .

To determine the area between the curve formed by the blade end and container symmetry axis going through the chosen contact point there were applied (1) and (2) dependences. Next, the derivative of coordinate x was determined along the angle θ and the dependence of the area under the curve defined parametrically was used

$$P = \int_{\theta_p}^{\theta_k} y(\theta) \frac{dx(\theta)}{d\theta} d\theta \quad (15)$$

As a consequence the following was obtained

$$P = \frac{l_2^2}{4} \sin\left(\frac{2\theta}{i_p}\right) - \frac{l_1 l_2 (i_p + 1)}{2(i_p - 1)} \sin\left[\frac{\theta(i_p - 1)}{i_p}\right] + \frac{l_1 l_2}{2} \sin\left[\frac{\theta(i_p + 1)}{i_p}\right] + \frac{l_1^2}{4} \sin(2\theta) - \frac{l_1^2 i_p + l_2^2}{2i_p} \theta \Bigg|_{\theta_p}^{\theta_k} \quad (16)$$

The bottom limit of integration is $\theta_p = 0$, while the top θ_k was determined from the condition

$$y = l_1 \sin\theta_k + l_2 \sin\left(\frac{\theta_k}{i_p}\right) = 0 \quad (17)$$

Similarly as in the case of y_{max} determination owing to a lack of an analytical solution of the equation $y = 0$, the function $\sin(\theta)$ was developed into Taylor series to get the following

$$l_1 \left(\theta_k - \frac{\theta_k^3}{6}\right) + l_2 \left(\frac{\theta_k}{i_p} + \frac{\theta_k^3}{6i_p^3}\right) = 0 \quad (18)$$

One of the solutions of the above equation meeting the conditions of the problem proves to be

$$\theta_k = \frac{-i_p}{A} \sqrt{6DE} \quad (19)$$

where: $D = l_1 i_p^3 + l_2$, $E = l_1 i_p + l_2$

Substituting the top and bottom limit of integration to the equation (16) we obtain

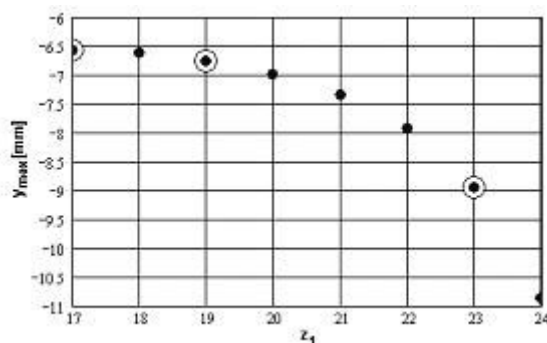
$$P = -\frac{l_1^2}{4} \sin\left(\frac{2i_p \sqrt{6DE}}{D}\right) - \frac{l_2^2}{4} \sin\left(\frac{2\sqrt{6DE}}{D}\right) + \frac{l_1 l_2 (i_p + 1)}{2(i_p - 1)} \sin\left[\frac{(i_p - 1)\sqrt{6DE}}{D}\right] - \frac{l_1 l_2}{2} \sin\left(\frac{(i_p + 1)\sqrt{6DE}}{D}\right) + \frac{l_1^2 i_p + l_2^2}{2D} \sqrt{6DE} \quad (20)$$

4. Wyniki badań i ich analiza

Na podstawie uzyskanych zależności (14) i (20) sporządzono wykres zmian y_{max} oraz P w funkcji liczby zębów z_1 satelity.

4. Test results and their analysis

On the basis of the obtained dependences (14) and (20) the diagram of changes y_{max} and P was elaborated in the function of teeth number of satellite z_1 .

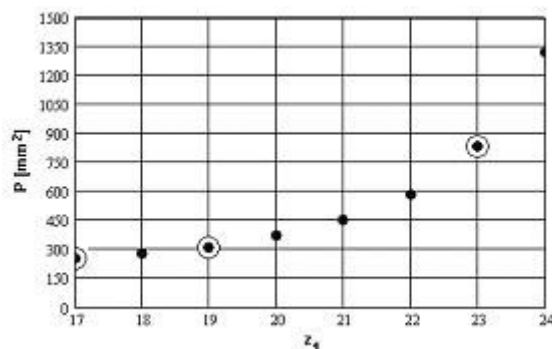


Rys.3. Maksymalne wychylenie łopatek mieszadła od osi symetrii pojemnika przechodzącej przez wybrany punkt kontaktu y_{max} w funkcji liczby zębów satelity z_1

Fig.3. Maximal deflection of the mixer blades from the container symmetry axis running through a chosen contact point y_{max} in the function of satellite z_1 teeth number

Pośród analizowanych rozwiązań 1, 3 i 7 najkorzystniejszym z punktu widzenia maksymalnego wychylenia łopatek jest rozwiązanie 7, dla którego moduł maksymalnego wychylenia wynosi $y_{max} = 8,95$ mm.

Out of the analyzed solutions 1, 3 and 7, regarding the maximal paddle deflection, the most advantageous solution appears to be No 7 for which the maximal deflection module is $y_{max} = 8.95$ mm.



