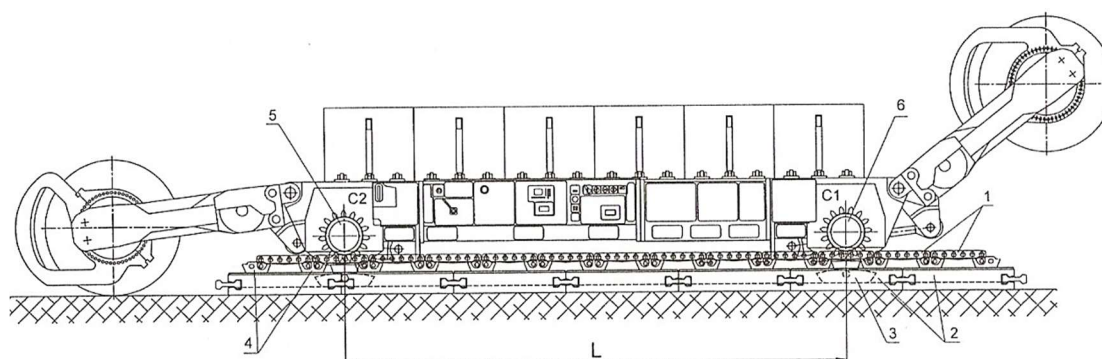


26

WPŁYW PODZIAŁKI MIĘDZYSEGMENTOWEJ NA WSPÓŁPRACĘ KOŁA NAPĘDOWEGO Z ZĘBĄTKĄ O OWALNYM PRZEKROJU SWORZNI W MECHANIZMIE POSUWU 2BP – ANALIZA MES

26.1 WPROWADZENIE

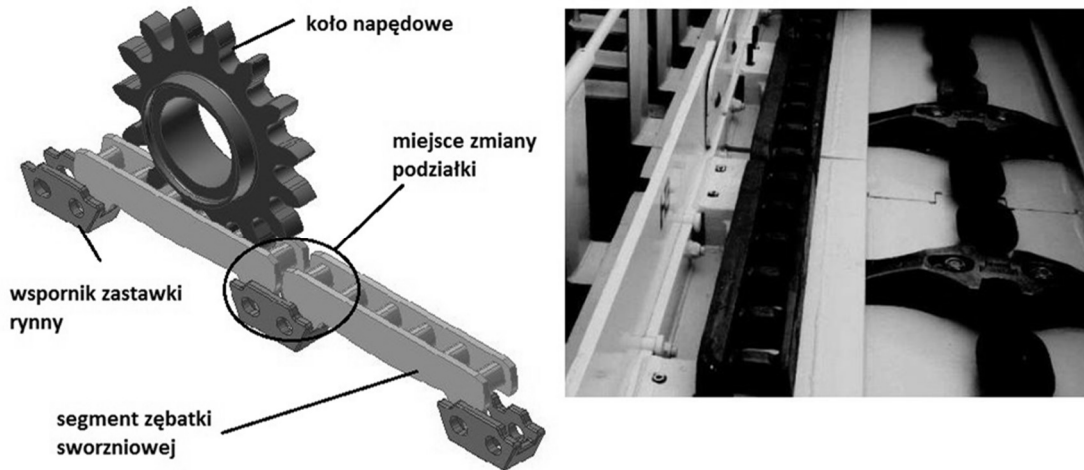
EICOTRACK to bezciągnowy mechanizm posuwu z dwoma kołami napędowymi, którego polska produkcja nosi nazwę 2BP. Jest dostosowany do współpracy z kombajnem ścianowym, którego dwa napędowe koła zębate ciągników są usytuowane pionowo względem spągu. Współdziałanie kół napędowych ciągników z usztywnioną zębatką sworzniową, umieszczoną wzdłuż przenośnika zgrzeblowego od strony zastawek, stanowi zasadę przemieszczania kombajnu po trasie jezdnej (rys. 26.1).



Rys. 26.1 Bezciągnowy mechanizm posuwu 2BP kombajnu ścianowego:
1) segmenty zębatki sworzniowej, 2) rynny przenośnika zgrzeblowego,
3) płoza ślizgowa kombajnu 4) wsporniki zastawki rynny,
5) pionowe napędowe koło zębate ciągnika C2 kombajnu,
6) pionowe napędowe koło zębate ciągnika C1 kombajnu

Źródło: [3]

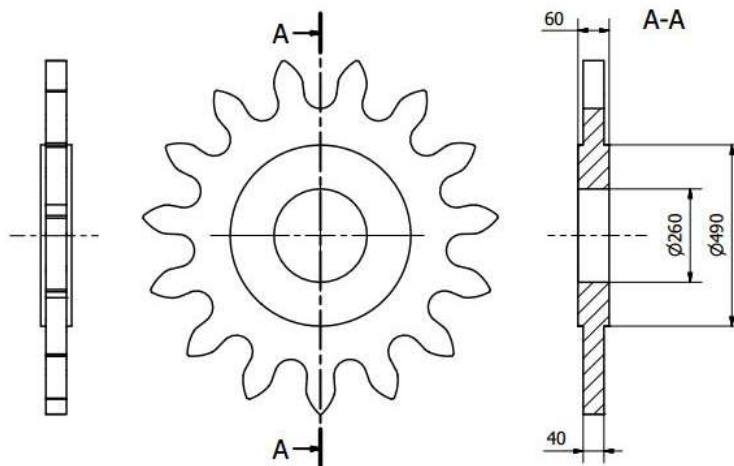
Zębatka mechanizmu 2BP składa się z segmentów sworzniowych, które są połączone ze wspornikami zastawki każdej rynny przenośnika za pomocą walcowych sworzni mocujących (rys. 26.2).



Rys. 26.2 Mechanizm posuwu 2BP oraz jego trasa jezdna - segmenty zębatki ze sworzniami owalnymi

Każde z kół posiada taką samą liczbę zębów o zarysie ewolwentowym. Liczba zębów zależna jest od wymaganej prędkości posuwu i siły uciągu, czyli poziomej składowej siły międzyzębnej P_u .

W kombajnach ścianowych pracujących w polskich kopalniach stosowane są koła napędowe o liczbie zębów: $z = 9$, $z = 12$ lub $z = 15$ (rys. 26.3). Ruch kombajnu jest realizowany przez współdziałanie kół zębatych z segmentami zębatki sworzniowej (rys. 26.2) mocowanych do zastawek przenośnika zgrzeblowego.



Rys. 26.3 Koło napędowe o liczbie zębów $z = 15$

Każdy segment zębatki jest połączony z wspornikiem zastawki rynny przenośnika zgrzeblowego o długości $L_R = 1500$ mm. Na każdą rynnę przypadają dwa segmenty zębatki o nominalnej długości $L_z = 750$ mm. Ustawione w linii prostej

z zakładaną nominalną odległością skrajnych sworzni zębataki, segmenty tworzą trasę na całej długości ściany, po której toczą się koła napędowe ciągników kombajnu ścianowego.

26.2 PRZEDMIOT BADAŃ. MODEL GEOMETRYCZNY MECHANIZMU POSUWU 2BP: KOŁA NAPĘDOWEGO I ZĘBATKI SWORZNIOWEJ

Przedmiotem badań zaprezentowanych w artykule było określenie wpływu zmiany podziałki międzysegmentowej mechanizmu posuwu 2BP na współpracę koła napędowego z zębataką o owalnym przekroju sworzni. Owa współpraca koła napędowego ze sworzniami segmentu zębataki to w rzeczy samej złożone zagadnienie mechaniczne zarówno w postrzeganiu kinematycznym, jak i dynamicznym. Poświęcono temu szereg publikacji naukowych, głównie krajowych, m. in. [1, 2, 3, 4].

Analiza, której poświęcono artykuł jest próbą numerycznego rozwiązania tego zagadnienia przy zastosowaniu MES. Jest próbą kwalitatywnej oceny wpływu położenia koła napędowego względem segmentu zębataki sworzniowej na charakter zmian obciążenia w cyklu zazębiania, inaczej ujmując, na przebieg sił międzyzębnych z uwagi na zmiany podziałki międzysegmentowej.

Na potrzeby analizy numerycznej zostały zamodelowane wybrane przypadki relacji geometrycznej między segmentami – zmiany podziałki międzysegmentowej P , odwzorowano poprzez zmianę podziałki sworzniowej p .

