

dr inż. PIOTR DANIELCZYK, email: pdanielczyk@ath.bielsko.pl

prof. dr hab. inż. JACEK STADNICKI, email: jstadnicki@ath.bielsko.pl

AKADEMIA TECHNICZNO-HUMANISTYCZNA W BIELSKU - BIAŁEJ

WPŁYW POSTACI KONSTRUKCYJNEJ DENNICY NA UGIĘCIE BĘBNA ROBOCZEGO ZGRZEBLARKI WAŁKOWEJ

Streszczenie: W pracy przedstawiono rozwiązanie zadania poszukiwania najlepszego kształtu – postaci konstrukcyjnej dennicy bębna głównego zgrzeblarki wałkowej z uwagi na kryterium minimalnej amplitudy ugięcia. Do analiz wykorzystano metodę elementów skończonych (pakiet ANSYS). W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano zmniejszenie wartości maksymalnego ugięcia o około 71%, co umożliwi realizację nowej technologii włókienniczej – zgrzeblenia mikrowłókien oraz poprawę jakości w tradycyjnej technologii zgrzeblenia włókien wełnianych i wełnopodobnych.

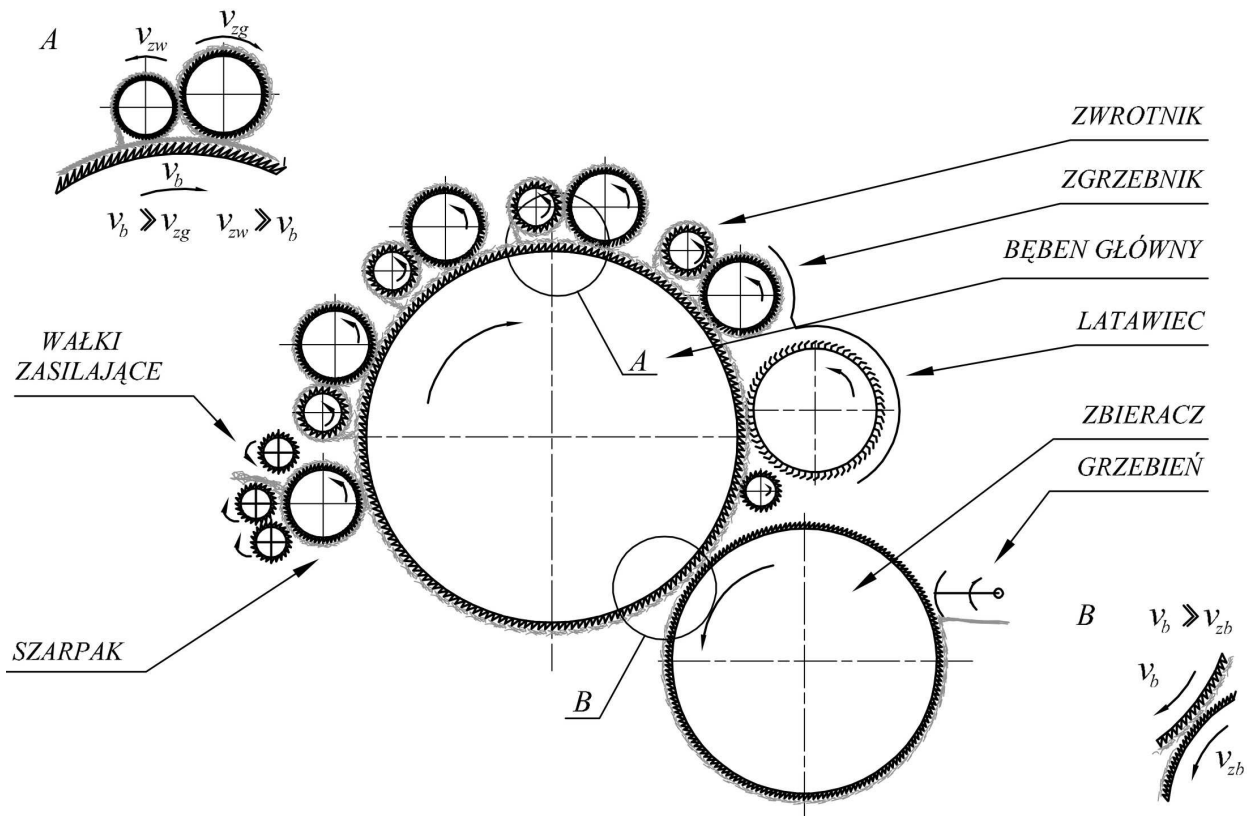
THE INFLUENCE OF THE STRUCTURAL FORM OF THE BOTTOM ON DEFLECTION OF THE CARDING MACHINE MAIN CYLINDER