Rys.4. Pole powierzchni P pomiędzy torem ruchu łopatki, a osią symetrii pojemnika przechodzącą przez wybrany punkt kontaktu w funkcji liczby zębów satelity z_1

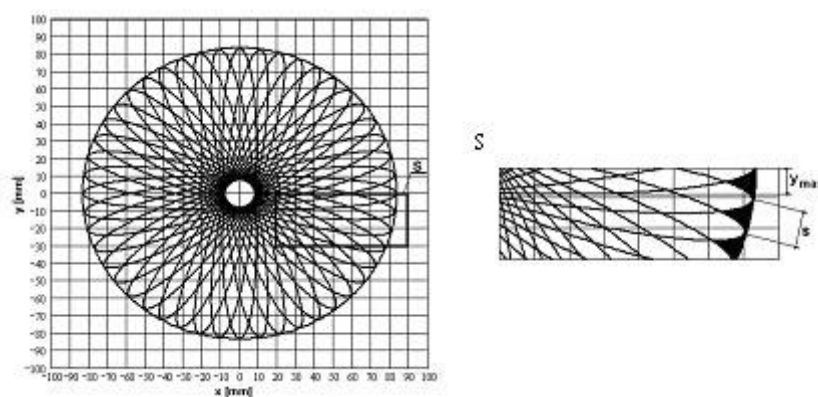
Fig.4. Area P between the blade motion trajectory and container symmetry axis going through a chosen contact point in the function of satellite z_1 teeth number

Podobnie jak w przypadku maksymalnego wychylenia łopatek najkorzystniejszym z punktu widzenia pola pomiędzy krzywą utworzoną przez koniec łopatki, a osią symetrii pojemnika jest rozwiązanie 7, dla którego pole powierzchni $P = 834$ mm².

Alike the case of the maximal blade deflection, the most favourable solution taking into account the area between the curve formed by the paddle end and the container symmetry axis proves to be No 7 for which the area $P = 834$ mm².

W wyniku przeprowadzonych analiz za najkorzystniejsze rozwiązanie w aspekcie skuteczności mieszania w pobliżu ścianek naczynia uznano rozwiązanie, dla którego liczba zębów satelity $z_1 = 23$. Trajektorie ruchu końca łopatki dla tego rozwiązania przedstawia rys.5.

The analyses showed that the most advantageous solution regarding the mixing efficiency near the container walls is the one for which the satellite z_1 teeth number is $z_1 = 23$. The trajectories of the blade end motion for this solution are presented in Fig.5.



Rys.5. Tory ruchu końca łopatki dla rozwiązania najkorzystniejszego ($z_1=23$) oraz szczegół z martwymi strefami w pobliżu ścianek

Fig.5. Paths of blade end motion for the best solution ($z_1=23$) and detail with dead zones in the walls vicinity

5. Podsumowanie

- 1) Najkorzystniejszym rozwiązaniem zarówno pod względem wielkości wychYLENIA łopatek mieszadła y_{max} jak i pola powierzchni P pomiędzy torem ruchu łopatki a osią symetrii pojemnika jest rozwiązanie 7, dla którego liczba zębów satelity wynosi $z_1=23$.
- 2) Moduły maksymalnych wychyleń łopatek dla rozwiązań 1 i 3 wynoszą odpowiednio $y_{max} = 6,56$ mm oraz $y_{max} = 6,77$ mm co stanowi 73,3% i 75,6% w stosunku do rozwiązania 7, dla którego $y_{max} = 8,95$ mm.
- 3) Pole powierzchni P pomiędzy torem ruchu łopatki, a osią symetrii pojemnika przechodzącą przez wybrany punkt kontaktu dla rozwiązań 1 i 3 wynoszą odpowiednio $P = 252$ mm² oraz $P = 317$ mm² co stanowi 30,2% i 38,0% w stosunku do rozwiązania 7, dla którego $P = 834$ mm².
- 4) W stosunku do rozwiązania pierwotnego ilość masy pozostająca przy ściankach dla rozwiązania 7 zmniejszyła się sześciokrotnie.

6. References

- [1] Jaśkiewicz Z.: *Poradnik inżyniera samochodowego: elementy i materiały*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1990r.
- [2] Olędzki A.: *Podstawy teorii maszyn i mechanizmów*. WNT, Warszawa, 1997r.

5. Conclusions

- 1) Regarding the value of mixer paddle deflection y_{max} and P area between blade motion path and container symmetry axis, the most advantageous solution is No 7 for which satellite teeth number is $z_1 = 23$.
- 2) The modules of the maximal blade deflections for solutions 1 and 3 are $y_{max} = 6.56$ mm and $y_{max} = 6.77$ mm, respectively that constitute 73.3% and 75.6% as against No 7 for which $y_{max} = 8.95$ mm.
- 3) The area P between the blade motion trajectory and container symmetry axis running through a chosen contact point for the solutions 1 and 3 are $P = 252$ mm² and $P = 317$ mm² that make 30.2% and 38.0% compared to No 7 whose $P = 834$ mm².
- 4) In relation to the primary solution the volume of mass remaining at the walls for solution No 7 has reduced by 6 times.

Dr inż. Marek BORYGA

Dr inż. Andrzej GRABOŚ

Akademia Rolnicza w Lublinie

Wydział Inżynierii Produkcji, Katedra Podstaw Techniki

20-280 Lublin, ul. Doświadczalna 50A

e-mail: marek.boryga@ar.lublin.pl

e-mail: andrzej.grabos@ar.lublin.pl