Przeprowadzenie analizy MES systemu bezciężnowego posuwu 2BP wymagało jego odwzorowania w przestrzeni trójwymiarowej środowiska CAD. Model mechanizmu posuwu 2BP uproszczono ze względu na skomplikowany proces osiatkowania (*meshing process*) oraz długi czas obliczeń w programie ANSYS Workbench. Wykreowano geometryczne modele 3D napędowego koła zębatego ciągnika i sworzni o przekroju owalnym segmentu zębataki (rys. 26.4). Bryła koła napędowego została zmodyfikowana, średnica piasty została powiększona, piastę zwężono do szerokości wieńca zębatego.



Rys. 26.4 Ideowy model 3D mechanizmu posuwu 2BP

Pominięto boczne ścianki segmentu zębátky, czyli listwy, do której mocowane są sworznie. Uproszczenia te miały na celu usprawnienie procesu dyskretyzacji i skrócenie czasu obliczeń modelu.

MES jest matematyczną implementacją problemu fizycznego. Aby odzwierciedlić rzeczywisty proces trzeba go zrozumieć, a przy tym znać założenia i ograniczenia modeli teoretycznych, aby dokonać właściwych uproszczeń.

Wygenerowano model trójwymiarowy mechanizmu posuwu EICOTRACK (2BP), na który składa się model koła napędowego oraz sworzni o przekroju owalnym, o następujących parametrach geometrycznych podanych poniżej.

Koło napędowe:

- liczba zębów: 15,
- wysokość zęba 99,5 mm,
- szerokość koła zębatego 40 mm,
- średnica piasty 300 mm (powiększona o 40 mm);
- średnica wierzchołkowa 690 mm,
- średnica stóp 491 mm.

Sworzeń owalny:

- długość 80 mm,
- wysokość 61 mm,
- szerokość głowy sworzni 14 mm,
- szerokość podstawy sworzni 58 mm.

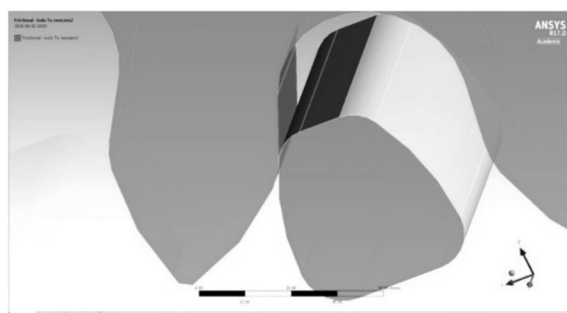
W modelu fizycznym zmiany podziałki międzysegmentowej P odwzorowano poprzez zmianę podziałki sworzniowej p pomiędzy środkową parą sworzni. Mechanizm posuwu 2BP odzwierciedlono zestawiając elementy współpracujące w relacji przestrzennej (rys. 26.4), która zapewniała odpowiednią geometrię ząbienia oraz kinematykę przemieszczenia kombajnu.

26.3 MODELOWANIE KONTAKTU ZĄB – SWORZEŃ ZĘBĄTKI

MES to modelowanie fizyki, nie geometrii. Fizycznie, ciała w kontakcie nie przenikają się. Program musi ustalić związek pomiędzy stykającymi się powierzchniami, gdy następuje ich kontakt (rys. 26.5), żeby nie następowało wzajemne przenikanie podczas analizy. Proces zapobiegania przenikaniu przez program nazywa się egzekwowaniem zgodności kontaktu.

Tak więc pierwszym etapem podczas modelowania było zdefiniowanie kontaktu. W analizie założono, że powierzchnią czynną (kontaktującą się) *Contact bodies* będzie powierzchnia pracy zęba koła napędowego, a powierzchnią bierną (docelową) *Target bodies*, powierzchnia czynna sworzni (rys. 26.5). W badanym modelu został zastosowany kontakt typu *Frictional* ze współczynnikiem tarcia (*friction coefficient*) równym 0,1. Wartość względnego współczynnika sztywności normalnej $FKN = 1,0$ domyślnie kontrolowana była przez program. Jednak w celu zapewnienia dostatecznie dokładnych wyników, w ustawieniach programu ANSYS wykorzystano wspomagającą opcję „*Update Stiffnes*” z funkcją „*Each Iteration*”, która

wymusza aktualizację sztywności (przeprowadza korektę wartości) z końcem każdej iteracji.



Rys. 26.5 Model kontaktu zęba koła napędowego ze sworzniem segmentu zębatki

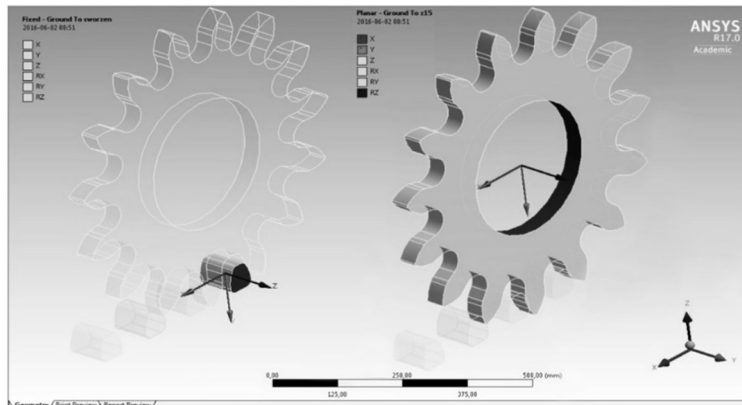
Pozostałe parametry pozostały w ustawieniach domyślnych programu, m.in.: *pinball region* (sferyczna granica wykrywania kontaktu), *penetration tolerance* (tolerancja przenikania), *stabilization damping factor* (stabilizujący współczynnik tłumienia) itd.

26.4 MODELOWANIE WARUNKÓW BRZEGOWYCH DLA KOŁA NAPĘDOWEGO I SWORZNI ZĘBATKI

Parametry modelu współpracy koła napędowego ze sworzniami segmentu zębatki zostały zadane w programie ANSYS Workbench, w module o nazwie *Transient Structural*, który umożliwia zamodelowanie ruchu poprzez zadanie konkretnych parametrów fizycznych w zależności od rozpatrywanego przypadku.

Transient Structural analyses, czyli analiza strukturalna przejściowa (statyki chwilowej) jest to najbardziej ogólny typ analizy dynamicznej. W przeciwieństwie do analizy dynamicznej sztywnej (*rigid dynamic analyses*) wykorzystującej całkowanie jawne czasowo, analiza strukturalna przejściowa używa całkowania niejawnego czasowo, stąd kroki czasowe są zwykle większe dla analiz przejściowych strukturalnych. Przeprowadzenie analizy *transient structural* wymaga określenia przemieszczenia początkowego i prędkości początkowej. Użytkownik może zdefiniować warunki początkowe w zakładce „warunek początkowy”. Ważnym etapem modelowania fizykalności procesu jest odpowiednie zadanie warunków brzegowych (rys. 26.6).

Analizowany przypadek obejmuje następujące elementy: koła napędowego oraz czterech sworzni owalnych. Każdy ze sworzni został utwierdzony za pomocą funkcji *Fixed* (ustalony) jeżeli chodzi o typ *Body-Ground*, czyli swobody przestrzennej ciała (stałego położenia w przestrzeni). *Fixed* powoduje odebranie wszystkich 6 stopni swobody względem globalnego układu współrzędnych – wszystkie znaczniki przy symbolach osi oraz płaszczyzn są w kolorze szarym (rys.26.6). Powierzchnie utwierdzenia to powierzchnie czołowe sworznia, które w rzeczywistości licowałyby się z powierzchnią listwy segmentu zębatki.



