

INSTYTUT TECHNOLOGII MASZYN I AUTOMATYZACJI
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Na prawach rękopisu

Bogdan M. DYBAŁA

**Modelowanie i obliczanie
przesuwnych zespołów
obrobiarek**

PRACA DOKTORSKA

*Słowa kluczowe: obrabiarka, połączenie,
prowadnica, projektowanie, CAD, MES*

Promotor: **dr hab. inż. Edward Chlebus**

prof. ndzw. Politechniki Wrocławskiej

*Publikacja nie zawiera
nowej oryginalnej technicznego
nadającego się do opatentowania.*

Wrocław, 1996

RZECZNIK PATENTOWY

[Signature]
mgr Dorota Guzikowska

SPIS TREŚCI

1. Wstęp	5
2. Projektowanie maszyn wytwórczych wspomagane technikami komputerowymi	7
3. Stan wiedzy w zakresie obliczania połączeń	16
3.1. Geometryczne ukształtowanie połączeń	16
3.2. Badania i ocena zjawisk w strefie styku elementów maszyn	18
3.2.1. Odształcenia stykowe normalne	20
3.2.2. Odształcenia stykowe styczne	24
3.3. Metody obliczeń rozkładów nacisków i naprężeń stykowych w obliczeniach połączeń przewodnicowych	28
3.4. Zastosowanie metody elementów skończonych w obliczaniu połączeń	30
3.5. Wnioski z analizy literatury	32
4. Cel, teza i zakres pracy	34
5. Modelowanie przesuwnych zespołów maszyn metodą elementów skończonych	37
5.1. Modelowanie własności warstwy stykowej	38
5.2. Sztywność warstwy stykowej	42
5.3. Iteracyjne wyznaczanie parametrów modelu MES	45
6. Integracja CAD/MES w obliczaniu maszyn z uwzględnieniem połączeń przewodnicowych	52
6.1. Systemy wspomagające pracę projektanta	52
6.1.1. AutoCAD	52
6.1.2. Cosmos/M	53
6.2. Budowa modelu CAD	55
6.3. Budowa modelu MES	57
6.4. Modelowanie warstw stykowych w połączeniach	57
6.5. Wyznaczanie parametrów początkowych	60
6.6. Obliczenia MES układu z uwzględnieniem połączeń	62
6.7. Modyfikacja parametrów modelu i sprawdzanie warunku końca iteracji	64
6.8. Analiza i wizualizacja wyników obliczeń	66
6.9. Integracja systemów CAD i MES w obliczeniach konstrukcyjno-projektowych obrabiaerek	70
7. Weryfikacja metody obliczeniowej na prostym modelu pary kontaktowej	71
7.1. Rozkład nacisków normalnych na powierzchni styku dla obciążenia normalnego	73
7.2. Odształcenia stykowe normalne dla obciążenia normalnego	76
7.3. Rozkład naprężeń stycznych na powierzchni styku dla obciążenia złożonego	79
7.4. Odształcenia stykowe styczne dla obciążenia złożonego	82
7.5. Ocena wyników analizy	85

8. Doświadczalna weryfikacja metody modelowania i obliczeń przesuwnych zespołów maszyn	88
8.1. Weryfikacja metody obliczeń na przykładzie modelu układu prowadnicowego	88
8.1.1. Badania eksperymentalne modelu układu prowadnicowego	88
8.1.2. Analiza obliczeniowa modelu układu prowadnicowego	89
8.1.3. Ocena wyników badań i obliczeń	98
8.2. Porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych połączenia łoża i suportu tokarki TZC-32	103
8.2.1. Badania eksperymentalne połączenia łoża - suport	104
8.2.2. Analiza obliczeniowa połączenia łoża - suport	105
8.2.3. Ocena wyników badań i obliczeń	108
8.3. Porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych połączenia łoża i konika tokarki TZC-32	108
8.3.1. Badania eksperymentalne połączenia łoża - konik	109
8.3.2. Analiza obliczeniowa połączenia łoża - konik	110
8.3.3. Ocena wyników badań i obliczeń	110
9. Analiza wpływu czynników konstrukcyjnych i technologiczno-eksploatacyjnych na własności pary prowadnicowej	114
9.1. Wyniki obliczeń modelu wyjściowego	115
9.2. Warianty modelu obliczeniowego	119
9.3. Analiza wyników obliczeń	121
9.3.1. Wpływ wartości obciążenia zewnętrznego na zachowanie się układu konstrukcyjnego	121
9.3.2. Wpływ położenia punktu skrawania na zachowanie się układu konstrukcyjnego	124
9.3.3. Wpływ wymiarów listew prowadnic i listwy podchwytowej na zachowanie się układu konstrukcyjnego	125
9.3.4. Wpływ rozstawu prowadnic na zachowanie się układu konstrukcyjnego	127
9.3.5. Wpływ grubości płyty suportu na zachowanie się układu konstrukcyjnego	129
9.3.6. Wpływ wartości parametrów opisujących własności warstwy styku na zachowanie się układu konstrukcyjnego	130
10. Podsumowanie	135
Literatura	139
Dodatek A	A-1
Dodatek B	B-1
Dodatek C	C-1

STOSOWANE OZNACZENIA

A_{el} - pole powierzchni przekroju poprzecznego elementu prętowego, mm^2

A_Z - pole powierzchni fragmentu powierzchni stykowej, mm^2

C_N - współczynnik normalnej podatności stykowej

δ_{el} - odkształcenie elementu prętowego, mm

δ_N - odkształcenie stykowe normalne, μm

δ_T - odkształcenie stykowe styczne, μm

E - moduł *Younga*, N/mm

F - siła działająca w elemencie prętowym, N

F_N - wypadkowa siła normalna w zestawie elementów prętowych, N

F_T - wypadkowa siła styczna w zestawie elementów prętowych, N

K - sztywność elementu prętowego, N/mm

K_N - sztywność stykowa normalna, N/mm

K_T - sztywność stykowa styczna, N/mm

l - długość elementu prętowego, mm

m - współczynnik nieliniowości odkształceń stykowych normalnych

μ_K - współczynnik zmniejszenia sztywności stykowej normalnej

μ_S - statyczny współczynnik tarcia

ν - współczynnik *Poissona*

R - współczynnik stycznej podatności stykowej

σ - nacisk normalny, daN/cm^2

S - współczynnik nieliniowości odkształceń stykowych stycznych

τ - naprężenie styczne, daN/cm^2

T - siła tarcia, N

1. Wstęp

Konieczność ciągłego podwyższania **jakości** maszyn wytwórczych stawia coraz większe wymagania ich producentom. Mają oni trudne zadanie konstruowania i produkowania maszyn coraz lepszych. Z pomocą przychodzą im w tym techniki komputerowego wspomagania projektowania i wytwarzania **CAD/CAM** (*Computer Aided Design, Computer Aided Manufacturing*).

Ponieważ jakość maszyny wytwórczej określana jest w dużym stopniu przez **dokładność** wytwarzanych na niej przedmiotów, dlatego już na etapie jej projektowania należy zwrócić szczególną uwagę na te czynniki, które mają wpływ na tę dokładność. Do najistotniejszych czynników należą statyczna i dynamiczna **szytywność** maszyny, określana zazwyczaj na podstawie względnych przemieszczeń między przedmiotem obrabianym i narzędziem. Na szytywność całej maszyny składa się szytywność wszystkich jej obciążonych zespołów, przy czym bardzo duże znaczenie przypisuje się szytywności **połączeń** występujących w układzie nośnym. Wśród połączeń występujących w układzie nośnym można wyróżnić połączenia stałe i ruchowe. Funkcją połączeń **stałych** jest zabezpieczanie elementów, najczęściej korpusów, przed wzajemnym przemieszczaniem się pod wpływem obciążeń powstających podczas pracy obrabiarki. Zadaniem połączeń **ruchowych** jest natomiast realizacja zaplanowanych ruchów roboczych zespołów obrabiarki.

Połączenia wpływają na wiele zjawisk zachodzących w układach konstrukcyjnych obrabiarek. Ocenia się [12, 26, 51, 96], że we względnym **przemieszczeniu przedmiotu i narzędzia** udział odkształceń powstających w połączeniach jest znaczący i może wynosić kilkadziesiąt procent. Z drugiej strony, połączenia, jako nieciągłości materiału, są także miejscem występowania **tlumienia konstrukcyjnego**, które jest skutkiem rozpraszania w nich energii drgań mechanicznych, a zatem zmniejszania ich amplitudy. Elementy składowe połączeń, zwłaszcza ruchowych, są narażone na szybkie **zużycie**, które również trzeba umieć przewidywać.

Połączenia są zatem istotnym elementem maszyn wytwórczych i dlatego od dawna są tematem wielu prac badawczych i teoretycznych. **Celem niniejszej pracy** było rozwinięcie i uzupełnienie systemów komputerowych, stosowanych już w praktyce inżynierskiej, o metody i moduły oprogramowania umożliwiające analizę własności

pełnych układów konstrukcyjnych obrabiarek (**UKO**), tzn. takich które uwzględniają sprężyste własności połączeń.

Szczególną uwagę poświęcono tutaj zagadnieniom modelowania własności sprężystych par przewodnicowych za pomocą dostępnych na rynku systemów stosujących **metodę elementów skończonych** (**MES**, niekiedy nazywaną z języka angielskiego **FEA** - *Finite Element Analysis*). W dotychczasowych pracach [3, 12, 58, 72, 83, 92, 96], prowadzonych w wielu ośrodkach naukowo-badawczych, próbowano rozwiązywać to zagadnienie, jednak z uwagi na przyjęte uproszczenia bądź próby ręcznej modyfikacji modelu obliczeniowego, nie zawsze osiągnano zamierzone efekty.

Dużym ułatwieniem w analizie MES może być przygotowywanie modeli MES na podstawie modeli geometrycznych konstrukcji stworzonych w środowisku **CAD** (*Computer Aided Design*). Aby móc korzystać w modelach MES z danych geometrycznych z modeli CAD, należy dokonać integracji modeli geometrycznych, tworzonych za pomocą systemów CAD, ze złożonymi modelami MES, uwzględniając też modyfikacje topologii i parametrów elementów skończonych przypisanych połączeniom, w celu automatyzacji procesu iteracyjnych obliczeń metodą elementów skończonych.

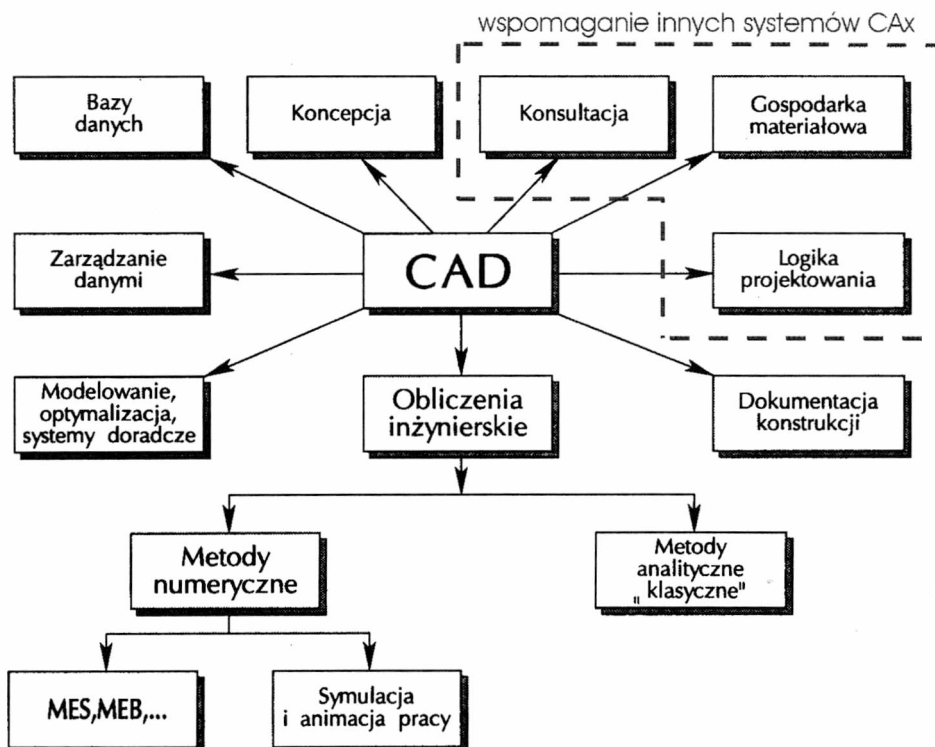
Nierozwiązanym problemem jest, jak dotychczas, także kwestia przenoszenia modeli geometrycznych stworzonych w systemach CAD do systemów obliczeniowych MES tak, aby model MES uwzględniał własności **warstw stykowych w połączeniach**. W modelu CAD warstwa stykowa jest reprezentowana przez **linię** lub **powierzchnię**, wspólną dla stykających się elementów bryłowych modelujących kontinuum materialne. W modelu MES warstwa stykowa musi zaś być modelowana przy pomocy oddzielnych grup elementów, które mają własności przypisywane warstwie stykowej. Tak więc kolejnym **celem tej pracy** było rozwiązanie tego zagadnienia.

W realizacji pracy autor korzystał ze wskazówek dotyczących sposobu modelowania własności warstwy stykowej sformułowanych przez E. Chlebusa, m.in. w [12]. Opracowane modele, algorytmy, ich programowe realizacje oraz weryfikacja metodyki są oryginalną pracą autora.

2. Projektowanie maszyn wytwórczych wspomagane technikami komputerowymi

Projektowanie jest ważnym składnikiem procesu **wytwarzania**. Szacuje się, że wynik projektowania determinuje około 70 % składników ceny produktu [62], dlatego tak dużą wagę przykładają się do procesu projektowania w nowoczesnym wytwarzaniu. Zastosowanie **technik komputerowych** w procesie projektowania prowadzić może do znacznego skrócenia czasu przygotowywania nowych wyrobów i poprawy ich jakości. Można to osiągnąć poprzez analizę różnych wariantów opracowywanych konstrukcji i wybór tych, które najlepiej spełniają przyjęte uprzednio kryteria oceny.

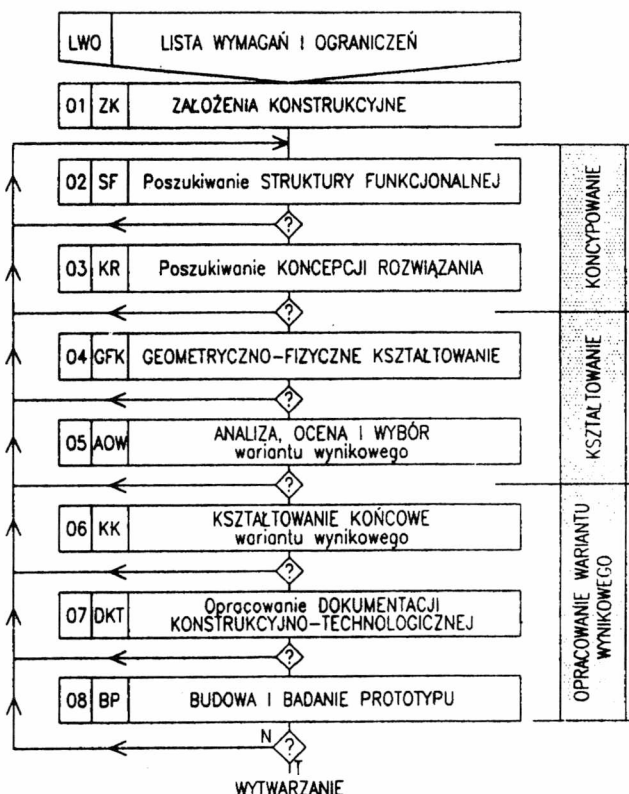
W nowoczesnych systemach wspomagających projektowanie dąży się do zintegrowania narzędzi służących do modelowania geometrycznego CAD z modułami do obliczeniowej analizy projektowanych konstrukcji, co pozwala na analizę i ocenę różnych wariantów rozwiązania (Rys. 2.1).



Rys. 2.1. Integracja CAD; na podstawie [69]

Struktura dobrego, zorientowanego funkcjonalnie, systemu CAD powinna odpowiadać strukturze samego procesu projektowania, tzn. pozwalać na iteracyjno-sekwencyjne

wykonywanie poszczególnych etapów wariantowania, modyfikowania i sprawdzania konstrukcji. Ogólną strukturę procesu projektowo-konstrukcyjnego przedstawia Rys. 2.2.



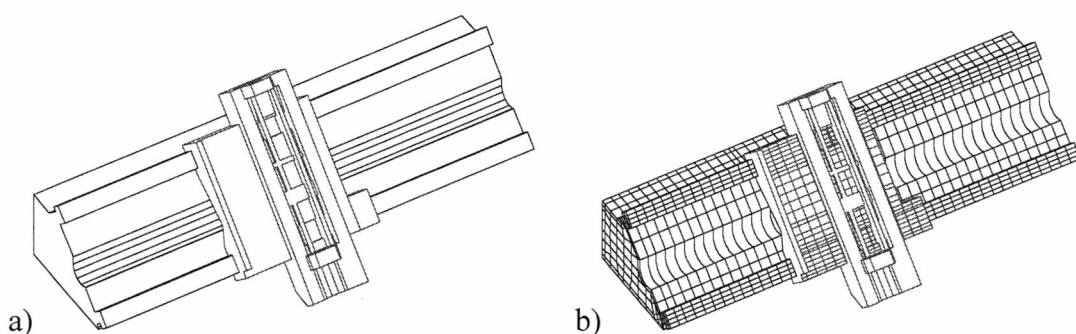
Rys. 2.2. Struktura procesu projektowo-konstrukcyjnego [12]

Zintegrowany system CAD powinien umożliwiać sterowanie przetwarzaniem informacji w procesie projektowania i ułatwiać podejmowanie decyzji na różnych etapach tego procesu oraz powinien pozwalać na komunikowanie się z innymi systemami komputerowymi. Powinien być przy tym jak najbardziej „przyjazny” dla swojego użytkownika, a dostosowany do jego przyzwyczajeń i zakresu wiedzy powinien dostarczać mu czytelnych przesłanek do podejmowania decyzji projektowych [12].

W dziedzinie projektowania maszyn do geometryczno-fizycznego kształtowania konstrukcji można zastosować wiele spośród dostępnych na rynku systemów wspomagających modelowanie geometryczne. Jest zbyt wiele takich systemów, aby je wszystkie wymienić, ale do najpopularniejszych w Polsce należą: AutoCAD, Logocad, Solid Designer, Cadkey i Personal Designer na komputery osobiste oraz CADDs, CATIA, I-DEAS, Unigraphics, Pro/Engineer i ExpertCAD na stacje robocze. Systemy

te znakomicie ułatwiają tworzenie i modyfikację geometrycznych modeli projektowanych konstrukcji.

W projektowaniu maszyn analiza obliczeniowa konstrukcji odnosi się zazwyczaj do obliczeń wytrzymałościowych, do których najczęściej stosuje się systemy MES. Aby usprawnić pracę konstruktora, model MES może być przygotowywany na podstawie modelu geometrycznego; unika się w ten sposób pracochłonnego tworzenia modelu MES od podstaw. W tym celu dane geometryczne przekazywane są z systemu CAD do systemu MES i na ich podstawie następuje dyskretyzacja modelu (Rys. 2.3).



Rys. 2.3. Model łoża i suportu obrabiarki: geometryczny (a) i dyskretny (b)

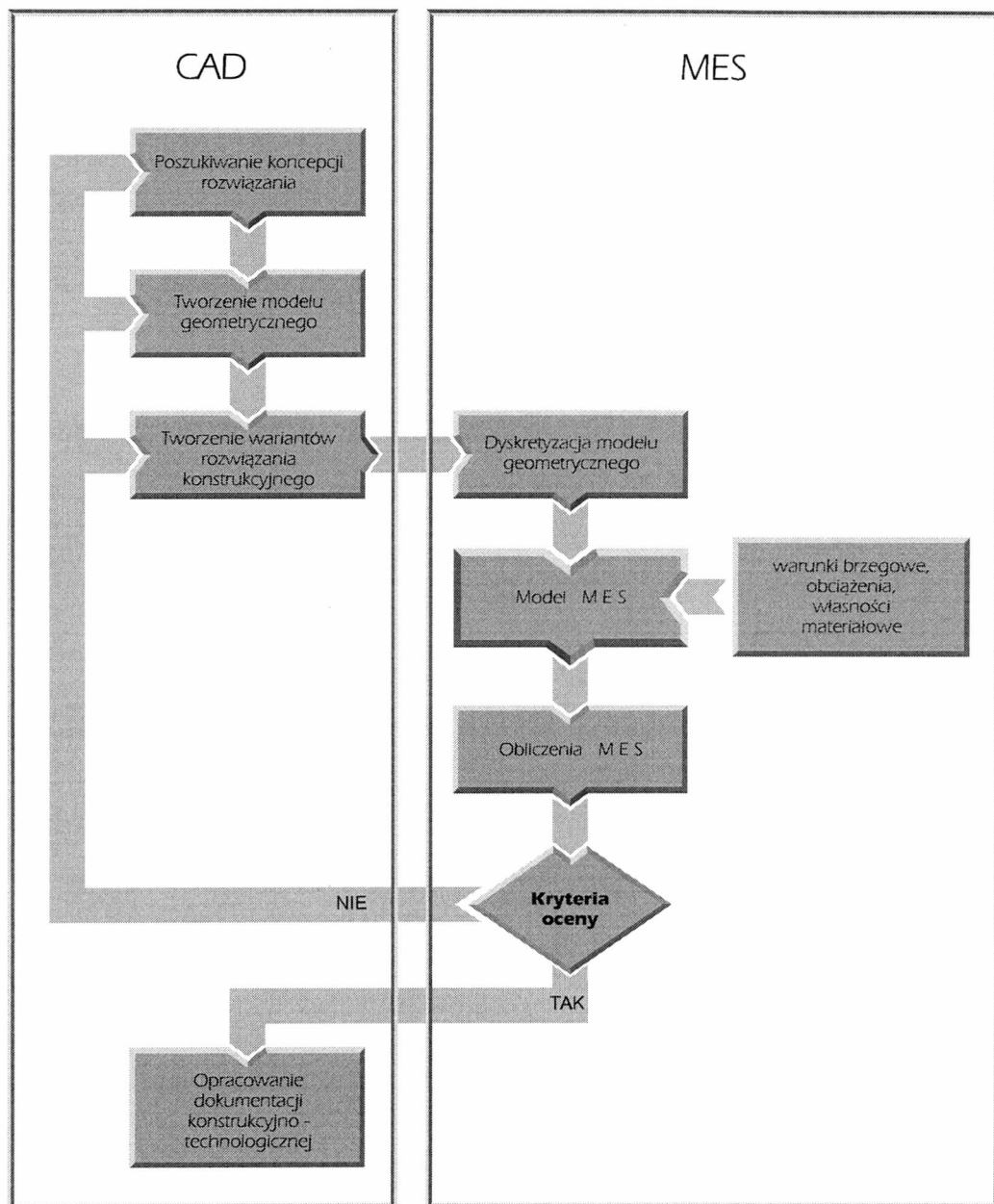
W dotychczasowej praktyce inżynierskiej procesy geometrycznego modelowania konstrukcji i obliczeń wytrzymałościowych metodą elementów skończonych były najczęściej realizowane oddzielnie (Rys. 2.4).

Ze względu na integrację systemów CAD i MES można komputerowe wspomaganie projektowania zrealizować na jeden z trzech sposobów:

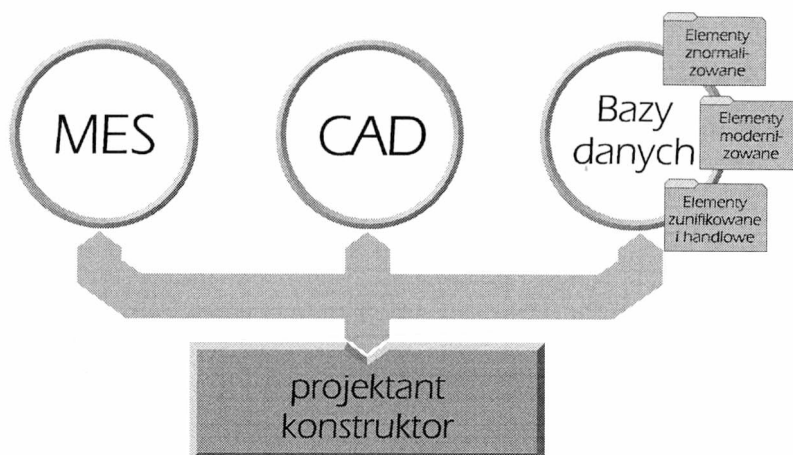
- projektowanie wspomagane systemami pracującymi tylko we własnym środowisku, bez możliwości przekazywania i konwersji modeli i danych (Rys. 2.5),
- projektowanie wspomagane systemami zintegrowanymi „użytkowo”, z możliwością przekazywania i konwersji modeli i danych (Rys. 2.6),
- projektowanie w środowisku w pełni zintegrowanym (funkcjonalnie), kiedy można korzystać ze wspólnego systemu komunikacji (*interface*) ze wszystkimi modułami systemu (Rys. 2.7).

Decyzje podejmowane przez konstruktora w czasie projektowania maszyn wytwórczych opierają się zazwyczaj na analizie wielu wariantów konstrukcji. Aby przeprowadzić pełną analizę obliczeniową, należy znać wszystkie parametry konstrukcji wymagane

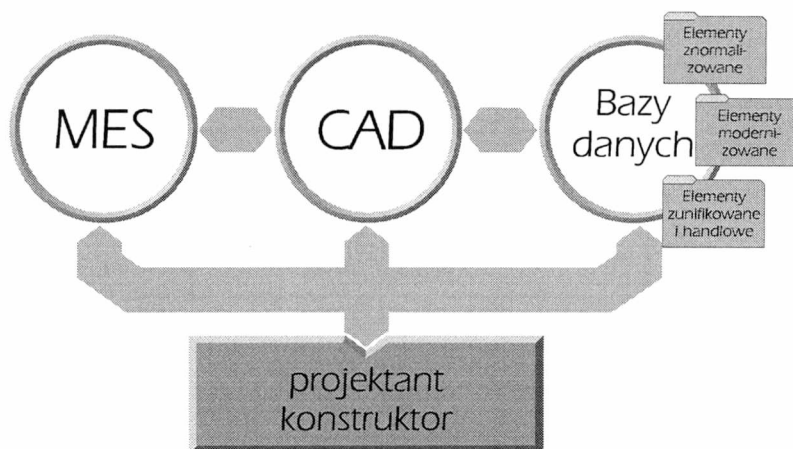
przez stosowaną metodę obliczeń. W początkowej fazie projektowania, gdy rozwiązanie konstrukcyjne nie jest jeszcze w pełni skonkretyzowane, można posługiwać się bazami danych zawierającymi normy, katalogi, zestawienia rozwiązań zespołów konstrukcyjnych itp.



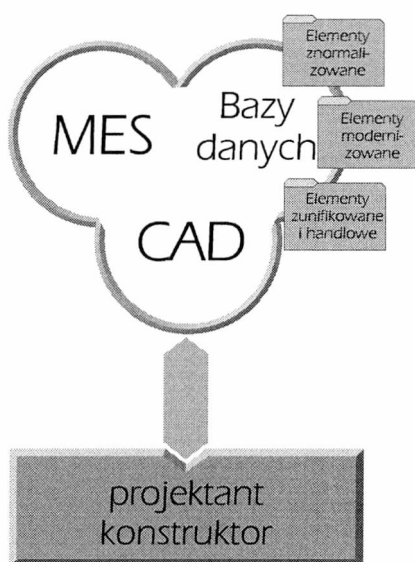
Rys. 2.4. Uproszczony schemat projektowania w rozdzielonych środowiskach CAD i MES



Rys. 2.5. Systemy CAD i MES niezależne

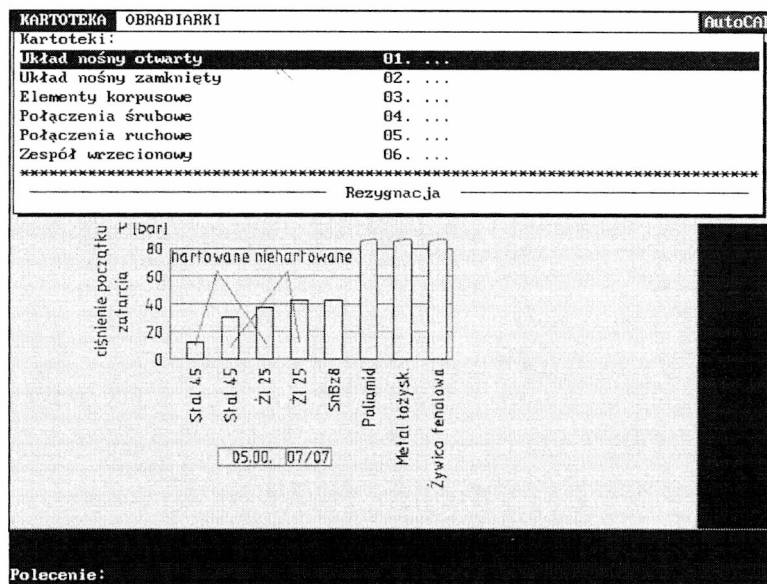


Rys. 2.6. Systemy CAD i MES zintegrowane użytkowo



Rys. 2.7. Systemy CAD i MES zintegrowane funkcjonalnie

W Instytucie Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej system AutoCAD wzbogacono o bazę danych **KARTOTEKA** [11] zawierającą skatalogowane wyniki analizy wpływu czynników konstrukcyjnych na własności elementów i zespołów maszyn wytwórczych, tworząc podstawy systemu zintegrowanego funkcjonalnie (por. Rys. 2.7). Baza ma postać graficznego *poradnika* (Rys. 2.8) przydatnego w aktywnym konstruowaniu i analizie układów nośnych maszyn. Komunikacja z nią odbywa się z poziomu systemu AutoCAD.



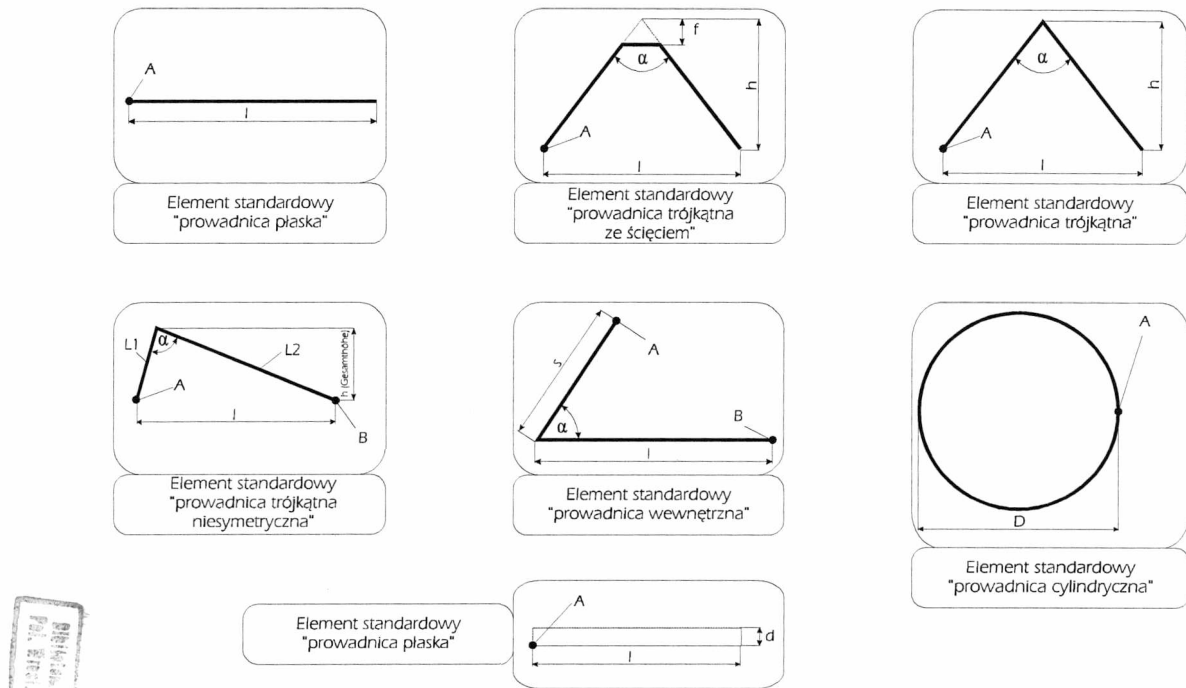
Rys. 2.8. Integracja bazy KARTOTEKA w systemie AutoCAD

Tak zintegrowany system, zawierający bogatą wiedzę z dziedziny projektowania i użytkowania prowadnic, wspomaga podejmowanie decyzji przez konstruktora pracującego nad właściwym rozwiązaniem pary prowadnicowej.

Pojawiła się potrzeba dalszego rozwijania systemu i zintegrowania stosowanych już modułów aplikacji (AutoCAD i KARTOTEKA) z systemem do analizy obliczeniowej, co pozwoliłoby na pracę użytkownika w jednorodnym środowisku programowym oraz pełną analizę i ocenę rozwiązania konstrukcyjnego.

Przystępując do realizacji pracy założono, że jej wynikiem będzie problemowo-zorientowany system CAD/MES, integrujący zarówno narzędzia wspomagające rutynowe czynności w pracy konstruktora obrabiarek, jak i określone środowiska programowe systemów CAD i MES. System ten charakteryzować się miał integracją funkcjonalną i programową w następujących zagadnieniach:

- W modelowaniu geometrycznym listew przewodnic stosowanych w obrabiarkach z wykorzystaniem graficznych bibliotek, na przykład biblioteki pokazanej na Rys. 2.9. Została ona opracowana w ramach międzynarodowego projektu badawczego **CIDAM** zrealizowanego w programie Copernicus [39];



Rys. 2.9. Biblioteka standardowych przekrojów listew przewodnic [77]

- W wykorzystaniu bazy danych KARTOTEKA w aktywnym projektowaniu przewodnicowych zespołów obrabiarek za pomocą systemów CAD (w tym przypadku AutoCAD-a). Do tworzonego systemu dołączono podkartotekę PROWADNICE, pozwalającą na wspomaganie decyzji podejmowanych przez konstruktora, szczególnie w fazie rozwijania koncepcji rozwiązania i geometrycznego kształtowania przewodnic. Podkartoteka tematyczna PROWADNICE, dotycząca połączeń przewodnicowych, zawiera informacje zebrane w następujących grupach:
 - ♦ połączenia przewodnicowe w obrabiarkach,
 - ♦ połączenia przewodnicowe: przewodnice toczne i ślizgowe,
 - ♦ przewodnice ślizgowe: zużycie zespołu przewodnica - przewodnik,
 - ♦ przewodnice ślizgowe - przewodnica ślizgowa prostokątna: wpływ wymiarów listwy przewodniczej i przewodnika na podatność połączenia,
 - ♦ przewodnice ślizgowe - przewodnica ślizgowa prostokątna: wpływ sposobu przykręcania listwy podchwytowej,

-
- 14

2. Projektowanie maszyn wytwórczych wspomagane technikami komputerowymi



Rys. 2.10. Przykładowe karty z bazy KARTOTEKA

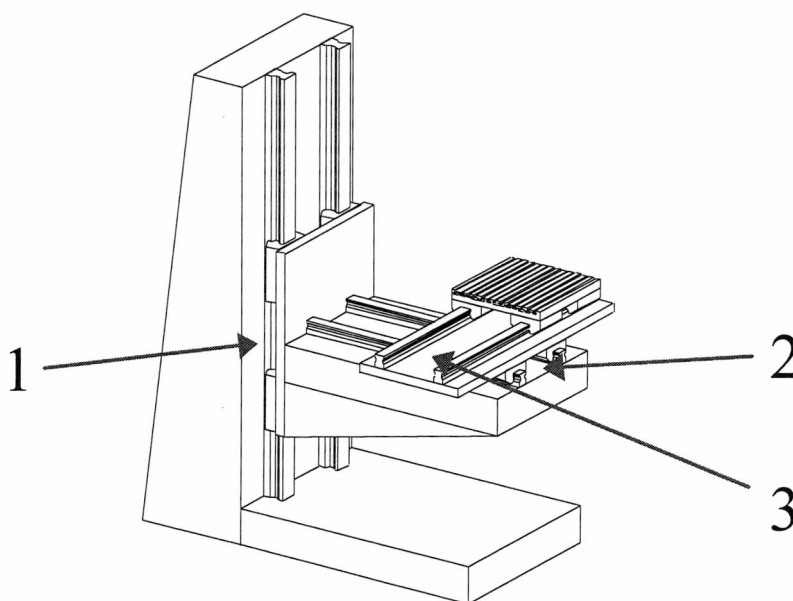
- W integracji środowiska CAD i MES. Na rynku znane są obecnie zintegrowane systemy CAD/MES stworzone przez jednego producenta oprogramowania (np. system CADDs). Nie umożliwiają one jednak analizy obliczeniowej układów konstrukcyjnych z uwzględnieniem własności połączeń. Integracja CAD/MES może być też zrealizowana przy pomocy niezależnych systemów stworzonych przez oddzielnych producentów - dzięki przekazywaniu danych geometrycznych w neutralnym, standardowym formacie wymiany danych IGES, DXF, VDA itp. W pracy przyjęto właśnie ten sposób: opracowano struktury danych zapisanych w odpowiednich plikach, które pozwalają na automatyczne prowadzenie iteracyjnych obliczeń uwzględniających nieliniowe charakterystyki par stykowych w połączeniach oraz związanych z tym modyfikacji modelu MES.

3. Stan wiedzy w zakresie obliczania połączeń

Własności połączenia zależą od przyłożonych obciążeń i od własności stykających się materiałów - zarówno od ich geometrycznego kształtu, jak i własności ich powierzchni w miejscu styku.

3.1. Geometryczne ukształtowanie połączeń

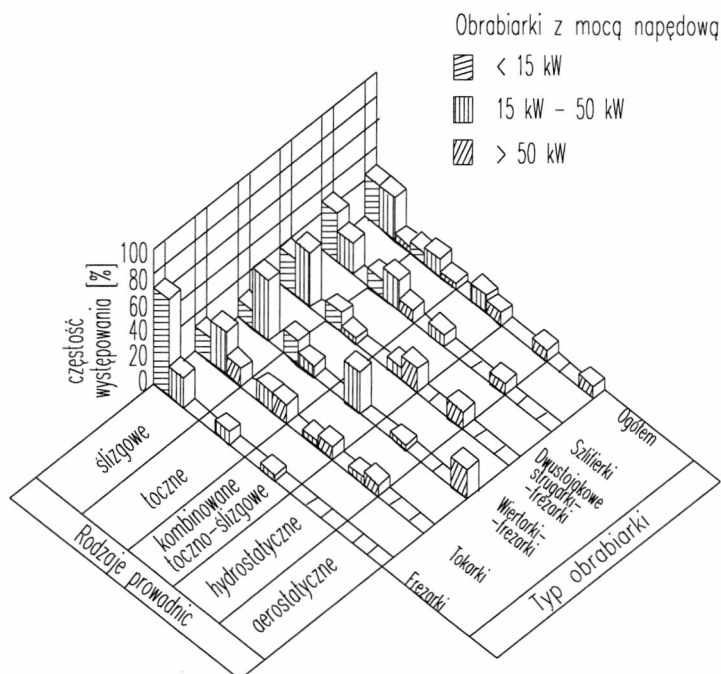
Jako połączenia ruchowe w maszynach wytwórczych stosowane są głównie połączenia prowadnicowe. **Prowadnicą** [97] nazywa się element konstrukcyjny maszyny ograniczony odpowiednio ukształtowanymi powierzchniami, po których prowadzony jest inny element zwany **przewodnikiem**. **Połączenie prowadnicowe** to para kinematyczna, w której prowadnica, jako umownie lub fizycznie wydzielona część korpusu lub łoża maszyny, jest elementem nieruchomym, a przewodnik ruchomym. W skład połączenia prowadnicowego może jeszcze wchodzić listwa podchwytu przewodnika ze złączem śrubowym i elementy do nastawiania luzu. Kilka połączeń prowadnicowych wchodzi w skład **układu prowadnicowego**. Niektóre obrabiarki mogą zawierać kilka par prowadnicowych, np. układ nośny frezarki pokazany na Rys. 3.1 zawiera 3 pary prowadnicowe: korpus-wspornik (1), wspornik-sanie (2) i sanie-stół (3).