Abstract: The following paper presents the solution to the problem of searching the best shape – structural form of the bottom of the main cylinder of the carding machine with consideration to the criterion of minimal deflection amplitude. The ANSYS package of the Finite Element Method has been used for the analysis. As a result of the performed calculations, reduction of maximum deflection value at approximately 70% has been obtained. It will enable application of a new textile technology – microfibre carding and improvement in the quality of traditional carding technology of woolen and wool-like fibres.

1. WPROWADZENIE. OBIEKT ANALIZY

Zgrzeblenie – jeden z ważniejszych włókienniczych procesów technologicznych ma za zadanie wymieszanie luźnych włókien, usunięcie z nich zanieczyszczeń i włókien krótkich oraz rozprostowanie i równoległe ułożenie pozostałych włókien a następnie uformowanie z nich półproduktu w postaci cienkiej warstwy włókien o szerokości maszyny (runka) lub taśmy, którą formuje się przez zagęszczenie runka. Włókna wełniane i chemiczne o podobnych cechach (wełnopodobne) przerabia się na zgrzeblarkach wałkowych, której schemat technologiczny przedstawia rysunek 1.

Bębny (główny i zbieracz) i wałki robocze (zgrzebniki i zwrotniki) mają na swoich powierzchniach zęby tzw. drutu piłowego (rys.3) lub igły obicia zgrzeblącego, które nawijają się zwój obok zwoju z odpowiednim naciąganiem. Podawane przez wałki zasilające i szarpak (pierwsza zgrzeblarka) lub bęben przenoszący (kolejne zgrzeblarki) włókna są przejmowane przez zęby bębna głównego i niesione do kolejnych par wałków roboczo-zwrotnych (zgrzebnik/zwrotnik). Dzięki dużej różnicy prędkości obwodowych bębna v_b i zgrzebnika v_{zg} ($v_b \gg v_{zg}$) i bliskiej odległości między nimi, ich zęby rozdzielają, przeczesują i prostują niesione włókna.