Rys. 26.6 Odebranie wszystkich stopni swobody sworzniom (funkcja *Fixed*) – modelowanie ruchu koła napędowego (funkcja *Planar*)

Osie przemieszczeń i rotacji (wokół tych osi) zostały usytuowane w środku ciężkości każdego sworznia, i tak:

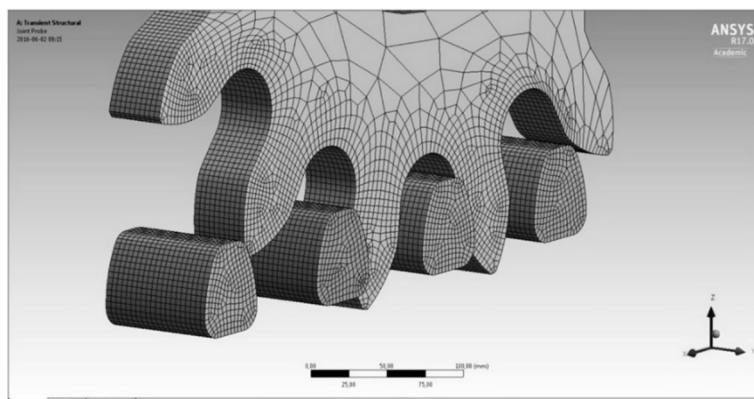
- oś Z – prostopadle do przekroju owalnego i w połowie jego wysokości,
- oś X – zgodnie z kierunkiem siły uciągu,
- oś Y – prostopadle do płaszczyzny XZ.

Ruch koła napędowego zamodelowano przy użyciu funkcji *Planar-Ground*. *Planar* umożliwia ruch ciała, uwzględniając przemieszczenia w dwóch osiach X i Y oraz rotację wokół osi Z, reszta stopni swobody jest odebrana (zablokowana). Wskazanie powierzchni kontaktu piasty koła z wałem spowodowało automatyczne ustawienie osi układu lokalnego w pożądanej pozycji tak, że jego początek został spozycjonowany w środku koła, oś Z zawiera się w osi obrotu koła, oś X jest zgodna z kierunkiem siły uciągu P_u , a oś Y jest zgodna z kierunkiem pionowej składowej P_n siły międzyzębnej. Warunki brzegowe zostały zdefiniowane.

26.5 DYSKRETYZACJA MODELU BRYŁOWEGO 2BP

Model bryłowy uproszczonego mechanizmu posuwu EICOTRACK (2BP) poddano dyskretyzacji, czyli podziałowi continuum modelu bryłowego na elementy skończone (rys. 26.7). Proces tworzenia siatki z elementów skończonych (*meshing process*) zrealizowano w opcji automatycznego generowania siatki *Mesh > Generate Mesh*. Następnie siatkę poddano modyfikacji:

- *Face sizing* – opcja ta została użyta na powierzchni całego sworznia owalnego, a także na powierzchni pięciu zębów koła napędowego (pomijając boczne ścianki). Siatkę modyfikowano poprzez podział na elementy o minimalnej długości krawędzi 4 mm (wzdłuż szerokości wieńca zębatego) dla koła napędowego i sworzni owalnych.
- *Contact sizing* – opcja ta została użyta na powierzchniach kontaktu współpracy zębów koła napędowego ze sworzniami owalnymi (zazębienie wynikające wprost z kontaktu zęb – sworzni na linii styku). Siatkę modyfikowano poprzez podział na elementy o minimalnej długości krawędzi 4 mm.



Rys. 26.7 Dyskretyzacja modelu bryłowego uproszczonego mechanizmu posuwu 2BP

W modelu został zastosowany nierównomierny podział na elementy skończone typu *Hex20*, który dopełniają elementy typu *Wed15*. Uzasadnieniem aplikowania rozkładu siatki jest ogólna zasada, im wielkość elementów skończonych mniejsza tym dokładność obliczeń większa. Liczba elementów skończonych dyskretnego modelu mechanizmu posuwu 2BP poddanego analizie numerycznej wynosi ~37400 oraz ~173000 węzłów. Wstępnie liczby te mogą wydawać się małe. Ale należy pamiętać, że modelowana jest fizyka z obszaru dynamiki, a nie tylko statyki. Osiatkowanie modelu jest obarczone kosztem wydłużonego czasu obliczeń.

26.6 MODELOWANIE SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA KOŁO NAPĘDOWE

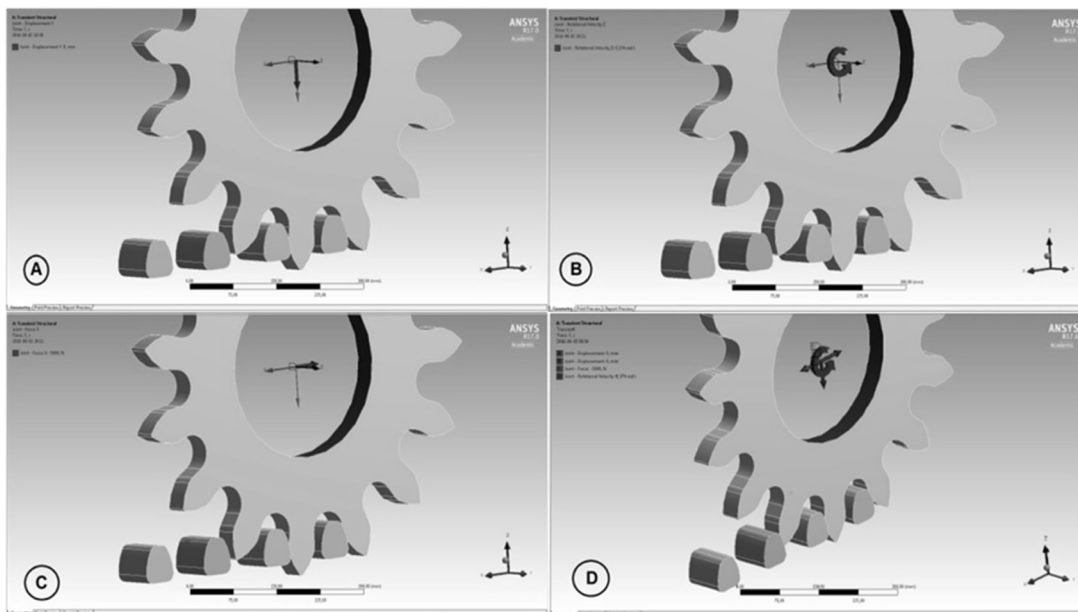
Modelowanie obciążenia przenieszonego przez uzębienie koła napędowego rozpoczyna się od rozwinięcia drzewa projektu *Model > Transient*. Poszczególne parametry definiowane są w sekcji *Details of „Analysis Settings”*, szczegółach ustawień analizy ANSYS (rys. 26.8).

Details of "Analysis Settings"		Nonlinear Controls	
Step Controls		Newton-Raphson Option	Program Controlled
Number Of Steps	2,	Force Convergence	Program Controlled
Current Step Number	2,	Moment Convergence	Program Controlled
Step End Time	7, s	Displacement Convergence	Program Controlled
Auto Time Stepping	On	Rotation Convergence	Program Controlled
Define By	Time	Line Search	Program Controlled
Carry Over Time Step	Off	Stabilization	Off
Initial Time Step	1,e-002 s	Output Controls	
Minimum Time Step	1,e-007 s	Stress	Yes
Maximum Time Step	5,e-002 s	Strain	Yes
Time Integration	On	Nodal Forces	No
Solver Controls		Contact Miscellaneous	No
Solver Type	Program Controlled	General Miscellaneous	No
Weak Springs	Off	Store Results At	All Time Points
Large Deflection	On	Damping Controls	
Restart Controls		Stiffness Coefficient Define By	Direct Input
Generate Restart Points	Program Controlled	<input type="checkbox"/> Stiffness Coefficient	0,
Retain Files After Full Solve	No	<input type="checkbox"/> Mass Coefficient	0,
		Numerical Damping	Program Controlled
		Numerical Damping Value	0,1

Rys. 26.8 Szczegóły ustawień analizy MES w ANSYS

Parametry pracy koła napędowego związane są ustawieniami funkcji *Planar* (rys. 26.9) i zostały ustalone następująco:

- A) oś obrotu koła napędowego może przemieszczać się po kierunku osi X, poziomo względem segmentu zębátky; zablokowane przemieszczenie pionowe osi obrotu, w osi Y (0 mm);
- B) prędkość kątowa względem osi Z ($0,175 \text{ rad/s} \approx 10^\circ/\text{s}$) – wymuszenie przemieszczenia poziomego koła poprzez obrót wokół osi Z;
- C) siła uciągu w osi X (-5000 N) – symulacja oporów ruchu, jako reakcja.