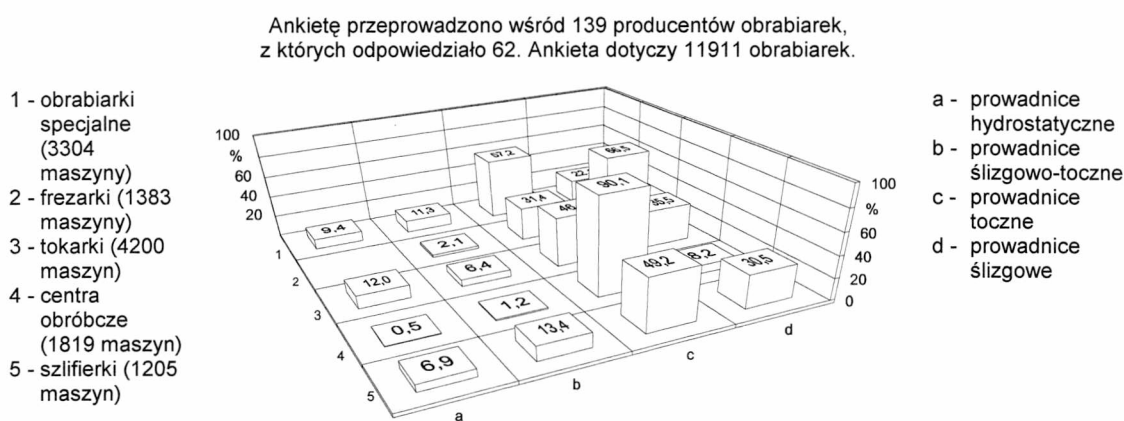
Rys. 3.1. Schemat układu nośnego frezarki z trzema układami prowadnicowymi

Podział prowadnic za [97] można przeprowadzić ze względu na:

- kształt toru przemieszczania się prowadnika - prostoliniowe / obrotowe,
- kształt zarysu prowadnic - otwarte / zamknięte, wewnętrzne / zewnętrzne,
- rodzaj tarcia w połączeniu prowadnicowym - ślizgowe, toczne, ślizgowo-toczne, hydrostatyczne, aerostatyczne.



Rys. 3.2. Częstość stosowania różnych rodzajów prowadnic [91]



Rys. 3.3. Częstość stosowania różnych rodzajów prowadnic na podstawie ankiety, której wyniki podaje [77]

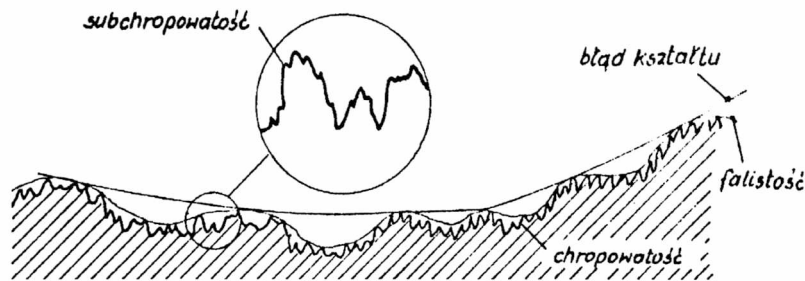
Badania statystyczne stosowania różnych rodzajów prowadnic (Rys. 3.2) wskazują, że częstość stosowania różnych ich rodzajów zależy od rodzaju obrabiarki. W obrabiarkach

konwencjonalnych oraz ciężkich, o mocy 15-50 kW, przeważają prowadnice ślizgowe. Coraz większą popularność zdobywają też modułowe prowadnice toczne, stosowane szczególnie w centrach obróbkowych i maszynach do obróbki dokładnościowej [14].

Z ostatnich badań, których rezultaty pokazuje Rys. 3.3, wynika że prowadnice ślizgowe występują najczęściej w centrach obróbkowych i frezarkach. Mogą one występować też w układach mieszanych, wraz z prowadnicami tocznymi.

3.2. *Badania i ocena zjawisk w strefie styku elementów maszyn*

Wyniki badań nad zjawiskiem styku dwóch współpracujących powierzchni wskazują [9, 10, 16, 53], że **rzeczywista** powierzchnia styku dwóch elementów będących w kontakcie nie przekracza kilku procent ich powierzchni **nominalnej**. Wynika to z faktu, że stan powierzchni każdego elementu wykazuje błędy powstałe w wyniku jego obróbki, które klasyfikuje się jako błędy kształtu, falistości, chropowatości i subchropowatości (Rys. 3.4).



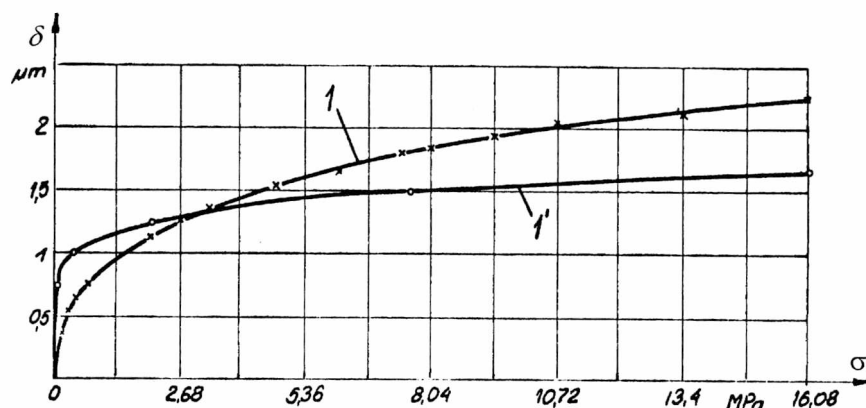
Rys. 3.4. Geometryczne błędy na powierzchni obrabianej przedmiotu [53]

Przyczyny powstawania tych błędów są różnorodne [26]. Błędy kształtu są efektem odkształceń statycznych obrabiarki, złego mocowania przedmiotu i zużywania się narzędzia. Błędy falistości są powodowane niskoczęstotliwościowymi drganiami układu konstrukcyjnego obrabiarki, złym ułożeniem ostrzy w wieloostrzowych narzędziach frezarskich lub niewyważeniem ściernicy w szlifierce. Chropowatość powierzchni powstaje w wyniku wysokoczęstotliwościowych drgań obrabiarki i niestabilności fizykalnych zjawisk zachodzących podczas skrawania (wrywania cząsteczek metalu z przedmiotu przez ostrze narzędzia). Występowanie błędów na powierzchniach stykających się elementów powoduje, że liczba i rozkład punktów styku ma charakter dyskretny, niezdefiniowany geometrycznie i trudny do oszacowania.

Podczas zbliżania się dwóch rzeczywistych powierzchni niepełskich elementów następują kolejno zjawiska: stykania się najwyżej położonych wierzchołków mikronierówności, ich sprężyste odkształcanie i wreszcie ich plastyczne odkształcanie. Po odciążeniu układu mikronierówności odkształcone sprężysto wracają do pierwotnego kształtu, ale te, które zostały odkształcone plastycznie - pozostają w tym stanie odkształcenia.

Stosunek powierzchni rzeczywistej styku do powierzchni nominalnej stykających się elementów można wyznaczać analitycznie, zakładając pewną teoretyczną charakterystykę powierzchni [42, 56, 90], lub metodami eksperymentalnymi [9, 10, 16]. Niestety publikowane prace podają albo różne rezultaty, albo takie, które nie dają się bezpośrednio porównać [26].

Zakładając wybrany rozkład opisujący profil powierzchni dwóch elementów, autor pracy [53] podaje analityczną zależność normalnego odkształcenia warstwy styku tych elementów w funkcji nacisku. Dla mikronierówności modelowanych przez bryły obrotowe o kształcie hiperboloidy, paraboloidy lub elipsoidy wyniki obliczeń analitycznych i ich porównanie z wynikami badań eksperymentalnych pokazuje Rys. 3.5.

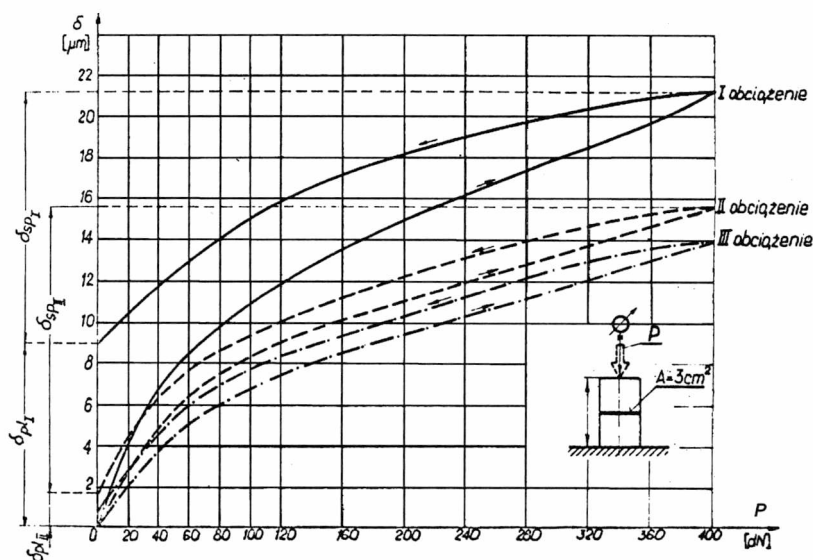


Rys. 3.5. Zmierzone (krzywa 1) i obliczone (krzywa 1') przemieszczenia normalne w styku [53]

Zależności te dotyczą tylko pierwszego cyklu odkształcania styku i tylko nacisków i odkształceń normalnych.

3.2.1. Odształcenia stykowe normalne

Badania eksperymentalne [41, 51, 70] przekonują, że „odkształcenia normalne przy pierwszym odkształceniu styku mają charakter sprężysto-plastyczny, a przy powtórnych obciążeniach, nie przekraczających obciążenia pierwotnego, mają charakter sprężysty, przy czym obydwie charakterystyki są nieliniowe” [41]. Nieliniowości tych charakterystyk ilustruje Rys. 3.6.



Rys. 3.6. Odształcenia stykowe normalne w trzech pierwszych cyklach obciążeń [26]

Teoretyczne zależności do wyznaczania odkształceń stykowych normalnych o charakterze sprężystym, dla powtarzających się obciążeń, opublikowało wielu autorów [54, 66, 70, 75, 87]. Są one wyprowadzane dla pewnych z góry założonych modeli powierzchni i mają dość złożoną postać. W większości prac proponowano dużo prostsze zależności empiryczne [15, 43, 47, 71, 74], z których najszerzej przyjęta i najlepiej udokumentowana w literaturze [3, 12, 17, 26, 41, 47, 49, 51, 59, 76, 84, 88, 96, 101, 103] jest zależność wykładnicza

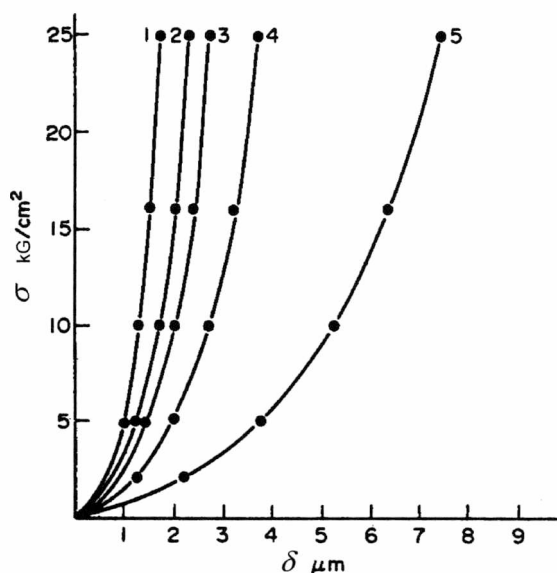
$$\delta_N = C_N \sigma^m, \quad (3.1)$$

w której:

- δ_N - odkształcenie normalne [μm],
- σ - nacisk normalny [kg/cm^2],
- C_N - współczynnik normalnej podatności stykowej,

m - współczynnik nieliniowości odkształceń.

Współczynniki C_N i m wyznacza się eksperymentalnie. Ich wartości zależą od rodzaju materiału i stanu stykających się powierzchni. Na przykład dla żeliwa wpływ stanu powierzchni na odkształcenia normalne dla różnych sposobów obróbki pokazuje Rys. 3.7. Przykładowe współczynniki nieliniowości dla różnych rodzajów obróbki żeliwa przedstawia Tab. 3.1.



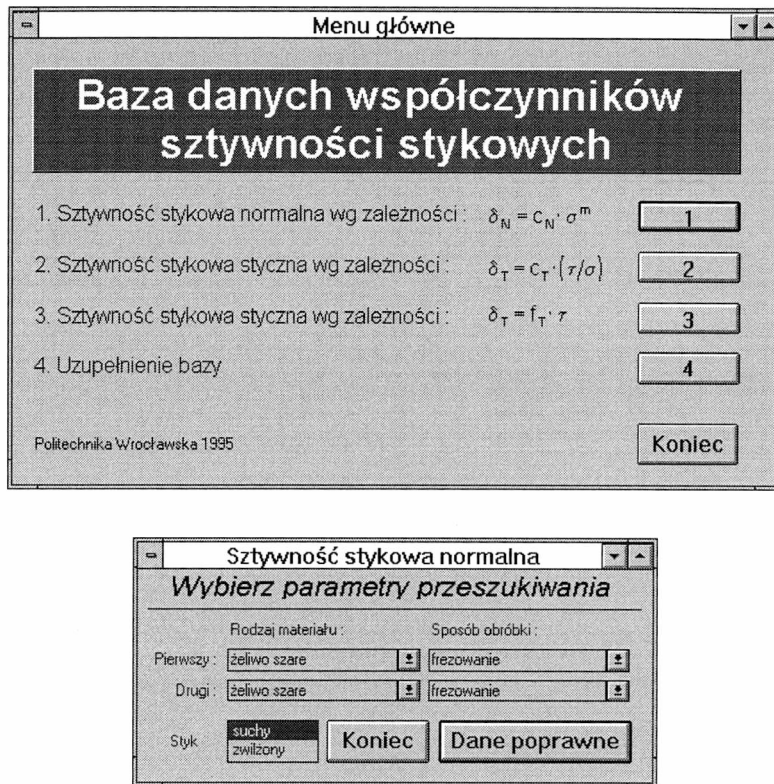
Rys. 3.7. Zależność odkształcenia stykowego od nacisku normalnego dla różnie obrabianych powierzchni żeliwa: 1 - szlifowanie, 2 - dokładne skrobanie ($Z = 24$ do 36 punktów/ cal^2), 3 - struganie wykańczające, 4 - skrobanie konwencjonalne, 5 - skrobanie zgrubne ($Z = 5$ do 10 punktów/ cal^2) [3]

Tab. 3.1. Przykładowe wartości współczynników C_N i m dla żeliwa [3]

obróbka powierzchni	C_N	m
ręcznie skrobane ($h = 3 - 5 \mu\text{m}$, $Z = 20 - 25$ punktów/ cal^2)	0.3	0.5
ręcznie skrobane ($h = 6 - 8 \mu\text{m}$, $Z = 20 - 25$ punktów/ cal^2)	0.5	0.5
ręcznie skrobane ($h = 3 - 5 \mu\text{m}$, $Z = 15 - 18$ punktów/ cal^2)	0.8-1.0	0.5
ręcznie skrobane ($h = 3 - 5 \mu\text{m}$, $Z = 10 - 12$ punktów/ cal^2)	1.3-1.5	0.5
ręcznie skrobane ($h = 15 - 20 \mu\text{m}$, $Z = 5 - 12$ punktów/ cal^2)	1.5-2.0	0.5
ręcznie skrobane ($h = 6-8 \mu\text{m}$, $Z = 15-18$ punktów/ cal^2) / szlifowane ($h = 1 \mu\text{m}$)	0.8-1.0	0.5
szlifowane ($h = 1 \mu\text{m}$)	0.6-0.7	0.5
dokładnie szlifowane	0.6	0.5

W Instytucie Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej wartości współczynników C_N i m dla różnych rodzajów i typów powierzchni zebrane zostały przez St. Iżykowskiego w bazie danych **KONTAKT** [28]. Zawiera ona wyniki badań

opisanych w literaturze oraz wyniki badań przeprowadzonych w Instytucie. Opracowano również oprogramowanie do zarządzania bazą danych (Rys. 3.8) [28].



Rys. 3.8. Kopie ekranów programu zarządzającego bazą danych KONTAKT [28]

W uzasadnionych przypadkach [22, 32, 48, 51, 65, 97] dopuszcza się zastąpienie zależności (3.1) zlinearyzowaną zależnością

$$\delta_N = C_N \sigma, \quad (3.2)$$

ale, jak stwierdza autor pracy [53], wynikający z takiego uproszczenia błąd rośnie wraz ze złożonością obliczanych układów przewodnicowych.

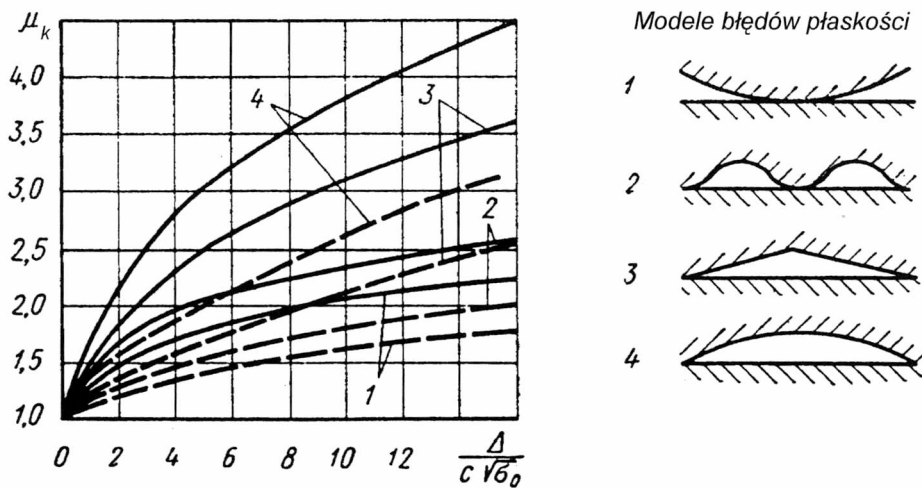
Zależność (3.1) może być stosowana przy założeniu, że stykające się powierzchnie nie są obciążone błędami kształtu, ponieważ próbki badane w celu wyznaczenia współczynników nieliniowości miały małe rozmiary (poniżej 150 cm² [51]). Dla większych powierzchni, które praktycznie zawsze mają błędy kształtu i falistości, sztywność stykowa jest mniejsza, ponieważ powierzchnie te stykają się tylko najwyżej położonymi obszarami nierówności i większe w tych obszarach naciski lokalne powodują większe odkształcenia [57]. Autorka pracy [47], wychodząc z empirycznej zależności (3.1) i zakładając pewne teoretyczne modele błędów falistości powierzchni (np. opisane prostą, sinusoidą lub parabolą), zmodyfikowała tę zależność do postaci

$$\delta_N = \mu_K C_N \sigma^m, \quad (3.3)$$

gdzie:

μ_K - współczynnik zmniejszenia sztywności wynikający z błędów falistości powierzchni,

i podała sposoby obliczania współczynnika μ_K dla różnych modeli opisujących błędy powierzchni. Autorka założyła przy tym, że tylko jedna powierzchnia jest obciążona błędami płaskości, a druga jest idealnie płaska, co też jest dużym uproszczeniem. Rys. 3.9 pokazuje zależność współczynnika μ_K od wielkości błędów płaskości dla różnych modeli błędów.

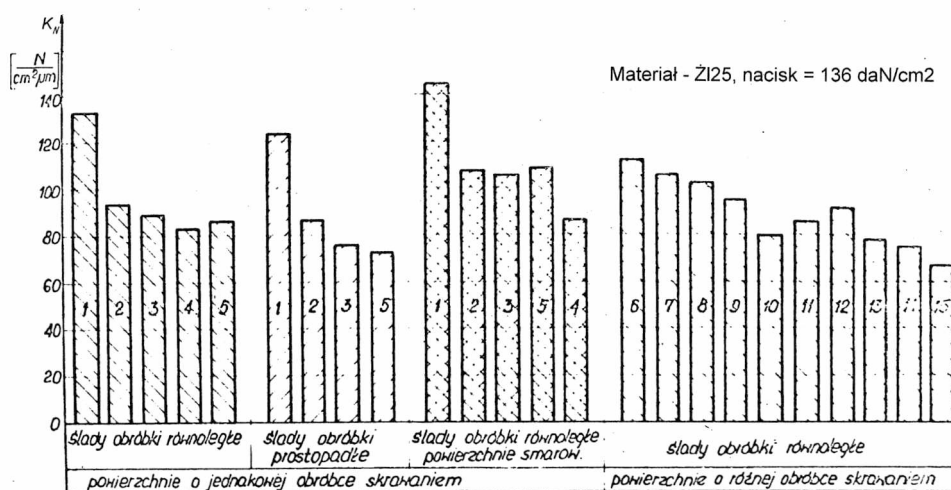


Rys. 3.9. Zależność współczynnika μ_K od wielkości błędów płaskości dla różnych modeli błędów [51]

Uwzględnienie wpływu błędów kształtu powierzchni w obliczeniach na etapie projektowania układu prowadnicowego jest niemożliwe, ponieważ nie można przewidzieć jakie będą błędy powierzchni w rzeczywistych połączeniach prowadnicowych. Można jedynie założyć pewien model opisujący te błędy i ocenić ich skutki w obliczanym układzie.

Badania eksperymentalne [37, 51, 70, 85] i analizy obliczeniowe pokazują, że wpływ tych błędów na sztywność styku rośnie ze wzrostem powierzchni styku i „nieskojarzoności” struktury śladów obróbki powierzchni (np. gdy ślady są nierównoległe). Badania te wskazują również na zależność sztywności stykowej normalnej od rodzaju i stanu warstwy pośredniczącej - olejów, smarów itp., a także

zanieczyszczeń powierzchni - obecności piasku, pyłu szlifierskiego itp. Systematyczne zestawienie wpływu różnych czynników na sztywność stykową normalną zawiera praca [26], z której pochodzi Rys. 3.10.



Rys. 3.10. Wpływ różnych czynników na współczynnik sztywności stykowej normalnej $K_N = 1 / C_N$: 1 - szlif. obw., 2 - strug., 3 - frez. czoł., 4 - tocz., 5 - frez. obw., 6 - szlif. obw. / frez. czoł., 7 - szlif. obw. / tocz., 8 - szlif. obw. / strug., 9 - frez. obw. / frez. czoł., 10 - frez. czoł. / strug., 11 - tocz. / frez. obw., 12 - szlif. obw. / frez. obw., 13 - tocz. / strug., 14 - strug. / frez. obw., 15 - tocz. / frez. czoł. [26]

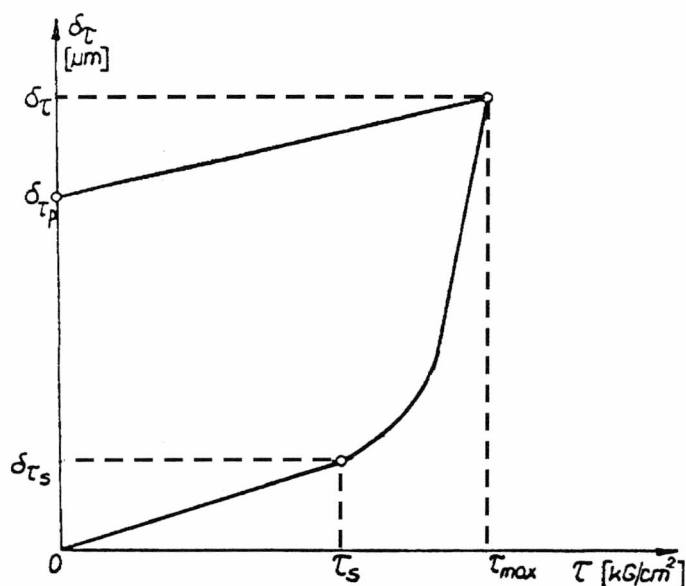
3.2.2. Odształcenia stykowe styczne

W wyniku działania w połączeniach sił zewnętrznych, powstających głównie w procesie skrawania, na powierzchniach styku połączeń pojawiają się też siły styczne. Wywołują one naprężenia styczne, które oddziałując na mikronierówności powierzchni powodują ich odkształcenia. Mechanizm powstawania tych odkształceń jest podobny do mechanizmu powstawania odkształceń stykowych normalnych, ale zależność odkształceń stycznych od stycznych naprężeń ma inny charakter.

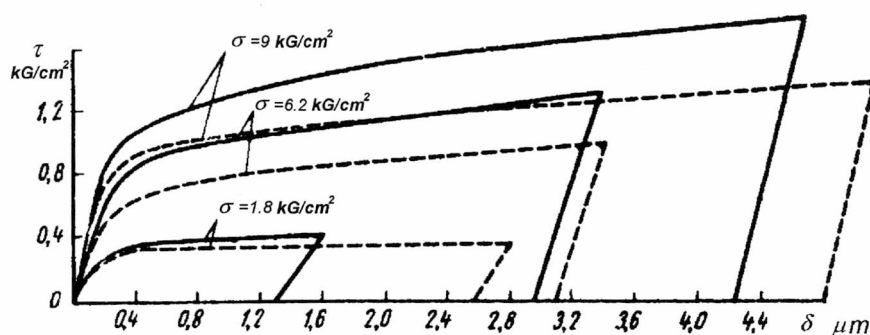
Zagadnieniem tym zajmowało się wielu autorów [2, 3, 19, 33, 35, 36, 40, 41, 45, 54, 55, 64, 67, 68], a wyniki badań eksperymentalnych najczęściej wykazywały przebieg odkształceń stycznych pokazany na Rys. 3.11.

W pierwszym zakresie odkształcenia mają charakter sprężysty ($0 \leq \tau \leq \tau_s$). Dla większych naprężeń ($\tau_s \leq \tau \leq \tau_{max}$) mikronierówności odkształcane są plastycznie. Po przekroczeniu pewnej wartości naprężenia (τ_{max}) wierzchołki mikronierówności są ścinane i następuje wzajemny poślizg stykających się powierzchni. Wartości

odkształceń stycznych zależą nie tylko od naprężenia stycznego, ale i od nacisku normalnego, co pokazuje Rys. 3.12.

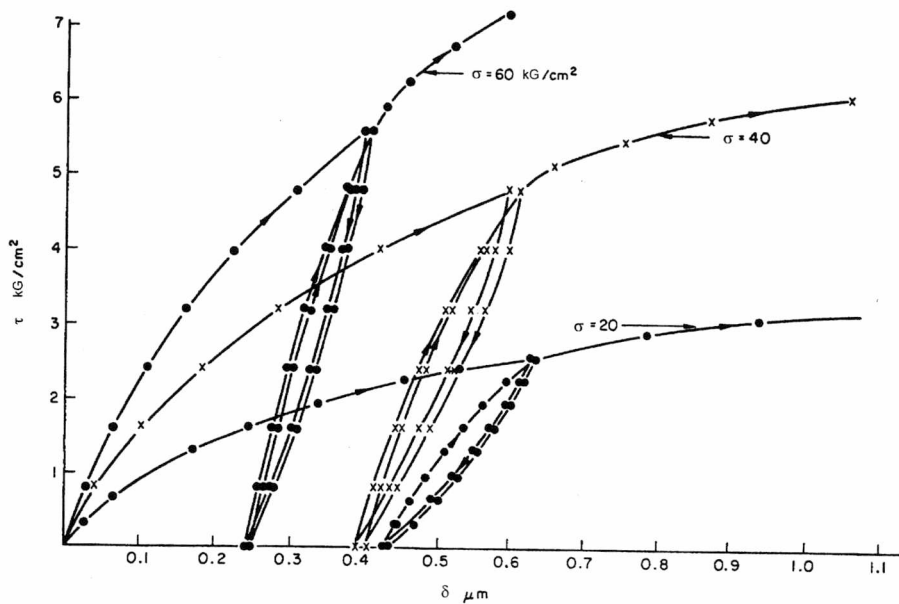


Rys. 3.11. Zależność odkształceń stykowych stycznych od naprężeń stycznych [26]



Rys. 3.12. Zależność odkształceń stycznych δ od naprężenia stycznego τ dla różnych wartości nacisku normalnego σ , przy pierwszym obciążeniu siłą styczną (linia ciągła - styk suchy, linia przerywana - styk zwilżony) [35]

Podczas kolejnych obciążeń, jeśli ich wartości nie przekraczają obciążenia pierwotnego, odkształcenia stykowe styczne wykazują już tylko charakter sprężysty, co pokazuje Rys. 3.13. Zależność odkształceń od naprężeń stycznych ma w tym przypadku postać pętli histerezy, czym też uzasadnia się tłumiące własności połączenia. Szerokość pętli histerezy zależy głównie od własności stykających się materiałów [26].



Rys. 3.13. Odształcenia stykowe styczne dla powtarzającego się obciążenia stycznego i różnych wartości nacisku normalnego [3]

Dla powtarzających się obciążeń dobrym przybliżeniem przebiegu odkształceń w zależności od naprężeń stycznych jest liniowe równanie [3, 35, 45, 64]

$$\delta_T = C_T \tau, \quad (3.4)$$

w którym:

- δ_T - odkształcenie stykowe styczne [μm],
- C_T - współczynnik stycznej podatności stykowej,
- τ - naprężenie stykowe styczne [kg/cm^2],

przy czym wartość współczynnika stycznej podatności stykowej zależy od własności i stanu powierzchni stykających się elementów, ale również od nacisku normalnego (Rys. 3.14). Wyraża się ją zależnością [3, 26]

$$C_T = \frac{R}{\sigma^S}, \quad (3.5)$$

w której:

- σ - nacisk stykowy normalny [kg/cm^2],
- R, S - współczynniki nieliniowości zależne od rodzaju i stanu stykających się powierzchni.

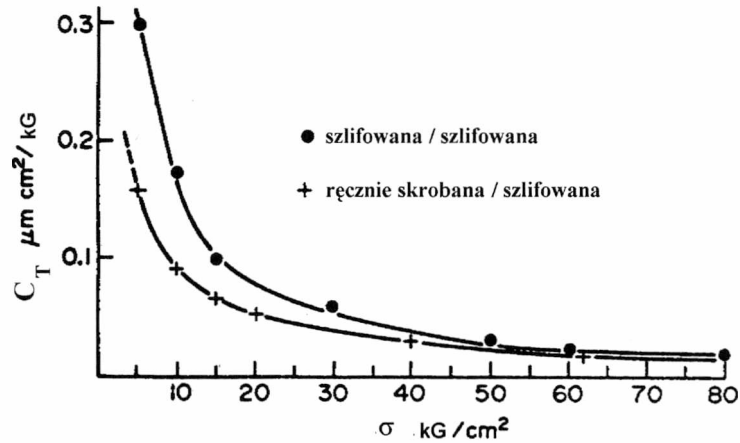
Współzależność podatności stykowych normalnych i stycznych (Rys. 3.15) wyraża równanie pozwalające wyznaczyć współczynnik R [3]:

$$R = 2C_N m (1 + \nu), \quad (3.6)$$

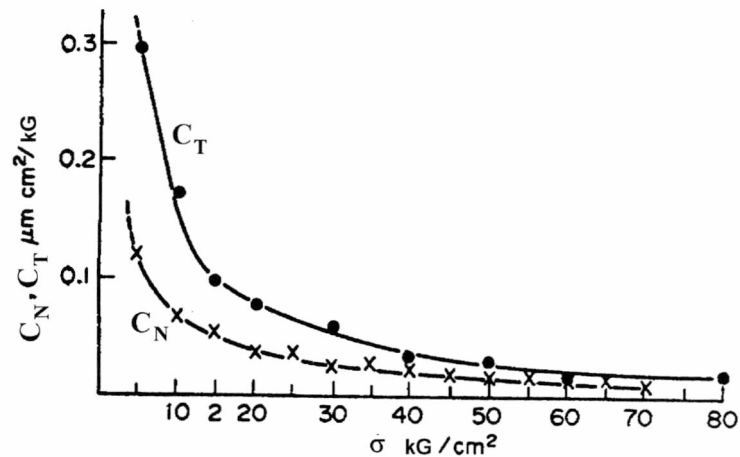
gdzie:

C_N, m - współczynniki podatności stykowej normalnej z zależności (3.1),

ν - współczynnik Poissona, zależny od własności materiału stykających się elementów.



Rys. 3.14. Zależność współczynnika podatności stykowej stycznej od nacisku normalnego dla różnych rodzajów obróbki powierzchni żeliwa [3]



Rys. 3.15. Współczynniki podatności stykowej normalnej i stycznej dla różnych nacisków normalnych dla żeliwa [3]

Zależność (3.4) obowiązuje dla wartości naprężeń stycznych mniejszych od wartości granicznej τ_{max} z Rys. 3.11, powyżej której występuje poślizg w styku. Wartość graniczna τ_{max} związana jest zawsze z aktualną wartością nacisku normalnego przez statyczny współczynnik tarcia μ_S

$$\tau_{\max} = \mu_S \sigma. \quad (3.7)$$

Wartości współczynników R i S wyznacza się na podstawie badań eksperymentalnych, podobnie do współczynników C_N i m . Również te współczynniki zebrano w bazie danych **KONTAKT** [28]. Jej fragment pokazuje Tab. 3.2.

Tab. 3.2. Przykładowe wartości współczynników R i S dla żeliwa [3]

obróbka powierzchni	R	S
ręcznie skrobane ($h = 3 - 5 \mu\text{m}$, $Z = 20 - 25$ punktów/ cal^2)	0.39	0.5
ręcznie skrobane ($h = 6 - 8 \mu\text{m}$, $Z = 20 - 25$ punktów/ cal^2)	0.65	0.5
ręcznie skrobane ($h = 3 - 5 \mu\text{m}$, $Z = 15 - 18$ punktów/ cal^2)	1.0 - 1.3	0.5
ręcznie skrobane ($h = 3 - 5 \mu\text{m}$, $Z = 10 - 12$ punktów/ cal^2)	1.7 - 2.0	0.5
ręcznie skrobane ($h = 15 - 20 \mu\text{m}$, $Z = 5 - 12$ punktów/ cal^2)	2.0 - 2.6	0.5
ręcznie skrobane ($h = 6 - 8 \mu\text{m}$, $Z = 15 - 18$ punktów/ cal^2) / szlifowane ($h = 1 \mu\text{m}$)	1.0 - 1.3	0.5
szlifowane ($h = 1 \mu\text{m}$)	0.8 - 0.9	0.5
dokładnie szlifowane	0.78	0.5

Niektórzy autorzy [41, 96] proponują zastąpić zależność (3.4) uproszczonym równaniem

$$\delta_T = C_{spr} \frac{\tau}{\sigma} \quad \text{dla} \quad \tau \leq \mu_S \sigma, \quad (3.8)$$

w którym:

C_{spr} - współczynnik podatności stykowej stycznej dotyczący odkształceń sprężystych, zależny od materiałów i stanu powierzchni styku.

3.3. Metody obliczeń rozkładów nacisków i naprężeń stykowych w obliczeniach połączeń przewodnicowych

O ile panuje dosyć powszechna zgodność dotycząca zależności odkształceń stykowych od nacisków i naprężeń na powierzchni styku, o tyle różni autorzy proponują różne metody obliczania rozkładów tych nacisków i naprężeń na powierzchniach stykowych. Dopiero znając te rozkłady można obliczyć odkształcenia stykowe.

W pierwszych próbach obliczania tych rozkładów przyjmowano zbyt daleko idące uproszczenia. Grupa Rešetova [32] zakładała, że elementy składowe połączenia są nieodkształcalne i rozkład nacisków normalnych na całej szerokości przewodnic jest równomierny, uzasadniając to wynikami eksperymentów i koniecznością uproszczenia obliczeń. Takie założenia prowadziły do liniowego rozkładu nacisków na całej długości

przewodnic i pomijały wpływ odkształcalności postaciowej elementów połączenia na przemieszczenia w połączeniu.

Podobne założenia przyjmowali autorzy innych prac [4, 5, 6, 19, 20, 21, 22, 24, 34, 41, 59, 63, 73, 79, 80, 82, 86, 100, 101].

W innych pracach Rešetova i jego współpracowników [35, 44, 45, 46, 47, 48, 50, 51, 59, 63, 64, 70, 98] uwzględniono już odkształcalność postaciową **niektórych** elementów połączenia przewodnicowego, przyznając że założenie o ich idealnej sztywności prowadziło do kilkakrotnego zmniejszenia wartości obliczonych przemieszczeń w styku. Zaczęto też uwzględniać wpływ luzów i błędów kształtu powierzchni stykowych.

Odkształcalność postaciową elementów w bliskim otoczeniu styku uwzględniały prace [3, 94, 95], a w całych bryłach korpusów układu przewodnicowego prace [2, 23, 83]. Zagadnienie odkształcalności postaciowej połączenia było tematem wielu dyskusji (por. [96] str. 23 i [83] str. 41). Z czasem w większości prac zaczęto je uwzględniać w obliczeniach.

Powstało też wiele metod uproszczonych obliczeń układów przewodnicowych. Na przykład autor pracy [97], opierając się na pracach badaczy radzieckich, podaje metodę wyznaczania obciążeń przewodnic, w której zakłada się występowanie tylko sił zewnętrznych prostopadłych do kierunku ruchu przewodnika i która służy do wyznaczania siły pociągowej śruby i maksymalnych nacisków powierzchniowych na przewodnicach. Metoda ta opiera się na założeniach: doskonałej sztywności elementów połączenia przewodnicowego, równomiernego rozkładu nacisków na szerokości przewodnicy i niewystępowania luzów i błędów kształtu.

Od początku rozwoju metod obliczeniowych stosowanych w analizie połączeń korzystano z analitycznych zależności znanych z teorii sprężystości. Na przykład w pracach [93, 94, 95, 96] oblicza się modele płaskie, analizując stan obciążeń i odkształceń w wybranym przekroju poprzecznym układu przewodnicowego. Wymaga to wcześniejszego wyznaczenia nacisków i naprężeń w tym przekroju na podstawie analizy ich rozkładu w modelu przestrzennym. Stosowanie zależności analitycznych do obliczeń całego modelu przestrzennego jest niemożliwe ze względu na złożoność modeli układów przewodnicowych, a nawet ich statyczną niewyznaczalność. Dlatego we wszystkich takich pracach musiano przyjmować wiele założeń upraszczających co do

nieodkształcalności postaciowej połączenia, liniowego charakteru odkształceń, pomijalności odkształceń stykowych stycznych itp. Metody analityczne są opracowywane dla wybranych typów geometrycznego ukształtowania połączeń prowadnicowych - kształtu i liczby powierzchni stykowych; dla połączenia inaczej ukształtowanego zależności te trzeba wyprowadzać od nowa.

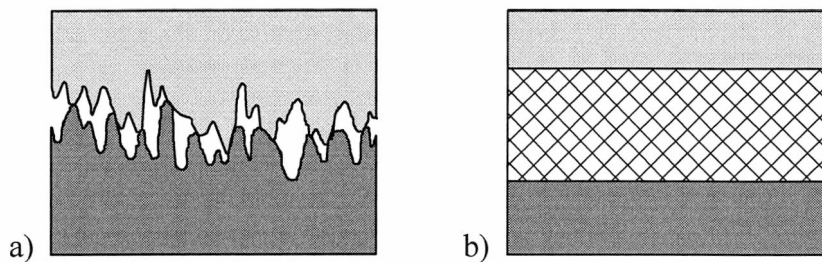
3.4. Zastosowanie metody elementów skończonych w obliczaniu połączeń

Analiza złożonych konstrukcji mechanicznych metodami analitycznymi, w których zjawiska opisuje się równaniami różniczkowymi i zakłada się pewne warunki brzegowe, jest praktycznie niemożliwa [8, 99]. Spośród metod, które umożliwiają obliczeniową analizę mechanicznych własności konstrukcji, największe zastosowanie znalazła metoda oparta na koncepcji „**elementów skończonych**” Turnera [89], w której rzeczywiste kontinuum materialne dzieli się umownie na elementy o dających się obliczyć własnościach, łączące się ze sobą w skończonej liczbie **węzłów**.