Rys.1 Schemat technologiczny zgrzeblarki wałkowej

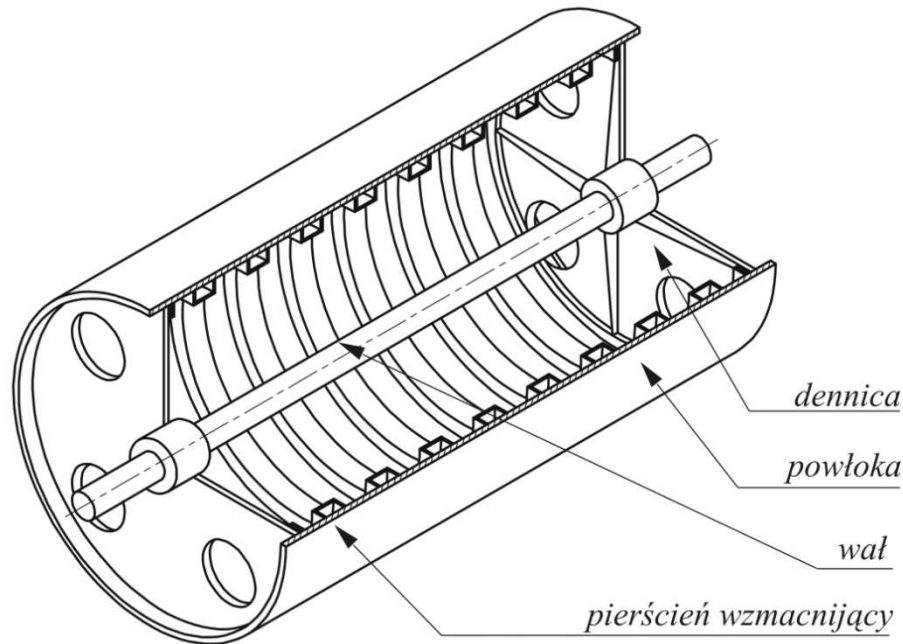
Zwrotnik, którego prędkość obwodowa v_{zw} jest większa niż zgrzebnika ($v_{zw} > v_{zg}$), zawraca część włókien do powtórnego przerobu. Proces powtarza się między bębnum a kolejnymi parami wałków roboczo-zwrotnych, przy czym odległość między bębnum głównym a kolejnymi zgrzebnikami zmniejsza się. Na koniec, szybko obracający się wałek – latawiec ($v_l > v_b$) z długimi zgiętymi igłami, podnosi włókna ponad zęby bębna, który niesie je dalej i zagęszcza na zębach wolno obracającego się zbieracza (v_{zb}), ponieważ $v_b \gg v_{zb}$. Jeśli zgrzeblarka jest ostatnią maszyną w ciągu, drgająca listwa (grzebień) szczesuje i zagęszcza włókna po zgrzebleniu, formując z nich runko.

Jakość zgrzeblenia w dużej mierze zależy od wysokości i kształtu szczeliny między bębnum głównym a zgrzebnikami oraz między bębnum głównym a zbieraczem. Przy przerobie cienkich włókien wysokość szczeliny wynosi od 0,3 do 0,15 mm, a z uwagi na pożądaną równomierność runka jej kształt powinien być zbliżony do prostokąta. Przy czym z uwagi na trwałość zębów drutu piłowego (twardość zęba maleje od wierzchołka do podstawy), nie należy szlifować bębna po nawinięciu drutu. Warto dodać, że we włókiennictwie coraz szerzej wykorzystuje się włókna super cienkie (mikro włókna), których zgrzeblenie wymaga jeszcze mniejszych niż podano wyżej odległości między wałkami roboczymi a bębnum i między bębnum a zbieraczem.

Bęben powinien być tak zaprojektowany, aby po nawinięciu nań drutu piłowego z naciągiem, ugięcie jego powłoki nie przekraczało kilku setnych części milimetra. Zważywszy na jego wymiary (średnica × długość: bęben główny $\varnothing 1500\text{mm} \times 2500\text{mm}$,

zbieracz $\varnothing 1270\text{mm} \times 2500\text{mm}$) oraz grubość ścianki zwykle od 10 do 14mm, są to bardzo wysokie wymagania dotyczące sztywności konstrukcji.

Bębny współczesnych zgrzeblarek wałkowych to niemal wyłącznie konstrukcje spawane (rys.2). Składają się z powłoki zwijanej z arkusza blachy zespawanej wzdłuż krawędzi, dennic usztywnionych żebrami, wału oraz pierścieni wzmacniających. Tego typu konstrukcje stosują wiodący producenci zgrzeblarek, a poszczególne rozwiązania różnią się konstrukcją dennic i pierścieni wzmacniających.