Rys. 26.9 Parametry modelu: A – brak przemieszczeń w kierunku osi Y, B – prędkość obrotowa względem osi Z, C – siła uciągu, D – zestawienie wszystkich parametrów

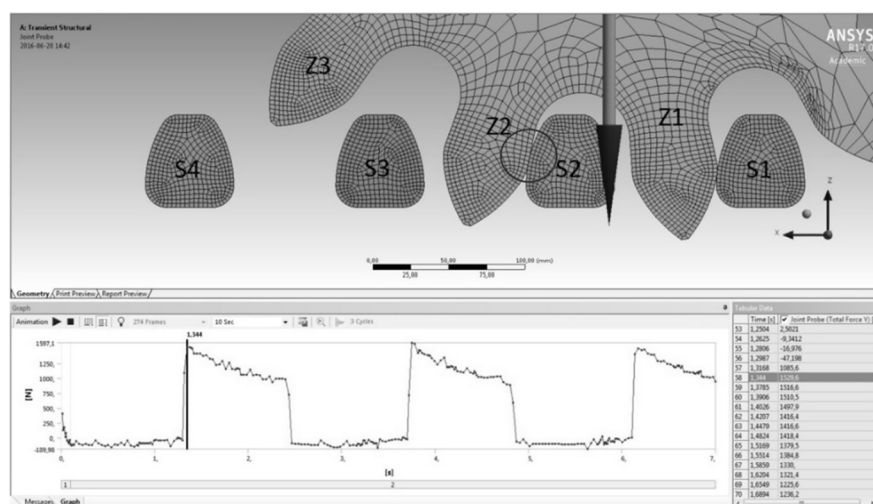
Celem przeprowadzenia symulacji, było zbadanie charakteru przebiegu siły P_N . Należy mieć przy tym na uwadze charakter dynamiczny obciążenia, w rzeczywistości wartość siły uciągu waha się w granicach 100÷250 kN, średnio wynosi około 175 kN dla kombajnu KSW 750E (na podstawie [2]). W związku z tym każdy wynik symulacji należałoby powiększyć około 50 razy (biorąc pod uwagę przypadek newralgiczny, gdzie siła P_u przyjmuje wartość maksymalną).

26.7 ANALIZA DYNAMICZNA MES MECHANIZMU POSUWU 2BP; PRZYPADEK I: PODZIAŁKA NOMINALNA, $p = 125 \text{ mm}$

W celu zidentyfikowania współpracy koła z zębátką o owalnym przekroju sworzni została przeprowadzona symulacja komputerowa oparta na analizie dynamicznej MES, której wynikiem jest przebieg pionowej składowej P_N siły międzyzębnej P_M . Przebieg wartości siły w dziedzinie czasu oraz zmiany kierunku i zwrotu siły wyznaczono przy użyciu funkcji *Joint Probe*, która znajduje się w sekcji *Solution*. Zdefiniowano układ współrzędnych, którego początek jest punktem przyłożenia tej siły. Na potrzeby analizy początek układu został ustalony w środku koła napędowego, tak że: oś Y zawiera się w osi obrotu koła, natomiast składowe

siły międzyzębnej P_M , działającą odpowiednio – pozioma (siła uciągu) P_U w osi X, a pionowa P_N w osi Z.

Rozważane jest prostoliniowe ułożenie trasy przenośnika. W pierwszym przypadku przeprowadzona została symulacja współpracy koła z zębatką o owalnym przekroju sworzni dla wartości nominalnej podziałek międzysegmentowych zębatki wynoszącej 125 mm. Z zastosowaniem symulacji komputerowej wyznaczono przebieg wartości siły P_N . Czas symulacji MES wynosił 7s. Umożliwiło to zaobserwowanie relacji zachodzących podczas współpracy zęba ze sworzniem w każdym cyklu zazębienia, od wejścia w przypór, poprzez obtaczanie, aż do wyzębienia, czyli wyjścia z przyporu. Współpraca koła napędowego z segmentami zębatki ma charakter cykliczny. Charakteryzuje ją określona powtarzalność czasowa wzrostu wartości siły P_N (rys. 26.10) w interwale 2,4 s.



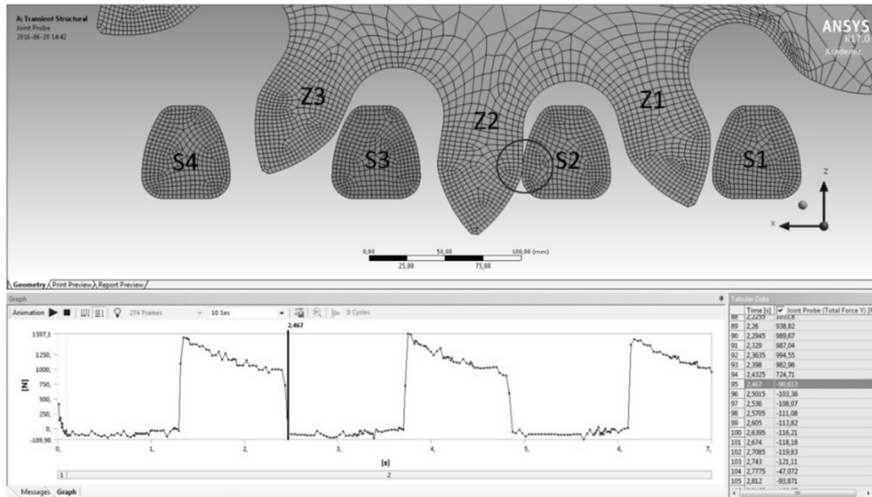
Rys. 26.10 Przebieg siły P_N ($p = 125$ mm). Wyzębienie się pary zęb Z1 – sworznień S1 oraz wejście w przypór pary zęb Z2 – sworznień S2

Każdy wejście w przypór zęba koła napędowego ze sworzniem segmentu zębatki powoduje skok wartości siły P_N do około 1600 N. Podczas obracania się koła następuje przemieszczanie się punktu styku w kierunku głowy zęba i wartość siły P_N maleje. W momencie, gdy punkt styku znajduje się mniej więcej w połowie wysokości zęba następuje zmiany zwrotu siły P_N i znaczny spadek jej wartości (rys. 26.11).

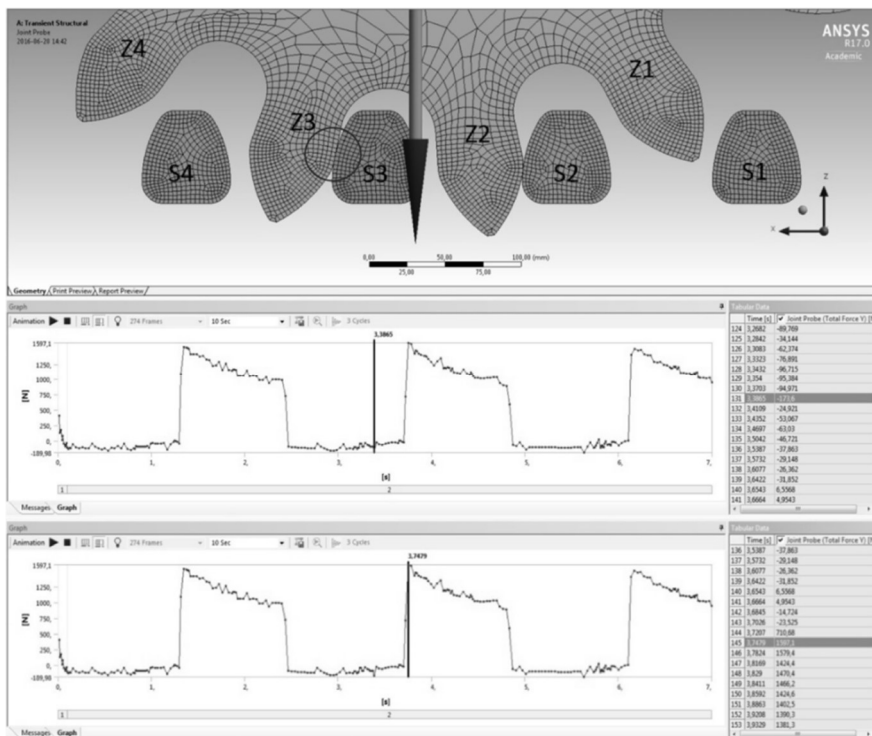
Na rysunkach 26.10÷26.12 kolejno przedstawiono charakterystyczne fazy współpracy koła napędowego z zębatką sworzniową, w czasie symulacji dynamicznej MES.