Powstało wiele gotowych komputerowych realizacji metody elementów skończonych w postaci zamkniętych systemów, w których użytkownik tworzy model MES konstrukcji (często przy pomocy graficznego środowiska pracy lub na podstawie geometrii utworzonej w systemie CAD), a system wykonuje obliczenia według znanych, ale różnie zrealizowanych algorytmów (ABAQUS, ADINA, ALGOR, ANSYS, ASKA, BRYŁA, COSMOS, GITRA, NASTRAN, NISA, O.K.MES, PATRAN, SACS, SAP, SESAM, STRUDL itd.). Systemy te różnią się dostępnym dla użytkownika zestawem elementów skończonych służących do modelowania różnych zjawisk w obliczeniach konstrukcji (statyczne, dynamiczne, cieplne, nieliniowe itp.). Problemów nie nastręcza w nich analiza obliczeniowa w zakresie sprężystości liniowej.

Metodę elementów skończonych do analizy połączeń proponowało wielu autorów [3, 12, 21, 26, 29, 30, 38, 41, 52, 83, 101]. Różnił ich sposób modelowania własności warstwy styku.

Do celów analizy połączeń metodą elementów skończonych można zastosować koncepcję wyodrębnienia w połączeniu dwóch elementów ich warstwy styku jako tzw. „**trzeciego ciała**” [25, 83] (Rys. 3.16). Modelowanie pary stykowej polega wówczas na nadaniu warstwie styku własności różnych od własności elementów stykających się, a wynikających z występowania między nimi zjawisk kontaktowych.



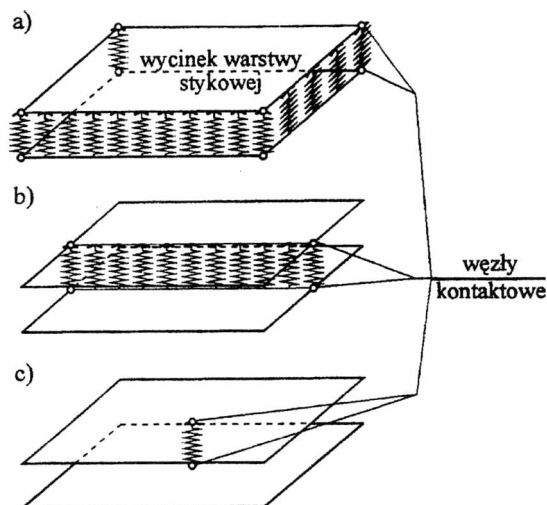
Rys. 3.16. Koncepcja „trzeciego ciała” w modelowaniu połączeń stykowych: a - styk rzeczywisty, b - model styku [83]

Warstwa styku jest umownie rozkładana na całej nominalnej powierzchni kontaktu, a jej grubość, porównywalna z wysokością mikronierówności na powierzchniach stykowych, może być traktowana jako pomijalna w porównaniu z rozmiarami elementów połączenia. To właśnie w warstwie styku modeluje się nieliniową sztywność stykową, a elementy, z których ją wydzielono, traktuje się jako bryłowe elementy kontinuum materialnego. Przy takim sposobie modelowania zjawisk kontaktowych można opracować metody obliczeń wielu połączeń w złożonych modelach większych struktur.

W metodach opartych na koncepcji „trzeciego ciała” rozkład nacisków i naprężeń w warstwie stykowej wynika z rozkładu sił w całej analizowanej konstrukcji, który z kolei zależy od własności wszystkich jej części składowych, w tym od sztywności warstw stykowych w połączeniach. Nie występuje tu etapowość procesu obliczeń: obliczanie rozkładu nacisków, a **następnie** obliczanie odkształceń przez nie wywołanych, ponieważ w modelu obliczeniowym uwzględnia się już sztywność warstw stykowych.

Przy bardzo „rzadkim” podziale konstrukcji na elementy skończone niektórzy autorzy modelowali połączenia przewodnicowe kilkoma bryłowymi elementami skończonymi, najczęściej sztywnymi [79, 80], rzadko podatnymi [83]. Każdą powierzchnię stykową modelował specjalny **kontaktowy element skończony**, zwany *powierzchniowym* (Rys. 3.17a). Jego własności opisywane były złożonymi zależnościami i specjalne algorytmy MES, które służyły do wyznaczania stanu odkształceń, musiały być tworzone przez autorów tych prac. Na przykład autor pracy [83] opracował metodę obliczeń MES opartą na oryginalnej koncepcji „korekcji obciążeń”.

Przy założeniu, omawianym w podrozdziale 3.3, o równomiernym rozkładzie nacisków na szerokości przewodnicy, autorzy prac [21, 60, 100, 101] stosowali *liniowy* kontaktowy element skończony (Rys. 3.17b). Niestety, w pracach tych nadal elementy połączenia modelowano bryłowymi elementami skończonymi o idealnej sztywności i tworzone specjalne oprogramowanie MES.



Rys. 3.17. Rodzaje kontaktowych elementów skończonych: a - powierzchniowy, b - liniowy, c - punktowy [83]

Autor pracy [83] zmodyfikował swoją metodę obliczeń połączeń tak, aby uwzględniała zarówno sztywne, jak i podatne elementy objętościowe modelujące kontinuum materialne otaczające warstwę styku (tzw. modele *hybrydowe*). Otrzymał jednak wyniki, które nie różniły się znacznie od wyników modelowania elementami sztywnymi. Uzasadniał to „dominacją wpływu na własności konstrukcji zjawisk zachodzących w parach stykowych w porównaniu ze zjawiskami w elementach bryłowych”.

Dla poprawy dokładności obliczeń MES stosuje się „gęsty” podział konstrukcji na elementy skończone. Przy takich podziałach najczęściej stosowano *punktowy* kontaktowy element skończony (Rys. 3.17c), który modelował niewielki fragment warstwy stykowej, odwzorowując jego własności zredukowane do środka jego powierzchni [3, 12, 27, 83]. Dodatkową zaletą stosowania takiego elementu kontaktowego jest możliwość wykorzystania do obliczeń MES jednego z gotowych systemów dostępnych na rynku. Jako element kontaktowy można wówczas wybrać dostępny w jego zestawie element skończony, którego własności można przystosować do modelowania własności fragmentu warstwy styku (np. pręt, belka, sprężyna), a parametry można by wyznaczać tak, aby sztywność elementu odpowiadała sztywności tego fragmentu styku.

3.5. Wnioski z analizy literatury

Z przeglądu stanu wiedzy dotyczącej obliczania połączeń przewodnicowych można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Metody i modele obliczeń połączeń prowadnicowych mają bogatą bibliografię, a prace nad nimi trwają już od półwiecza. Świadczy to o wadze zagadnienia i o trudnościach z jego rozwiązaniem.
2. Powszechny jest pogląd o dużym wpływie połączeń prowadnicowych na własności układów konstrukcyjnych maszyn wytwórczych zawierających takie połączenia.
3. W obliczeniach takich połączeń dąży się do uwzględniania w modelu oprócz sztywności stykowej normalnej także sztywności stykowej stycznej.
4. W wielu dotychczasowych metodach obliczeń przyjmowano zbyt dużo założeń upraszczających co do nieodkształcalności postaciowej, liniowego charakteru odkształceń stykowych itp.
5. Metody analityczne obliczeń połączeń można stosować jedynie dla wybranych ukształtowań pojedynczych połączeń lub ich przekrojów i dla uproszczonych stanów obciążeń.
6. Do obliczeń złożonych konstrukcji, zawierających wiele połączeń, korzysta się najczęściej z metod opartych o koncepcję elementów skończonych, chociaż też z pewnymi uproszczeniami. W wielu przypadkach autorzy opracowywali własne oprogramowanie MES, co przy dostępności wielu komercyjnych systemów MES uważa się dziś za zadanie nieopłacalne [8].
7. Nie opracowano jeszcze nowoczesnych metod projektowania układów prowadnicowych, które można by zastosować w zintegrowanym środowisku programowym projektanta. Dostępne dzisiaj systemy CAD/MES, mimo że większość z nich zawiera w zestawach elementów skończonych elementy typu KONTAKT (GAP) do modelowania połączeń i szczelin, nie daje możliwości obliczania pełnych układów konstrukcyjnych maszyn zawierających połączenia o charakterystykach nieliniowych.

4. Cel, teza i zakres pracy

Z przedstawionego w rozdziale 2 zarysu procesu konstrukcyjno-projektowego wynika, że racjonalne wprowadzenie komputerowego wspomaganie tego procesu wymaga stworzenia zintegrowanego systemu CAD, który obejmowałby całe spektrum działań projektanta, łącznie z analizą obliczeniową rozważanych wariantów rozwiązań konstrukcyjnych.

Głównym **celem** tej pracy jest integracja systemów CAD z systemami do numerycznych obliczeń MES, co umożliwi geometryczne modelowanie, analizę i weryfikację rozwiązań pełnych układów konstrukcyjnych maszyn wytwórczych z uwzględnieniem własności połączeń ruchowych.

Jak pokazano w rozdziale 3, w obliczeniach obrabiarek trudnym problemem jest obliczanie własności połączeń prowadnicowych. Zagadnieniu temu poświęcono już wiele uwagi i opracowano wiele metod obliczeniowych. Udowodniono, jak duży wpływ mają połączenia na własności obrabiarki. Dotychczasowe próby integracji systemów CAD/MES nie obejmowały analizy układów konstrukcyjnych maszyn zawierających połączenia prowadnicowe. W ramach tej pracy opracowane zostaną właśnie takie moduły oprogramowania, które pozwolą na obliczeniową analizę **UKO** (*układów konstrukcyjnych obrabiarek*) w zintegrowanym środowisku CAD/MES.

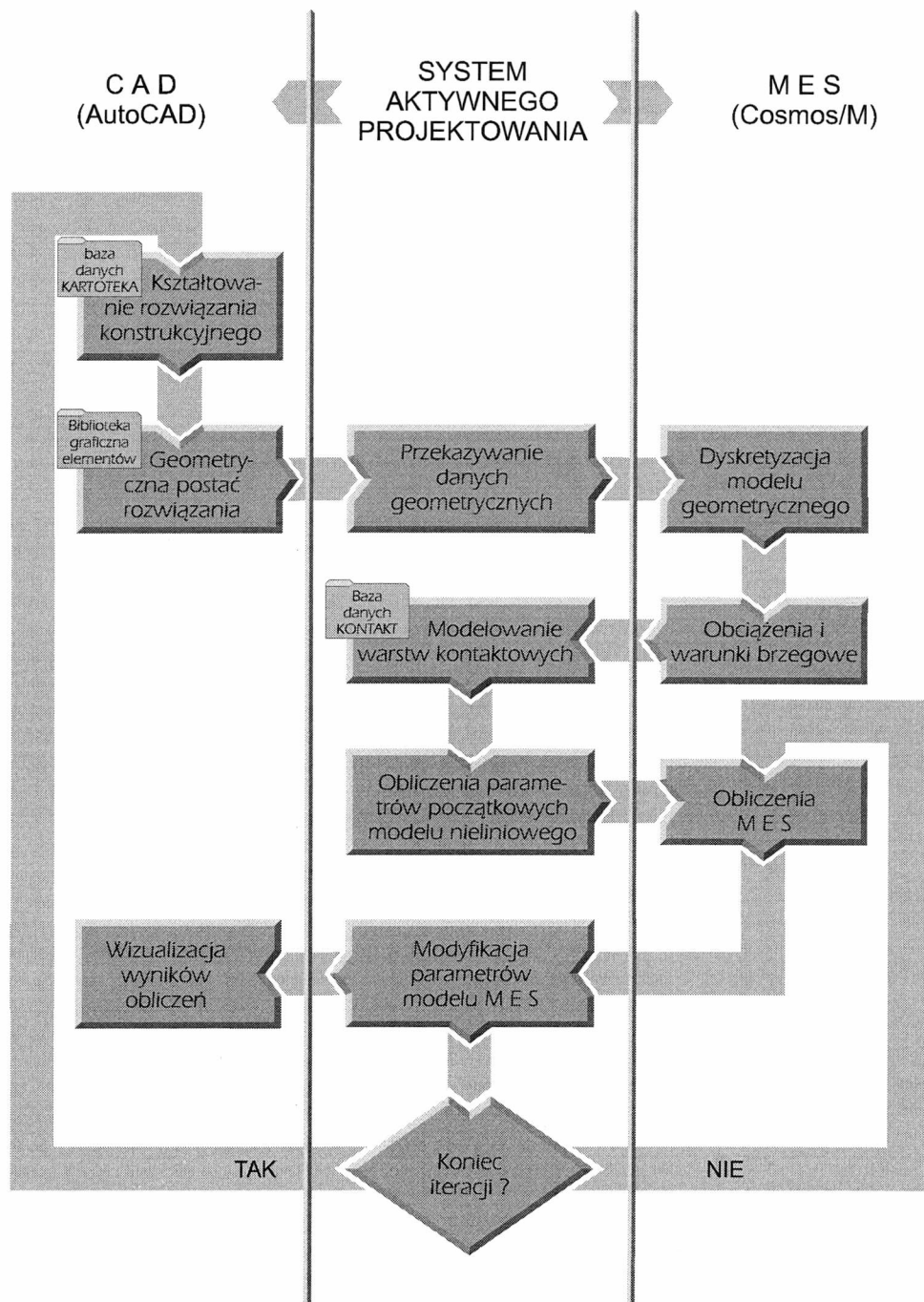
Tezę pracy można zatem sformułować następująco:

Integracja systemów CAD/MES oraz ich wyposażenie w modele i oprogramowanie do geometrycznego kształtowania zespołów maszyn z uwzględnieniem wyznaczonych eksperymentalnie nieliniowo-sprężystych charakterystyk połączeń ruchowych umożliwia analizę i ocenę pełnego układu konstrukcyjnego obrabiarki na etapie jej projektowania.

Zakres pracy obejmował:

1. Opracowanie sposobu integracji wybranego systemu CAD z wybranym systemem MES, umożliwiającą uwzględnianie połączeń prowadnicowych w analizie obliczeniowej UKO oraz opracowanie odpowiednich algorytmów i ich programowej realizacji (rozdział 6).

2. Opracowanie metody modelowania połączeń przewodnicowych dla celów analizy MES oraz opracowanie odpowiednich algorytmów i programów do prowadzenia iteracyjnych obliczeń uwzględniających nieliniowość charakterystyk warstwy stykowej w połączeniach (rozdział 5).
3. Weryfikację opracowanej metody obliczeniowej na prostym modelu pary kontaktowej (rozdział 7).



Rys. 4.1. Uproszczony schemat projektowania przesuwnych zespołów maszyn w zintegrowanym środowisku CAD/MES

4. Doświadczalną weryfikację opracowanej metody modelowania przez porównanie wyników analizy obliczeniowej wybranych układów przewodnicowych z wynikami badań eksperymentalnych (rozdział 8).
5. Obliczeniową analizę wpływu czynników konstrukcyjnych na własności wybranego układu przewodnicowego (rozdział 9).
6. Zestawienie zaleceń przydatnych w obliczaniu przewodnic metodą elementów skończonych (rozdział 10).

Tak przyjęty zakres pracy zrealizowano wybierając popularne w praktyce inżynierskiej w Polsce systemy AutoCAD i Cosmos/M. Uproszczoną strukturę systemu przedstawiono na Rys. 4.1 (por. Rys. 2.4). Moduły oprogramowania reprezentowane przez bloki operacyjne w środkowej części tego schematu zostały opracowane w ramach tej pracy.

5. Modelowanie przesuwnych zespołów maszyn metodą elementów skończonych

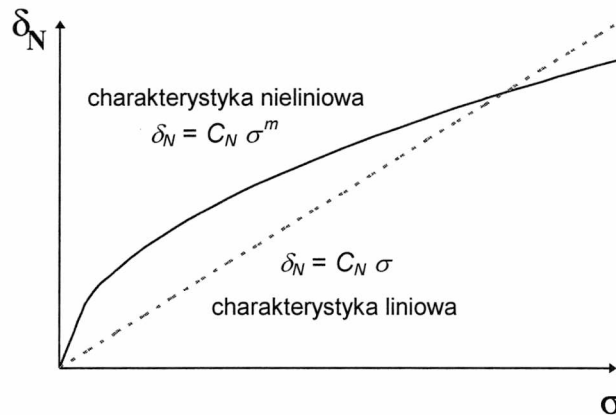
Podstawowymi zjawiskami zachodzącymi w połączeniach przewodnicowych są odkształcenia stykowe i postaciowe wywołane działającymi obciążeniami. W parach stykowych pojawia się też tarcie, czego efektem jest zużycie powierzchni roboczych przewodnic. Zjawisko tarcia przyczynia się również do rozpraszania energii drgań mechanicznych.

W tej pracy przyjęto, że zależność odkształceń stykowych normalnych od nacisków normalnych opisana jest nieliniową zależnością, zilustrowaną na Rys. 5.1,

$$\delta_N = C_N \sigma^m, \quad (5.1)$$

w której:

- δ_N - odkształcenie stykowe normalne [μm],
- σ - nacisk normalny [daN/cm^2],
- C_N - współczynnik normalnej podatności stykowej,
- m - współczynnik nieliniowości odkształceń.



Rys. 5.1. Odkształcenia stykowe normalne

Naprężenia styczne, pojawiające się w warstwie styku, powodują odkształcenia stykowe styczne, które w niniejszej pracy oblicza się według zależności, zilustrowanej na Rys. 5.2,

$$\delta_T = \frac{R}{\sigma^S} \tau \quad \text{dla} \quad \tau \leq \mu_S \sigma, \quad (5.2)$$

w której:

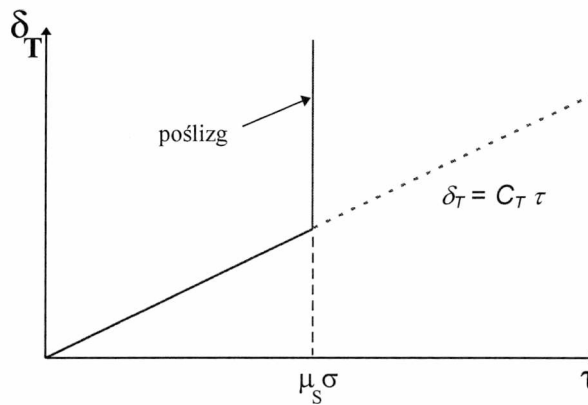
δ_T - odkształcenie stykowe styczne [μm],

σ - nacisk normalny [daN/cm^2],

τ - napężenie styczne [daN/cm^2],

R, S - współczynniki zależne od rodzaju i stanu stykających się powierzchni,

μ_S - współczynnik tarcia spoczynkowego.



Rys. 5.2. Odkształcenia stykowe styczne

Jeśli napężenie styczne przekracza wartość graniczną dla aktualnego nacisku normalnego, następuje lokalny poślizg powierzchni styku i rozwijana jest siła tarcia

$$T = 0.1 \mu_S \sigma A_Z, \quad (5.3)$$

gdzie:

T - siła tarcia [N],

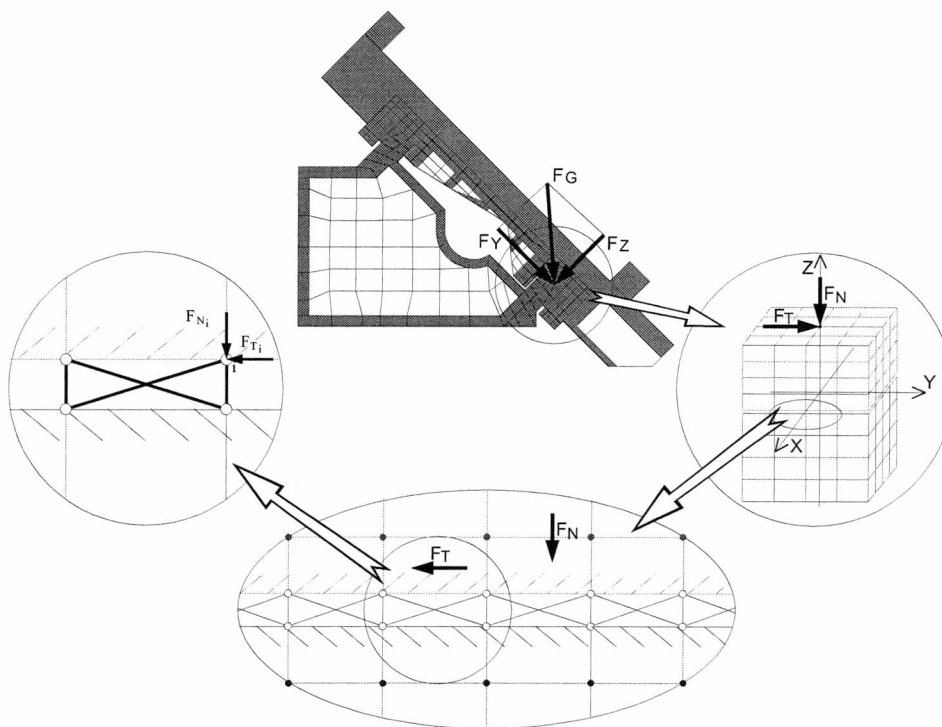
A_Z - powierzchnia styku [mm^2].

Współczynnik 0.1 musi być stosowany w celu dostosowania jednostek wielkości występujących we wzorze (5.3).

5.1. Modelowanie własności warstwy stykowej

Zastosowana w tej pracy metoda modelowania własności warstwy stykowej wykorzystuje koncepcję *trzeciego ciała* (rozdział 3). Do budowy modelu dla analizy metodą elementów skończonych nominalną powierzchnię styku dzieli się na elementy zastępcze, których rozmiary wynikają z podziału kontinuum w modelu MES

analizowanego zespołu prowadnicy i prowadnika na objętościowe elementy skończone. Pomiedzy dwoma odpowiadającymi sobie elementami objętościowymi umieszcza się zestaw elementów prętowych, których zadaniem jest modelowanie własności warstwy stykowej (Rys. 5.3).



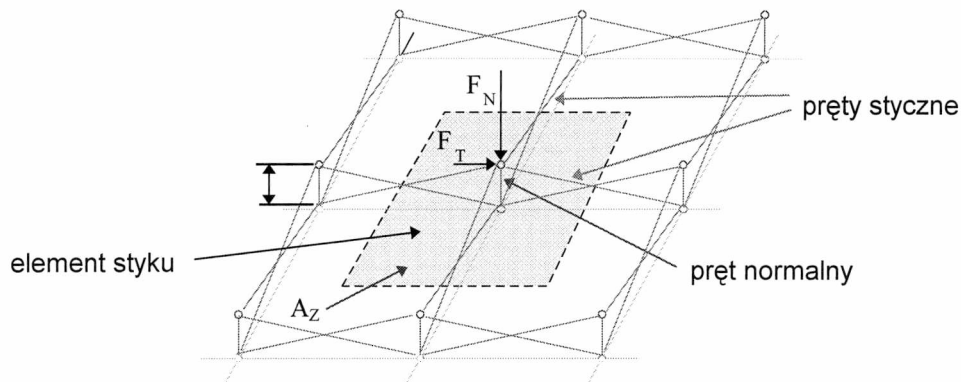
Rys. 5.3. Sposób modelowania warstwy stykowej

Taki zestaw przypadający na jeden element warstwy styku składa się z jednego pręta prostopadłego do powierzchni styku, zwanego odtąd *normalnym*, i co najmniej dwóch prętów „prawie” równoległych do powierzchni styku (co najmniej po jednym dla każdego kierunku obciążenia stycznego), łączących naprzemienne węzły stykających się powierzchni, zwanych odtąd *stycznymi* (Rys. 5.4).

Zadaniem pręta *normalnego* jest modelowanie własności **sztywności stykowej normalnej**, tj. zależności odkształceń stykowych normalnych od nacisków normalnych (według zależności (5.1)). Działa na niego siła, oznaczana dalej jako F , równa iloczynowi lokalnego nacisku normalnego σ przez powierzchnię elementu styku, jaki ten pręt modeluje, oznaczaną dalej jako A_Z .

Ponieważ charakterystyka odkształceń stykowych normalnych jest jednostronna, w przypadku gdy siła w pręcie normalnym działa rozciągająco, co można interpretować

jako odrywanie powierzchni stykowych od siebie, zestaw prętów modelujących ten element warstwy stykowej jest eliminowany z modelu MES.



Rys. 5.4. Zestaw elementów modelujących pojedynczy element warstwy styku

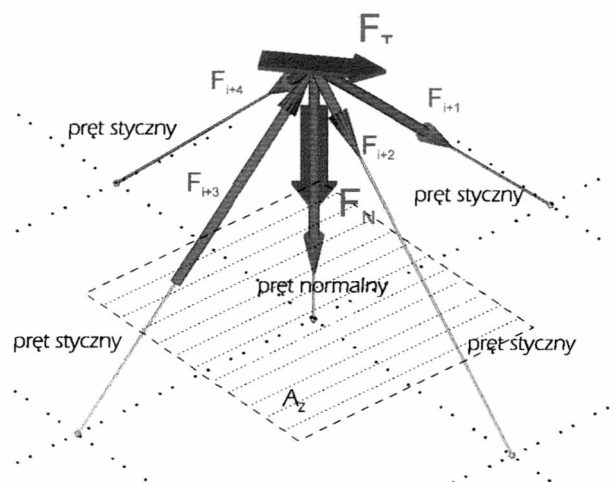
W metodzie elementów skończonych odkształcenie *pręta* pod wpływem siły osiowej, zgodnie z **prawem Hooke'a**, opisywane jest zależnością

$$\delta_{el} = \frac{F l}{E A_{el}}, \quad (5.4)$$

w której:

- δ_{el} - zmiana długości pręta [mm] (dodatnia wartość oznacza wydłużenie pręta),
- F - siła działająca wzdłuż pręta [N] (dodatnia wartość oznacza rozciąganie pręta),
- l - długość pręta [mm],
- E - *moduł Younga* [N/mm], zależny od rodzaju materiału pręta,
- A_{el} - pole powierzchni przekroju poprzecznego pręta [mm²].

Zadaniem *prętów stycznych* jest modelowanie własności **sztywności stykowej stycznej**, tj. zależności odkształceń stykowych stycznych od naprężeń stycznych, opisanej równaniem (5.2). W prętach tych działają siły, których wektorowa suma jest iloczynem lokalnego naprężenia stycznego przez powierzchnię fragmentu styku A_z . Ponieważ pręty te nie są dokładnie styczne do powierzchni styku, od tej wektorowej sumy należy odjąć składową normalną i dodać ją do siły F w pręcie normalnym. Tak zmodyfikowana siła normalna będzie dalej oznaczana jako F_N , a zmniejszona suma wektorowa sił w prętach stycznych jako F_T (Rys. 5.5). Wartość tej korygującej składowej normalnej jest tym mniejsza, im mniejsza jest przyjęta w modelu grubość warstwy styku.



Rys. 5.5. Siły w zestawie prętów stykowych (dla lepszej ilustracji zwiększono wysokość pręta normalnego)

Zależności odkształceń od obciążeń w prętach stykowych również opisywane są zgodnie z prawem Hooke'a (wzór (5.4)).

W przyjętej metodzie zdecydowano się modelować zjawiska stykowe przy pomocy zestawu elementów typu PRĘT. Można to uzasadnić następująco:

1. Wybór tego rodzaju elementu skończonego nie ograniczał w wyborze konkretnego systemu MES. Element skończony typu PRĘT - jednowymiarowy (długość), rozpięty na dwóch węzłach, z których każdy ma po 3 translacyjne stopnie swobody, o własnościach opisywanych przez prawo Hooke'a, dostępny jest we wszystkich systemach MES. Przyjęcie innego typu elementu, np. specjalnego elementu typu GAP w systemie Cosmos/M, którego własności opisuje się parametrami typu: sztywność, napięcie wstępne, początkowe rozwarście, maksymalne rozwarście itp., a którego parametry mogą być opisywane przy pomocy innych wielkości w innych systemach MES, oznaczałoby utratę uniwersalności metody modelowania.
2. Stosowanie *nieliniowych* elementów skończonych, dostępnych w niektórych systemach MES, wymaga od modułów obliczeniowych tego systemu prowadzenia obliczeń w sposób iteracyjny. Na przykład elementy typu GAP w systemie Cosmos/M nie są w rzeczywistości nieliniowe (ich sztywność jest stała), a jedynie „jednostronne” (mogą być albo **tylko** ściskane albo **tylko** rozciągane). Obliczenia modelu zawierającego elementy typu GAP są w systemie Cosmos/M wykonywane w kilku iteracjach, ponieważ system musi wyeliminować elementy, na które działa siła ściskająca, a które mogą być tylko rozciągane (lub na odwrót). Gdyby przy pomocy tego typu elementów modelować zjawiska nieliniowe, obliczenia MES (już

prorowadzone iteracyjnie przez Cosmos/M) musiałyby być oprócz tego iteracyjnie powtarzane przez pewien system nadrzędny (lub przez użytkownika) ze względu na konieczność dopasowania wartości sztywności do aktualnej wartości obciążenia.

3. Modelowanie zjawiska tarcia możliwe jest w niektórych systemach MES. W systemie Cosmos/M tarcie można przypisać wymienionemu już elementowi typu GAP. Niestety kierunek działania takiej siły tarcia jest stały i trzeba go ustalić przed obliczeniami. W rzeczywistości kierunek działania siły tarcia zależy od kierunku przemieszczeń w styku i nie można go ustalić przed obliczeniami. Dlatego w opisywanej metodzie siły tarcia dodawane mogą być w każdej iteracji jako obciążenia zewnętrzne, niezależne od elementów skończonych.
4. Oddzielne modelowanie zjawisk sztywności stykowej normalnej (pręt *normalny*) i stycznej (dwa do czterech prętów *stycznych*) ułatwia obliczenia - oddzielne są zależności dla obu grup prętów. Pozwala to na łatwiejszą analizę i wizualizację tych dwóch zjawisk - można na przykład porównać wyniki analizy modelu, w którym nie uwzględnia się zjawiska sztywności stykowej stycznej, z wynikami analizy modelu pełnego.
5. Metoda modelowania, która wprowadza do modelu MES jak najmniej nowych węzłów, minimalizuje jego złożoność obliczeniową. Przyjęta metoda dodaje tylko po jednym nowym węźle dla każdego fragmentu warstwy styku.
6. W modelu MES powinno się we wspólnych węzłach łączyć tylko elementy skończone, które są „zgodne”, tzn. takie, które w tych węzłach dopuszczają takie same stopnie swobody. Do modelowania przestrzennych konstrukcji stosuje się objętościowe elementy skończone czworościenne (*TETRA*), pięciościenne (*PENTA*) lub sześciennie (*HEKSA*), z których najdogodniejsze są te ostatnie [69]. W większości systemów MES elementy objętościowe mają po trzy translacyjne stopnie swobody w węzłach - można zatem łączyć z nimi elementy typu PRĘT.

5.2. Sztywność warstwy stykowej

Celem stosowania elementów prętowych do modelowania własności warstwy stykowej jest uwzględnienie sztywności stykowej w obliczeniach metodą elementów skończonych. Dla każdego elementu warstwy stykowej należy znaleźć takie parametry elementów prętowych w zestawie modelującym ten element, aby sztywność normalna i

styczna były takie, jakie przy lokalnym nacisku normalnym i naprężeniu stycznym miałyby rzeczywista warstwa styku. W opisywanej metodzie zakłada się, że obliczanym zmiennym parametrem elementów prętowych będzie pole poprzecznego przekroju pręta A_{el} .

Sztywność stykowa normalna warstwy styku wynosi w [N/mm]

$$K_N = \frac{F_N}{10^{-3} \delta_N}. \quad (5.5)$$

Po podstawieniu wzoru (5.1) i związku między siłą i naciskiem normalnym w [daN/cm²]

$$\sigma = 10 \frac{F_N}{A_Z} \quad (5.6)$$

otrzymujemy sztywność normalną elementu warstwy styku

$$K_N = \frac{\sigma^{1-m} A_Z}{10^{-2} C_N}. \quad (5.7)$$

Jak widać, sztywność stykowa normalna zależy nieliniowo od nacisku normalnego.

Sztywność elementu prętowego wynosi w [N/mm]

$$K = \frac{F}{\delta_{el}}, \quad (5.8)$$

a po podstawieniu wzoru (5.4) mamy

$$K = \frac{E A_{el}}{l}. \quad (5.9)$$

Skoro pręt normalny ma mieć sztywność równą sztywności stykowej normalnej elementu warstwy styku ($K=K_N$), to

$$\frac{\sigma^{1-m} A_Z}{10^{-2} C_N} = \frac{E A_{el}}{l}. \quad (5.10)$$

czyli

$$A_{el} = 10^2 \frac{\sigma^{1-m} A_Z l}{E C_N} \quad (5.11)$$

W ten sposób otrzymano równanie na pole powierzchni przekroju poprzecznego pręta, którego sztywność jest równa sztywności stykowej normalnej elementu warstwy styku modelowanego przez ten element prętowy.

Należy zwrócić uwagę na konieczność stosowania współczynników przeliczających wielkości wyrażane w różnych jednostkach. W równaniach (5.1), (5.2) i (5.3) naciski i naprężenia wyrażone są w daN/cm², odkształcenia w mikrometrach, a siły w newtonach, natomiast w równaniu (5.4) odkształcenie wyrażone jest w milimetrach. Stąd w równaniach (5.5) - (5.11) występują współczynniki 10⁻³, 10, 10⁻², 10².

Sztywność stykowa styczna warstwy styku wynosi w [N/mm]

$$K_T = \frac{F_T}{10^{-3} \delta_T}, \quad (5.12)$$

i po uwzględnieniu równania (5.2) przyjmuje postać

$$K_T = \frac{F_T \sigma^S}{10^{-3} R \tau}. \quad (5.13)$$

Ponieważ naprężenie styczne wyrażone w [daN/cm²] wynosi

$$\tau = 10 \frac{F_T}{A_Z}, \quad (5.14)$$

zatem

$$K_T = \frac{A_Z \sigma^S}{10^{-2} R}. \quad (5.15)$$

Jak widać, sztywność stykowa styczna także zależy od nacisku normalnego.

Z topologii prętów stycznych (Rys. 5.4) rozłożonych w układzie prostokątnym wynika, że sztywność każdego z nich powinna być równa połowie sztywności stykowej stycznej modelowanego elementu warstwy styku ($K=K_T/2$). Po porównaniu zależności (5.9) i (5.15) otrzymuje się

$$\frac{A_Z \sigma^S}{2 \cdot 10^{-2} R} = \frac{E A_{el}}{l}, \quad (5.16)$$

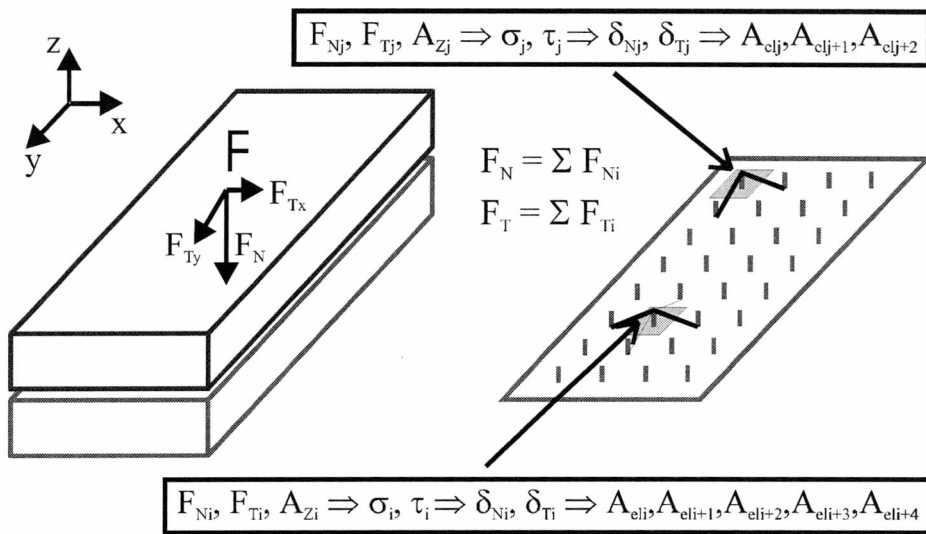
czyli

$$A_{el} = 50 \frac{A_z \sigma^s l}{E R} \quad (5.17)$$

Zależność ta opisuje pole powierzchni przekroju poprzecznego prętów modelujących sztywność stykową styczną elementu warstwy styku modelowanego przez zestaw prętów, do którego one należą.

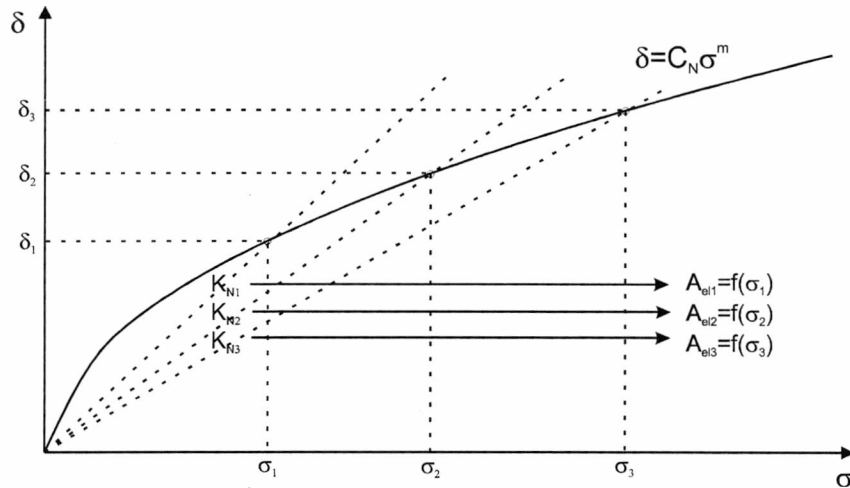
5.3. Iteracyjne wyznaczanie parametrów modelu MES

Równania (5.11) i (5.17), opisujące parametry elementów modelujących warstwę styku, są użyteczne przy założeniu znajomości sił działających w warstwie kontaktowej (Rys. 5.6).



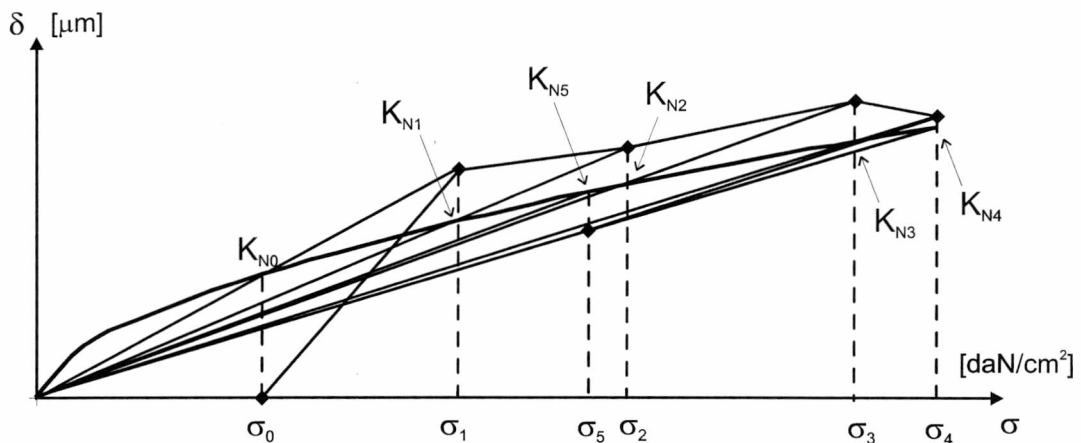
Rys. 5.6. Rozkład sił zewnętrznych na siły w prętach modelujących własności warstwy styku

Po wyznaczeniu tych parametrów efektem obliczeń w systemie MES są siły działające na każdy element modelu. Wartości tych sił mogą się różnić od wartości przyjętych w wykonanych uprzednio obliczeniach parametrów modelu MES. Zmiana rozkładu tych sił oznacza zmianę nacisków normalnych i naprężeń stycznych w prętach *stykowych*, która prowadzi do zmiany parametrów sztywności warstwy stykowej. Wynika to z nieliniowości charakterystyk sztywnościowych warstwy styku (Rys. 5.7).



Rys. 5.7. Nieliniowość charakterystyki odkształceń stykowych i punkty na tej charakterystyce osiągnięte w kolejnych iteracjach obliczeń MES

Należy więc wielokrotnie powtarzać cykl obliczeń dla nowych wartości współczynników sztywności i zmieniać parametry elementów prętowych zgodnie z charakterystyką własności warstwy styku. W kolejnych modyfikacjach modelu obliczeniowego parametry prętów wyznaczane są tak, aby ich sztywności zawsze były równe sztywności warstwy styku przy działającym lokalnie nacisku (Rys. 5.8).