Rys.2 Schemat konstrukcji bębna

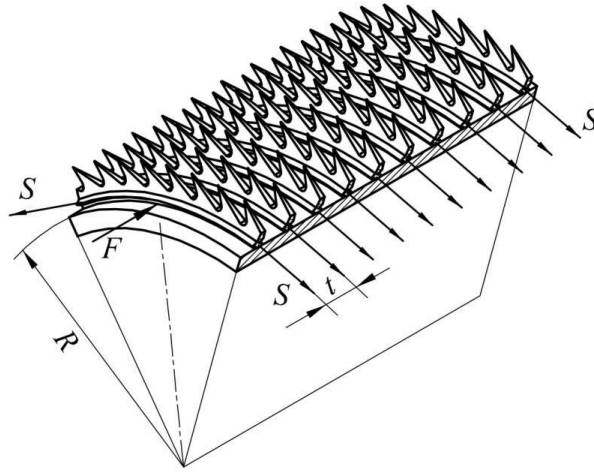
2. OBCIĄŻENIA DZIAŁAJĄCE NA BĘBEN GŁÓWNY ZGRZEBLARKI

Siły działające na bęben wynikają z:

- oddziaływania włókien na zęby obicia podczas zgrzeblenia; siły te są niewielkie [2] i przy obliczaniu ugięcia powłoki bębna są pomijane,
- ciężaru własnego konstrukcji i siły odśrodkowej; ich wpływ na ugięcie bębna także można zaniedbać z uwagi na małe prędkości obrotowe bębna (ok. 100÷150 obr/min) [4].
- nawinięcia z naciągiem drutu piłowego obicia.

Nawinięcie z naciągiem S i podziałką nawinięcia t drutu piłowego na bęben o promieniu R (rys.3) wywołuje nacisk na powłokę bębna skierowany promieniowo do wewnątrz o wartości:

$$(1) \quad p_r = \frac{S}{tR}$$



Rys.3 Oddziaływanie sił naciągu drutu piłowego na bęben

Jak wykazano w pracy [5], uwzględnienie w obliczeniach ugięcia powłoki bębna tylko nacisku promieniowego p_r nie daje wystarczającej zgodności wyników obliczeń z pomiarami eksperymentalnymi. Podczas nawijania drutu piłowego z naciągiem S zwoje dociskane są do siebie siłą F działającą w kierunku osi bębna i do tzw. drutu skrajnego będącego pierścieniem oporowym. Po nawinięciu wszystkich zwojów ostatni zwój opiera się o drut skrajny po przeciwnej stronie bębna. Można powiedzieć, że powłoka bębna zostaje owinięta „folią z drutu piłowego”, która jest wstępnie sprężona i działa na bęben w kierunku promieniowym naciskiem p_r oraz w kierunku osiowym siłą powierzchniową p_x będącą skutkiem resztkowych sił tarcia między drutem piłowym a powłoką bębna. Wartość siły powierzchniowej p_x wyraża wzór:

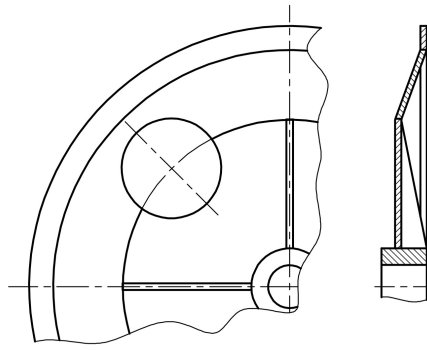
$$(2) \quad p_x = \mu p_r,$$

gdzie: μ - współczynnik tarcia spoczynkowego między stopką drutu piłowego a powierzchnią bębna.

Autorzy pracy [6] wykazali, że uwzględnienie w obliczeniach ugięcia powłoki bębna zarówno nacisku p_r jak i siły powierzchniowej p_x daje wystarczającą zgodność wyników obliczeń z pomiarami eksperymentalnymi.