Moment wejście w przypór zęba Z2 ze sworzniem S2, podczas gdy ząb Z1 znajduje się w położeniu tuż przed wyjściem z przyporu ze sworzniem S1, przedstawia rysunek 26.10. Wejście w przypór pary zęb Z2 ze sworzniem S2 (wskaznik przyporu $\sim 1,05$) powoduje, że w czasie 1,344 sekundy następuje gwałtowny wzrost siły P_N (składowej pionowej siły międzyzębnej P_M) do wartości

1530 N. Następnie, w przedziale czasu 1,344÷2,432 s, siła P_N stopniowo maleje, osiągając wartość 734 N. W okolicach połowy odcinka przyporu następuje zmiana zwrotu wektora siły P_N i gwałtowny spadek do wartości (ujemnej) 90 N (rys. 26.11).



Rys. 26.11 Przebieg siły P_N ($p = 125$ mm). Obtaczanie się pary zęb Z2 i sworzeń S2

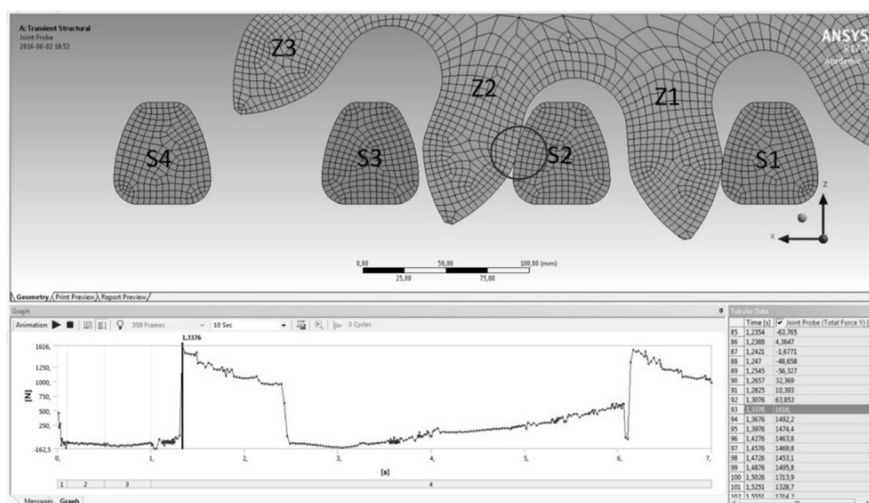


Rys. 26.12 Przebieg siły P_N ($p = 125$ mm). Wyżębienie się pary zęb Z2 – sworzeń S2 oraz wejście w przypór pary zęb Z3 – sworzeń S3

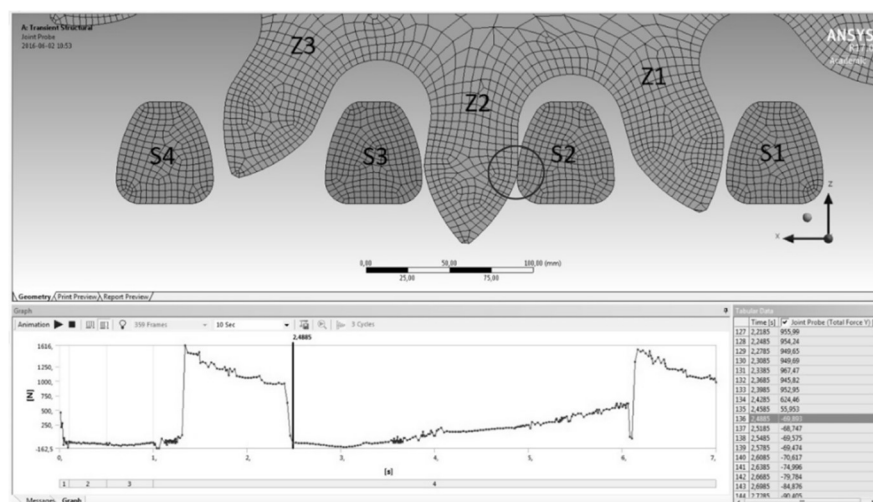
Wraz z przemieszczaniem się linii przyporu w stronę głowy zęba Z2 wartość siły P_N nieco wzrasta, po czym maleje, aby w fazie wyjścia z przyporu zęba Z2 ze sworzniem S2 osiągnąć minimum globalne, co można prześledzić analizując rysunek 26.12. Zazębianie, jak łatwo dostrzec na rysunkach 10÷12, odbywa się w cyklu około 2,4 sekundy.

26.8 ANALIZA DYNAMICZNA MES MECHANIZMU POSUWU 2BP; PRZYPADEK II: PODZIAŁKA ZMNIJSZONA, $p = 115$ mm

Przypadek II dotyczy analizy przeprowadzonej przy zmniejszonej podziałce międzysegmentowej do wartości $p = 115$ mm. W fazie początkowej charakter współpracy koła napędowego z zębatką, jak można zauważyć (rys 26.13 i 26.14) jest bardzo podobny do przypadku, gdy podziałka międzysegmentowa ma wartość nominalną $p = 125$ mm. Wejście w przypór zęba Z2 koła napędowego z ostatnim sworzniem S2 segmentu zębatki przejawia się gwałtownym skokiem wartości siły P_N .



Rys. 26.13 Przebieg siły P_N ($p = 115$ mm). Wyębianie się pary zęb Z1 – sworzni S1 oraz wejście w przypór pary zęb Z2 – sworzni S2



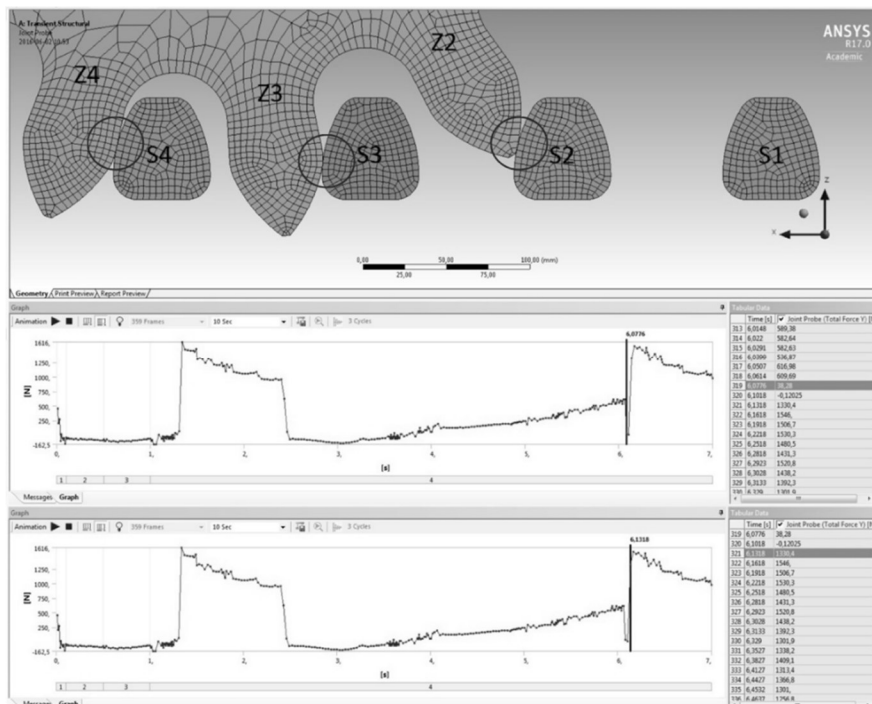
Rys. 26.14 Przebieg siły P_N ($p = 115$ mm). Obtaczanie się pary zęb Z2 i sworzni S2

Współpraca koła napędowego z segmentem zębatki, tj. zęba Z1 ze sworzniem S1 oraz początkowa faza współpracy zęba Z2 ze sworzniem S2 jest fazą współpracy prawidłowej (odpowiada nominalnej podziałce $p = 125$ mm). Po tym czasie 3,6 s występują symptomy współpracy nieprawidłowej.