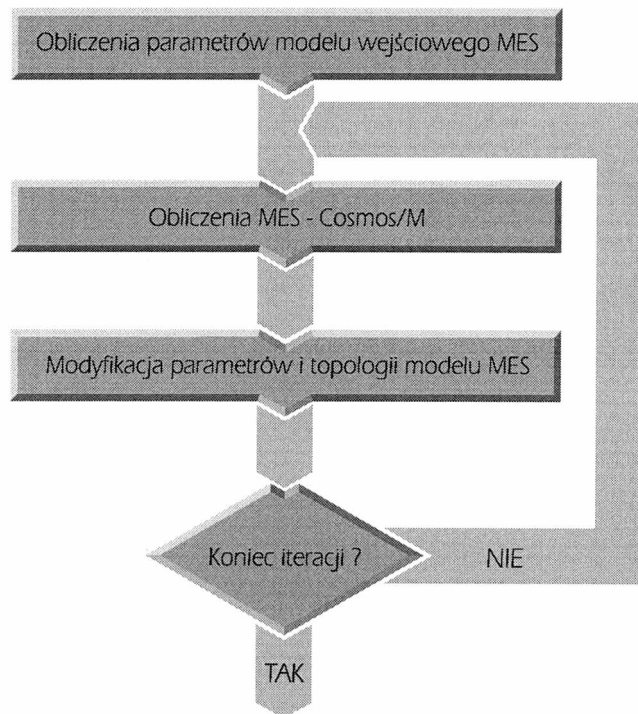


Rys. 5.8. Zmiany sztywności prętów w kolejnych modyfikacjach

Używając oznaczeń z Rys. 5.8: w iteracji zerowej, przy założeniu średniego nacisku σ_0 , z charakterystyki sztywnościowej warstwy styku oblicza się sztywność K_{N0} . W kolejnej iteracji na dany fragment warstwy styku będzie działać nacisk σ_1 i pręt stykowy normalny odkształci się o wartość $\delta_1 = \sigma_1 / K_{N0}$. Przy nacisku σ_1 sztywność warstwy stykowej obliczona z jej charakterystyki powinna wynosić K_{N1} . W następnej iteracji,

kiedy sztywność warstwy styku wynosi K_{N1} , nacisk zmieni się do wartości σ_2 , co spowoduje konieczność zmiany sztywności do wartości K_{N2} itd.

Taki proces powtarzania cyklu „obliczenia parametrów elementów” - „obliczenia MES” ma charakter **iteracyjny**. Schematycznie przedstawiono go na Rys. 5.9.



Rys. 5.9. Schemat obliczeń iteracyjnych

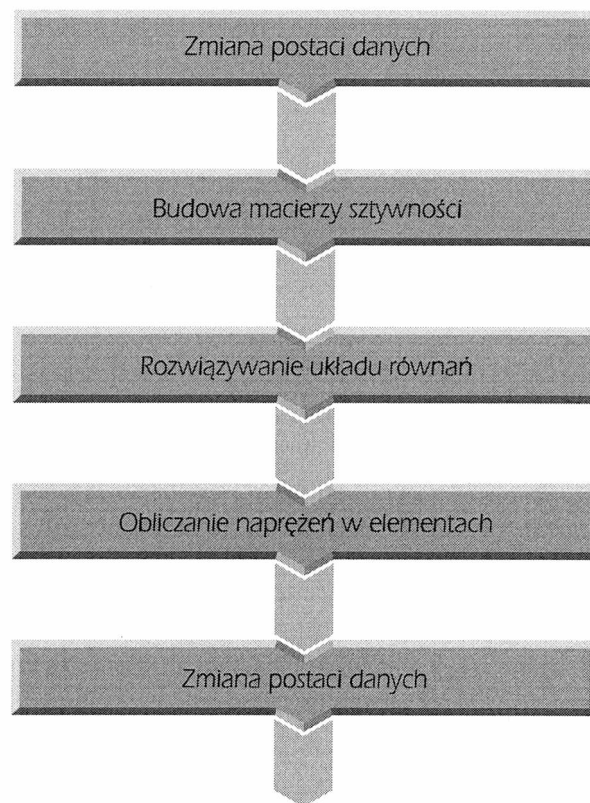
Wskutek zróżnicowanego obciążenia w grupach elementów prętowych modelujących własności warstwy styku występuje konieczność indywidualnego wyznaczania parametrów dla każdego z tych elementów, ponieważ każdy z nich modeluje fragment warstwy styku obciążonym innym naciskiem, co odpowiada innemu punktowi na nieliniowej charakterystyce.

Na etapie przygotowywania modelu MES, kiedy nie jest jeszcze znany rozkład nacisków i naprężeń w warstwach stykowych, zakłada się jednakową sztywność wszystkich fragmentów warstw styku. Sztywność prętów modelujących warstwę styku, zwanych odtąd *stykowymi*, oblicza się ze wzorów (5.11) i (5.17) dla nacisku normalnego (w daN/cm^2) pochodzącego z rozłożenia wszystkich obciążeń zewnętrznych występujących w modelu na wszystkie powierzchnie stykowe

$$\sigma_0 = 10 \frac{\sum F_i}{\sum A_{Zi}} . \quad (5.18)$$

Jest to przybliżona wartość nacisku, określona dla nominalnej powierzchni styku, przyjmowana jako początkowa w obliczeniach w systemie MES. Wynika ona z obecnych w modelu sił zewnętrznych, założonych przez konstruktora, i zazwyczaj wynosi 1-3 daN/cm². W każdej następnej iteracji obliczeń rozkład nacisków będzie zbliżał się do wartości rzeczywistych, występujących w modelowanym układzie.

W tej tzw. *zerowej* iteracji obliczeń nie uwzględnia się jeszcze ani zjawiska odrywania się fragmentów warstw stykowych od siebie, ani ich lokalnego poślizgu.



Rys. 5.10. Etapy obliczeń MES

Na przygotowanym modelu MES przeprowadza się obliczenia (Rys. 5.10), które można generalnie podzielić na kilka etapów [8]:

- 1 - dostosowanie postaci danych konstrukcyjnych i obliczeniowych do wymagań modułów obliczeniowych,

- 2 - wyznaczanie wyrazów macierzy sztywności modelu i ewentualna jej optymalizacja, np. zmiana numeracji węzłów w celu redukcji szerokości półpasma macierzy sztywności,
- 3 - rozwiązywanie układu równań opisanych przez macierz sztywności i wektor obciążeń w celu obliczenia przemieszczeń w węzłach modelu MES,
- 4 - obliczanie naprężeń działających we wszystkich elementach skończonych,
- 5 - zamiana numerycznej postaci wyników analizy na postać zewnętrzną, czytelną dla użytkownika i akceptowalną dla programów zewnętrznych.

Interesujące projektanta wyniki analizy zawierają zazwyczaj wartości przemieszczeń węzłów modelu oraz wartości sił i naprężeń w elementach.

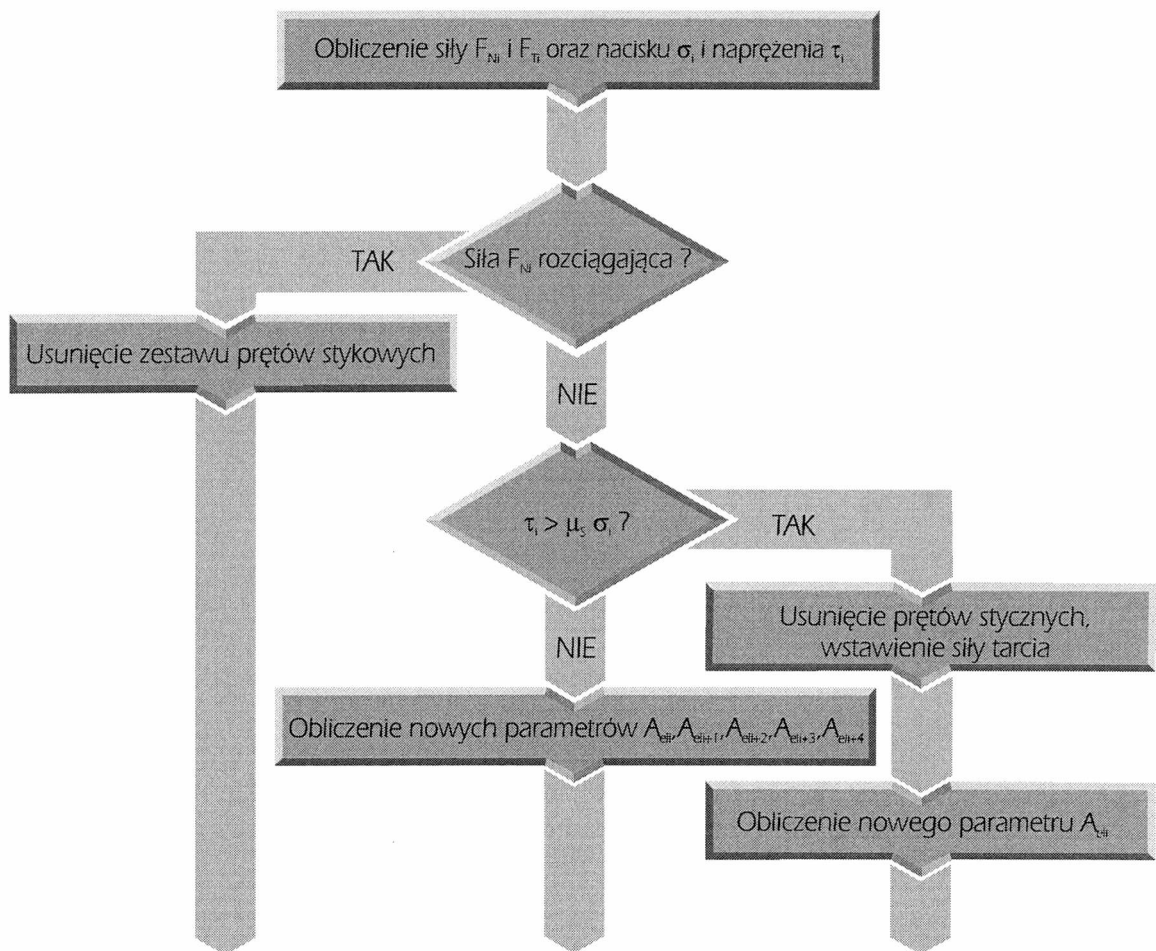
Po każdej iteracji obliczeń MES znane są siły występujące w elementach prętowych modelujących warstwy stykowe. Dla każdego zestawu prętów oblicza się wówczas siłę normalną F_{Ni} i styczną F_{Ti} i przeprowadza się modyfikację parametrów elementów należących do tego zestawu (Rys. 5.11):

1. jeśli siła normalna działa rozciągająco na pręt *normalny*, to cały zestaw prętów jest eliminowany (utrata kontaktu),
2. jeśli naprężenie styczne τ_i jest większe od iloczynu nacisku normalnego δ_i przez współczynnik tarcia μ_s ($\tau_i > \mu_s \delta_i$), to eliminuje się pręty *styczne*, oblicza się nową sztywność dla pręta *normalnego* (równanie (5.11)) i dodaje do modelu parę sił tarcia przyłożonych w węzłach końcowych pręta *normalnego*, o kierunku działania siły F_{Ti} , przeciwnych do siebie zwrotach i wartości obliczonej z równania (5.3),
3. dla pozostałych zestawów prętów oblicza się nową sztywność pręta *normalnego* (równanie (5.11)) i prętów *stycznych* (równanie (5.17)).

Po modyfikacji parametrów elementów prętowych w warstwach stykowych przygotowuje się nowy model do obliczeń MES, w którym zmieniona jest topologia elementów (niektóre pręty mogą być wyeliminowane) i ich własności - zgodnie z obliczonym stanem obciążenia.

Podczas opisanej wyżej analizy zbierane są także informacje wymagane do podjęcia decyzji o zakończeniu iteracyjnego procesu obliczeń. Można zastosować kilka metod oceny osiągniętego rozwiązania. I tak iteracyjny proces modyfikacji i obliczeń modelu można zakończyć, jeśli wystąpi chociaż jeden z warunków:

- a) małe zmiany wartości nacisków w kolejnej iteracji, co można stwierdzić badając siły w prętach *stykowych* - czy różnią się one od poprzedniej iteracji najwyżej o pewną zadaną, dostatecznie małą wartość,
- b) małe zmiany odkształceń w modelu, tzn. wartości przemieszczeń węzłów różnią się od wartości przemieszczeń w poprzedniej iteracji najwyżej o pewną zadaną, dostatecznie małą wartość,
- c) małe zmiany parametrów prętów *stykowych*, tzn. obliczone nowe sztywności prętów różnią się od poprzedniej iteracji najwyżej o pewną zadaną, dostatecznie małą wartość.



Rys. 5.11. Analiza jednego zestawu elementów modelujących fragment warstwy styku

W opisywanej metodzie przyjęto pierwsze kryterium, ponieważ pozostałe wydają się niejako „wtórne” wobec niego - to przecież siły decydują o odkształceniach w modelu i

to na podstawie ich wartości modyfikuje się parametry prętów *stykowych*. Opracowano jednak algorytmy dla pozostałych kryteriów i można je opcjonalnie wykorzystywać.

6. Integracja CAD/MES w obliczaniu maszyn z uwzględnieniem połączeń prowadnicowych

Opracowany w ramach tej pracy system integrujący środowiska CAD i MES do obliczeń połączeń prowadnicowych został zrealizowany w oparciu o dwa systemy wybrane spośród wielu dostępnych na rynku: **AutoCAD** oraz **Cosmos/M**. Decyzja o takim wyborze podyktowana była największą popularnością tych systemów w Polsce oraz ich możliwościami wspomagania pracy konstruktora. Jak wspomniano w rozdziałach poprzednich, opracowane metody mogą być też zrealizowane z zastosowaniem innych systemów. W pierwszych próbach realizacji metody obliczeń korzystano na przykład z polskiego systemu O.K.MES, ale nie miał on graficznego środowiska pracy, ułatwiającego tworzenie modeli MES na podstawie geometrii konstrukcji.

6.1. Systemy wspomagające pracę projektanta

Jak wspomniano wyżej spośród wielu systemów wspomagających prace konstrukcyjne i projektowe w tej pracy wybrano AutoCAD i Cosmos/M.

6.1.1. AutoCAD

AutoCAD jest uniwersalnym programem do komputerowego wspomagania projektowania opracowanym przez firmę Autodesk Inc. [1]. Istnieją jego implementacje na komputery klasy PC z systemem operacyjnym MS-DOS i Windows oraz na stacje robocze z systemami operacyjnymi będącymi wersjami systemu Unix.

Program pozwala tworzyć modele geometryczne dwu- i trójwymiarowe, złożone z *prymitywów* geometrycznych, którymi mogą być m.in. punkty, linie, polilinie, powierzchnie, polipowierzchnie. Modele trójwymiarowe mogą być tworzone z brył tworzonych metodą **CSG** (*Constructive Solid Geometry* - konstruowanie dowolnie złożonych brył przez składanie brył podstawowych: stożka, kuli, klina, walca itp., przy pomocy operacji dodawania, odejmowania i tworzenia części wspólnych). Pracę z modelami geometrycznymi ułatwiają techniki znane w wielu systemach graficznych: ikony, hierarchiczne menu, menu rozwijalne, okna dialogowe itp.

AutoCAD jest systemem **otwartym** - można go łatwo rozbudowywać tworząc własne menu, biblioteki symboli, okna dialogowe itp. Można także dołączać do niego własne **programy**, uruchamiane w jego środowisku i mające dostęp do jego danych o geometrii modelu. Programy takie mogą być pisane w języku AutoLISP, są wówczas uruchamiane przez wbudowany interpreter, lub w języku C/C++, jeśli były wcześniej skompilowane kompilatorem rozpoznającym środowisko systemu AutoCAD (np. Metaware High C++, Watcom C++). Producent opublikował również format ADI (*Autodesk Device Interface*) dla programów sterujących pracą graficznych urządzeń zewnętrznych: myszy, tabletów, kart graficznych, drukarek, ploterów itp., co ułatwiło producentom takich urządzeń dostosowywanie ich do potrzeb AutoCAD-a i spowodowało, że jest to system z największą chyba ilością możliwych do wykorzystania urządzeń zewnętrznych.

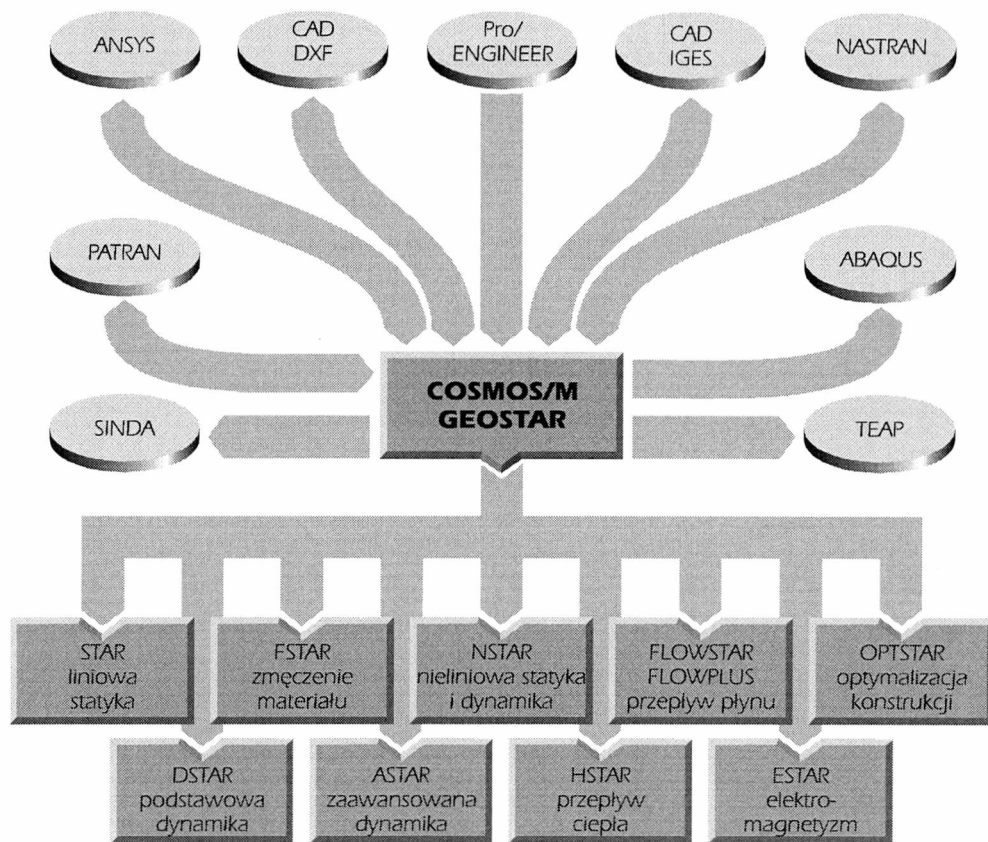
Możliwość dołączania do AutoCAD-a programów zewnętrznych i ich uruchamiania z poziomu jego środowiska graficznego zdecydowała o dużej różnorodności „nakładek” oferujących dodatkowe narzędzia zarówno specjalistyczne, jak i przeznaczone dla szerokiej klasy użytkowników (np. dla branży mechanicznej użyteczny jest **Genius** [18]). Ta właściwość zdecydowała też o wyborze AutoCAD-a jako systemu, na którym bazowane jest oprogramowanie powstałe w ramach tej pracy.

Modele geometryczne tworzone w systemie AutoCAD można łatwo przenosić z i do innych systemów. Tak popularny dzisiaj format danych DXF pojawił się najpierw w tym programie. AutoCAD potrafi też importować i eksportować dane w formacie IGES. Ze względu na jego popularność nawet zbiory z modelami we własnym formacie AutoCAD-a, DWG, mogą być importowane przez wiele systemów CAD obecnych na rynku.

6.1.2. Cosmos/M

Cosmos/M jest modułowym systemem do analizy metodą elementów skończonych opracowanym przez firmę Structural Research and Analysis Corporation [78]. Istnieją jego implementacje na komputery klasy PC z systemem operacyjnym MS-DOS i na stacje robocze z systemami operacyjnymi będącymi wersjami systemu Unix.

System zawiera moduły do rozwiązywania zagadnień liniowych i nieliniowych statyki i dynamiki konstrukcji oraz problemów przepływu ciepła, płynów, fal elektromagnetycznych, zmęczenia materiału i optymalizacji konstrukcji (Rys. 6.1).



Rys. 6.1. Moduły i interfejsy w systemie Cosmos/M; na podstawie [78]

Nadrzędnym modulem zarządzającym przepływem informacji między wszystkimi częściami systemu jest GEOSTAR. Jest to graficzny pre- i postprocesor - przy jego pomocy przygotowuje się dane do analizy MES i wykonuje graficzną prezentację wyników analizy. Modelowanie geometryczne w programie GEOSTAR polega na tworzeniu zestawu elementów geometrycznych, które następnie służą do generowania elementów skończonych do analizy MES. Gotową geometrię modelu można też importować z innych systemów. Spośród różnych *prymitywów* geometrycznych GEOSTAR udostępnia elementy jedno- (punkty), dwu- (krzywe, powierzchnie, kontury, regiony) i trójwymiarowe (sześciiany, wielościany, „części”).

Tworzenie i modyfikację elementów GEOSTAR ułatwia przy pomocy technik znanych w wielu systemach graficznych: ikon, hierarchicznych menu rozwijalnych, okien dialogowych, podpowiedzi zależnych od kontekstu itp. Niestety wyraźnie odczuwa się brak tak przydatnego polecenia, jak cofnięcie skutków ostatnio wykonanej operacji (UNDO).

Zestaw poleceń edycyjnych programu jest bardzo duży - może niepotrzebnie, jeśli zauważyć, że na przykład do usuwania elementów istnieje tyle poleceń, ile jest rodzajów

elementów (PTDEL - do usuwania punktów, CRDEL - do usuwania krzywych, RGDEL - do usuwania regionów, VLDEL - do usuwania sześciąt itp.), podobnie jest z innymi „rodzinami” poleceń (xxLIST - do drukowania, xxGEN - do generacji, xxPLOT - do kreślenia, itp.).

GEOSTAR zawiera bogatą bibliotekę elementów skończonych umożliwiającą modelowanie różnych obiektów fizycznych. Należą do niej elementy jedno-, dwu- i trójwymiarowe: pręty, powłoki, tarcze, czworościany, sześciąty itp. Umożliwia też zadawanie warunków brzegowych i obciążeń zewnętrznych dla pojedynczych węzłów i elementów lub dla całych zestawów elementów.

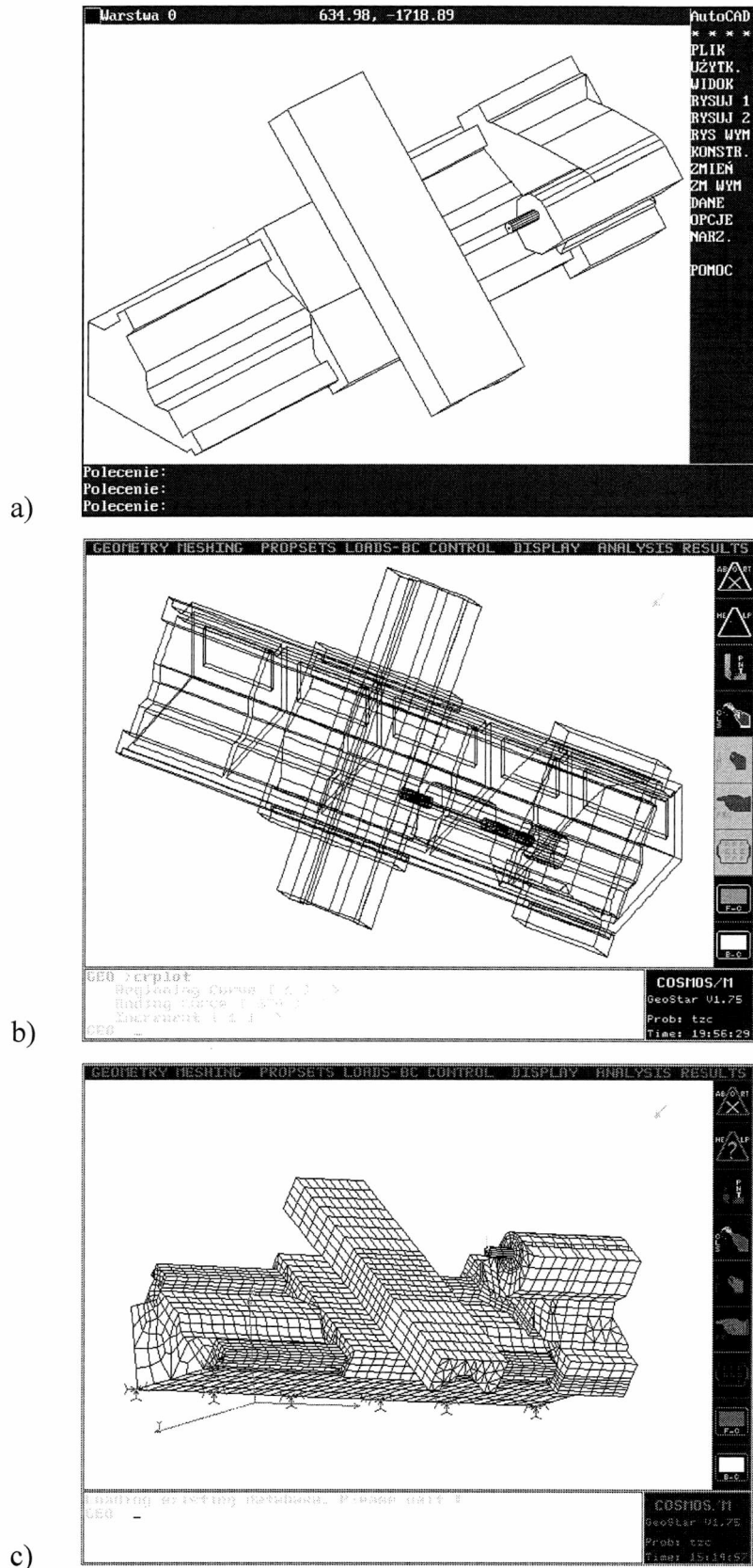
System Cosmos/M może być łączony z innymi systemami CAD i MES dzięki opracowanym interfejsom wejściowo-wyjściowym (Rys. 6.1). Dane geometryczne mogą być importowane i eksportowane w standardowych formatach DXF i IGES, istnieje też możliwość wczytania danych z systemu Pro/Engineer. Dane MES o elementach skończonych mogą być importowane z popularnych systemów ANSYS, NASTRAN i PATRAN, a eksportowane do systemów ABAQUS, ANSYS, NASTRAN, PATRAN, SINDA i TEAP.

6.2. Budowa modelu CAD

Geometryczne kształtowanie elementów konstrukcyjnych maszyny umożliwia system AutoCAD (Rys. 6.2a). Udostępnia on wiele narzędzi typowych dla systemów tej klasy, które znakomicie przyspieszają i ułatwiają pracę z trójwymiarowymi modelami.

AutoCAD jest systemem otwartym, można go konfigurować według potrzeb i wzbogacać o nowe rozszerzenia, np. do konstruktorów maszyn wytwórczych adresowana jest baza KARTOTEKA opisana już w rozdziale 2.

Efektom pracy w systemie CAD jest przestrzenny model maszyny, który należy zapisać w jednym ze standardowych formatów wymiany danych, np. DXF.



Rys. 6.2. Budowa modelu układu konstrukcyjnego obrabiarki: a - model geometryczny w systemie CAD, b - geometria przeniesiona do systemu MES, c - pełny model MES

6.3. Budowa modelu MES

Zapisany w formacie DXF lub IGES model geometryczny można teraz importować do systemu Cosmos/M, otrzymując geometrię modelu, która jest podstawą do generowania elementów skończonych (Rys. 6.2b). Dyskretyzacja modelu jest czynnością półautomatyczną - użytkownik musi wskazać które elementy geometryczne system ma wykorzystać i jakie mają być parametry elementów skończonych, a system wygeneruje zestaw takich elementów. Stworzenie poprawnego modelu MES nie jest zadaniem trywialnym i wymaga dość dużego doświadczenia w pracy z systemami MES.

Po utworzeniu siatki podziału na elementy skończone należy wprowadzić do modelu obciążenia zewnętrzne i warunki brzegowe. Powinny one odpowiadać rzeczywistym warunkom pracy modelowanej konstrukcji. Efektem pracy w systemie MES jest pełny model MES konstrukcji (Rys. 6.2c).

Na tym etapie modelowania elementy połączeń prowadnicowych są ze sobą połączone we wspólnych węzłach, a granice elementów muszą przebiegać zgodnie z powierzchniami styków, tzn. elementy modelujące prowadnicę i elementy modelujące prowadnik muszą być rozłączne (Rys. 6.3). Bezpośrednie przeniesienie trójwymiarowej geometrii z systemu CAD, gdzie warstwy styku w połączeniach modelowane są jako wspólne powierzchnie elementów bryłowych, pozostawia zadanie utworzenia elementów modelujących własności warstwy styku użytkownikowi systemu MES lub oprogramowaniu zewnętrznemu.

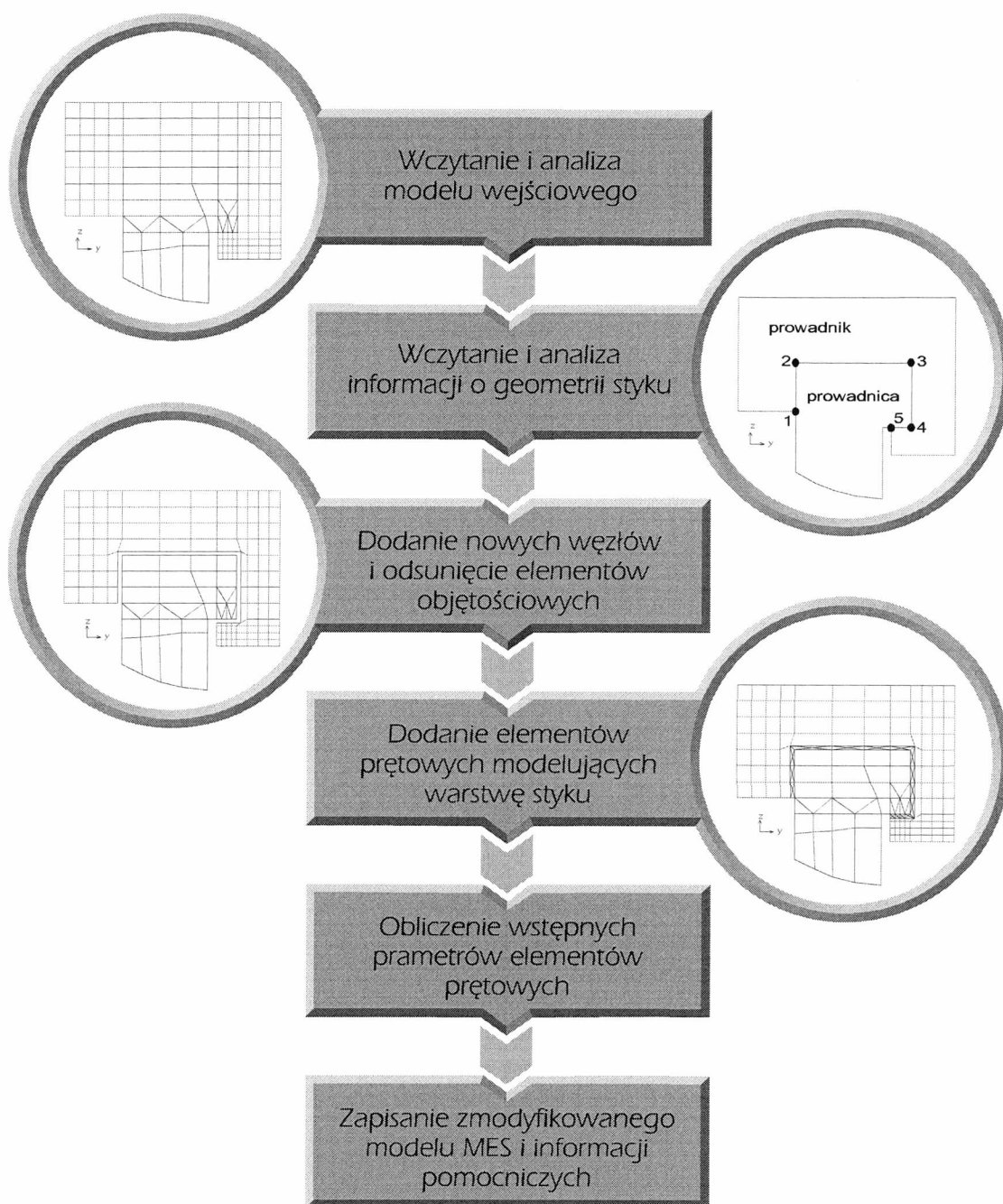
Model MES z obciążeniami i warunkami brzegowymi należy zapisać w neutralnym formacie GFM do dalszych operacji.

6.4. Modelowanie warstw stykowych w połączeniach

Model MES należy teraz uzupełnić o grupy elementów, które będą modelować własności warstwy styku. W tym celu zbiór GFM z opisem modelu jest przetwarzany przez opracowany w ramach tej pracy program **KONTAKT**, którego efektem pracy jest model uzupełniony o zestawy prętów *stykowych*.

Funkcje realizowane przez program KONTAKT są następujące (Rys. 6.3):

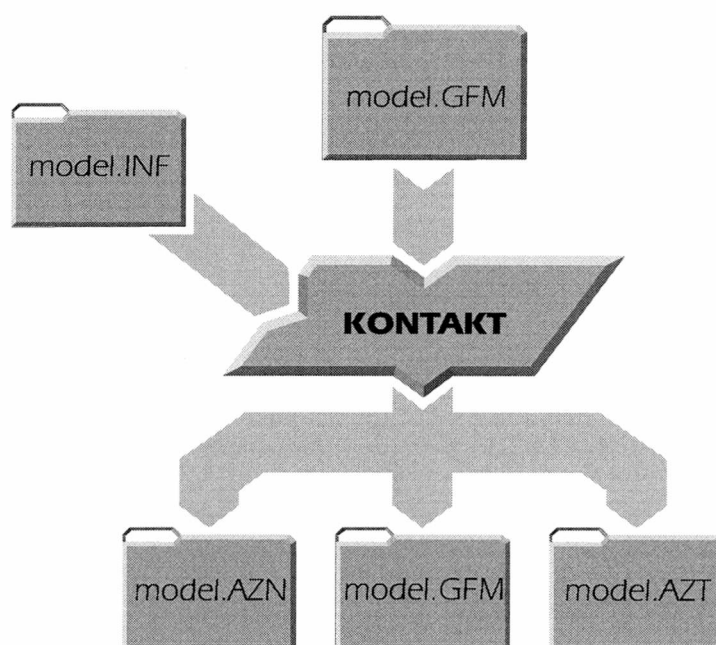
- wczytanie i analiza modelu wejściowego MES ze zbioru GFM,
- wczytanie i analiza zbioru INF z informacjami o położeniu warstwy stykowej,

Rys. 6.3. Schemat funkcjonalny programu **KONTAKT**

- dodanie dla każdego węzła wchodzącego w skład **powierzchni** stykowych „nowego” węzła o współrzędnych zmodyfikowanych odpowiednio do kierunku i grubości tworzonej **warstwy** styku,
- utworzenie pręta *normalnego* pomiędzy „starym” i „nowym” węzłem,
- dla każdego „starego” węzła odnalezienie „sąsiednich” węzłów powierzchni stykowej i utworzenie prętów *stycznych* pomiędzy „nowym” węzłem i tak znalezionymi węzłami,

- obliczenie zastępczych powierzchni fragmentu styku A_Z dla każdego tworzonego zestawu prętów (patrz rozdział 5),
- zapisanie zmodyfikowanego modelu MES w zbiorze GFM,
- zapisanie informacji pomocniczych w zbiorach AZN i AZT.

Program operuje na zbiorach wejściowych: GFM i INF oraz tworzy nowe zbiory: GFM, AZN i AZT (Rys. 6.4).



Rys. 6.4. Schemat działania programu **KONTAKT**

Zbiór INF wskazuje na położenie powierzchni stykowych. Składa się z linii opisujących wszystkie węzły należące do powierzchni stykowych, numery elementów objętościowych, które trzeba w modelu MES „odsunąć”, aby wstawić pręty *stykowe* modelujące warstwę styku, oraz zadany kierunek i wartość tego „odsunięcia” (Tab. 6.1).

Tab. 6.1. Format zbioru **INF**: W - numer węzła w wyjściowym modelu MES, który zostanie zdublowany; u, v, w - wersory kierunku „odsunięcia”; l - wartość „odsunięcia” (grubość warstwy stykowej); e1, e2, ... - numery elementów do „odsunięcia”

W	u	v	w	l	e1	e2	e3	...
1446	0	0	1	0.1	1425	1426		
1447	0	-1	1	0.1	1425	1426	1427	

Zbiór INF może być przygotowany na trzy sposoby:

- „ręcznie”, przy pomocy edytora tekstowego,

- półautomatycznie, przy pomocy opracowanego w ramach tej pracy programu GEN_INF,
- interaktywnie, przy pomocy programu AUTO_INF.

Program **GEN_INF** sam znajduje numery elementów dla programu KONTAKT na podstawie współrzędnych Y i Z punktów na powierzchniach stykowych, zakładając że powierzchnie te są równoległe do osi X. Współrzędne Y i Z należy wyspecyfikować w zbiorze zewnętrznym.

Program **AUTO_INF** pracuje w środowisku systemu AutoCAD i wczytuje pierwotny zbiór GFM, na tej podstawie tworzy wizualizację modelu MES uwzględniającą podział na elementy dyskretne, pozwala użytkownikowi wskazać na ekranie punkty należące do powierzchni stykowych i automatycznie generuje zbiór INF.

Efektem końcowym pracy programu KONTAKT są zbiory:

- GFM - z opisem modelu MES, w którym topologię uzupełniono o pręty *stykowe*,
- AZN - zawierający obliczone pola powierzchni zastępczych A_Z każdego zestawu prętów *stykowych*,
- AZT - z opisem topologii prętów *stykowych* (informacje o tym, które pręty *styczne* tworzą zestawy z którymi prętami *normalnymi*); informacje te są przeznaczone dla pozostałych programów stworzonych w ramach tej pracy; można byłoby je każdorazowo odtwarzać ze zbioru GFM z opisem modelu MES, ale czynność ta musiałaby niepotrzebnie być wielokrotnie powtarzana.

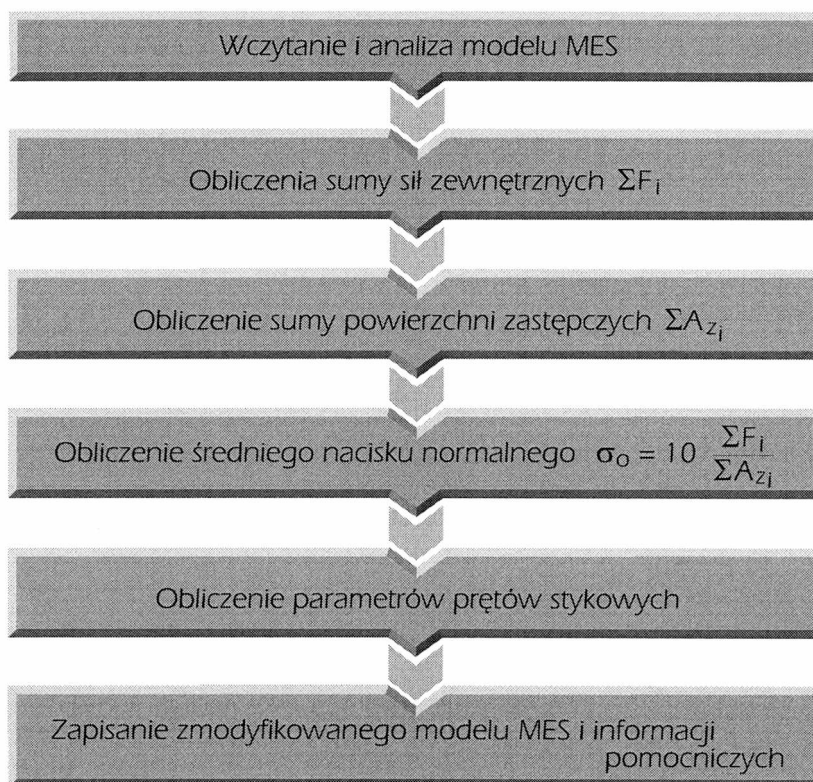
6.5. Wyznaczanie parametrów początkowych

Mając gotowy pełny model MES zawierający elementy modelujące warstwy stykowe można rozpocząć analizę obliczeniową konstrukcji. Parametry początkowe dla prętów *stykowych* oblicza opracowany w ramach tej pracy program **ITERACJA_0**, realizując algorytm opisany w rozdziale 5.