3. REKONSTRUKCJA DENNICY BĘBNA

Analiza linii ugięcia powłoki bębna z dennicami prostymi (por.rys.2) o optymalnej grubości z pierścieniami wzmacniającymi o optymalnych wymiarach [3] prowadzi do wniosku, iż zmniejszanie amplitudy ugięcia wymaga zastosowania specjalnej konstrukcji dennic spawanych z blach (rys.4), które byłyby podatne w kierunku promieniowym i osiowym, a przy tym zapewniałyby wymaganą sztywność całego bębna zarówno podczas pracy jak i podczas jego wykonywania (szlifowanie powierzchni przed nawinięciem drutu piłowego ściernicą tarczową).



Rys.4 Zmieniona konstrukcja dennicy z pierścieniem stożkowym

4. MODEL DYSKRETNY BĘBNA

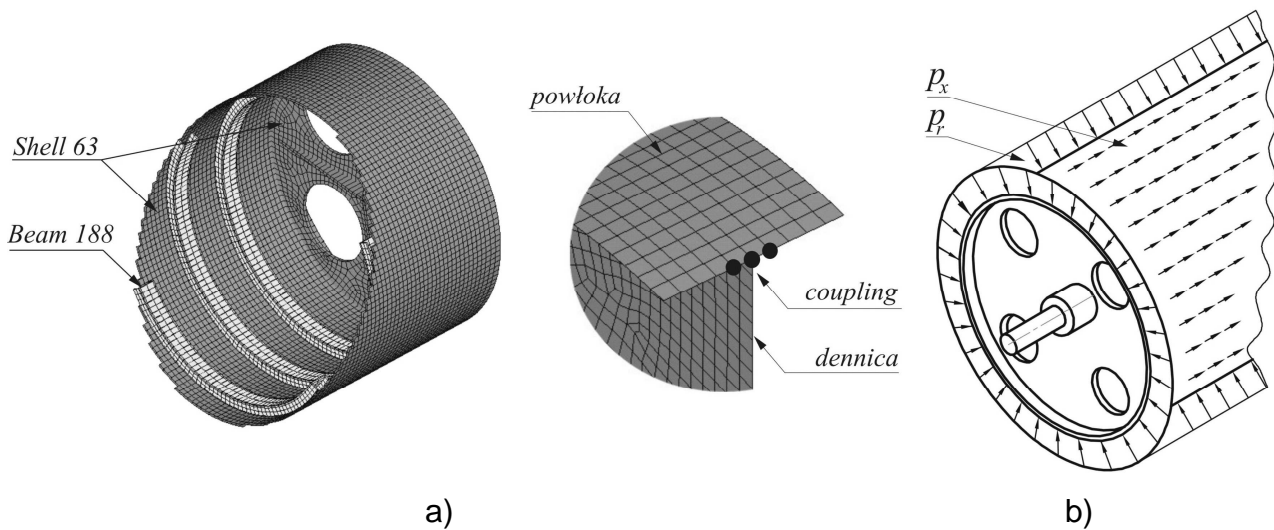
Dla wyznaczenia najlepszej postaci konstrukcyjnej bębna opracowano modele MES dla konstrukcji z dennicą płaską i dennicą z pierścieniem stożkowym oraz sformułowano i rozwiązano odpowiednie zadanie analizy statycznej.

Dyskretny model obliczeniowy bębna (rys.5a), z dennicą płaską (por. rys.2), wykonano w pakiecie ANSYS [1], wykorzystując elementy *Shell 63* (powłoka i dennica ze wzmocnieniami) oraz *Beam 188* (pierścienie i wał). Element *Shell 63* jest czterowęzłowym elementem powłokowym posiadającym w każdym węźle sześć stopni swobody – trzy translacje i trzy rotacje, który uwzględnia stan błonowy z zgięciowy powłoki. *Beam 188* to dwuwęzłowy element belkowy, który spełnia założenia teorii belek Timoshenki. Podczas dyskretyzacji wału zadbano o to, aby węzły wypadały w miejscach, w których znajdują się wahliwe łożyska toczne wspierające bęben. W tych węzłach zastosowano podporę przegubową nieprzesuwną po stronie prawej (strona, po której umieszczona jest przekładnia pasowa napędzająca bęben) oraz podporę przegubową przesuwną po stronie lewej.