W przypadku podziałki nominalnej, gdy symulacja trwała 7 s dochodziło do około 2,5 cykli zazębienia, natomiast przy zmniejszonej podziałce międzysegmentowej, zamodelowanej pomiędzy sworzniami: S2 (ostatnim jednego segmentu zębatego) i S3 (pierwszym segmentu następnego), kontakt zęba Z2 ze sworzniem S2 jest znacznie wydłużony i trwa około 4,7 s. Dla przypadku II dochodzi tylko do około 1,5 cyklu zazębienia w takim samym czasie (7 s) trwania symulacji.

W toku komputerowej symulacji współpracy wejście w przypór zęba Z2 ze sworzniem S2 zostało wyznaczone po czasie 1,337 s (rys. 26.13), przy czym siła P_N wyniosła 1616 N. W dalszym ciągu zauważamy stopniowy spadek wartości siły P_N . Po czasie 2,48 sekundy dochodzi do zmiany charakteru zazębienia, gdy strefa kontaktu przesuwa się do połowy wysokości zęba. Wówczas następuje znaczny spadek wartości siły P_N do około -60 N (rys. 26.14), aby osiągnąć swoje minimum lokalne -14 N po czasie 3 s. Do czasu $\sim 3,7$ s symulacji przebieg pionowej składowej P_N siły międzyzębnej jest taki jak w przypadku podziałki nominalnej.

Skrócenie podziałki międzysegmentowej (S2-S3) skutkuje zwiększeniem się kąta obrotu koła napędowego nim nastąpi wejście w przypór kolejnej pary zęb Z3 ze sworzniem S3 (rys. 26.15). Para Z2-S2 jest w przyporze, gdy w przyporze jest para Z3-S3.



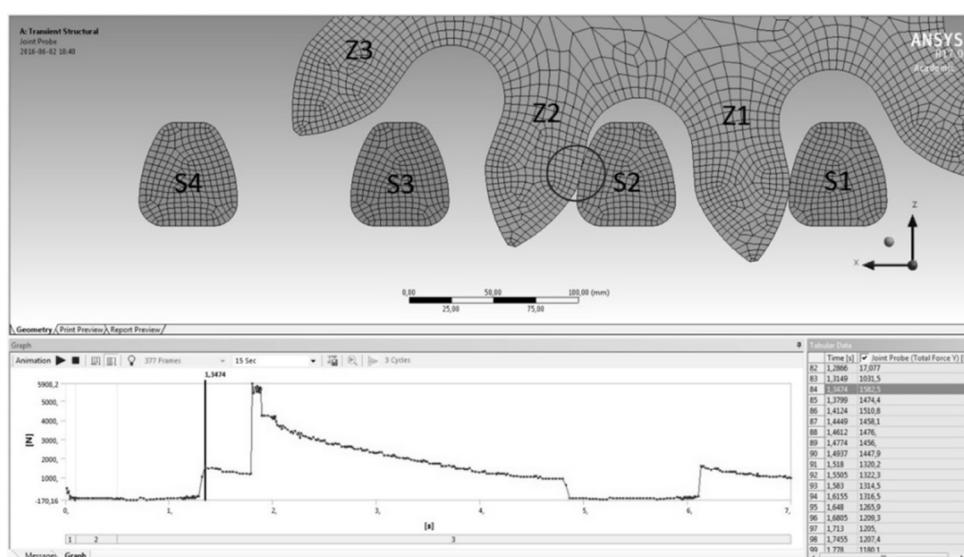
Rys. 26.15 Przebieg siły P_N ($p = 115$ mm). Wejście w przypór pary zęb Z3 – sworzeń S3. Następnie wejście w przypór pary zęb Z4 – sworzeń S4 oraz opóźnione wyzębienie się pary zęb Z2 – sworzeń S2 i wejście w przypór pary zęb Z3 – sworzeń S3

Ze względu na skróconą podziałkę międzysegmentową para Z2-S2 pozostaje w przyporze jeszcze do chwili czasu 6,08 s – wejścia w przypór pary Z4-S4 (rys. 26.15). Powoduje to chwilowy gwałtowny spadek wartości siły P_N do wypadkowej wartości

~0 N. A następnie jej gwałtowny wzrost do wartości ~1550 N, związany z opóźnionym wyjściem z przyporu pary Z2-S2.

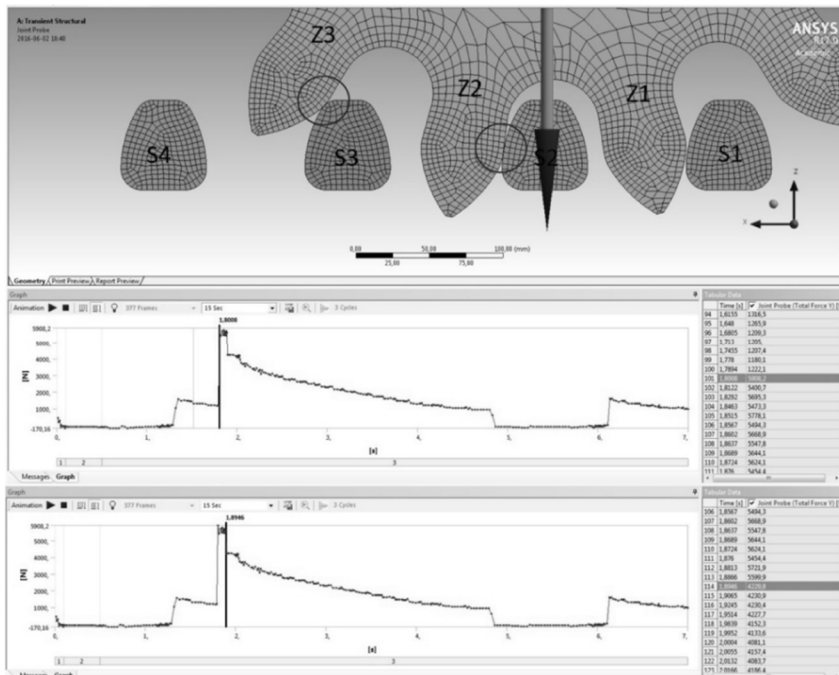
26.9 ANALIZA DYNAMICZNA MES MECHANIZMU POSUWU 2BP – PRZYPADEK III: PODZIAŁKA ZWIĘKSZONA, $p = 134$ mm

Przypadek III dotyczy analizy przeprowadzonej przy zwiększonej podziałce międzysegmentowej do wartości $p = 134$ mm. Zwiększenie podziałki międzysegmentowej o wartość 9 mm powoduje, że charakter współpracy koła napędowego z zębatką jest bardzo podobny tylko przez ~1,3 s (rys. 26.16) do nominalnego przypadku I. Warto także porównać rysunki 26.10 i 26.16 oraz 26.11 i 26.17.



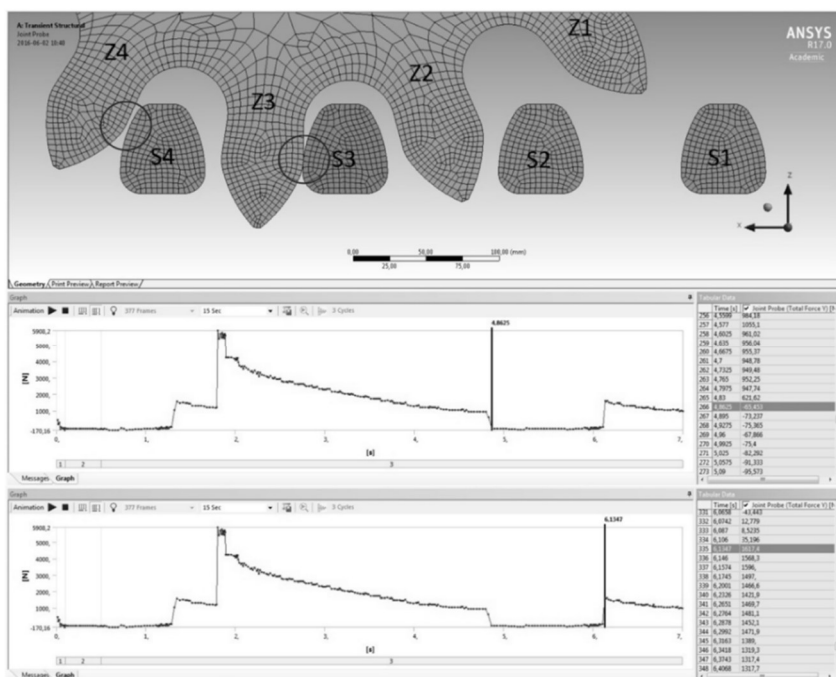
Rys. 26.16 Przebieg siły P_N ($p = 134$ mm). Wyzębienie się pary zęb Z1 – sworzeń S1 oraz wejście w przypór pary zęb Z2 – sworzeń S2