Funkcje programu ITERACJA_0 są następujące (Rys. 6.5):

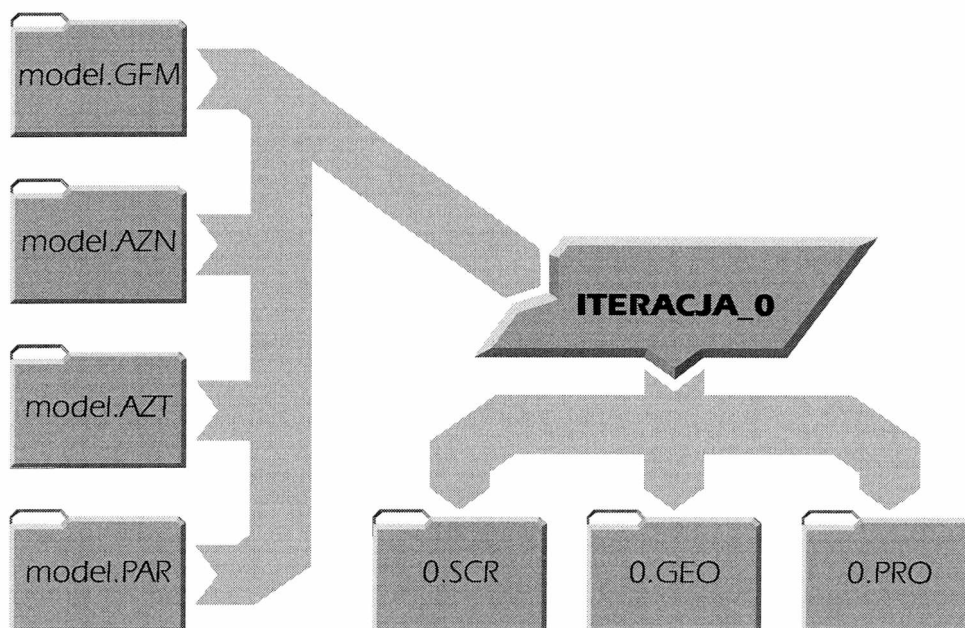
- wczytanie i analiza modelu MES ze zbioru GFM,
- obliczenie wektorowej sumy wszystkich sił występujących w modelu ΣF_i ,
- obliczenie sumy wszystkich powierzchni stykowych ΣA_{Zi} ,
- obliczenie średniej wartości nacisku normalnego σ_0 według równania (5.18),

- obliczenie parametrów wszystkich prętów *stykowych*: A_{eli} na podstawie równań (5.11) i (5.17),
- zapisanie zmodyfikowanego modelu MES w zbiorze GEO,
- zapisanie informacji w zbiorach SCR i PRO.

Rys. 6.5. Schemat funkcjonalny programu **ITERACJA_0**

Program operuje na zbiorach wejściowych: GFM, AZN, AZT i PAR oraz tworzy nowe zbiory: GEO, SCR i PRO (Rys. 6.6).

Zbiór GEO zawiera model MES z obliczonymi wstępnie parametrami prętów *stykowych*. Przeznaczenie zbiorów SCR i PRO opisano w podrozdziale 0. Zbiór PAR zawiera parametry obliczeń dla modelowania zjawisk stykowych, na przykład wartości współczynników podatności stykowej: C_N , m , R , S , μ_S (patrz podrozdział 5.2). Zbiór PAR (Tab. 6.2) może być przygotowany „ręcznie” lub przez nadrzędny program integrujący, który przedstawiono w podrozdziale 6.9.

Rys. 6.6. Schemat działania programu **ITERACJA_0**

Tab. 6.2. Format zbioru PAR

C=0.4	współczynnik normalnej podatności stykowej C_N
m=0.57	współczynnik nieliniowości odkształceń normalnych m
R=0.6	współczynnik nieliniowości odkształceń stycznych R
S=0.5	współczynnik nieliniowości odkształceń stycznych S
ms=0.2	współczynnik tarcia μ_s

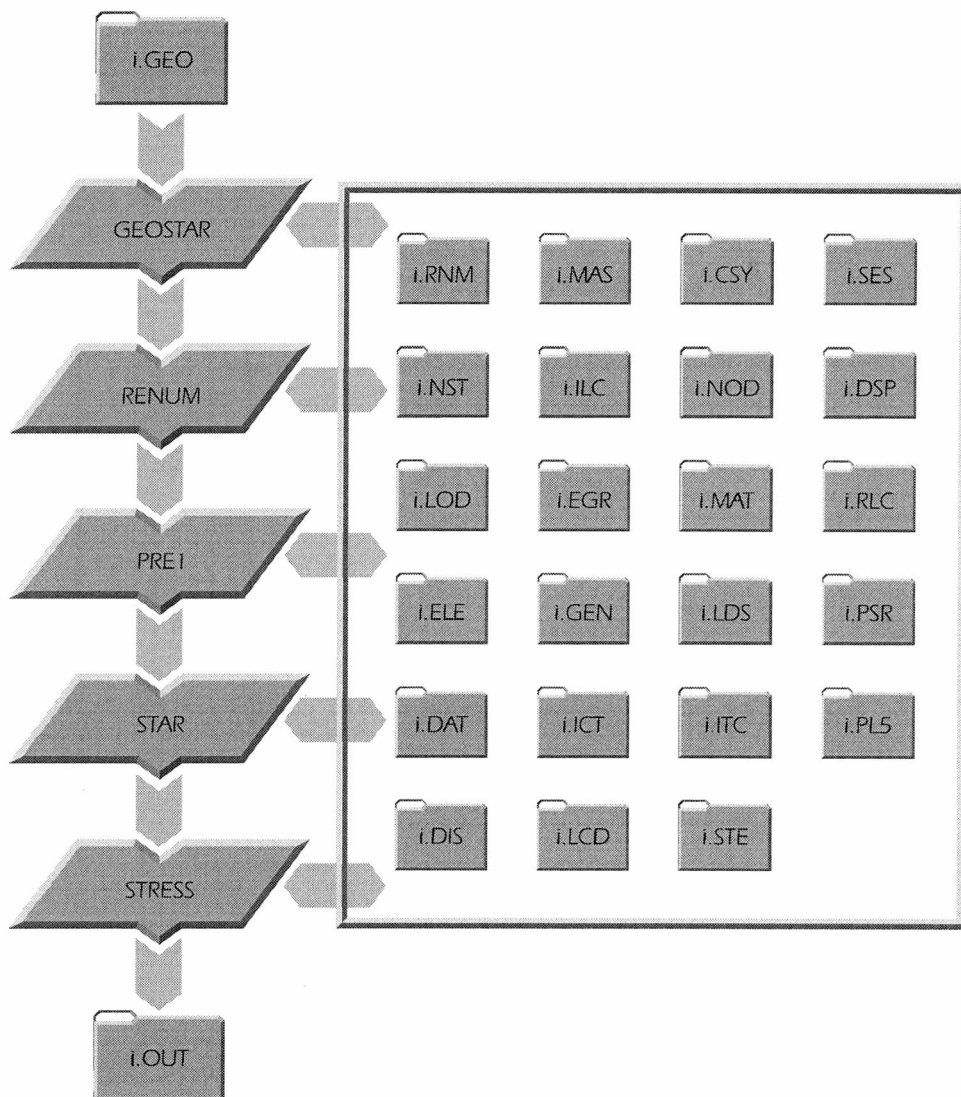
6.6. Obliczenia MES układu z uwzględnieniem połączeń

Jak napisano w podrozdziale 6.1.2 system Cosmos/M jest pakietem programów służących do modelowania MES. Składają się na niego programy obliczeniowe do różnego rodzaju analiz oraz tzw. pre- i postprocesor graficzny **GEOSTAR**. To właśnie GEOSTAR jest programem, w którym interaktywnie tworzy się model MES, z możliwością importowania jego geometrii z innych systemów CAD (podrozdział 6.3).

Aby w systemie MES obliczyć model przygotowany przez program zewnętrzny, tzn. wykorzystać tylko jego moduły obliczeniowe bez preprocesora graficznego, należałoby przygotować zbiory z danymi w formacie rozpoznawanym przez te moduły. Niestety producent systemu Cosmos/M nie ujawnia tego formatu, oferuje jedynie, dość kosztowną, bibliotekę procedur dla programów pisanych w języku FORTRAN.

Można to ograniczenie ominąć, jeśli wykorzysta się preprocesor graficzny jako translator: GEOSTAR przyjmuje polecenia edycyjne albo wpisywane przez użytkownika z klawiatury, albo zapamiętane wcześniej w zbiorze tekstowym. Zbiory

GEO tworzone przez programy opisywane w pracy są właśnie takimi zestawami poleceń dla preprocesora graficznego. Po zakończeniu przez GEOSTAR interpretacji poleceń ze zbioru GEO zbiory z danymi dla modułów obliczeniowych są już gotowe. Schemat obliczeń pokazany jest na Rys. 6.7.



Rys. 6.7. Moduły i zbiory wykorzystywane w statycznych obliczeniach liniowego modelu MES w systemie Cosmos/M

Moduły obliczeniowe wykorzystywane w obliczeniach konstrukcji zawierających modele warstw stykowych są następujące:

- RENUM - zmienia numerację węzłów w celu minimalizacji szerokości półpasma macierzy sztywności,
- PRE1 - przygotowuje zbiory wejściowe dla modułów obliczeniowych,
- STAR - rozwiązuje liniowy układ równań w celu obliczenia przemieszczeń węzłów,

STRESS - na podstawie rozwiązania układu równań oblicza naprężenia występujące w elementach modelu.

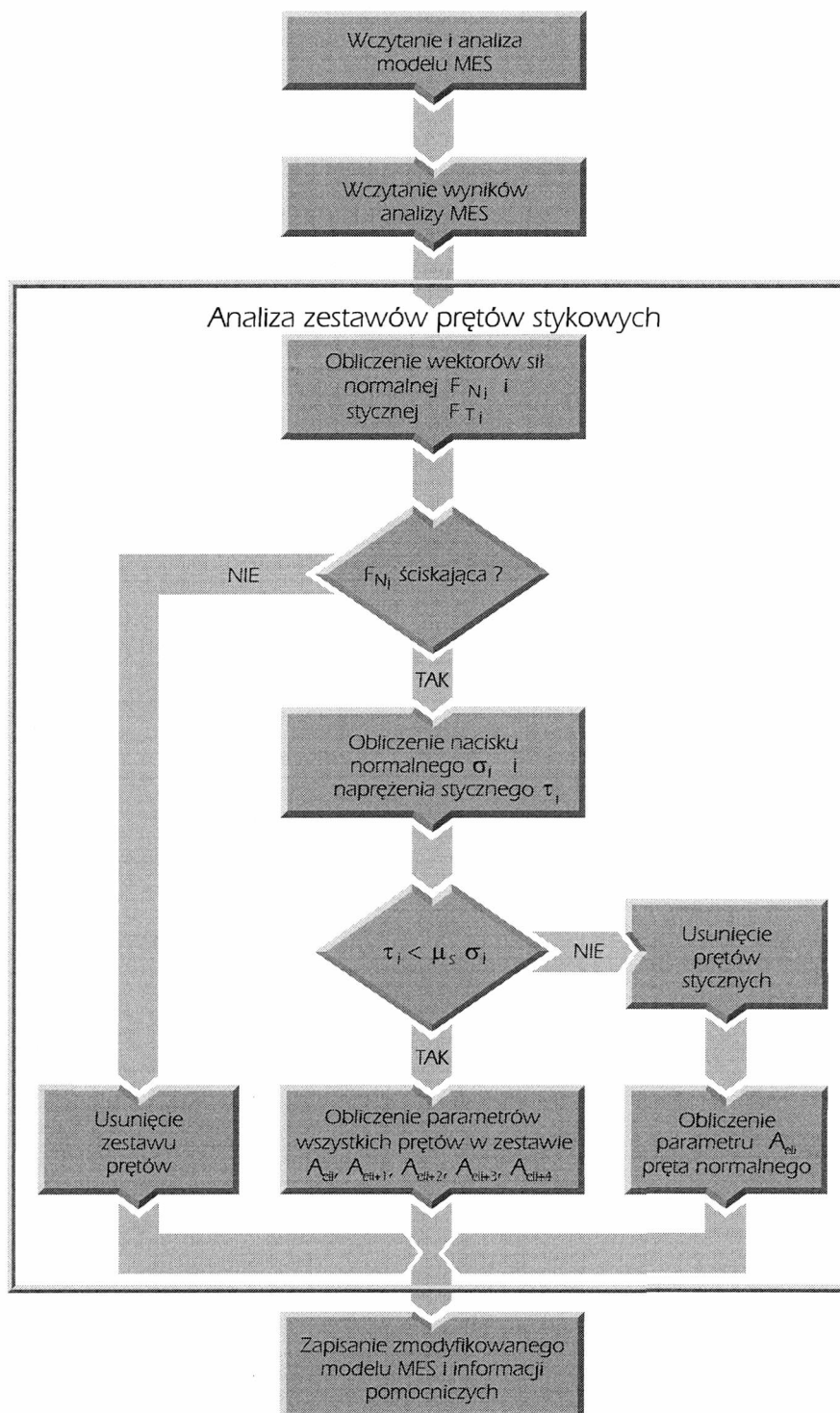
System Cosmos/M wykorzystuje w tych obliczeniach wiele zbiorów z danymi, są one nazywane tak jak nazwa modelu, ale mają inne rozszerzenia nazwy. Podobnie jak zbiory wejściowe, tak zbiory wynikowe mają niepublikowany format, ale tworzony jest też zbiór tekstowy OUT z protokołem obliczeń w postaci czytelnej. Ten zbiór mogą czytać inne programy zewnętrzne. Zawiera on informacje o przemieszczeniach wszystkich węzłów modelu i naprężeniach we wszystkich elementach.

6.7. Modyfikacja parametrów modelu i sprawdzanie warunku końca iteracji

Po obliczeniu modelu MES znane są wartości sił w prętach *stykowych* i można obliczyć dla nich nowe parametry według algorytmu z rozdziału 5. Obliczenia te wykonuje opracowany program **ITERACJA_i**.

Funkcje programu ITERACJA_i są następujące (Rys. 6.8):

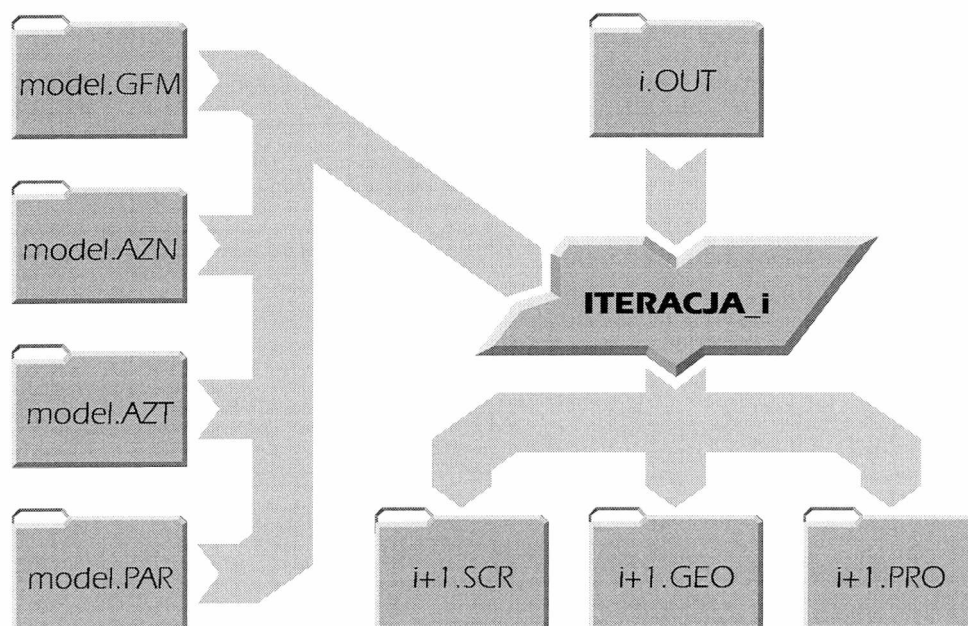
- wczytanie i analiza modelu MES ze zbioru GFM,
- analiza każdego zestawu prętów *stykowych*:
 - ◆ obliczenie wektora siły normalnej F_{Ni} i stycznej F_{Ti} ,
 - ◆ sprawdzenie warunku rozciągania styku - siła normalna F_{Ni} nie może działać rozciągająco na pręt normalny; w systemie Cosmos/M oznacza to, że nie może mieć wartości dodatniej,
 - ◆ obliczenie nacisku normalnego σ_i oraz naprężenia stycznego τ_i ,
 - ◆ sprawdzenie warunku lokalnego poślizgu - naprężenie styczne nie może być większe niż iloczyn nacisku normalnego i współczynnika tarcia,
 - ◆ sprawdzanie, czy któregoś z zestawów prętów *stykowych* usuniętych w poprzednich iteracjach nie należy wstawić z powrotem do modelu, ponieważ w bieżącej iteracji zastępowany przez niego fragment warstwy styku jest ściskany; sprawdzenie polega na ocenie czy węzły, między którymi rozpięty byłby pręt *normalny*, zbliżyły się do siebie,
 - ◆ obliczenie parametrów wszystkich prętów *stykowych* A_{eli} na podstawie równań (5.11) i (5.17),
- zapisanie zmodyfikowanego modelu MES w zbiorze GEO,
- zapisanie informacji w zbiorach SCR i PRO.

Rys. 6.8. Schemat funkcjonalny programu **ITERACJA_i**

Program operuje na zbiorach wejściowych: GFM, AZN, AZT, PAR i OUT oraz tworzy nowe zbiory: GEO, SCR i PRO (Rys. 6.9). Zbiór OUT zawiera wyniki obliczeń MES modelu.

Porównując schematy działania programów ITERACJA_0 i ITERACJA_i można zauważyć ich podobieństwo. Rzeczywiście, obydwa programy zrealizowane zostały

jako jeden - program **ITERACJA**, którego parametrem jest numer iteracji. Jeśli numerem tym jest 0, program nie szuka zbioru OUT, tylko generuje początkowe parametry prętów *stykowych*.



Rys. 6.9. Schemat działania programu **ITERACJA_i**

Program **ITERACJA** po wykonaniu modyfikacji modelu MES sprawdza także warunek zakończenia procesu iteracji. Można wybrać kryterium spośród tych opisanych w rozdziale 5, ale domyślne jest sprawdzanie maksymalnych zmian sił działających w prętach *stykowych*. Jeśli największa zmiana nie przekracza 1 % (tę wartość również można określić w zbiorze PAR), program w określony sposób wskazuje, że można iterację przerwać.

6.8. Analiza i wizualizacja wyników obliczeń

W każdej iteracji tworzone są dodatkowe zbiory z danymi dla prezentacji wyników obliczeń. Protokół obliczeń **PRO** jest przydatny do liczbowej analizy wyników obliczeń własności warstw *stykowych*, zawiera on informacje o wszystkich prętach *stykowych*. Jego format pokazuje Tab. 6.3.

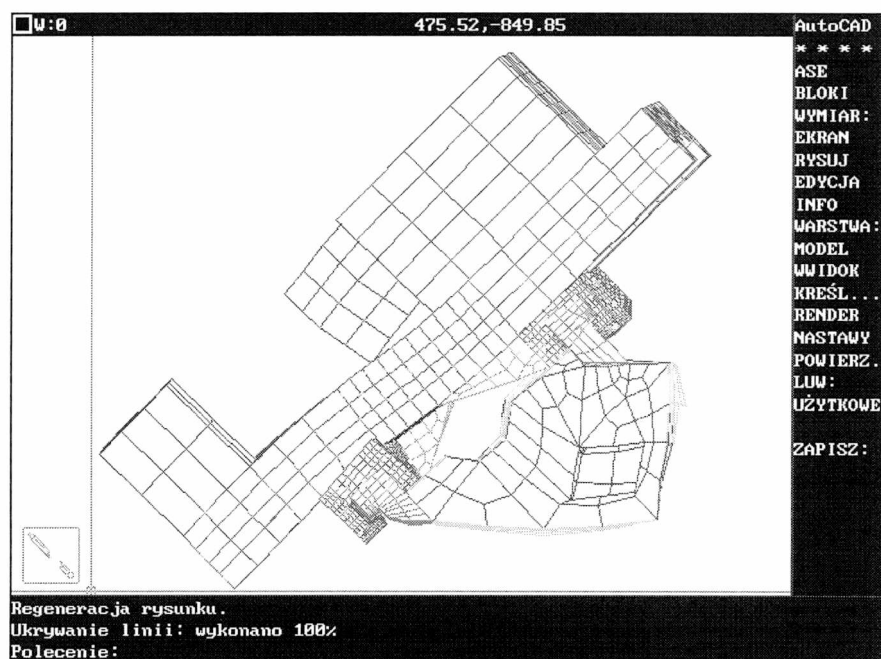
Zbiór **SCR** zawiera dane stworzone przez program **ITERACJA** w celu graficznej wizualizacji wyników obliczeń w każdej iteracji. Na jego podstawie w systemie CAD można zobrazować stan odkształceń modelu MES (Rys. 6.10) i rozkład nacisków na powierzchniach *stykowych* (Rys. 6.11).

Tab. 6.3. Fragment protokołu obliczeń PRO

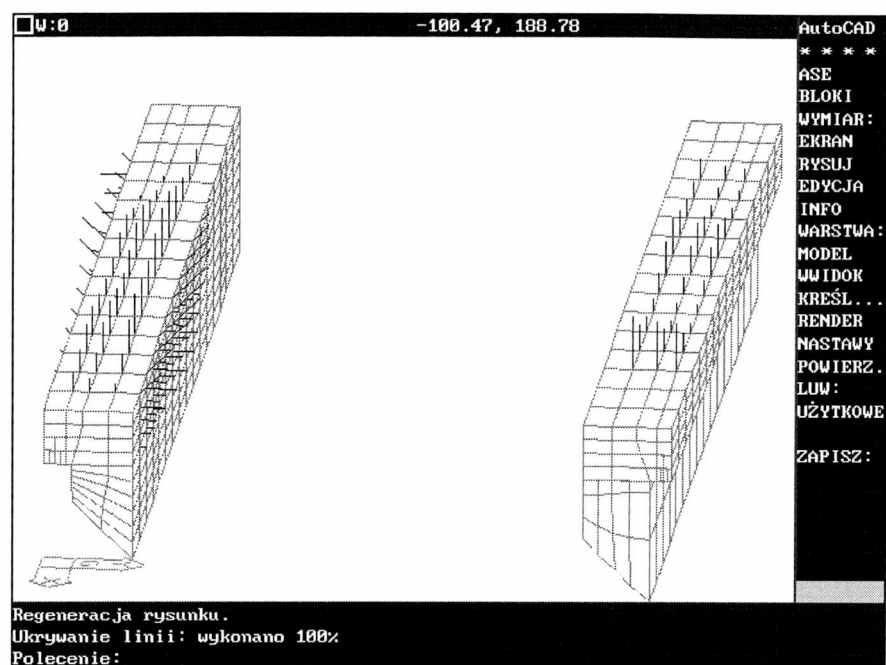
numer pręta normalnego	numer pręta stycznego	F [N]	ΔF [%]	δ_{geo} [μm]	δ_N [μm]	δ_T [μm]	$ F_N $ [N]	$ F_T $ [N]	A_{el} [mm^2]
6630	-	-98.21	0.103	-0.565	-0.567	-	101.08	-	1.196
6630	6631	1.520	0.21	0.124	-	0.126	-	15.619	17.716
6630	6632	-30.95	0.08	-0.120	-	0.126	-	15.619	6.794
6630	6633	-8.232	0.02	-0.132	-	0.126	-	15.619	3.995

W modelu tworzonym w celu wizualizacji wyników obliczeń rozkładu nacisków w warstwach stykowych każdemu zestawowi prętów *stykowych* opisanemu w zbiorze PRO odpowiada linia zgodna z kierunkiem pręta *normalnego* o wysokości wskazującej na wartość nacisku normalnego działającego w danym zestawie. Długości tych linii są proporcjonalne do wartości nacisków normalnych, a współczynnik proporcjonalności można określić w zbiorze PAR lub pozostawić do obliczenia programowi ITERACJA.

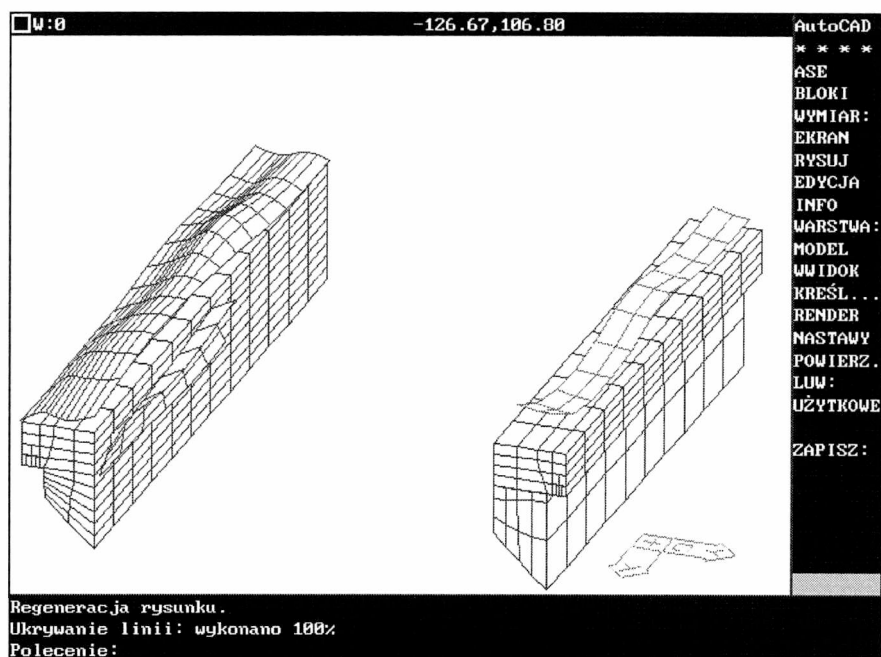
Aby łatwiej zilustrować rozkład nacisków na powierzchniach stykowych, można rozpiąć „gładką” powierzchnię na końcach tych linii (Rys. 6.12).



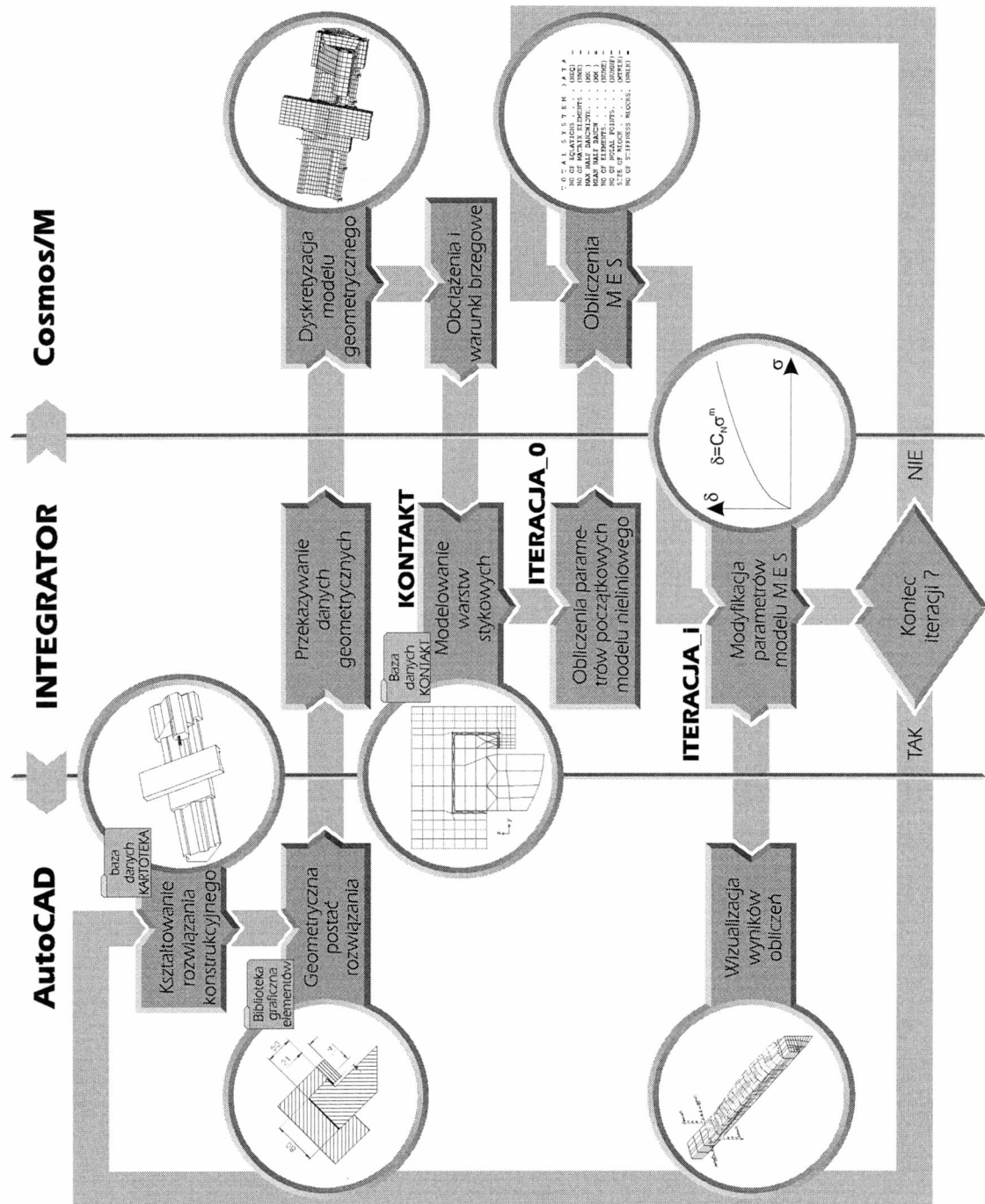
Rys. 6.10. Wizualizacja odkształceń modelu MES w systemie CAD



Rys. 6.11. Wizualizacja nacisków na powierzchniach przewodnic w systemie CAD



Rys. 6.12. Płaszczyzny ilustrujące rozkłady nacisków na powierzchniach przewodnic w systemie CAD



Rys. 6.13. Zintegrowany system do projektowania maszyn z
uwzględnieniem obliczeń połączeń prowadnicowych

6.9. Integracja systemów CAD i MES w obliczeniach konstrukcyjno-projektowych obrabiarek

Wszystkie operacje opisane w poprzednich podrozdziałach zintegrowane są w jeden spójny system do aktywnego projektowania (Rys. 6.13). Opracowano algorytm programu **INTEGRATOR**, który działając w środowisku CAD łączy wszystkie funkcjonalne części systemu. Zawiera on sprzęgi z bazami danych KARTOTEKA i KONTAKT, przekazuje dane geometryczne z systemu CAD do systemu MES, wywołuje moduły do modelowania połączeń przewodnicowych (programy GEN_INF/AUTO_INF, KONTAKT, ITERACJA), moduły obliczeniowe systemu MES i wykonuje graficzną wizualizację wyników obliczeń. Realizację programową INTEGRATORA oparto na językach C++ i AutoLISP.

7. Weryfikacja metody obliczeniowej na prostym modelu pary kontaktowej

Dla sprawdzenia poprawności modelowania w przyjętej metodzie obliczeń wybrano prosty model dwóch stykających się elementów. Model składa się z dwóch sześciianów o rozmiarach 50x50x50 mm połączonych warstwą styku o zmiennej grubości. Sześciiany podzielono na objętościowe elementy skończone typu SOLID o rozmiarach 10x10x10 mm (Rys. 7.1). Wszystkie węzły dolnej podstawy dolnego sześcianu mają odebrane wszystkie stopnie swobody, pozostałe węzły mają po 3 translacyjne stopnie swobody.

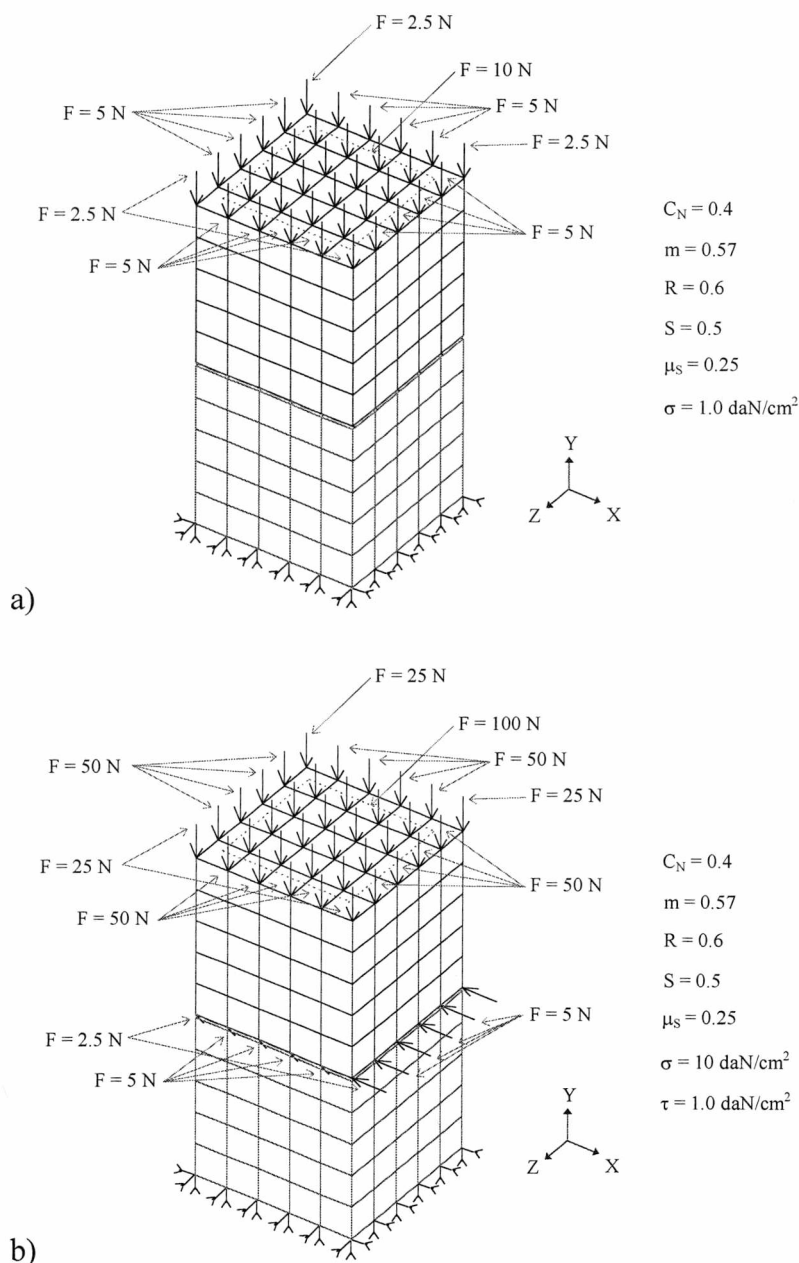
Przyjęto założenie, że powierzchnie styku będą przenosiły obciążenia w zakresie typowym dla prowadnic ślizgowych. Celem tego testu, przeprowadzonego na bardzo prostym modelu, było sprawdzenie poprawności przyjętego sposobu modelowania i numerycznej dokładności systemu Cosmos/M dla zastosowań w obliczaniu prowadnic ślizgowych.

Model i obliczenia należy uważać za poprawne wówczas, jeśli wyniki uzyskane metodami analitycznymi i numerycznymi są zbieżne. Własności sprężyste warstwy stykowej, opisane analitycznymi zależnościami z rozdziału 5, modelowane są przez dyskretny rozkład sztywności stykowej normalnej i stycznej uzyskany przez uzupełnienie modelu MES o odpowiednie grupy elementów prętowych. Za punkt odniesienia przyjęto wyniki analityczne i z nimi porównywano wartości obliczone.

Obliczenia wykonano dla pięciu różnych grubości warstwy styku: 5, 1, 0.1, 0.01 i 0.001 mm. Dla każdej grubości warstwy stykowej wykonano obliczenia dla dwóch przypadków obciążeń:

- a) obciążenie normalne o wartości 250 N: na wszystkie węzły górnej podstawy górnego sześcianu działają siły skupione o wartościach 10 N (węzły wewnętrzne), 5 N (węzły na krawędziach sześcianu) lub 2.5 N (węzły w czterech wierzchołkach sześcianu) (Rys. 7.1a); dla tak przyjętego obciążenia średni nacisk normalny w warstwie stykowej powinien wynosić 1 daN/cm^2 ;
- b) obciążenie złożone: normalne o wartości 2500 N i styczne o wartości 250 N; siły w węzłach górnej podstawy górnego sześcianu, rozłożone według zasady jak wyżej, ale

o wartościach 10 razy większych, oraz siły działające na wszystkie węzły dolnej podstawy górnego sześciianu, rozłożone jak siły normalne w przypadku pierwszym (Rys. 7.1b); dla tak przyjętego obciążenia średni nacisk normalny w warstwie stykowej powinien wynosić 10 daN/cm^2 , a naprężenie styczne 1 daN/cm^2 . Przyjęto większe obciążenie normalne, aby przy obciążeniu stycznym 250 N i współczynniku tarcia $\mu_s = 0.25$ nie wystąpił wzajemny poślizg stykających się powierzchni.



Rys. 7.1. Model MES pary kontaktowej: a - z obciążeniem normalnym, b - z obciążeniem normalnym i stycznym

W Tab. 7.1 przedstawiono fragment protokołu obliczeń jednej iteracji w systemie Cosmos/M. Całkowity czas obliczeń MES wyniósł kilkanaście sekund na komputerze z procesorem Pentium 100 MHz. Dla każdego wariantu modelu do spełnienia kryterium zakończenia obliczeń wystarczało 3 do 4 iteracji.

Tab. 7.1. Rozmiar i czas obliczeń modelu

T O T A L S Y S T E M D A T A		
(całkowite dane systemowe)		
NUMBER OF EQUATIONS	(NEQ) =	1188
(liczba równań)		
NUMBER OF MATRIX ELEMENTS	(NWK) =	139581
(liczba elementów macierzy [sztywności])		
MAXIMUM HALF BANDWIDTH	(MK) =	132
(maksymalna szerokość pasma [macierzy sztywności])		
MEAN HALF BANDWIDTH	(MM) =	117
(średnia szerokość półpasma [macierzy sztywności])		
NUMBER OF ELEMENTS	(NUME) =	406
(liczba elementów [skończonych])		
NUMBER OF NODAL POINTS	(NUMNP) =	432
(liczba węzłów)		
SIZE OF EACH BLOCK	(MTBLK) =	464022
(rozmiar jednego bloku [macierzy sztywności])		
NUMBER OF STIFFNESS BLOCKS	(NBLK) =	1
(liczba bloków [macierzy] sztywności)		
SOLUTION TIME LOG IN SEC		
(protokół czasowy rozwiązywania [układu równań] w sekundach)		
TIME FOR INPUT PHASE	=	1
(czas wczytywania [danych])		
TIME FOR CALCULATION OF STRUCTURE STIFFNESS MATRIX	=	4
(czas obliczeń struktury macierzy sztywności)		
TRIANGULARIZATION OF STIFFNESS MATRIX	=	2
(triangularyzacja macierzy sztywności)		
TIME FOR LOAD CASE SOLUTIONS	=	0
(czas rozwiązywania [układu równań] dla jednego przypadku obciążenia)		
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	7
(całkowity czas rozwiązania [układu równań])		
SOLUTION TIME LOG IN SEC FOR STRESS CALCULATIONS		
(protokół czasowy obliczania naprężeń w sekundach)		
READING GENERAL INFORMATION AND ELEMENT DATA	=	1
(wczytywanie informacji ogólnych i danych elementów)		
STRESS CALCULATION AND PRINTOUT	=	7
(obliczanie i drukowanie naprężeń)		
UPDATING DATABASE	=	0
(uaktualnianie bazy danych)		
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	8
(całkowity czas rozwiązania [naprężeń])		

Poniżej przedstawiono analizę wyników obliczeń.