Ponieważ w rzeczywistej konstrukcji obwód dennicy jest w trwały sposób połączony z powłoką, węzły powłoki leżące w płaszczyźnie dennicy oraz sąsiednie po lewej i prawej stronie powiązane ze sobą za pomocą równań więzów (*coupling*) zapewniając im zgodność wartości węzłowych (przemieszczeń i rotacji).

Do powłoki bębna przyłożono osiowosymetryczny, promieniowy nacisk powierzchniowy p_r oraz nacisk p_x działający w kierunku osi bębna (rys.5b). Wartości nacisków przyjęto na podstawie [6] równe $p_r = 220\text{kPa}$ oraz $p_x = 33\text{kPa}$.

Całość analiz wykonano wykorzystując pliki wsadowe do programu ANSYS. Używając języka poleceń pakietu (*Ansys Parametric Design Language*) zapisano parametryczny model MES analizowanej konstrukcji wraz ze sformułowaniem zadania optymalizacji. Warto podkreślić, że tak przygotowany plik wsadowy pozwala na szybka analizę konstrukcji bębnów dla różnych szerokości roboczych i różnych postaci konstrukcyjnych (np. z dowolną liczbą pierścieni wzmacniających).

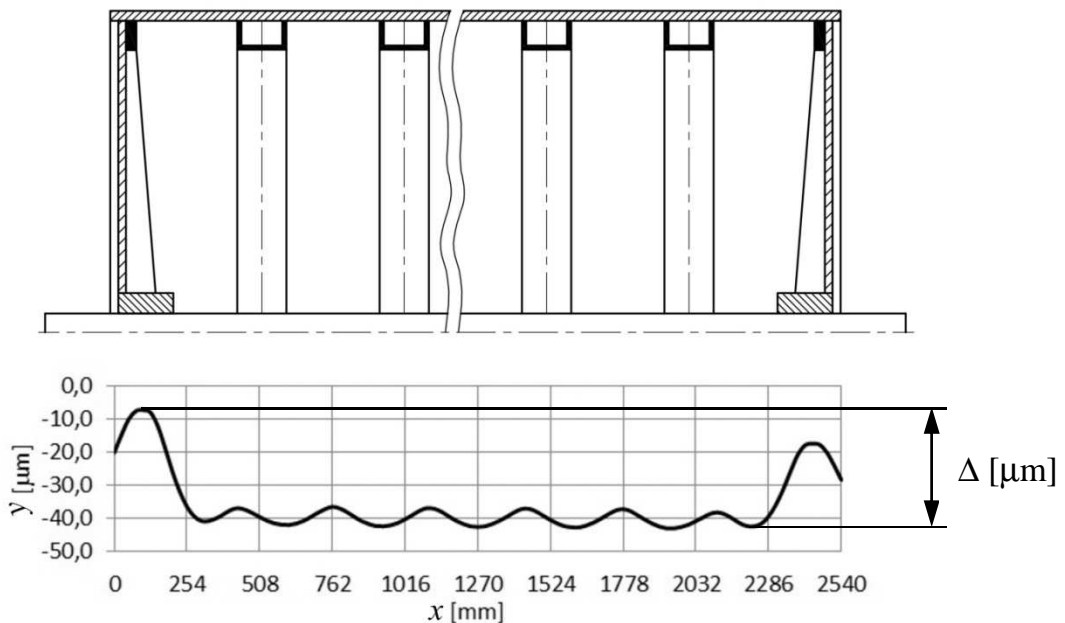


Rys.5 Model dyskretny bębna: a) model MES-fragment, b) schemat obciążeń

Modele dyskretne dla bębnow z dennicami z pierścieniem stożkowym opracowano w podobny sposób.