Wejście w przypór zęba Z2 koła napędowego z ostatnim sworzniem S2 segmentu zębatki przejawia się gwałtownym skokiem wartości siły P_N . Zwiększenie podziałki międzysegmentowej spowodowało zaburzenie cyklu zazębienia. Otóż zwiększeniu uległa podziałka międzysworzniowa S2-S3 aż do 134 mm, co spowodowało wcześniejsze wejście w przypór pary Z3-S3 i uderzenie zęba Z3 w głowę sworznia owalnego S3 niemal przy samych wierzchołku (rys. 26.17), które następuje już po upływie ~1,8 s. Kolejny gwałtowny skok wartości siły P_N sięga 5908 N. Skutkiem tego jest w przypadku III, że przy $p = 134$ mm następuje wzrost wartość pionowej składowej P_N siły międzyzębnej aż do 370% (!) wartości nominalnej. Zwiększenie podziałki międzysegmentowej (S2-S3) powoduje, że zmniejsza się kąt obrotu koła napędowego nim nastąpi wejście w przypór kolejnej pary zęb Z3 ze sworzniem S3 (rys. 26.17).



Rys. 26.17 Przebieg siły P_N ($p = 134$ mm). Wyżebienie się pary zęb Z2 – sworznień S2 oraz wejście w przypór pary zęb Z3 – sworznień S3 i obtaczanie się zęba po głowie sworznia

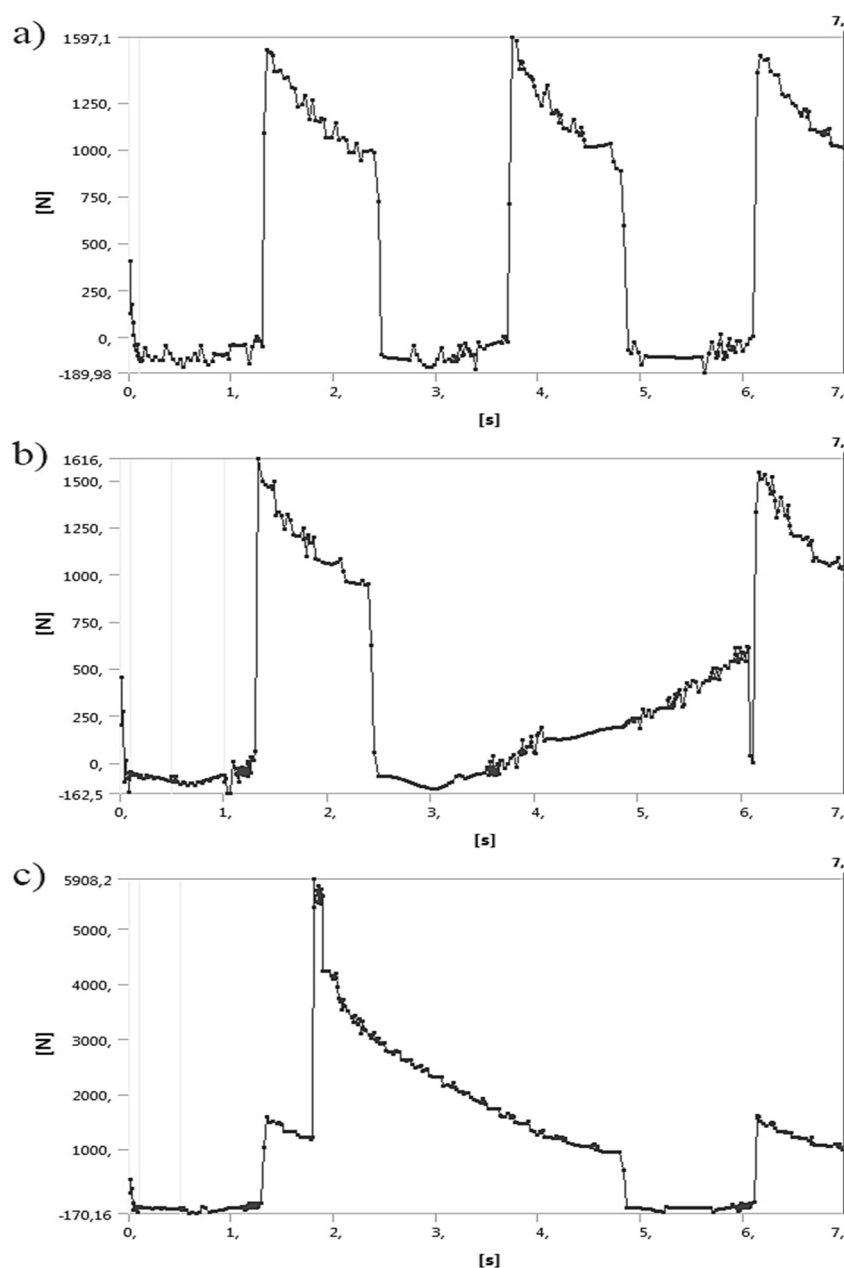
W czasie 0,2 s następuje wyjście z przyporu pary Z2-S2, przejście z dwuparowego zazębienia Z2-S2 i Z3-S3 w tylko jednoparowe Z3-S3 (rys. 26.18). Wartość siły P_N gwałtownie maleje do ~ 4200 N. Następnie w czasie $\sim 2,8$ s (od 2 do 4,8 s symulacji) wartość siły P_N maleje w przedziale 4132 N \div 1000 N. Przypór jednoparowy trwa $\sim 4,2$ s (od 1,9 do 6,1 s symulacji) kiedy następuje zazębienie para Z4-Z4 (rys. 26.18) i przez chwilę ponowny przypór dwuparowy.



Rys. 26.18 Przebieg siły P_N ($p = 134$ mm). Minimum lokalne siły P_N w przyporze pary Z3-S3, po którym następuje (nastąpi) wejście w przypór pary zęb Z4 – sworznień S4

Najniższa wartość $P_N = -65$ N wyznaczona została dla jednoparowego zazębienia Z3-S3. Linia styku zęba Z3 ze sworzniem S3 znajduje się wówczas $\sim 1/2$ wysokości zęba Z3 (rys. 26.18). W chwili zaistnienia przyporu dwuparowego, czyli w chwili, gdy wchodzi w przypór para Z4-S4 siła P_N osiąga wartość nominalną wynosi 1615 N.

Ze względu na skalę rysunków 26.10-26.18, zamieszczone na nich wykresy umożliwiają jedynie identyfikację jakościwną przebiegów siły P_N . W celu umożliwienia oceny kwantytatywnej przebiegów, odpowiadających analizowanym przypadkom podziałki międzysegmentowej, zestawiono je na rysunku 26.19.



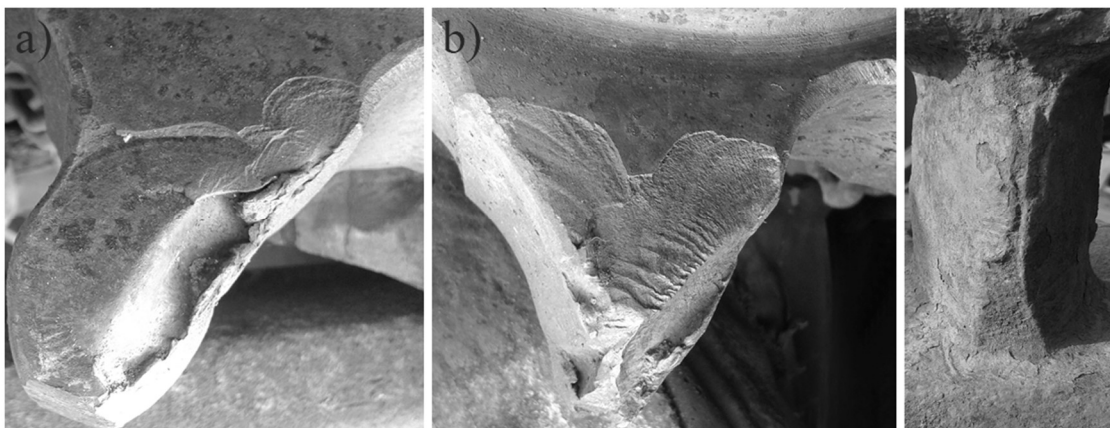
Rys. 26.19 Przebiegi siły P_N generowane w ANSYS Workbench dla podziałek międzysegmentowych: a) $p = 125$ mm, b) $p = 115$ mm, c) $p = 134$ mm

26.10 PODSUMOWANIE

Przeprowadzona analiza MES jest próbą numerycznego rozwiązania zagadnienia wpływu zmiany podziałki międzysegmentowej mechanizmu posuwu 2BP na współpracę koła napędowego z zębatką sworzniową. Celem tej analizy MES było wyznaczenie wartości siły międzyzębnej oraz kierunków jej działania podczas posuwu pod wpływem zmian podziałki międzysegmentowej zębatki ze sworzniami o przekroju owalnym.