7.1. Rozkład nacisków normalnych na powierzchni styku dla obciążenia normalnego

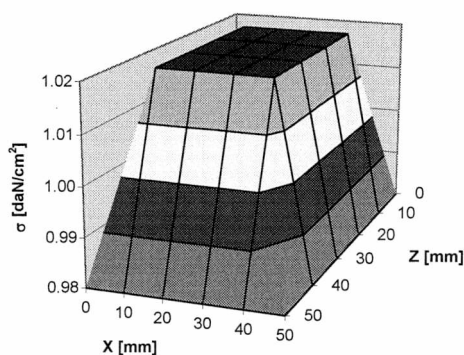
Dla zadanego obciążenia wyznaczony analitycznie nacisk normalny na powierzchni styku wynosi $\sigma = 1 \text{ daN/cm}^2$. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach i wykresach zebranych na Rys. 7.2.

a)

Grubość warstwy styku = 5 mm

Obliczone wartości nacisku normalnego σ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.8546976	0.9430606	0.9430214	0.9430214	0.9430606	0.8546976	
10	0.9430606	1.0373765	1.0375899	1.0375899	1.0373765	0.9430606	
20	0.9430214	1.0375899	1.0376867	1.0376867	1.0375899	0.9430214	
30	0.9430214	1.0375899	1.0376867	1.0376867	1.0375899	0.9430214	
40	0.9430606	1.0373765	1.0375899	1.0375899	1.0373765	0.9430606	
50	0.8546976	0.9430606	0.9430214	0.9430214	0.9430606	0.8546976	
							współrzędna Z



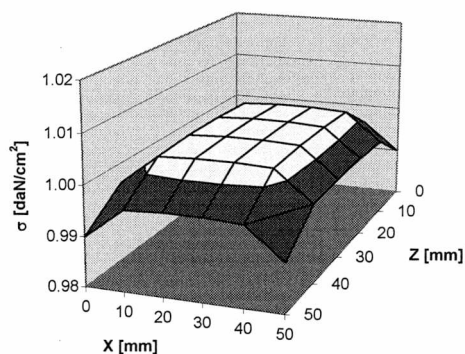
wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 15 %

b)

Grubość warstwy styku = 1 mm

Obliczone wartości nacisku normalnego σ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.989912	0.9959908	0.9964174	0.9964174	0.9959908	0.989912	
10	0.9959908	1.0021113	1.0025403	1.0025403	1.0021113	0.9959908	
20	0.9964174	1.0025403	1.0029207	1.0029207	1.0025403	0.9964174	
30	0.9964174	1.0025403	1.0029207	1.0029207	1.0025403	0.9964174	
40	0.9959908	1.0021113	1.0025403	1.0025403	1.0021113	0.9959908	
50	0.989912	0.9959908	0.9964174	0.9964174	0.9959908	0.989912	
							współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 1 %

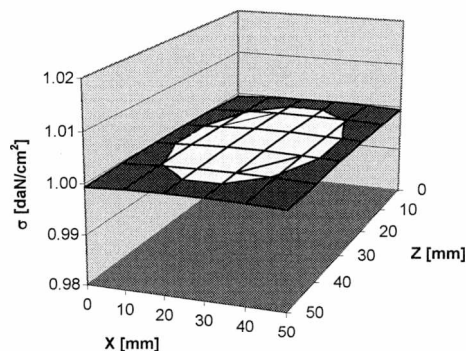
c)

Grubość warstwy styku = 0.1 mm

Obliczone wartości nacisku normalnego σ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.9993124	0.9996642	0.9998416	0.9998416	0.9996642	0.9993124	
10	0.9996642	0.9999783	1.0001338	1.0001338	0.9999783	0.9996642	
20	0.9998416	1.0001338	1.0004133	1.0004133	1.0001338	0.9998416	
30	0.9998416	1.0001338	1.0004133	1.0004133	1.0001338	0.9998416	
40	0.9996642	0.9999783	1.0001338	1.0001338	0.9999783	0.9996642	
50	0.9993124	0.9996642	0.9998416	0.9998416	0.9996642	0.9993124	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 0.07 %

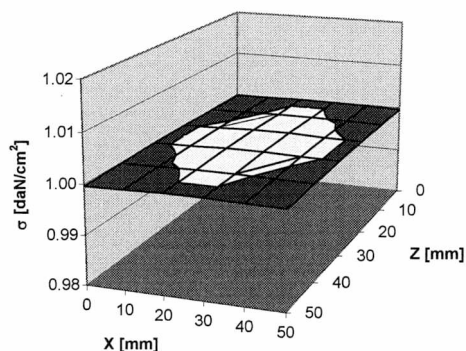
d)

Grubość warstwy styku = 0.01 mm

Obliczone wartości nacisku normalnego σ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.9996184	0.9997874	0.9999494	0.9999494	0.9997874	0.9996184	
10	0.9997874	0.9999225	1.0000665	1.0000665	0.9999225	0.9997874	
20	0.9999494	1.0000665	1.0003164	1.0003164	1.0000665	0.9999494	
30	0.9999494	1.0000665	1.0003164	1.0003164	1.0000665	0.9999494	
40	0.9997874	0.9999225	1.0000665	1.0000665	0.9999225	0.9997874	
50	0.9996184	0.9997874	0.9999494	0.9999494	0.9997874	0.9996184	

współrzędna Z



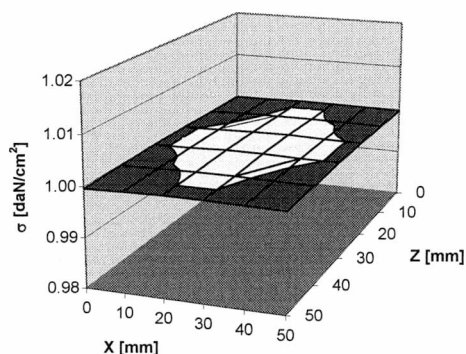
wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 0.04 %

e)

Grubość warstwy styku = 0.001 mm

Obliczone wartości nacisku normalnego σ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.9996436	0.9997956	0.9999576	0.9999576	0.9997956	0.9996436	
10	0.9997956	0.9999175	1.0000595	1.0000595	0.9999175	0.9997956	
20	0.9999576	1.0000595	1.0003095	1.0003095	1.0000595	0.9999576	
30	0.9999576	1.0000595	1.0003095	1.0003095	1.0000595	0.9999576	
40	0.9997956	0.9999175	1.0000595	1.0000595	0.9999175	0.9997956	
50	0.9996436	0.9997956	0.9999576	0.9999576	0.9997956	0.9996436	
							współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 0.04 %

Rys. 7.2. Rozkład nacisków stykowych normalnych przy obciążeniu normalnym dla różnych grubości warstwy styku

Dla przyjętych grubości modelowanej warstwy styku błąd obliczeń wartości nacisków normalnych na powierzchni stykowej wynosi:

- około 15 % dla warstwy stykowej o grubości 5 mm,
- około 1 % dla warstwy stykowej o grubości 1 mm,
- około 0.07 % dla warstwy stykowej o grubości 0.1 mm,
- około 0.04 % dla warstwy stykowej o grubości 0.01 mm,
- około 0.04 % dla warstwy stykowej o grubości 0.001 mm.

Najmniejsze wartości błędów występują, gdy grubość modelowanej warstwy styku nie przekracza wartości 1 mm. Zalecane wartości grubości warstwy styku powinny się mieścić w zakresie 0.1 - 0.001 mm.

7.2. Odkształcenia stykowe normalne dla obciążenia normalnego

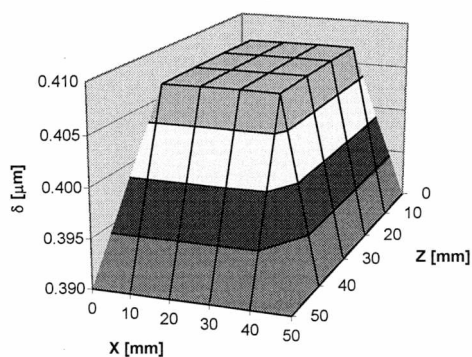
Dla przyjętej w analizie wartości nacisku normalnego $\sigma = 1 \text{ daN/cm}^2$ wyznaczone analitycznie odkształcenia stykowe normalne według wzoru (5.1) powinno wynosić $\delta_N = 0.4 \text{ }\mu\text{m}$. Wyniki obliczeń odkształceń stykowych przedstawiono w tabelach i na wykresach zebranych na Rys. 7.3.

a)

Grubość warstwy styku = 5 mm

Obliczone wartości odkształcenia normalnego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.365757	0.386854	0.386845	0.386845	0.386854	0.365757	
10	0.386854	0.408455	0.408502	0.408502	0.408455	0.386854	
20	0.386845	0.408502	0.408524	0.408524	0.408502	0.386845	
30	0.386845	0.408502	0.408524	0.408524	0.408502	0.386845	
40	0.386854	0.408455	0.408502	0.408502	0.408455	0.386854	
50	0.365757	0.386854	0.386845	0.386845	0.386854	0.365757	
							współrzędna Z



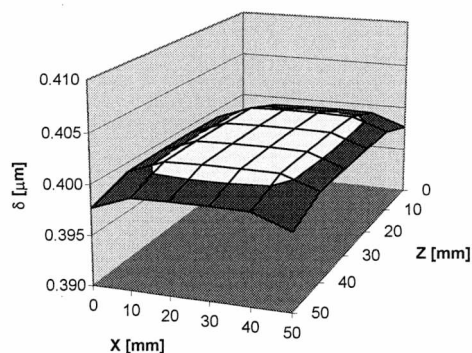
wartość wyznaczona analitycznie: 0.4 μm
maksymalny błąd obliczeń: 9 %

b)

Grubość warstwy styku = 1 mm

Obliczone wartości odkształcenia normalnego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.397695	0.399085	0.399183	0.399183	0.399085	0.397695	
10	0.399085	0.400481	0.400579	0.400579	0.400481	0.399085	
20	0.399183	0.400579	0.400666	0.400666	0.400579	0.399183	
30	0.399183	0.400579	0.400666	0.400666	0.400579	0.399183	
40	0.399085	0.400481	0.400579	0.400579	0.400481	0.399085	
50	0.397695	0.399085	0.399183	0.399183	0.399085	0.397695	
							współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.4 μm
maksymalny błąd obliczeń: 0.58 %

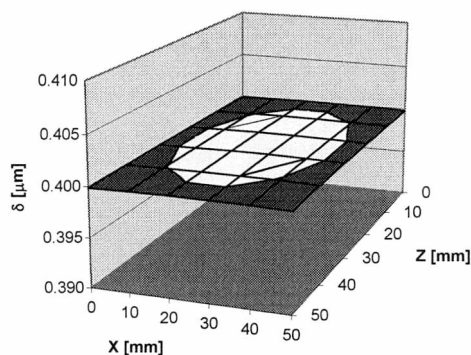
c)

Grubość warstwy styku = 0.1 mm

Obliczone wartości odkształcenia normalnego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.399843	0.399923	0.399964	0.399964	0.399923	0.399843	
10	0.399923	0.399995	0.400031	0.400031	0.399995	0.399923	
20	0.399964	0.400031	0.400094	0.400094	0.400031	0.399964	
30	0.399964	0.400031	0.400094	0.400094	0.400031	0.399964	
40	0.399923	0.399995	0.400031	0.400031	0.399995	0.399923	
50	0.399843	0.399923	0.399964	0.399964	0.399923	0.399843	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.4 μm
maksymalny błąd obliczeń: 0.04 %

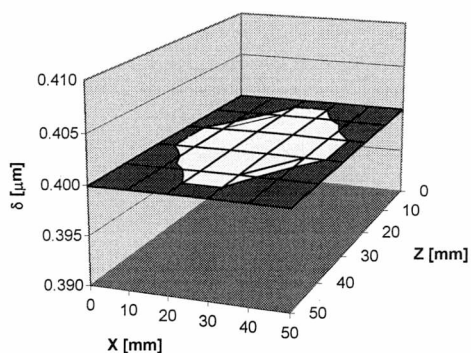
d)

Grubość warstwy styku = 0.01 mm

Obliczone wartości odkształcenia normalnego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.399913	0.399952	0.399988	0.399988	0.399952	0.399913	
10	0.399952	0.399982	0.400015	0.400015	0.399982	0.399952	
20	0.399988	0.400015	0.400072	0.400072	0.400015	0.399988	
30	0.399988	0.400015	0.400072	0.400072	0.400015	0.399988	
40	0.399952	0.399982	0.400015	0.400015	0.399982	0.399952	
50	0.399913	0.399952	0.399988	0.399988	0.399952	0.399913	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.4 μm
maksymalny błąd obliczeń: 0.02 %

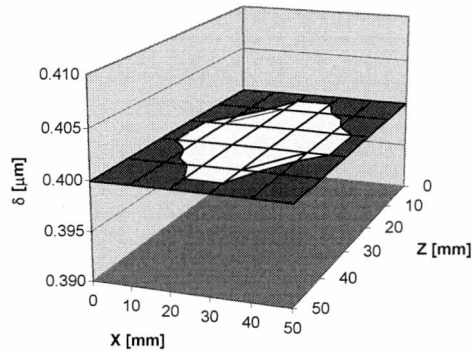
e)

Grubość warstwy styku = 0.001 mm

Obliczone wartości odkształcenia normalnego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.399919	0.399953	0.39999	0.39999	0.399953	0.399919	
10	0.399953	0.399981	0.400014	0.400014	0.399981	0.399953	
20	0.39999	0.400014	0.400071	0.400071	0.400014	0.39999	
30	0.39999	0.400014	0.400071	0.400071	0.400014	0.39999	
40	0.399953	0.399981	0.400014	0.400014	0.399981	0.399953	
50	0.399919	0.399953	0.39999	0.39999	0.399953	0.399919	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.4 μm
maksymalny błąd obliczeń: 0.02 %

Rys. 7.3. Odkształcenia stykowe normalne przy obciążeniu normalnym dla różnych grubości warstwy styku

Dla przyjętych grubości modelowanej warstwy styku błąd obliczeń wartości odkształceń normalnych warstwy stykowej wynosi:

- około 9 % dla warstwy stykowej o grubości 5 mm,
- około 0.58 % dla warstwy stykowej o grubości 1 mm,
- około 0.04 % dla warstwy stykowej o grubości 0.1 mm,
- około 0.02 % dla warstwy stykowej o grubości 0.01 mm,
- około 0.02 % dla warstwy stykowej o grubości 0.001 mm.

Najmniejsze wartości błędów występują, gdy grubość modelowanej warstwy styku nie przekracza wartości 1 mm.

7.3. Rozkład naprężeń stycznych na powierzchni styku dla obciążenia złożonego

Dla zadanego obciążenia wyznaczony analitycznie nacisk normalny na powierzchni styku wynosi $\sigma = 10 \text{ daN/cm}^2$, a naprężenie styczne $\tau = 1 \text{ daN/cm}^2$. Dla tak przyjętych założeń sprawdzono poprawność modelowania własności warstwy styku z uwzględnieniem sztywności stycznej warstwy styku. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach i wykresach zebranych na Rys. 7.4.

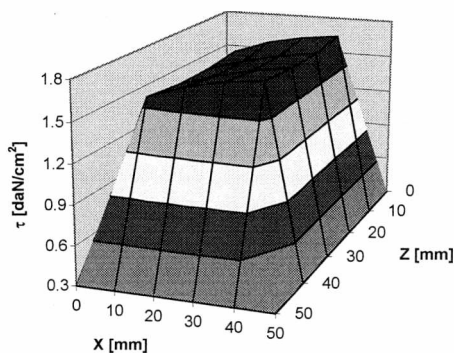
a)

Grubość warstwy styku = 5 mm

Obliczone wartości naprężenia stycznego τ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0	0	0	0	0	0	
10	0.787997	1.571764	1.670246	1.7275755	1.758372	0	
20	0.8271194	1.5396754	1.6260791	1.6885494	1.731036	0	
30	0.8271194	1.5396754	1.6260791	1.6885494	1.731036	0	
40	0.787997	1.571764	1.670246	1.7275755	1.758372	0	
50	0	0	0	0	0	0	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 100 %

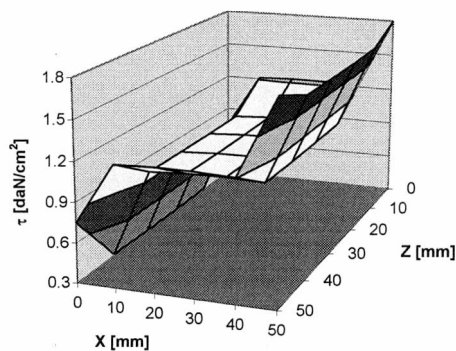
b)

Grubość warstwy styku = 1 mm

Obliczone wartości naprężenia stycznego τ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.7507012	1.2091614	1.220134	1.2189814	1.208863	1.7981288	
10	0.3102568	0.99174	1.0093808	1.0115657	1.0023499	1.6693298	
20	0.306487	0.9866903	1.0036116	1.005912	0.9981517	1.6649162	
30	0.306487	0.9866903	1.0036116	1.005912	0.9981517	1.6649162	
40	0.3102568	0.99174	1.0093808	1.0115657	1.0023499	1.6693298	
50	0.7507012	1.2091614	1.220134	1.2189814	1.208863	1.7981288	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 80 %

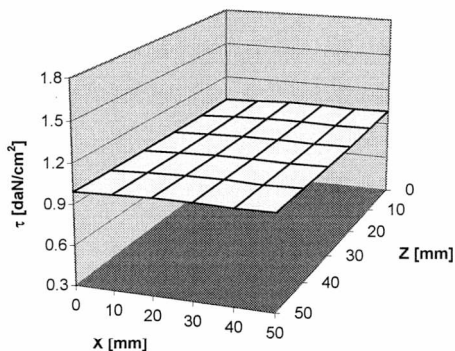
c)

Grubość warstwy styku = 0.1 mm

Obliczone wartości naprężenia stycznego τ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.9922576	1.0034724	1.0131726	1.0121756	1.0041488	1.010366	
10	0.9845502	0.9966647	1.0068811	1.0065578	0.9986684	1.0043112	
20	0.9803388	0.9922112	1.0015853	1.0014106	0.9943066	1.0001602	
30	0.9803388	0.9922112	1.0015853	1.0014106	0.9943066	1.0001602	
40	0.9845502	0.9966647	1.0068811	1.0065578	0.9986684	1.0043112	
50	0.9922576	1.0034724	1.0131726	1.0121756	1.0041488	1.010366	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 2 %

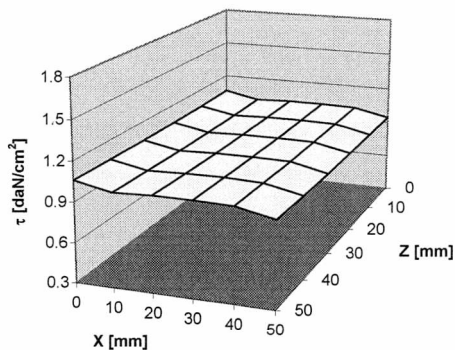
d)

Grubość warstwy styku = 0.01 mm

Obliczone wartości naprężenia stycznego τ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	1.063666	1.0054218	1.0147186	1.0139702	1.0065206	0.9441228	
10	1.0544376	0.9967368	1.0063773	1.0062779	0.9988116	0.9353098	
20	1.0499946	0.9923792	1.0010617	1.001122	0.9943377	0.9311538	
30	1.0499946	0.9923792	1.0010617	1.001122	0.9943377	0.9311538	
40	1.0544376	0.9967368	1.0063773	1.0062779	0.9988116	0.9353098	
50	1.063666	1.0054218	1.0147186	1.0139702	1.0065206	0.9441228	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 7 %

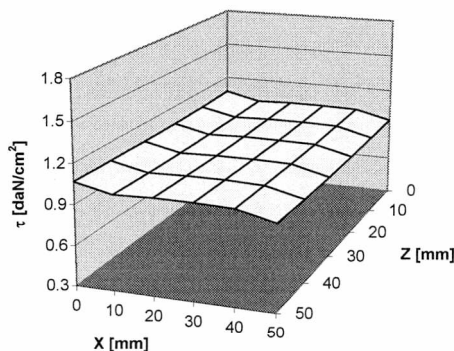
e)

Grubość warstwy styku = 0.001 mm

Obliczone wartości naprężenia stycznego τ w daN/cm^2

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	1.0709964	1.0059116	1.0151544	1.0143834	1.0069744	0.9378072	
10	1.0613636	0.9967692	1.0063507	1.0062352	0.998796	0.9284424	
20	1.0569112	0.9924207	1.0010432	1.0010855	0.9943202	0.9242844	
30	1.0569112	0.9924207	1.0010432	1.0010855	0.9943202	0.9242844	
40	1.0613636	0.9967692	1.0063507	1.0062352	0.998796	0.9284424	
50	1.0709964	1.0059116	1.0151544	1.0143834	1.0069744	0.9378072	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 1 daN/cm^2
maksymalny błąd obliczeń: 8 %

Rys. 7.4. Naprężenie stykowe styczne przy obciążeniu normalnym i stycznym dla różnych grubości warstwy styku

Dla przyjętych grubości modelowanej warstwy styku błąd obliczeń wartości naprężeń stycznych w warstwie stykowej wynosi:

- 100 % dla warstwy stykowej o grubości 5 mm,
- około 80 % dla warstwy stykowej o grubości 1 mm,
- około 2 % dla warstwy stykowej o grubości 0.1 mm,
- około 7 % dla warstwy stykowej o grubości 0.01 mm,
- około 8 % dla warstwy stykowej o grubości 0.001 mm.

Najmniejsze wartości błędów występują, gdy grubość modelowanej warstwy styku wynosi 0.1 mm.

7.4. Odształcenia stykowe styczne dla obciążenia złożonego

Dla nacisku normalnego $\sigma = 10 \text{ daN/cm}^2$ i naprężenia stycznego $\tau = 1 \text{ daN/cm}^2$ wyznaczone analitycznie odkształcenia stykowe styczne powinny według wzoru (5.2) wynosić $\delta_T = 0.19 \text{ }\mu\text{m}$. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach i wykresach zebranych na Rys. 7.5.

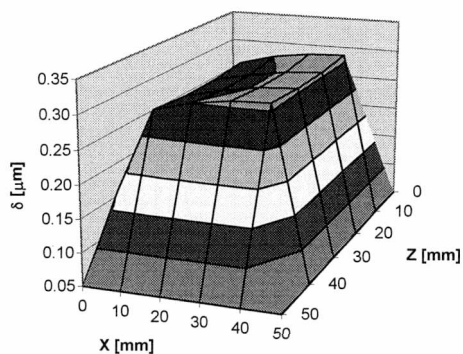
a)

Grubość warstwy styku = 5 mm

Obliczone wartości odkształcenia stycznego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0	0	0	0	0	0	
10	0.156858	0.285427	0.300523	0.308599	0.310867	0	
20	0.165294	0.280685	0.293608	0.302521	0.306337	0	
30	0.165294	0.280685	0.293608	0.302521	0.306337	0	
40	0.156858	0.285427	0.300523	0.308599	0.310867	0	
50	0	0	0	0	0	0	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.19 μm
maksymalny błąd obliczeń: 100 %

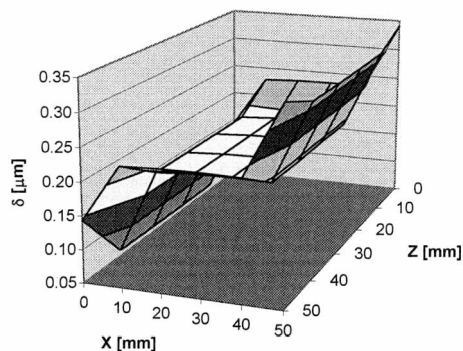
b)

Grubość warstwy styku = 1 mm

Obliczone wartości odkształcenia stycznego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.14377	0.228855	0.231413	0.232133	0.230904	0.34122	
10	0.059314	0.187325	0.190952	0.192027	0.190781	0.315677	
20	0.058579	0.186318	0.18979	0.190841	0.189831	0.314627	
30	0.058579	0.186318	0.18979	0.190841	0.189831	0.314627	
40	0.059314	0.187325	0.190952	0.192027	0.190781	0.315677	
50	0.14377	0.228855	0.231413	0.232133	0.230904	0.34122	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.19 μm
maksymalny błąd obliczeń: 80 %

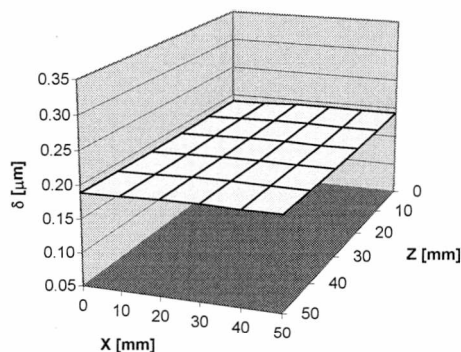
c)

Grubość warstwy styku = 0.1 mm

Obliczone wartości odkształcenia stycznego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.188808	0.189911	0.191943	0.192363	0.19116	0.191421	
10	0.187473	0.188737	0.190776	0.191186	0.189904	0.19003	
20	0.186648	0.187892	0.189753	0.190132	0.188965	0.189129	
30	0.186648	0.187892	0.189753	0.190132	0.188965	0.189129	
40	0.187473	0.188737	0.190776	0.191186	0.189904	0.19003	
50	0.188808	0.189911	0.191943	0.192363	0.19116	0.191421	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.19 μm
maksymalny błąd obliczeń: 2 %

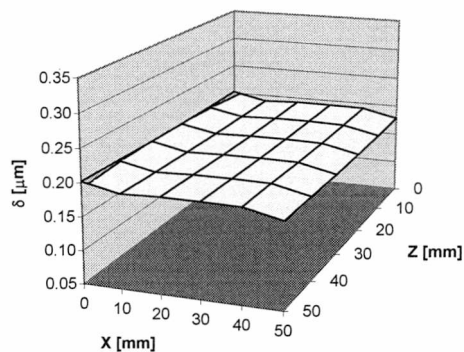
d)

Grubość warstwy styku = 0.01 mm

Obliczone wartości odkształcenia stycznego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.202213	0.190313	0.192231	0.19264	0.191499	0.178858	
10	0.200636	0.188832	0.190733	0.19113	0.189883	0.177025	
20	0.199785	0.188008	0.189708	0.190082	0.188933	0.176131	
30	0.199785	0.188008	0.189708	0.190082	0.188933	0.176131	
40	0.200636	0.188832	0.190733	0.19113	0.189883	0.177025	
50	0.202213	0.190313	0.192231	0.19264	0.191499	0.178858	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.19 μm
maksymalny błąd obliczeń: 7 %

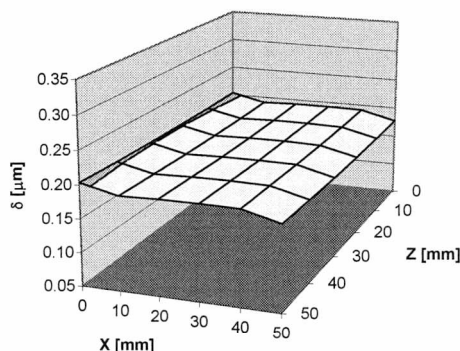
e)

Grubość warstwy styku = 0.001 mm

Obliczone wartości odkształcenia stycznego δ w μm

[mm]	0	10	20	30	40	50	współrzędna X
0	0.203591	0.190406	0.192312	0.192714	0.191577	0.177659	
10	0.201944	0.188844	0.190731	0.191123	0.189877	0.175727	
20	0.201092	0.188022	0.189708	0.190077	0.188928	0.174834	
30	0.201092	0.188022	0.189708	0.190077	0.188928	0.174834	
40	0.201944	0.188844	0.190731	0.191123	0.189877	0.175727	
50	0.203591	0.190406	0.192312	0.192714	0.191577	0.177659	

współrzędna Z



wartość wyznaczona analitycznie: 0.19 μm
maksymalny błąd obliczeń: 8 %

Rys. 7.5. Odkształcenia stykowe styczne przy obciążeniu normalnym i stycznym dla różnych grubości warstwy styku

Dla przyjętych grubości modelowanej warstwy styku błąd obliczeń wartości odkształceń stycznych w warstwie stykowej wynosi:

- 100 % dla warstwy stykowej o grubości 5 mm,
- około 80 % dla warstwy stykowej o grubości 1 mm,
- około 2 % dla warstwy stykowej o grubości 0.1 mm,
- około 7 % dla warstwy stykowej o grubości 0.01 mm,
- około 8 % dla warstwy stykowej o grubości 0.001 mm.

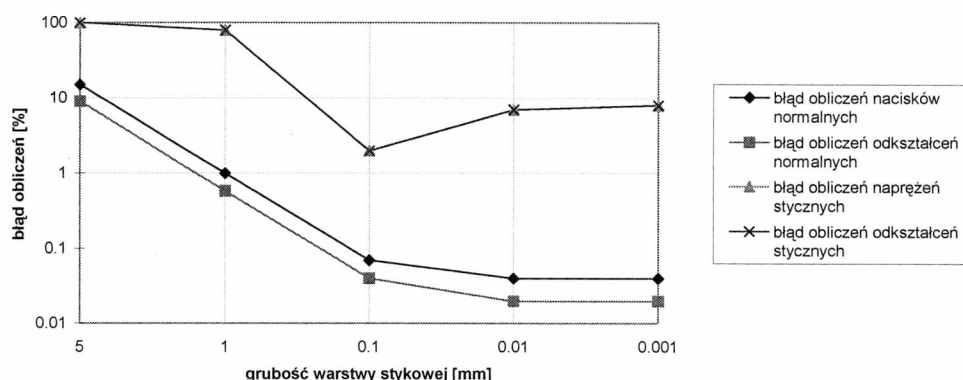
Najmniejsze wartości błędów występują, gdy grubość modelowanej warstwy styku wynosi 0.1 mm.

7.5. Ocena wyników analizy

Otrzymane wyniki wskazują na duży wpływ grubości modelowanej warstwy stykowej na dokładność obliczeń modelu zawierającego połączenie przewodnicowe (Rys. 7.6).

W modelowaniu i obliczeniach parametrów opisujących sztywności warstwy styku w kierunku normalnym stwierdza się, że im mniejsza jest grubość warstwy styku, tym dokładniejsze są wyniki obliczeń. Odnosi się to zarówno do wyznaczanych wartości nacisków normalnych, jak i do wartości odkształceń normalnych w warstwie styku.

h [mm]	grubość warstwy stykowej	5	1	0.1	0.01	0.001
$\Delta \sigma$ [%]	błąd obliczeń nacisków normalnych	15	1	0.07	0.04	0.04
$\Delta \delta_N$ [%]	błąd obliczeń odkształceń normalnych	9	0.58	0.04	0.02	0.02
$\Delta \tau$ [%]	błąd obliczeń naprężeń stycznych	100	80	2	7	8
$\Delta \delta_T$ [%]	błąd obliczeń odkształceń stycznych	100	80	2	7	8



Rys. 7.6. Wpływ grubości warstwy styku na dokładność obliczeń modelu KOSTKI

W modelowaniu i obliczeniach parametrów opisujących własności warstwy styku w kierunku stycznym stwierdza się zjawisko podobne, ale o innym stopniu wpływu tych parametrów na dokładność obliczeń. Zbyt duża grubość modelowanej warstwy styku (w zakresie 1 - 5 mm) powoduje zmniejszenie dokładności, ponieważ kąt pomiędzy prętami stykowymi *stycznymi* i płaszczyzną styku jest stosunkowo duży, a zatem pręty styczne przenoszą oprócz sił stycznych także część sił normalnych. Obserwuje się wówczas większy ich wpływ na parametry opisujące sztywność warstwy stykowej w kierunku normalnym.

Przy zbyt małej grubości warstwy styku (poniżej 0.1 mm) obliczenia parametrów opisujących własności stykowe w kierunku stycznym obarczone są również rosnącym błędem, co może być wynikiem błędów numerycznych w obliczeniach MES. Rozmiary prętów *normalnych* różnią się znacznie zarówno od rozmiarów prętów *stycznych*, jak i od rozmiarów elementów objętościowych kilkoma rzędami wielkości, co wprowadza duże różnice w wartościach współczynników macierzy sztywności i może prowadzić do jej złego uwarunkowania numerycznego.

Na tej podstawie wysnuto wniosek, że w modelowaniu własności warstwy stykowej stosunek średniej długości prętów *normalnych* (równej grubości warstwy stykowej) do średniej długości prętów *stycznych* (równej w przybliżeniu wymiarom boków elementów objętościowych ośmiowęzłowych modelujących otoczenie warstwy styku) powinien wynosić około 0.01 (jeden procent). Przy zachowaniu tego warunku można się

spodziewać, że w modelu pary kontaktowej dokładność obliczeń własności normalnych warstwy styku wyniesie około 0.1 %, a własności stycznych około 2 %. Są to wartości pożądane w obliczeniach sprawdzających układów konstrukcyjnych maszyn.

Prowadząc te obliczenia starano się ocenić również **zbieżność** iteracyjnego procesu obliczeń w modelowaniu nieliniowości charakterystyk sztywności stykowej. I tak przy założeniu kryterium zakończenia obliczeń takiego, że zmiana sił w elementach modelujących warstwę styku jest mniejsza niż jeden procent, w obliczeniach modelu z obciążeniem normalnym do osiągnięcia tego kryterium wystarczały 3 iteracje, a w obliczeniach modelu z obciążeniem normalnym i stycznym 3 do 4 iteracji.

Wykonano również obliczenia sprawdzające **bilans sił** przenoszonych przez elementy modelujące warstwę styku, tzn. sprawdzano, czy suma sił normalnych we wszystkich elementach prętowych jest równa sumie zewnętrznych obciążeń normalnych oraz czy suma sił stycznych we wszystkich elementach prętowych jest równa sumie obciążeń stycznych. Wyniki tej analizy przedstawia Rys. 7.7.

Model z obciążeniem normalnym

Obciążenie zewnętrzne			Suma sił w elementach prętowych			Różnica
normalne	F_N	250 N	normalnych	ΣF_{Ni}	249.999952 N	-0.00002 %
styczne	F_T	0 N	stycznych	ΣF_{Ti}	3.06356 N	1.2 %

Model z obciążeniem normalnym i stycznym

Obciążenie zewnętrzne			Suma sił w elementach prętowych			Różnica
normalne	F_N	2500 N	normalnych	ΣF_{Ni}	2499.999946 N	-0.000002 %
styczne	F_T	250 N	stycznych	ΣF_{Ti}	261.013486 N	10 %

Rys. 7.7. Bilans sił w elementach modelujących warstwę stykową

Widać, że bilans sił normalnych zewnętrznych i wewnętrznych dla obydwu modeli jest zgodny (błąd rzędu milionowych części procenta), zaś bilans sił stycznych obarczony jest błędem: około 1 % dla modelu z obciążeniem normalnym i około 10 % dla modelu z obciążeniem normalnym i stycznym. Błędy te wynikają ze sprzężenia układu sił wewnętrznych w prętach stycznych, które powoduje, że pręty stykowe styczne przejmują też część obciążeń normalnych. Wpływ ten jest tym większy, im większa jest grubość modelowanej warstwy styku.

8. Doświadczalna weryfikacja metody modelowania i obliczeń przesuwnych zespołów maszyn

Analiza i ocena numerycznej poprawności przyjętej metody modelowania oraz zbieżność iteracyjnego procesu obliczeń, opisane w rozdziale 7, wskazują na prawidłowe zachowanie się tworzonych modeli i stosowanego systemu MES (Cosmos/M) w zastosowaniu do obliczeń układów maszyn z uwzględnieniem własności warstwy styku w połączeniach. Jest to istotne dla opracowywanych aplikacji i tworzonego zintegrowanego systemu CAD/MES do tego rodzaju zastosowań.

Dla inżyniera projektanta i konstruktora ważne jest zaś, jak dalece uzyskane tą metodą wyniki różnią się od wyników uzyskanych na drodze eksperymentalnej. Jest to pytanie o spełnienie jednego z podstawowych założeń tej pracy, gdyż przyjęto, że tworzone oprogramowanie będzie umożliwiać analizę i ocenę rozwiązań konstrukcyjnych metodą stosowaną zwykle do obliczeń sprawdzających, a więc dokładną. Oczywiście dokładność wyników obliczeń zależeć będzie od dokładności opisu zamodelowanych własności warstwy kontaktowej.

W celu zweryfikowania przyjętego modelu warstwy stykowej i metody obliczeń wykonano stosowne pomiary na układach rzeczywistych i ich wyniki porównano z wynikami otrzymanymi z obliczeń.

Do weryfikacji wybrano trzy układy przewodnicowe:

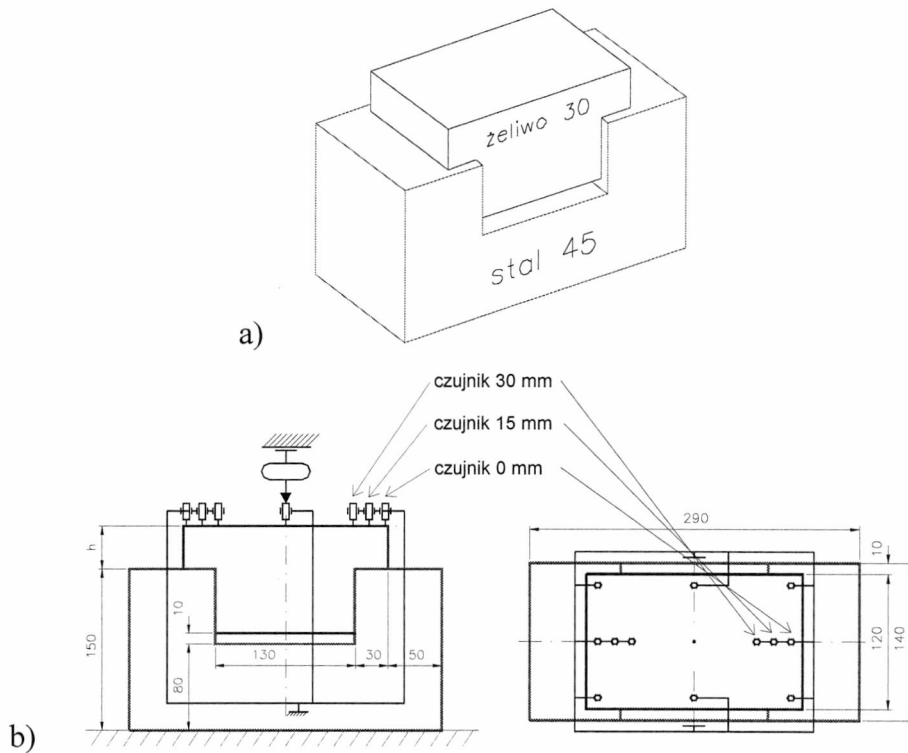
1. model układu przewodnicowego frezarki FYH-32 - pomiar czujnikami indukcyjnymi,
2. połączenie łoże-suport tokarki TZC-32N - pomiar dalmierzem laserowym,
3. połączenie łoże-konik tokarki TZC-32N - pomiar metodą fotografii plamkowej.

8.1. Weryfikacja metody obliczeń na przykładzie modelu układu przewodnicowego

Model poddany badaniom eksperymentalnym był modelem przewodnicy prostokątnej, który stworzono do oceny własności frezarki FYH-32. Wykorzystano wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych wcześniej przez zespół J. Jędrzejewskiego [31].

8.1.1. Badania eksperymentalne modelu układu przewodnicowego

Wymiary modelu przewodnicy prostokątnej podano na Rys. 8.1.