5. WYNIKI OBLICZEŃ

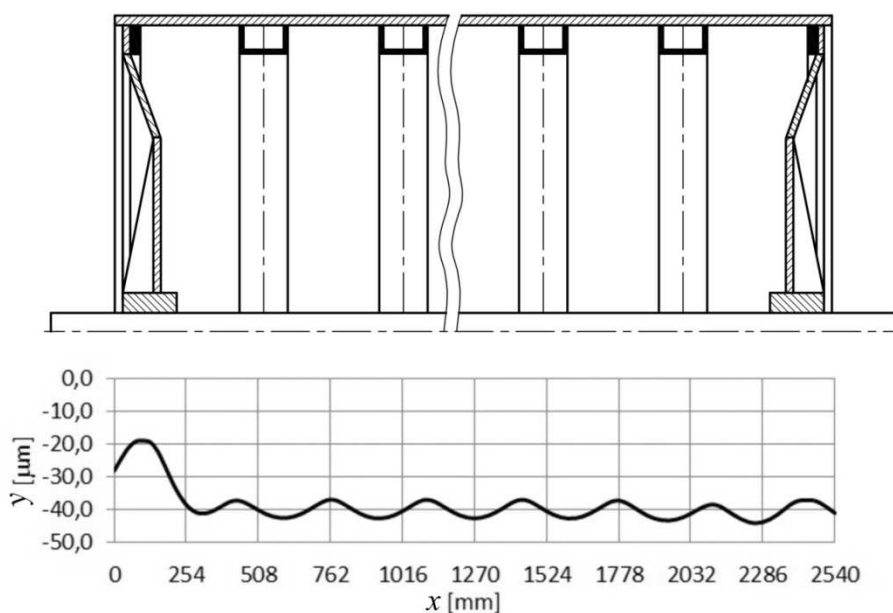
W wyniku analizy modelu dyskretnego bębna z dennicami płaskimi otrzymano wykres linii ugięcia przedstawiony na rysunku 6. Wartość amplitudy ugięcia wynosi $\Delta \cong 36 \mu\text{m}$.



Rys.6 Schemat bębna i linia ugięcia powłoki bębna z dennicą płaską

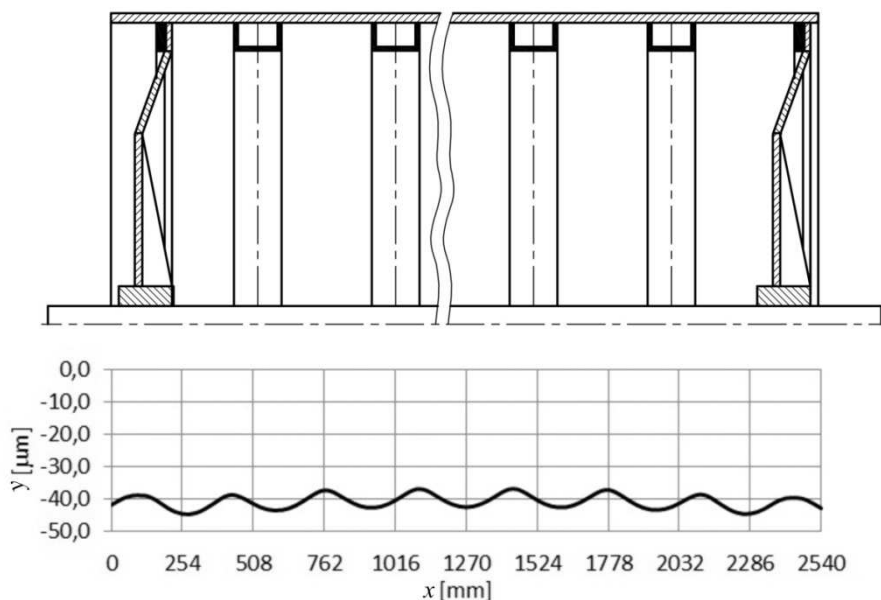
Dla zbadania wpływu postaci konstrukcyjnej dennicy na wartość amplitudy ugięcia wykonano szereg testów numerycznych dla różnych konfiguracji konstrukcji bębna. Dwie, najbardziej interesujące z punktu widzenia celów niniejszej pracy, przedstawiono poniżej.