Na potrzeby analizy numerycznej zostały zamodelowane wybrane przypadki relacji geometrycznej między segmentami zębatki, tzn. zmiany podziałki międzysegmentowej P , które odwzorowano poprzez zmianę podziałki sworzniowej p . Wykazano, że zmienna wartość podziałki międzysegmentowej decyduje o charakterze przyporu, czyli o współpracy zębów koła napędowego z zębatką sworzniową. W efekcie wartość podziałki międzysegmentowej znacząco wpływa na charakter przebiegu składowej pionowej siły P_m . Składowa pionowa zmienia zwrot w trakcie przyporu. W wyniku zmiany podziałki dla obu skrajnych przypadków następuje zwiększenie czasu współpracy pary zęb-sworzeń będącej w przyporze.

Wyniki przeprowadzonych analiz wskazują na możliwość zastosowania Metody Elementów Skończonych do oceny wpływu położenia koła napędowego względem poszczególnych sworzni segmentu zębatki na cykl zazębienia i towarzyszące temu zmiany stanu obciążenia, które wyrażane są w postaci zmienności przebiegu sił międzyzębnych w zależności od podziałki międzysegmentowej. Identyfikacja poszczególnych przypadków zazębienia pozwala wskazać najbardziej niekorzystne stany obciążenia, które wpływają na wzmożony proces zużycia zębów i sworzni (rys. 26.20) w wyniku periodycznego skokowego wzrostu siły międzyzębnej w cyklu zazębienia (np. rys. 26.19b). A przy tym są to stany szczególnie niekorzystnego wpływu na parametry pracy kombajnu.



Rys. 26.20 Przykłady zużycia eksploatacyjnego elementów mechanizmu bezciągnowego posuwu 2BP:
a) i b) napędowe koło zębate ciągnika C1 i C2,
c) sworzeń segmentu zębatki o przekroju owalnym

LITERATURA

1. E. Pieczora, A. Mazurkiewicz, A. Tarkowski, A. Zachura. „Innowacyjny system posuwu FLEXTRACK – koncepcja i wirtualne prototypowanie,” KOMTECH 2015, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność, Gliwice, 2015, pp. 210-222.
2. J. Piekło, M. Maj, R. Żuczek, S. Pysz. „Assessment of durability of the toothed segment based on FEM analysis and low fatigue cycle test.” *Archives of Foundry Engineering*, vol. 16, issue 4, pp.113-118, 2016.
3. W. Sikora et al. *Obciążenia dynamiczne w układach ciągnięcia wysoko wydajnych kombajnów ścianowych*. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2005.
4. W. Sikora, P. Cheluszka, E. Remiorz, P. Sobota. „Komputerowe diagnozowania obciążenia mechanizmu ciągnięcia kombajnu ścianowego,” *22. Mezinárodní Konference „Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení DIAGO 2004”*, Ostrava, 2004.

Data przesłania artykułu do Redakcji: 10.2016

Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 03.2017

dr inż. Krzysztof Twardoch

Politechnika Śląska

Wydział Górnictwa i Geologii

Instytut Mechanizacji Górnictwa

ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice, Polska

e-mail: krzysztof.twardoch@polsl.pl

mgr inż. Artur Nawrat

Politechnika Śląska

Wydział Górnictwa i Geologii

Instytut Mechanizacji Górnictwa

ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice, Polska

e-mail: art naw10@wp.pl

**WPLYW PODZIAŁKI MIĘDZYSEGMENTOWEJ NA WSPÓŁPRACĘ
KOŁA NAPĘDOWEGO Z ZĘBĄTKĄ O OWALNYM PRZEKROJU SWORZNI
W MECHANIZMIE POSUWU 2BP – ANALIZA MES**

Streszczenie: W artykule przedstawiono propozycję analizy numerycznej współpracy koła napędowego z zębatką o owalnym przekroju sworzni w mechanizmie EICOTRACK (2BP – mechanizm bezciągnowego posuwu z dwoma kołami napędowymi) przy uwzględnieniu wpływu zmian podziałki międzysegmentowej. System bezciągnowego posuwu 2BP odwzorowano w przestrzeni trójwymiarowej środowiska CAD kreując modele geometryczne koła napędowego i zębátky sworzniowej. Model mechanizmu 2BP został uproszczony ze względu na skomplikowany proces osiatkowania (meshing process) oraz długi czas analizy MES, wynikający ze złożoności obliczeniowej. Analiza MES, przeprowadzona w programie ANSYS Workbench, miała na celu wyznaczenie wartości siły międzyzębnej oraz kierunków jej działania podczas posuwu dla symulowanych zmian skokowych odstępów między segmentami zębátky. W pierwszej części artykułu przedstawiono bezciągnowy system posuw EICOTRACK, stosowany w kombajnach ścianowych, który w Polsce jest produkowany pod nazwą 2BP. Następnie przedstawiono sposób parametryzowania modelu przestrzennego mechanizmu 2BP w programie ANSYS. Przeprowadzono kolejne etapy modelowania parametrów współpracy koła napędowego ze sworzniami segmentu zębátky – modelowanie kontaktu, warunków brzegowych itd. Przeprowadzono dyskretyzację modelu, dokonując podziału continuum modelu bryłowego na elementy skończone. Zamodelowano siły działające na koło. Wykonano badania w oparciu o model quasi-dynamiczny z użyciem Metody Elementów Skończonych. Wyniki analizy MES zilustrowano graficznie w postaci charakterystyk składowej pionowej siły międzyzębnej.

Słowa kluczowe: EICOTRACK, 2BP, mechanizm posuwu, napędowe koło zębate, zębatka, sworznie owalne, kombajn ścianowy, CAD, MES

**INFLUENCE OF THE INTERSEGMENT SCALE ON INTERACTION
OF DRIVE GEAR WITH A RACK WITH AN OVAL CROSS-SECTION
PINS AT THE EICOTRACK HAULAGE MECHANISM – FEM ANALYSIS**

Abstract: The article presents a proposal for numerical analysis of the interaction of drive gear with a rack with an oval cross-section pins at the EICOTRACK haulage mechanism with two drive wheels (2BP) taking into account the influence of changes of the intersegment scale. The 2BP chainless haulage system was modeled in three-dimensional CAD environment by creating geometrical 3D models of the drive gear and rack pins. Due to the complicated meshing process and long FEA, resulting from the computational complexity, model of 2BP mechanism has been simplified. The aim of the FEM analysis, carried out in ANSYS Workbench, was to determine the values of intermesh force and directions of its impact during the feed for the simulated changes in pitch between the rack segments. The first part of the paper presents the EICOTRACK type chainless haulage system applied in longwall shearers, which is produced in Poland under the name 2BP. Then shown by the way of parameterization spatial 3D model of 2BP mechanism in ANSYS. It was conducted by the consecutive steps of modeling the interaction parameters relating to the drive gear with rack pins included the contact modeling, boundary conditions etc. Model discretization was made by sharing the continuum of solid model into finite elements. Forces acting on the drive gear was modeled. Tests were performed using a quasi-dynamic model by using the Finite Element Method. The results of FEM analysis are illustrated graphically in the form of characteristics a vertical component of intermesh force.

Key words: EICOTRACK, 2BP, haulage system, drive gear, rack, oval pins, longwall shearer, CAD, MES