Rys. 8.1. Model układu przewodnicowego do badań eksperymentalnych: a - widok perspektywiczny, b - wymiary modelu i rozmieszczenie czujników

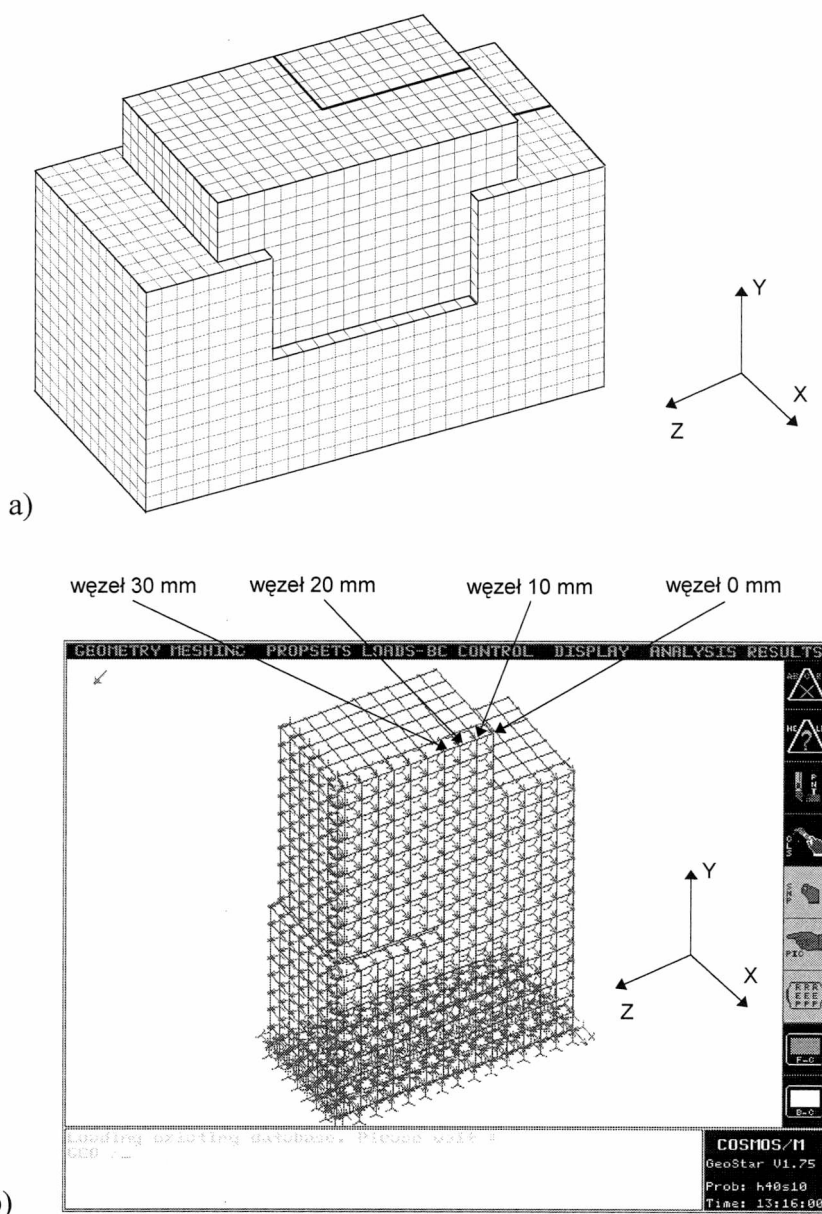
W kilku punktach górnej powierzchni przewodnika mierzono przemieszczenie pod wpływem różnych wartości przyłożonej centralnie siły, której efektem był nacisk normalny na powierzchniach styku między przewodnikiem i prowadnicą. Źródłem siły był dynamometr pałkowy o zakresie od 0 do 30 kN. Przeszczenie mierzono przy pomocy czujników indukcyjnych, których błąd pomiaru oceniono na $0.4 \mu\text{m}$. Czujniki rozmieszczono wzdłuż osi przewodnika, jak to pokazuje Rys. 8.1.

W badaniach eksperymentalnych stosowano różne wartości obciążenia, odpowiadające naciskowi normalnemu na powierzchniach roboczych przewodnic w zakresie od 1 do 40 daN/cm^2 . Wprowadzano też zmiany geometrii modelu w celu wyznaczenia wpływu stosunku wysokości przewodnicy do szerokości powierzchni styku na sztywność połączenia przewodnicowego. W tym celu zmieniano przez frezowanie wysokość półki przewodnika od początkowej wartości 40 mm do wartości końcowej 10 mm. Wyniki badań eksperymentalnych przedstawione zostały poniżej razem z wynikami obliczeń.

8.1.2. Analiza obliczeniowa modelu układu przewodnicowego

Do obliczeń metodą prezentowaną w tej pracy stworzono model MES układu przewodnicowego (Rys. 8.2a). Do modelowania kontinuum materialnego użyto

elementów skończonych objętościowych 8-węzłowych typu SOLID. Ponieważ model ten wykazuje przestrzenną symetrię geometrii i topologii elementów, warunków brzegowych i obciążeń zewnętrznych, wystarczyło poddać analizie jedną czwartą część modelu, po uzupełnieniu odpowiednich warunków brzegowych w płaszczyznach symetrii (Rys. 8.2b).



Rys. 8.2. Model MES układu prowadnicowego: a - pełny, b - „uproszczony” do jednej czwartej; na rysunku zaznaczono węzły MES, których obliczone przemieszczenia porównywano z wynikami pomiarów przemieszczeń w badaniach eksperymentalnych

Dzięki takiemu uproszczeniu modelu jedna iteracja obliczeń MES trwała około 4.5 minuty na komputerze z procesorem Pentium 100 MHz. Obliczenia MES całego modelu wymagałyby rozwiązania około 24 tysięcy równań i trwałyby około 50 minut. Dla każdego wariantu modelu do spełnienia przyjętego kryterium zakończenia obliczeń należało wykonać 5-9 iteracji obliczeń.

Spośród wszystkich kombinacji nacisków i wysokości prowadnicy, dla których opublikowano wyniki badań, do obliczeń porównawczych metodą opisywaną w niniejszej pracy wybrano cztery wartości nacisków: 1, 5, 10 i 30 daN/cm², oraz wszystkie sześć wartości wysokości prowadnika: 10, 15, 20, 25, 30 i 40 mm, co dało w rezultacie 24 modele. Obliczenia wszystkich wariantów wszystkich modeli trwały około 45 godzin.

Tab. 8.1. Rozmiar i czas obliczeń modelu (objaśnienia - patrz Tab. 7.1)

T O T A L S Y S T E M D A T A		
NUMBER OF EQUATIONS.	(NEQ) =	6316
NUMBER OF MATRIX ELEMENTS.	(NWK) =	2032727
MAXIMUM HALF BANDWIDTH	(MK) =	449
MEAN HALF BANDWIDTH.	(MM) =	321
NUMBER OF ELEMENTS	(NUME) =	1842
NUMBER OF NODAL POINTS	(NUMNP)=	2377
SIZE OF EACH BLOCK	(MTBLK)=	464022
NUMBER OF STIFFNESS BLOCKS	(NBLK) =	5
SOLUTION TIME LOG IN SEC		
TIME FOR INPUT PHASE	=	9
TIME FOR CALCULATION OF STRUCTURE STIFFNESS MATRIX=		53
TRIANGULARIZATION OF STIFFNESS MATRIX	=	109
TIME FOR LOAD CASE SOLUTIONS	=	25
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	196
SOLUTION TIME LOG IN SEC FOR STRESS CALCULATIONS		
READING GENERAL INFORMATION AND ELEMENT DATA.	=	5
STRESS CALCULATION AND PRINTOUT	=	48
UPDATING DATABASE	=	3
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	56

Dla każdej pary wartości nacisku i wysokości przeprowadzono obliczenia kilku spośród następujących wariantów modelu:

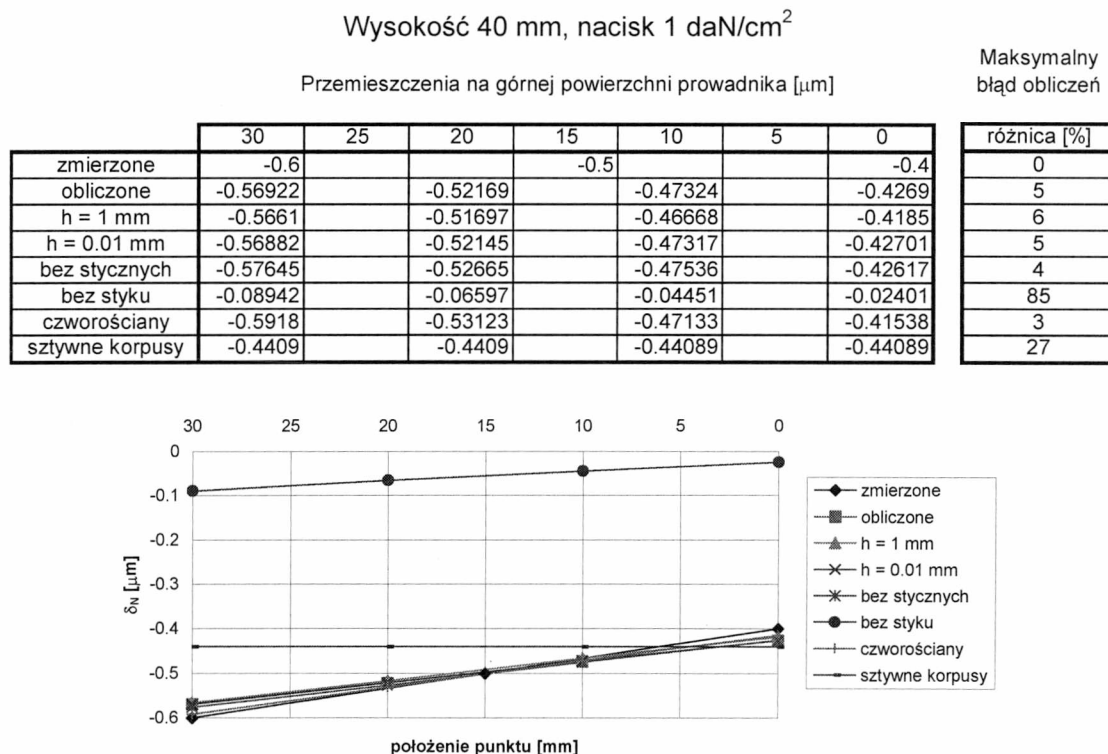
- **model wyjściowy** - model uwzględniający własności warstwy styku w kierunku normalnym i stycznym do powierzchni styku, z grubością warstwy stykowej 0.1 mm (1 % rozmiarów elementów objętościowych, zgodnie z zaleceniem z rozdziału 7), z elementami objętościowymi typu SOLID - pozycja oznaczona „obliczone” na wykresach w dalszej części pracy,

- **model „h = 1 mm”** - jak w modelu wyjściowym, ale z grubością warstwy stykowej zwiększoną do wartości 1 mm; obliczenia takiego modelu miały na celu sprawdzenie poprawności zalecenia dotyczącego grubości modelowanej warstwy styku z rozdziału 7,
- **model „h = 0.01 mm”** - jak w modelu wyjściowym, ale z grubością warstwy stykowej zmniejszoną do wartości 0.01 mm; obliczenia takiego modelu miały na celu sprawdzenie poprawności zalecenia dotyczącego grubości modelowanej warstwy styku z rozdziału 7,
- **model „bez stycznych”** - jak w modelu wyjściowym, ale z modelowaniem własności warstwy styku tylko w kierunku normalnym (bez prętów *stycznych*); obliczenia takiego modelu miały na celu sprawdzenie konieczności modelowania własności warstwy styku w kierunku stycznym,
- **model „bez styku”** - jak w modelu wyjściowym, ale bez uwzględnienia własności warstwy styku, w którym przewodnik i prowadnica są ze sobą trwale połączone; obliczenia takiego modelu miały na celu sprawdzenie zachowania się modelu bez elementów modelujących własności warstwy styku - taki model jest efektem bezpośredniego przeniesienia geometrii konstrukcji z systemu CAD do systemu MES, bez uwzględnienia własności warstwy stykowej w połączeniach,
- **model „czworościany”** - jak w modelu wyjściowym, ale elementy objętościowe są modelowane czworościennymi elementami skończonymi typu TETRA4; obliczenia takiego modelu miały na celu porównanie wyników obliczeń z rezultatami obliczeń modelu stosowanego w opisywanej metodzie, gdzie do modelowania kontinuum materialnego otaczającego warstwę stykową proponuje się 8-węzłowe elementy skończone typu SOLID,
- **model „sztywne korpusy”** - jak w modelu wyjściowym, ale z „prawie” sztywnymi elementami objętościowymi modelującymi prowadnicę i podstawę (jak w modelu odniesienia, ale ze zwiększonym 10 tysięcy razy modułem sprężystości elementów objętościowych); obliczenia takiego modelu miały na celu porównanie wyników obliczeń z rezultatami obliczeń modelu stosowanego w opisywanej metodzie, gdzie do modelowania kontinuum materialnego otaczającego warstwę stykową proponuje się elementy skończone podatne, i wykazanie różnic w obliczonych naciskach i odkształceniach stykowych.

Wykresy zamieszczone poniżej pokazują porównanie wartości ugięcia na osi symetrii górnej powierzchni prowadnika, zmierzone przy pomocy trzech dotykowych czujników indukcyjnych (pozycja „zmierzone”), z obliczonymi wartościami przemieszczenia czterech odpowiadających im węzłów modelu MES. Na każdym wykresie znajduje się też kolumna wskazująca błąd obliczeń jako procentową różnicę pomiędzy wartościami przemieszczeń zmierzonymi eksperymentalnie i wartościami obliczonymi dla każdego wariantu modelu. Błąd jest obliczany jako maksimum z trzech wartości:

- procentowej różnicy między wskazaniem czujnika „0 mm” i przemieszczeniem odpowiadającego mu węzła „0 mm”,
- procentowej różnicy między wskazaniem czujnika „15 mm” i średnią arytmetyczną przemieszczenia węzła „10 mm” i przemieszczenia węzła „20 mm”,
- procentowej różnicy między wskazaniem czujnika „30 mm” i przemieszczeniem odpowiadającego mu węzła „30 mm”.

Wyniki obliczeń modelu dla nacisku normalnego 1 daN/cm^2 i wysokości 40 mm pokazano na Rys. 8.3.



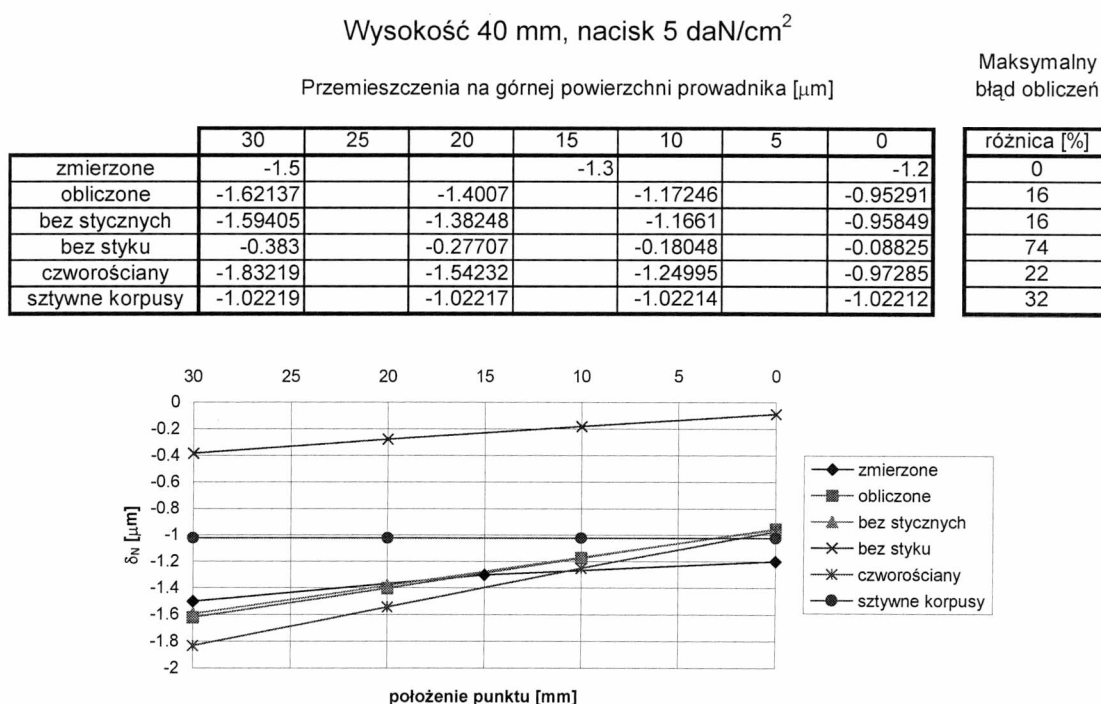
Rys. 8.3. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h40s1

Dla analizowanego modelu różnica między zmierzonymi i obliczonymi wartościami przemieszczenia wynosi około 5 %. Oprócz modelu bez warstwy stykowej i modelu ze sztywnymi elementami korpusowymi wszystkie wyniki obliczeń mieszczą się w granicach błędów pomiaru.

Poniżej zamieszczono wyniki analizy porównawczej dla kolejnych modeli, w których:

- przy stałej wartości wysokości półki przewodnika, równej 40 mm, zmienia się średni nacisk normalny na powierzchni styku przyjmując kolejno wartości $\sigma = 1, 5, 10$ i 30 daN/cm^2 (od Rys. 8.4 do Rys. 8.6),
- przy stałej, najczęściej spotykanej, wartości średniego nacisku normalnego $\sigma = 1 \text{ daN/cm}^2$ zmienia się wysokość półki przewodnika przyjmując wartości 40, 30, 25, 20, 15 i 10 mm (od Rys. 8.7 do Rys. 8.11).

Porównanie zmierzonych i obliczonych wartości przemieszczenia dla wszystkich pozostałych kombinacji wartości nacisku i wysokości przewodnika zamieszczono w dodatku A.



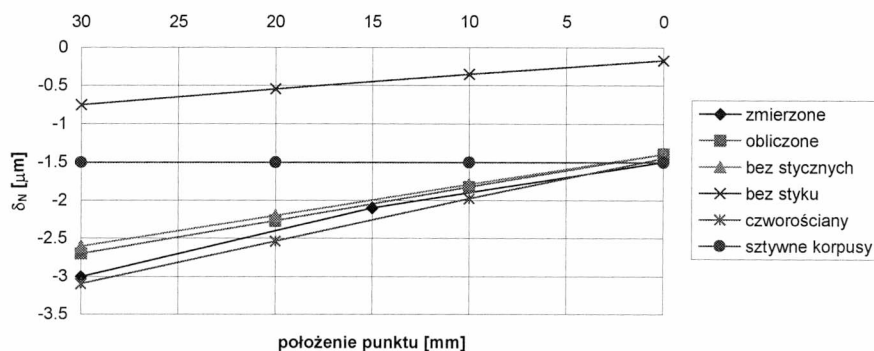
Rys. 8.4. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni przewodnika w modelu h40s5

Wysokość 40 mm, nacisk 10 daN/cm²

Przeszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-3			-2.1			-1.5	0
obliczone	-2.69823		-2.26761		-1.8226		-1.39386	10
bez stycznych	-2.60401		-2.20076		-1.78986		-1.39542	13
bez styku	-0.74997		-0.54095		-0.35045		-0.16856	75
czworościany	-3.09481		-2.53758		-1.97863		-1.44873	5
szttywne korpusy	-1.5019		-1.50185		-1.5018		-1.50175	50



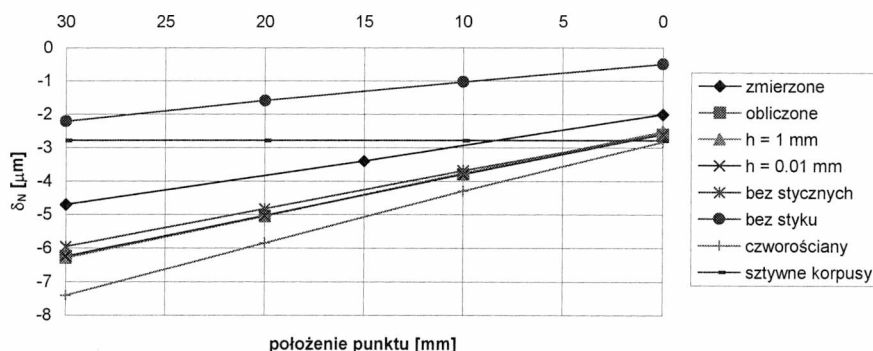
Rys. 8.5. Wyniki obliczeń przeszczenia na powierzchni prowadnika w modelu h40s10

Wysokość 40 mm, nacisk 30 daN/cm²

Przeszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-4.7			-3.4			-2	0
obliczone	-6.23984		-5.03323		-3.79368		-2.59825	33
h = 1 mm	-6.28092		-5.04119		-3.76353		-2.52925	34
h = 0.01 mm	-6.23401		-5.03073		-3.79502		-2.60347	33
bez stycznych	-5.95281		-4.82817		-3.68981		-2.5961	27
bez styku	-2.21786		-1.59645		-1.0303		-0.48978	53
czworościany	-7.39712		-5.84196		-4.29886		-2.83598	57
szttywne korpusy	-2.78985		-2.78971		-2.78956		-2.78942	41



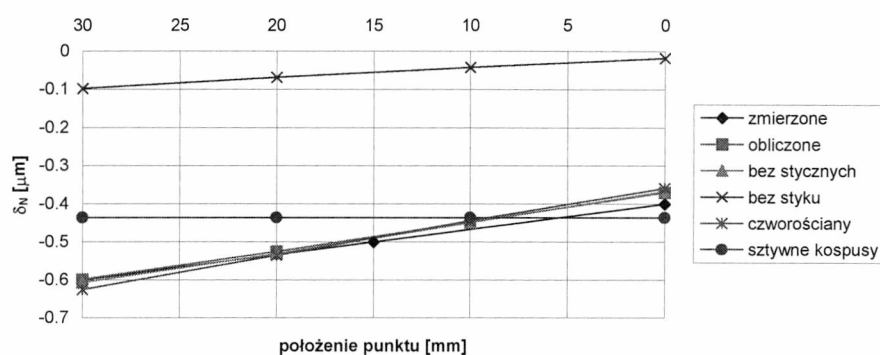
Rys. 8.6. Wyniki obliczeń przeszczenia na powierzchni prowadnika w modelu h40s30

Wysokość 30 mm, nacisk 1 daN/cm²

Premieszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-0.6				-0.5		-0.4	0
obliczone	-0.59863		-0.52524		-0.4469		-0.37006	5
bez styčných	-0.60714		-0.53087		-0.44837		-0.3671	5
bez styku	-0.09742		-0.06793		-0.04205		-0.01734	84
czworościany	-0.62584		-0.53549		-0.44419		-0.35814	7
sztywne kospusy	-0.43598		-0.43597		-0.43596		-0.43595	27



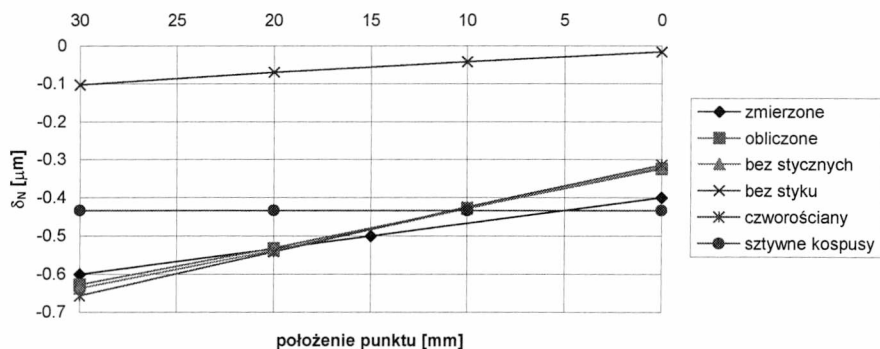
Rys. 8.7. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h30s1

Wysokość 25 mm, nacisk 1 daN/cm²

Premieszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-0.6				-0.5		-0.4	0
obliczone	-0.62698		-0.53177		-0.42765		-0.32439	13
bez styčných	-0.63634		-0.53793		-0.42873		-0.31973	13
bez styku	-0.10237		-0.06906		-0.0416		-0.01588	83
czworościany	-0.65619		-0.54151		-0.42471		-0.31411	14
sztywne kospusy	-0.43352		-0.43351		-0.4335		-0.43348	28



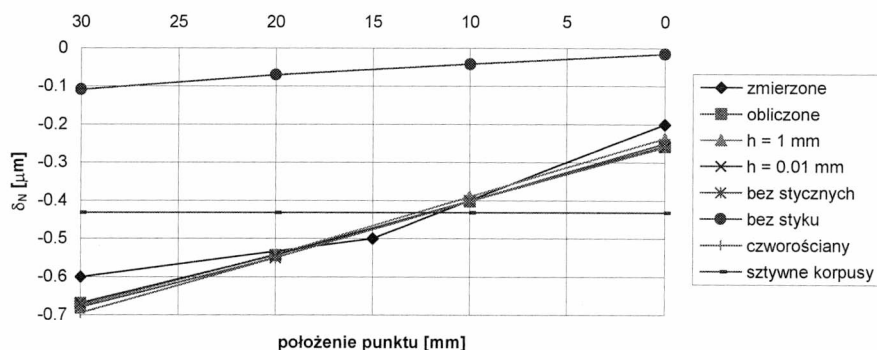
Rys. 8.8. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h25s1

Wysokość 20 mm, nacisk 1 daN/cm²

Premieszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-0.6			-0.5			-0.2	0
obliczone	-0.66986		-0.54363		-0.4007		-0.25737	12
h = 1 mm	-0.67504		-0.54179		-0.38991		-0.23742	13
h = 0.01 mm	-0.66869		-0.5432		-0.40119		-0.25876	11
bez stycznych	-0.67983		-0.55024		-0.40135		-0.25086	13
bez styku	-0.10818		-0.07033		-0.04181		-0.01573	82
czworościany	-0.69542		-0.55011		-0.40149		-0.26086	16
szttywne korpusty	-0.43106		-0.43104		-0.43102		-0.431	33



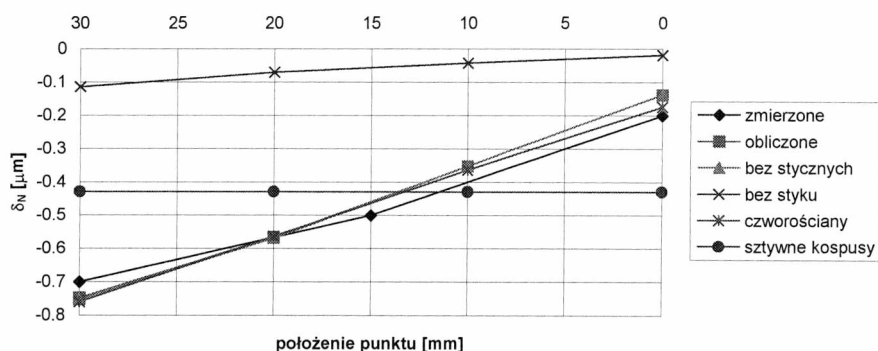
Rys. 8.9. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h20s1

Wysokość 15 mm, nacisk 1 daN/cm²

Premieszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-0.7			-0.5			-0.2	0
obliczone	-0.74772		-0.56628		-0.3521		-0.13806	9
bez stycznych	-0.7512		-0.56788		-0.35193		-0.13736	9
bez styku	-0.11428		-0.07006		-0.04254		-0.01831	84
czworościany	-0.75886		-0.56305		-0.36327		-0.17435	8
szttywne kospusy	-0.4286		-0.42857		-0.42854		-0.4285	39



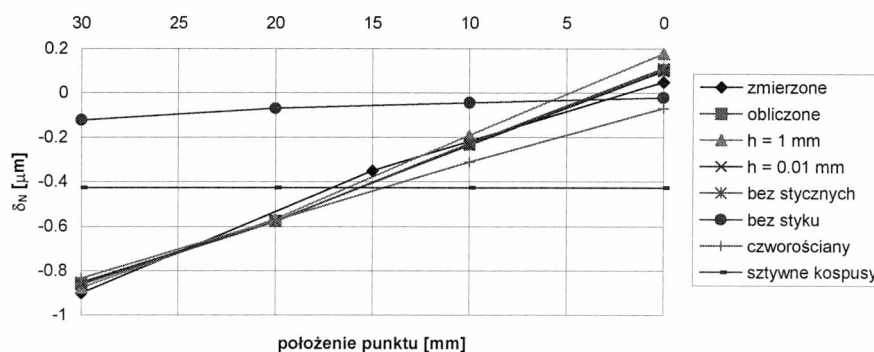
Rys. 8.10. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h15s1

Wysokość 10 mm, nacisk 1 daN/cm²

Premieszczenia na górnej powierzchni przewodnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-0.9			-0.35			0.05	0
obliczone	-0.85518		-0.57498		-0.23044		0.105157	6
h = 1 mm	-0.875		-0.56646		-0.18992		0.178104	14
h = 0.01 mm	-0.85241		-0.57499		-0.23372		0.098542	6
bez stycznych	-0.8613		-0.57736		-0.22728		0.112072	7
bez styku	-0.12235		-0.06941		-0.04378		-0.02106	86
czworościany	-0.8342		-0.57168		-0.31107		-0.06848	13
szttywne kospusy	-0.42619		-0.42612		-0.42603		-0.42592	53



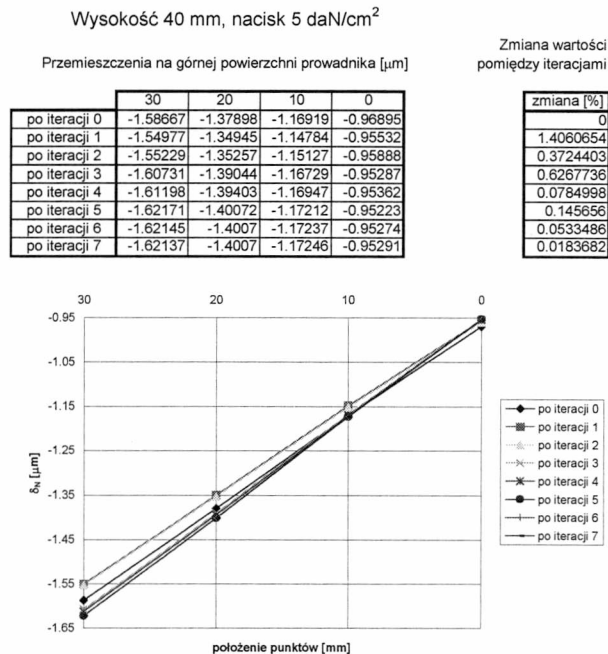
Rys. 8.11. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni przewodnika w modelu h10s1

8.1.3. Ocena wyników badań i obliczeń

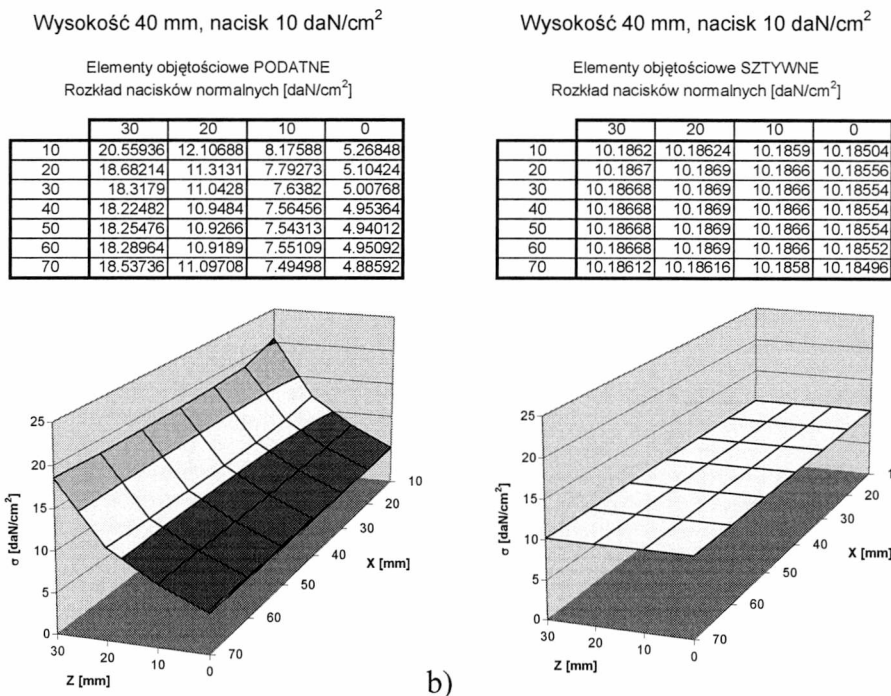
Wnioski z przeprowadzonej analizy można zebrać w kilku punktach:

1. Analiza obliczeń wariantów prostego modelu układu przewodnicowego wskazuje na stosunkowo **szybką zbieżność obliczeń** prowadzonych według opisywanej metody (najczęściej wystarczało 5-7 iteracji). Po pierwszym przebiegu obliczeń MES kolejne iteracje nie wprowadzały już dużych zmian wartości współczynników sztywności elementów modelujących własności warstwy stykowej, zatem i wartości obliczanych przemieszczeń wybranych węzłów modelu (Rys. 8.12).
2. Modele *nie uwzględniające* podatności elementów kontinuum materialnego otaczającego warstwę styku okazały się niedokładne, ponieważ, jak to pokazano na Rys. 8.13a, w modelach tych obliczony rozkład nacisków normalnych na powierzchni styku był prawie stały i stąd obliczone odkształcenia stykowe były prawie jednakowe na całej powierzchni styku. Nie zgadza się to oczywiście z wynikami badań eksperymentalnych. W modelach *uwzględniających* podatności elementów kontinuum materialnego rozkład nacisków nie jest stały (Rys. 8.13b) i elementy układu przewodnicowego podlegają odkształceniom, jak to pokazano na

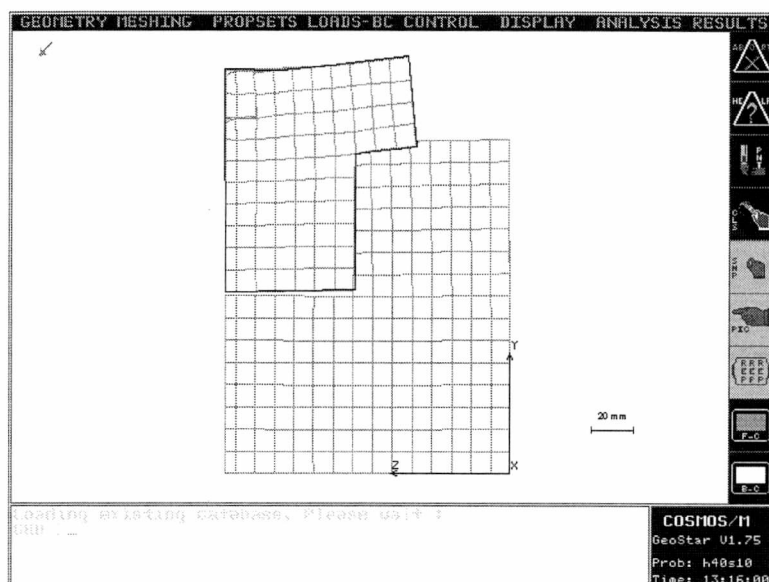
Rys. 8.14. Dowodzi to, że w obliczeniach sprawdzających połączeń przewodnicowych nie można pomijać postaciowych odkształceń kontinuum materialnego.



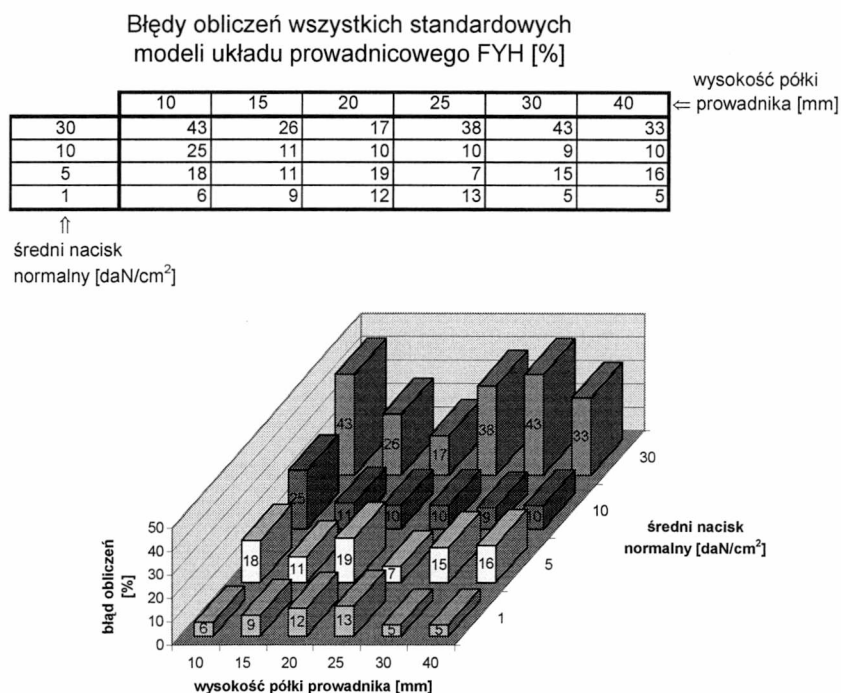
Rys. 8.12. Przebieg kolejnych iteracji obliczeń w modelu h40s5



Rys. 8.13. Rozkład nacisków stykowych w modelu h40s10 z korpusami podatnymi (a) i „prawie” sztywnymi (b)



Rys. 8.14. Odkształcenia elementów objętościowych w modelu h40s10 z korpusami podatnymi



Rys. 8.15. Błędy obliczeń modelu podstawowego dla różnych wartości nacisku normalnego i wysokości przewodnicy

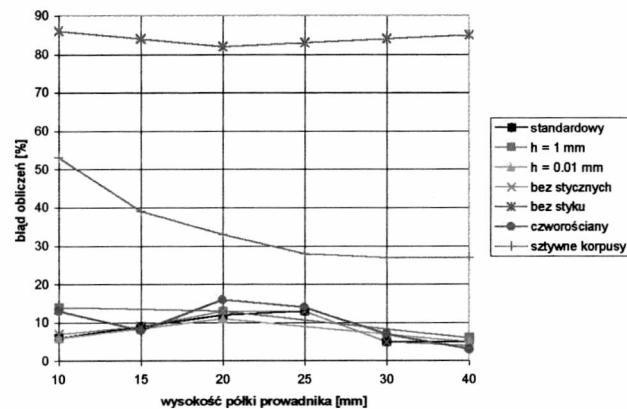
3. Spośród analizowanych wersji modeli obliczeniowych układu przewodnicowego w niemal wszystkich przypadkach **lepszą zbieżność wyników badań i obliczeń miała miejsce w modelach stworzonych zgodnie z zasadami opisanymi w tej pracy**: z elementami modelującymi sztywność warstwy stykowej w kierunku normalnym i stycznym, z grubością warstwy styku równą 1 % rozmiarów elementów

objętościowych, z elementami objętościowymi typu SOLID modelującymi kontinuum. Zestawienie wyznaczonych błędów obliczeń dla wszystkich wariantów takich modeli zamieszczono na Rys. 8.15.

4. Wyniki analizy dowodzą, że szczególnie dla małych nacisków, około 1 daN/cm^2 , **model jest wrażliwy na modelowanie własności warstwy styku w połączeniu**. Przy małych naciskach (małych obciążeniach zewnętrznych) odkształcalność kontinuum w porównaniu z odkształcalnością w połączeniu nie jest tak duża jak w przypadku dużych obciążeń (Rys. 8.16, Rys. 8.17).
5. Zaobserwowano, że dokładność obliczeń nieznacznie rośnie ze wzrostem wysokości półki przewodnika (Rys. 8.16), co można wyjaśnić mniejszym odkształcaniem się przewodnika o większej sztywności i wynikającym z tego mniejszym gradientem nacisków stykowych. Mniejsze różnice nacisków normalnych na powierzchniach stykowych oznaczają większą dokładność ich obliczania metodą numeryczną i mniejsze wartości sił pojawiających się w prętach stycznych, pochodzących nie tylko od naprężeń dokładnie stycznych do powierzchni styku, ale i od *różnic pomiędzy naciskami normalnymi w sąsiednich punktach warstwy styku*. Potwierdzeniem takiego wyjaśnienia może być fakt, że w modelu h30s10 (wysokość 30 mm, nacisk 10 daN/cm^2) większą dokładność obliczeń wykazał model nie zawierający prętów stycznych.
6. Większą dokładność uzyskano dla modeli z mniejszym średnim naciskiem normalnym, największą dla nacisku średniego 1 daN/cm^2 (Rys. 8.17). Uzasadnia to konieczność stosowania różnych współczynników modelowania własności warstw stykowych (C_N , m , R , S) dla różnych wartości nacisków. W przeprowadzonej analizie we wszystkich modelach stosowano te same współczynniki, wyznaczone eksperymentalnie dla nacisków bliskich 1 daN/cm^2 . Dla nacisków większych (10 i 30 daN/cm^2) nie dysponowano wartościami współczynników C_N , m , R , S i należałoby je dopiero doświadczalnie wyznaczyć.