W przypadku konfiguracji I (rys.7) można było przypuszczać, że dennice, uginając się pod działaniem nacisku p_r , spowodują „rozprostowanie” powłoki i znacząca poprawę istniejącego stanu rzeczy. Rzeczywiście, amplituda ugięcia zmalała do $\Delta \cong 25 \mu\text{m}$.



Rys.7 Schemat bębna i linia ugięcia powłoki bębna dla konfiguracji I

Analizując wykres linii ugięcia z rys.7 można dostrzec, że po prawej stronie amplituda ugięcia zmniejszyła się znacząco. Bazując na tej obserwacji zmodyfikowano dyskretny model obliczeniowy tak, aby odpowiadał konfiguracji II z rys.8. Wtedy amplituda ugięcia powłoki wynosi $\Delta \cong 8 \mu\text{m}$.



Rys.8 Schemat bębna i linia ugięcia powłoki bębna dla konfiguracji II

6. PODSUMOWANIE

W artykule opisano prace rozwojowe zmierzające do poprawienia sztywności konstrukcji osiowosymetrycznej, cienkościennej powłoki walcowej z dennicami i pierścieniami wewnętrznymi pod działaniem osiowosymetrycznego nacisku promieniowego oraz nacisku działającego wzdłuż osi powłoki. Tego typu konstrukcje znajdują zastosowanie między innymi w maszynach włókienniczych – zgrzeblarkach. Celem prac było zmniejszenie ugięcia powłoki bębna bez istotnego zwiększania masy a szczególnie masowego momentu bezwładności względem osi obrotu. Wszelkie symulacje numeryczne wykonano na modelach dyskretnych opracowanych z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Analizując wyniki dotychczasowych prac zaproponowano ulepszoną konstrukcję dennic z pierścieniem stożkowym (rys.4), dla których wyznaczono najlepsze ułożenie w bębnie (rys.8) uzyskując zmniejszenie amplitudy ugięcia powłoki bębna z 36 μm (rys.6) do 8 μm (rys.8), czyli o ok. 71%. Dla takiej postaci konstrukcyjnej bębna można praktycznie wyeliminować wpływ nacisku osiowego p_x na ugięcie jego powłoki (znika efekt paczenia powłoki).

Zważywszy na cel prowadzonych prac, można stwierdzić, że zaproponowana postać konstrukcyjna bębna o optymalnych z uwagi na kryterium minimalnej amplitudy ugięcia, wymiarach, zapewnia sztywność bębna odpowiednią dla zgrzeblenia włókien bardzo cienkich, w tym mikrowłókien.

Literatura:

- [1] Ansys Help SYSTEM, 2008,
- [2] Jackowski T., Chylewska B., *Przędzalnictwo*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej 1999,
- [3] Danielczyk P., *Optymalizacja wymiarów konstrukcji powłokowej z wykorzystaniem MES*, Mechanik 2011, nr 7,
- [4] Stadnicki J., *Optimal Design of the Cylindrical Shell of a Card Machine*, Textile Research Journal 1997, vol.67, no.1,
- [5] Stadnicki J., Wróbel I., *Practical Engineering Calculation for Working Cylinders of Carding Machines*, Textile Research Journal 2003, vol. 73 no. 6,
- [6] Wróbel I.: *Wpływ wybranych czynników konstrukcyjno-technologicznych na ugięcie powłoki bębna roboczego zgrzeblarki*. praca doktorska, ATH Bielsko-Biała, 2002.