Błędy obliczeń modeli
ze średnim naciskiem $\sigma = 1 \text{ daN/cm}^2$

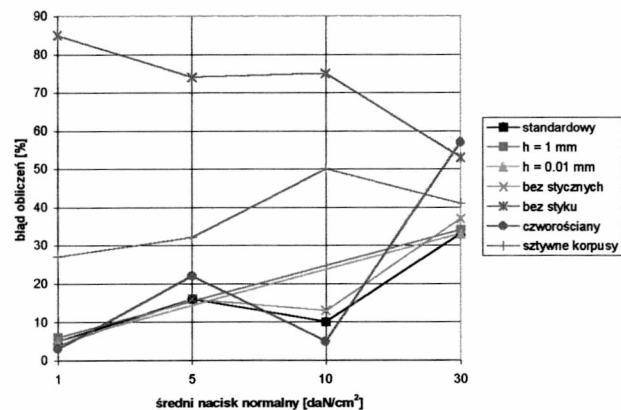
model	10	15	20	25	30	40	wysokość półki prowadnika [mm]
standardowy	6	9	12	13	5	5	
$h = 1 \text{ mm}$	14		13			6	
$h = 0.01 \text{ mm}$	6		11			5	
bez stycznych	7	9	13	13	5	4	
bez styku	86	84	82	83	84	85	
czworosiłany	13	8	16	14	7	3	
szttywne korpusy	53	39	33	28	27	27	



Rys. 8.16. Błędy obliczeń dla różnych wariantów modelu ze stałym średnim naciskiem normalnym w warstwie styku

Błędy obliczeń modeli
z wysokością półki przewodnika równą 40 mm

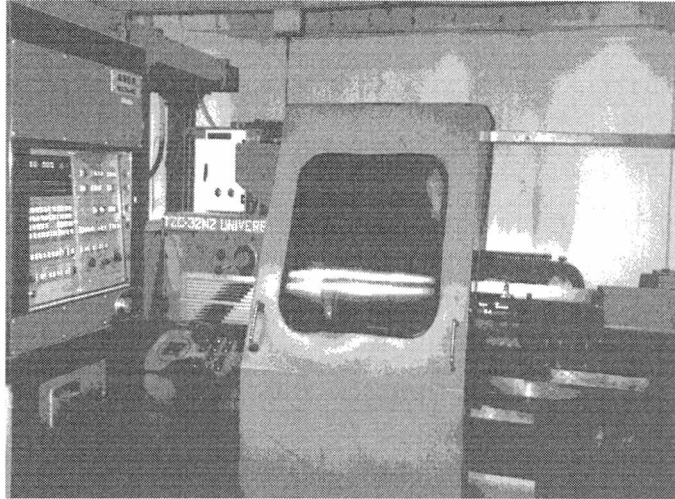
model	1	5	10	30	średni nacisk normalny [daN/cm ²]
standardowy	5	16	10	33	
$h = 1 \text{ mm}$	6			34	
$h = 0.01 \text{ mm}$	5			33	
bez stycznych	4	16	13	37	
bez styku	85	74	75	53	
czworosiłany	3	22	5	57	
szttywne korpusy	27	32	50	41	



Rys. 8.17. Błędy obliczeń dla różnych wariantów modelu ze stałą wysokością półki przewodnika

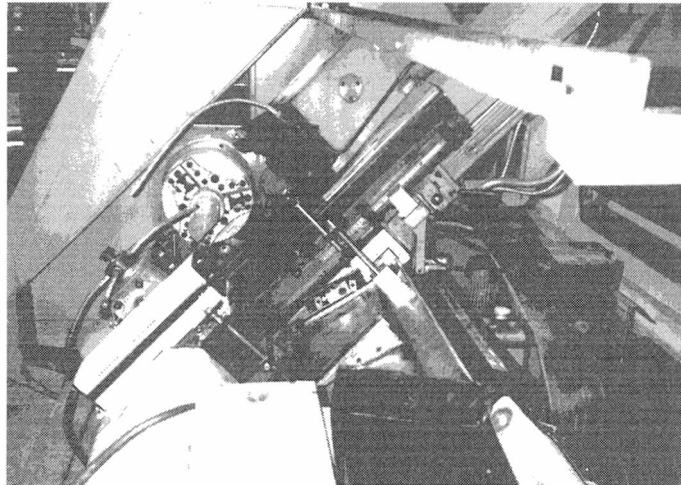
8.2. Porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych połączenia łoża i suportu tokarki TZC-32

Do analizy porównawczej wyników badań i obliczeń wybrano również układ prowadnicowy tokarki TZC-32 (Rys. 8.18).



Rys. 8.18. Obrabiarka TZC-32 - widok z przodu

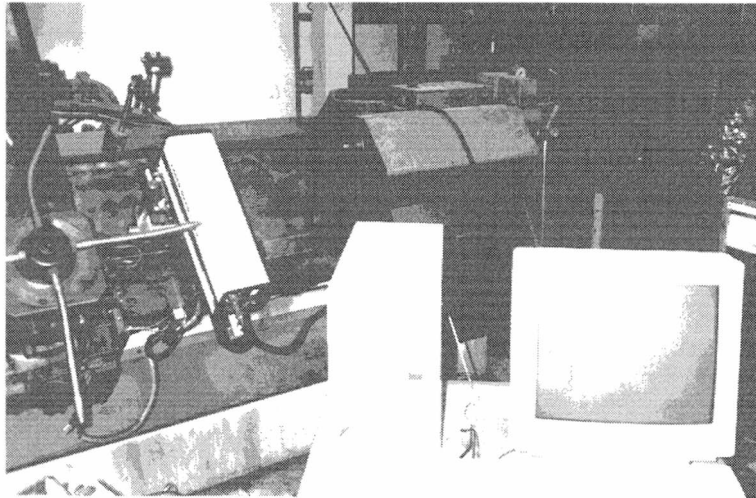
Jest to obrabiarka sterowana numerycznie o niestandardowej konfiguracji układów prowadnicowych - prowadnice łoża są nachylone ukośnie (Rys. 8.19).



Rys. 8.19. Ukształtowanie prowadnic w tokarce TZC-32 - widok z boku

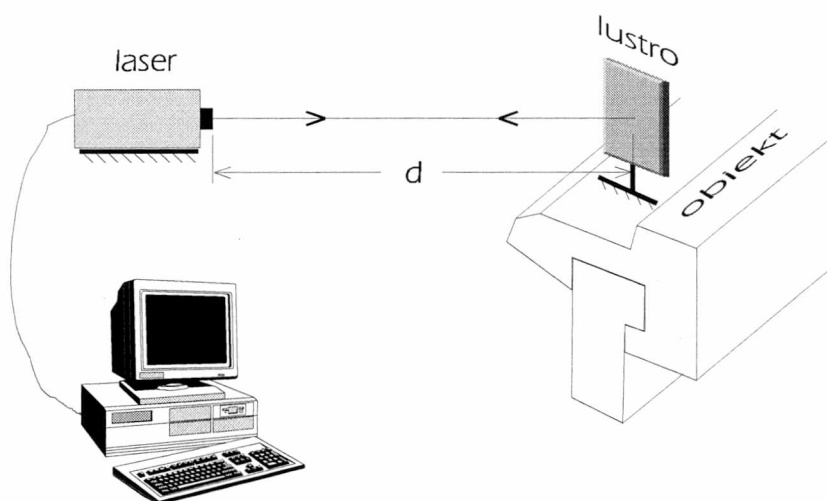
8.2.1. Badania eksperymentalne połączenia łożo - suport

Na Rys. 8.20 widać system pomiarowy, który posłużył do pomiarów przemieszczeń wybranych punktów suportu obrabiarki pod wpływem zadanego obciążenia zewnętrznego.



Rys. 8.20. Badania eksperymentalne połączenia suport-łożo

Systemem pomiarowym był laserowy system firmy **Lasertex**. Składa się on z lasera helowo-neonowego, interfejsu pomiarowego zbudowanego jako karta rozszerzająca do komputera klasy PC oraz zestawu elementów optycznych do kierowania wiązką światła (Rys. 8.21).



Rys. 8.21. Schemat laserowego systemu pomiaru odległości

W pomiarach odległości system może być stosowany w zakresie 0 - 30 m, pomiary mogą być wykonywane z rozdzielczością 0.3 lub 0.01 μm , a ich dokładność wynosi 1.5 $\mu\text{m/m}$.

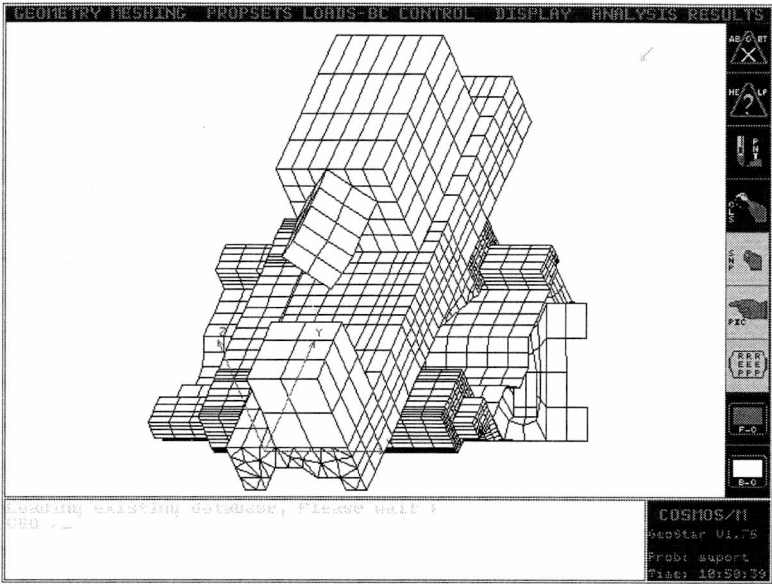
W celu weryfikacji metody modelowania i obliczeń na obiekcie rzeczywistym, jakim było połączenie suportu z łóżem tokarki TZC-32, przeprowadzono pomiary przemieszczeń między wybranymi czterema parami punktów pomiarowych, z których jeden punkt należał do łóża a drugi do suportu obrabiarki. Na Rys. 8.23 pokazano pary węzłów modelu MES odpowiadające parom punktów pomiarowych. W każdym z czterech pomiarów do jednego z punktów pomiarowych mocowano głowicę laserową na specjalnym statywie, do drugiego punktu mocowano lustro.

Badano przemieszczenia wywołane działaniem siły, zadawanej w pomiarach a - c (patrz Rys. 8.23) siłomierzem z układem tensometrycznym, działającym między suportem i przedmiotem zamocowanym w uchwycie wrzeciona. W pomiarze d (Rys. 8.23) jako obciążenie zewnętrzne zastosowano odważnik o masie 100 kg, podwieszany na uchwycie narzędziowym w przedniej części suportu.

Porównanie wyników obliczeń i pomiarów przedstawiono na Rys. 8.23.

8.2.2. Analiza obliczeniowa połączenia łoża - suport

Model MES tokarki TZC-32 stworzono na podstawie modelu CAD (patrz rozdział 9) i uproszczono go pozostawiając w nim tylko suport i część łóża, ale dołożono za to elementy modelujące głowicę narzędziową i uchwyt narzędziowy (Rys. 8.22). Następnie zamodelowano warstwę kontaktową przy pomocy opracowanych modułów oprogramowania i przeprowadzono obliczenia MES. Jedna iteracja obliczeń takiego modelu trwała około 40 minut na komputerze z procesorem Pentium 100 MHz (Tab. 8.2).



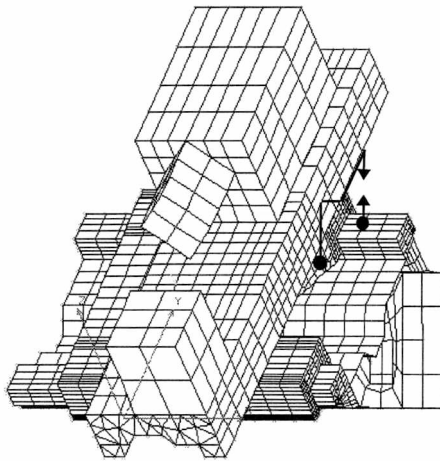
Rys. 8.22. Model MES zespołu suport-łoża

Tab. 8.2. Rozmiar i czas obliczeń modelu (objaśnienia - patrz Tab. 7.1)

T O T A L S Y S T E M D A T A			
NUMBER OF EQUATIONS	(NEQ) =	22125	
NUMBER OF MATRIX ELEMENTS	(NWK) =	14970388	
MAXIMUM HALF BANDWIDTH	(MK) =	1461	
MEAN HALF BANDWIDTH	(MM) =	676	
NUMBER OF ELEMENTS	(NUME) =	5411	
NUMBER OF NODAL POINTS	(NUMNP) =	6777	
SIZE OF EACH BLOCK	(MTBLK) =	464022	
NUMBER OF STIFFNESS BLOCKS	(NBLK) =	33	
SOLUTION TIME LOG IN SEC			
TIME FOR INPUT PHASE	=	60	
TIME FOR CALCULATION OF STRUCTURE STIFFNESS MATRIX	=	369	
TRIANGULARIZATION OF STIFFNESS MATRIX	=	1615	
TIME FOR LOAD CASE SOLUTIONS	=	136	
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	2180	
SOLUTION TIME LOG IN SEC FOR STRESS CALCULATIONS			
READING GENERAL INFORMATION AND ELEMENT DATA . . .	=	43	
STRESS CALCULATION AND PRINTOUT	=	142	
UPDATING DATABASE	=	16	
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	201	

Wyniki obliczeń i ich porównanie z wartościami zmierzonymi przedstawiono na Rys. 8.23a-d.

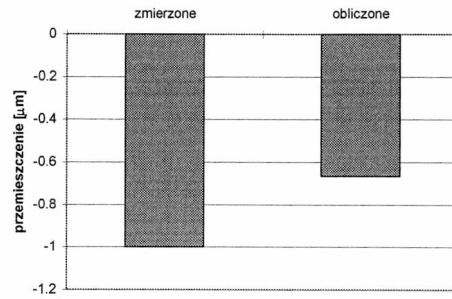
a)



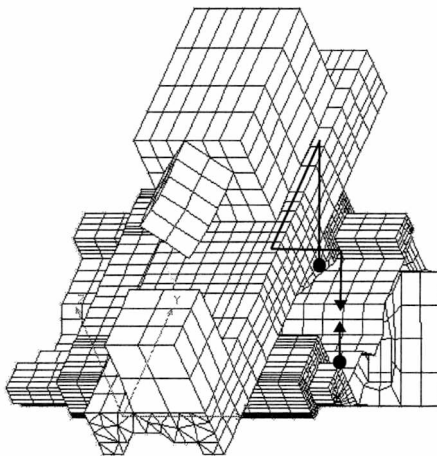
Przemieszczenie między węzłami 5640 i 686

obciążenie 6000 N

zmierzone	-1 μm
obliczone	-0.664939884 μm



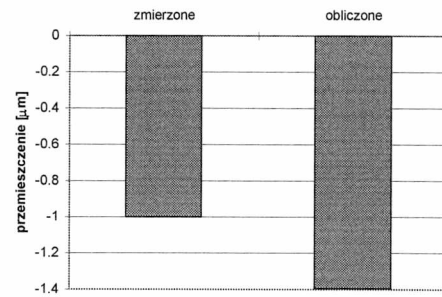
b)



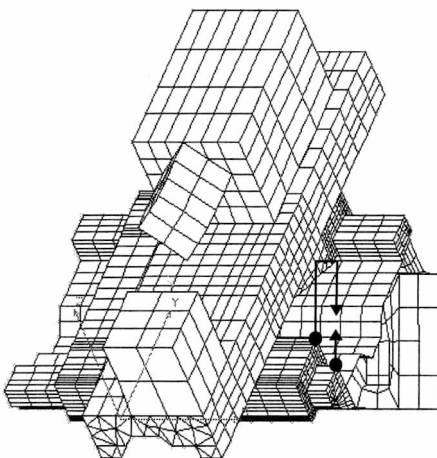
Przemieszczenie między węzłami 5674 i 686

obciążenie 6000 N

zmierzone	-1 μm
obliczone	-1.3959601 μm



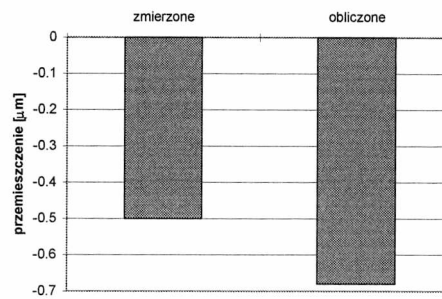
c)



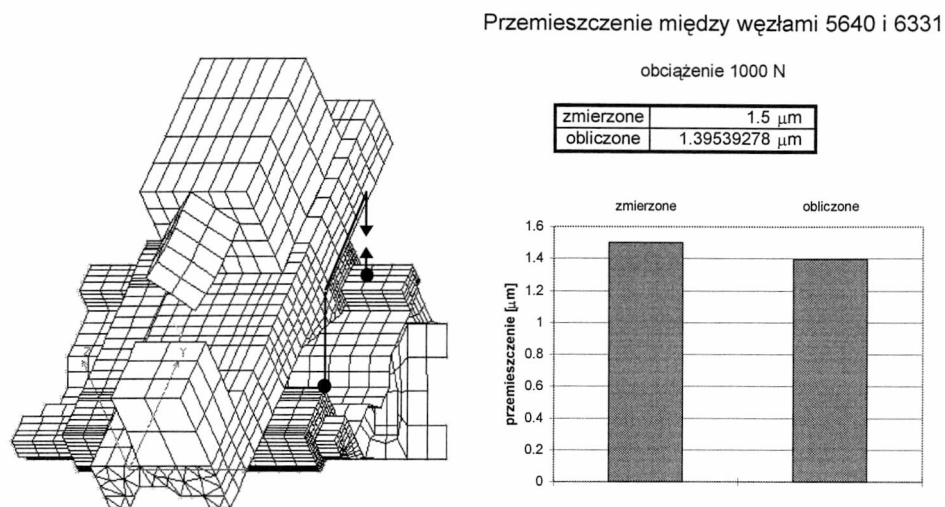
Przemieszczenie między węzłami 5674 i 633

obciążenie 6000 N

zmierzone	-0.5 μm
obliczone	-0.681019835 μm



d)



Rys. 8.23. Porównanie wyników badań i obliczeń dla połączenia łoża-suport tokarki TZC-32

8.2.3. Ocena wyników badań i obliczeń

Rozbieżność otrzymanych wyników obliczeń z rezultatami badań eksperymentalnych wynosi odpowiednio 34, 40, 36 i 7 %. Biorąc pod uwagę złożoność obiektu rzeczywistego, choćby w porównaniu z modelem układu przewodnicowego z podrozdziału 8.1, i wprowadzone uproszczenia w budowie modelu obliczeniowego, konieczne ze względu na ograniczenia systemu MES, wydaje się, że błąd obliczeń nie jest zbyt duży i jest dopuszczalny w zastosowaniu tej metody modelowania w obliczeniach podczas projektowania obrabiarek.

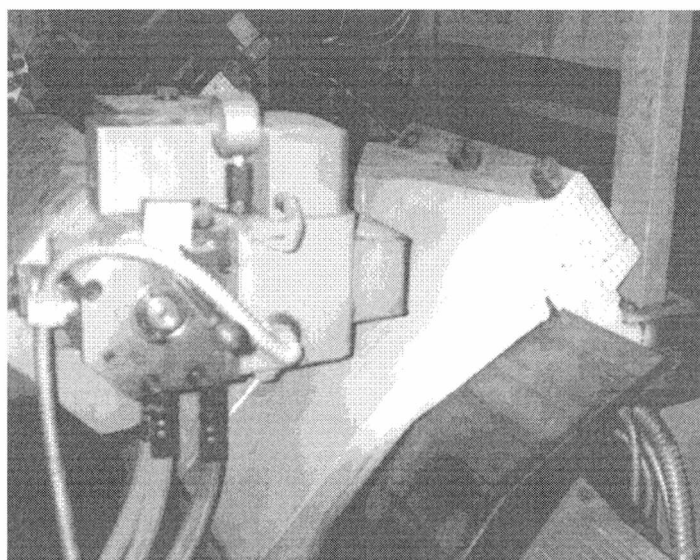
Weryfikacja eksperymentalna wyników obliczeń wskazuje na przydatność opisywanej metody modelowania i obliczania układów konstrukcyjnych maszyn, uwzględniającej własności warstwy stykowej w połączeniach.

8.3. Porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych połączenia łoża i konika tokarki TZC-32

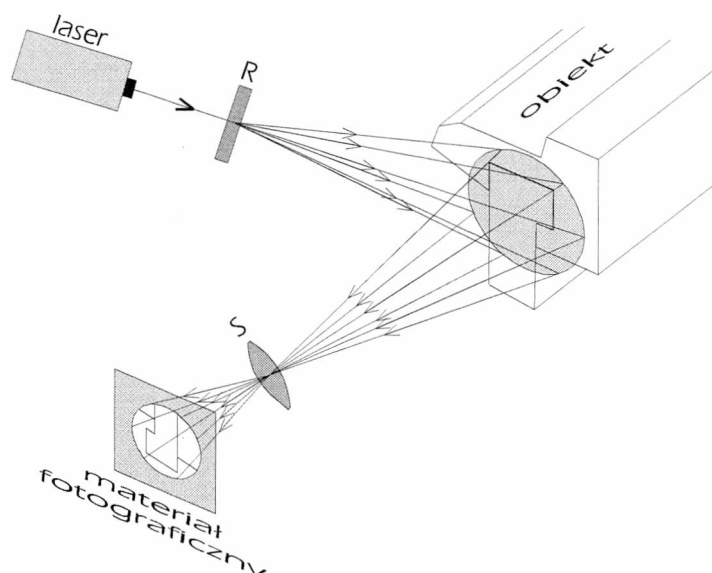
Kolejną weryfikację opracowanej metody obliczeń przeprowadzono porównując wyniki obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych uzyskanych metodą **fotografii plamkowej** [7]. Jako obiekt weryfikacji, z uwagi na ograniczenia tej metody pomiarów, wybrano połączenie konika z łożem w tokarce TZC-32.

8.3.1. Badania eksperymentalne połączenia łoża - konik

W badaniach eksperymentalnych mierzono przemieszczenia punktów pokazanej na Rys. 8.24 płaszczyzny bocznej konika i prowadnic łoża pod wpływem zadanego obciążenia zewnętrznego. Źródłem siły obciążającej był odważnik o masie 100 kg mocowany do końcówki konika.



Rys. 8.24. Połączenie łoża - konik



Rys. 8.25. Układ do rejestracji fotografii plamkowych

Metoda fotografii plamkowej służy do analizy przemieszczeń w kierunku równoległym do powierzchni badanego przedmiotu i wykorzystuje tzw. *zjawisko plamkowania*, związane z rozpraszaniem światła spójnego przez powierzchnię optycznie niegładką. Do

emisji światła spójnego zastosowano laser helowo-neonowy, a plamkogramy rejestrowano bezpośrednio na materiale fotograficznym. Zasadę pomiarów przedstawiono na Rys. 8.25.

8.3.2. Analiza obliczeniowa połączenia łoża - konik

Model MES tokarki TZC-32 stworzono na podstawie modelu CAD (patrz rozdział 9) i uproszczono go pozostawiając w nim tylko konik i część łoża (Rys. 8.26). Jedna iteracja obliczeń MES takiego modelu trwała około 20 minut na komputerze z procesorem Pentium 100 MHz (Tab. 8.3).

Tab. 8.3. Rozmiar i czas obliczeń modelu (objaśnienia - patrz Tab. 7.1)

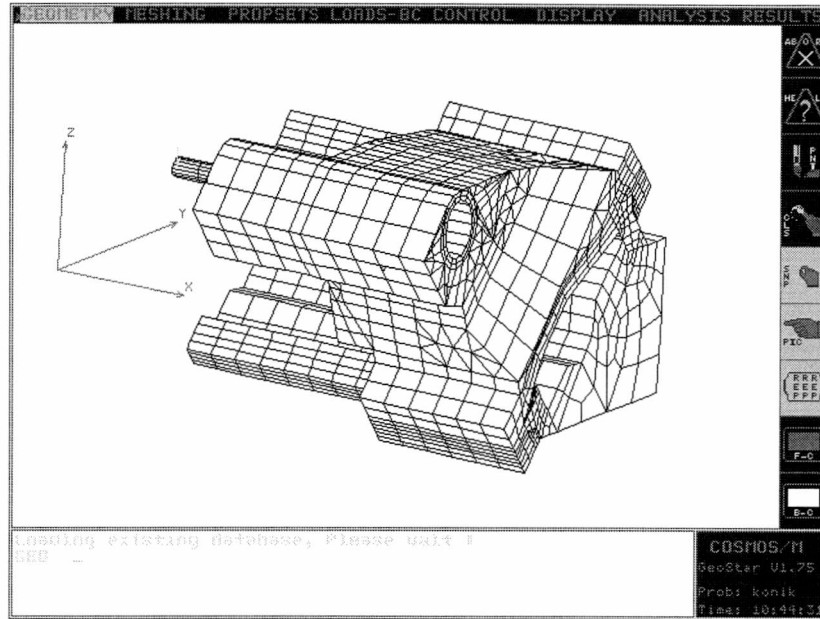
T O T A L S Y S T E M D A T A		
NUMBER OF EQUATIONS	(NEQ) =	15278
NUMBER OF MATRIX ELEMENTS	(NWK) =	8511483
MAXIMUM HALF BANDWIDTH	(MK) =	1161
MEAN HALF BANDWIDTH	(MM) =	557
NUMBER OF ELEMENTS	(NUME) =	4169
NUMBER OF NODAL POINTS	(NUMNP)=	4158
SIZE OF EACH BLOCK	(MTBLK)=	464022
NUMBER OF STIFFNESS BLOCKS	(NBLK) =	19
SOLUTION TIME LOG IN SEC		
TIME FOR INPUT PHASE	=	40
TIME FOR CALCULATION OF STRUCTURE STIFFNESS MATRIX	=	181
TRIANGULARIZATION OF STIFFNESS MATRIX	=	746
TIME FOR LOAD CASE SOLUTIONS	=	78
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	1045
SOLUTION TIME LOG IN SEC FOR STRESS CALCULATIONS		
READING GENERAL INFORMATION AND ELEMENT DATA . . .	=	33
STRESS CALCULATION AND PRINTOUT	=	74
UPDATING DATABASE	=	14
T O T A L S O L U T I O N T I M E	=	121

8.3.3. Ocena wyników badań i obliczeń

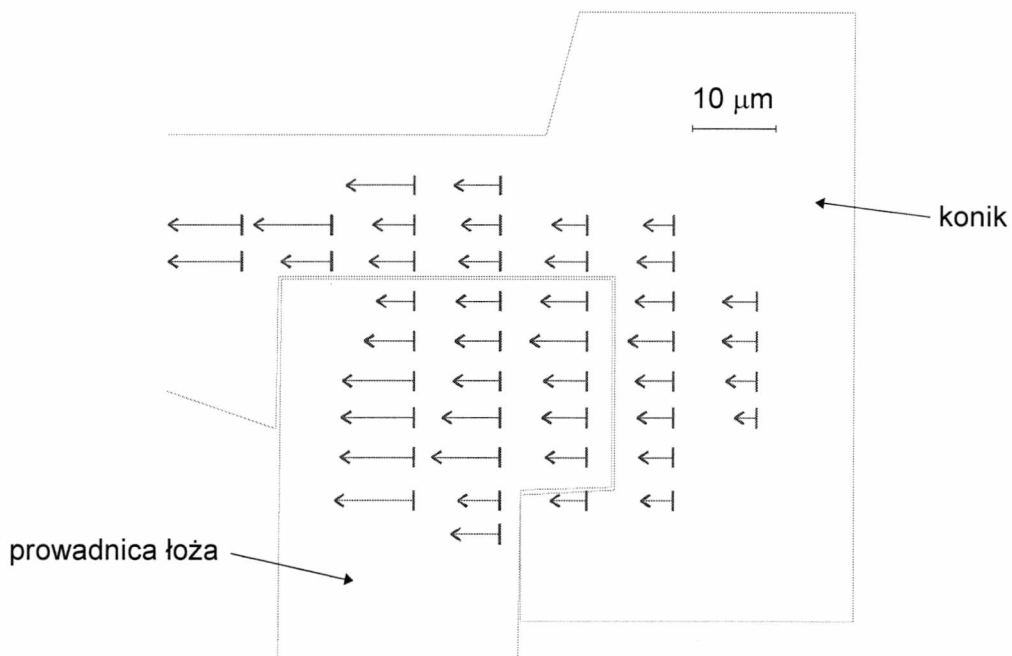
W celu porównania wyników badań eksperymentalnych i obliczeń opisywaną metodą wykonano rysunki obrazujące rozkład poziomych przemieszczeń punktów na bocznej powierzchni zespołu konik-łożo (jak na Rys. 8.25). Rys. 8.27 przedstawia przemieszczenia wybranych punktów na tej płaszczyźnie otrzymane z badań eksperymentalnych, zaś Rys. 8.28 przedstawia w takiej samej skali przemieszczenia węzłów MES tej samej płaszczyzny w modelu obliczeniowym.

Na Rys. 8.29 pokazano wartości liczbowe poziomego przemieszczenia zmierzonego i obliczonego dla kilku wybranych punktów powierzchni bocznej zespołu konik-łożo.

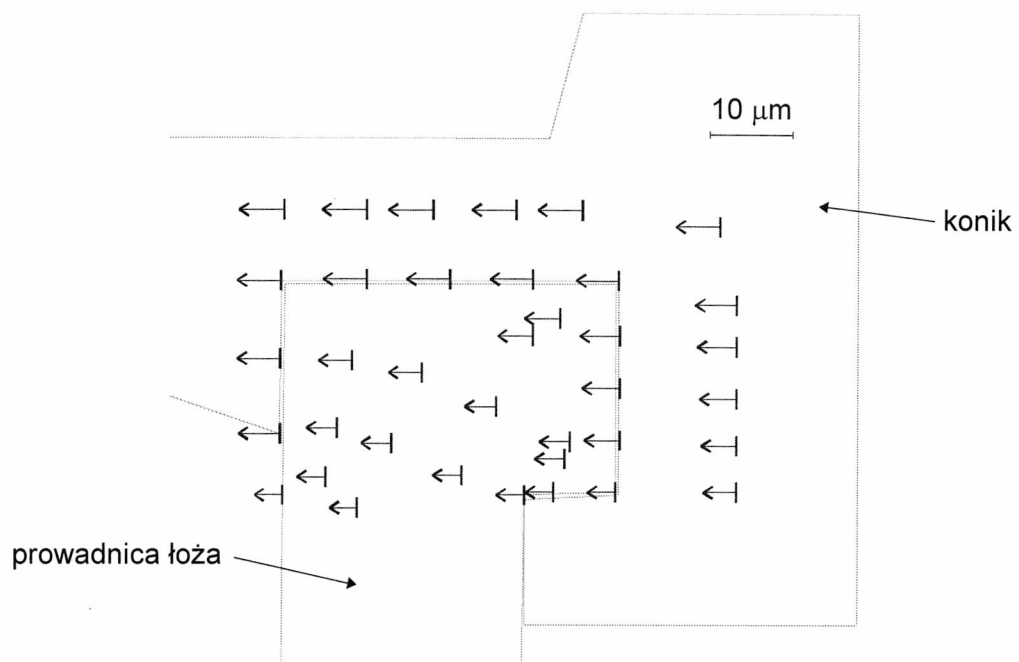
Natomiast na Rys. 8.30 pokazano porównanie zmierzonych i obliczonych wartości poziomego przemieszczenia, dla punktów leżących na bocznej powierzchni konika tuż nad prowadnicą.



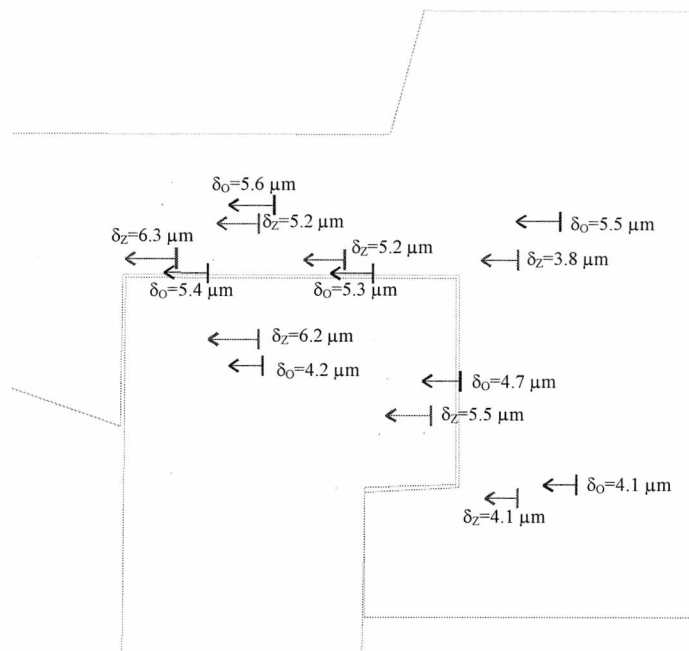
Rys. 8.26. Model MES zespołu łoża - konik



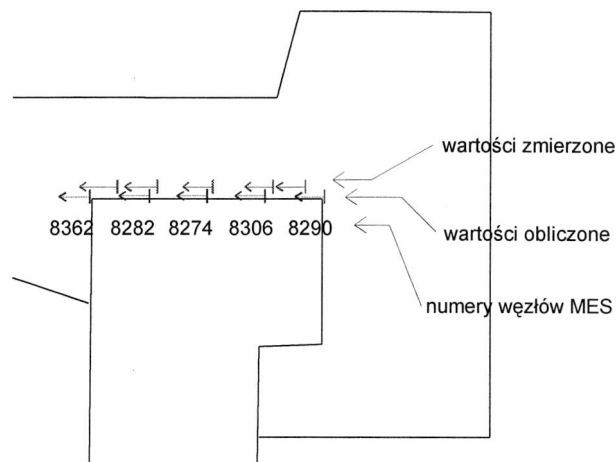
Rys. 8.27. Przemieszczenia zmierzone



Rys. 8.28. Przesuwania obliczone

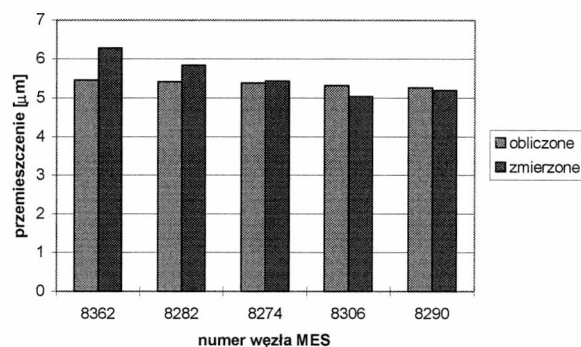


Rys. 8.29. Porównanie zmierzonych (δ_z) i obliczonych (δ_o) wartości poziomego przemieszczenia w wybranych punktach płaszczyzny bocznej zespołu konik-łożo



Porównanie przemieszczeń w wybranych punktach płaszczyzny bocznej połączenia konik-łoże

numer węzła MES	8362	8282	8274	8306	8290
obliczone	5.449	5.415	5.381	5.324	5.252
zmierzone	6.2791	5.8413	5.4253	5.0325	5.1922
różnica [%]	-13.22	-7.298	-0.8165	5.79235	1.15173



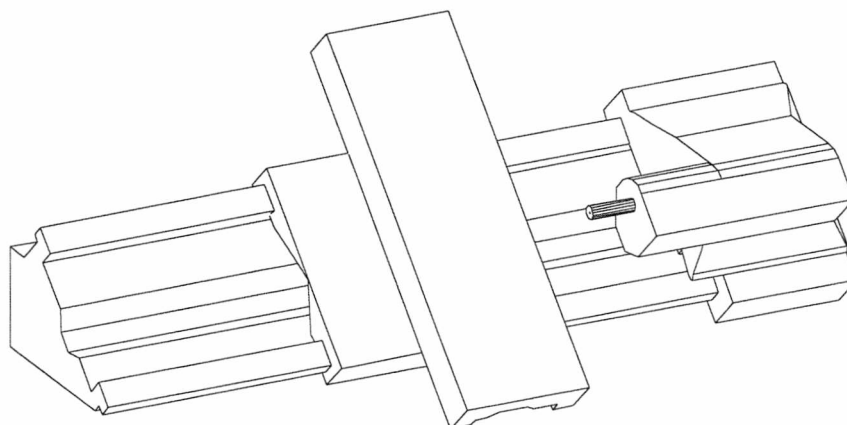
Rys. 8.30. Porównanie zmierzonych i obliczonych przemieszczeń poziomych w wybranych punktach płaszczyzny bocznej konika

Różnica między zmierzonymi i obliczonymi wartościami przemieszczenia punktów pokazanych na Rys. 8.30 wynosi od 1 do 13 %. Biorąc pod uwagę złożoność obiektu rzeczywistego i wprowadzone uproszczenia w budowie modelu obliczeniowego wydaje się, że błąd obliczeń nie jest zbyt duży.

Weryfikacja eksperymentalna wyników obliczeń wskazuje na przydatność opisywanej metody modelowania i obliczania układów konstrukcyjnych maszyn uwzględniającej własności warstwy stykowej w połączeniach do obliczeń sprawdzających przesuwnych zespołów obrabiarek.

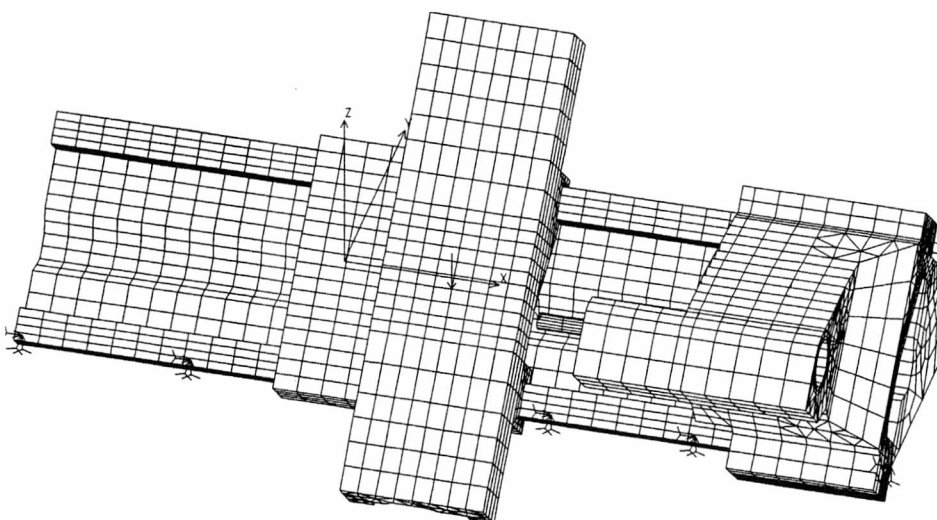
9. Analiza wpływu czynników konstrukcyjnych i technologiczno-eksploatacyjnych na własności pary prowadnicowej

Opracowaną metodykę modelowania i zintegrowany system CAD/MES zastosowano do wariantowej analizy zespołu prowadnicowego tokarki TZC-32. W tym celu na podstawie dokumentacji obrabiarki stworzono w środowisku CAD model geometrycznego ukształtowania łoża, suportu i konika (Rys. 9.1).



Rys. 9.1. Model CAD tokarki TZC-32

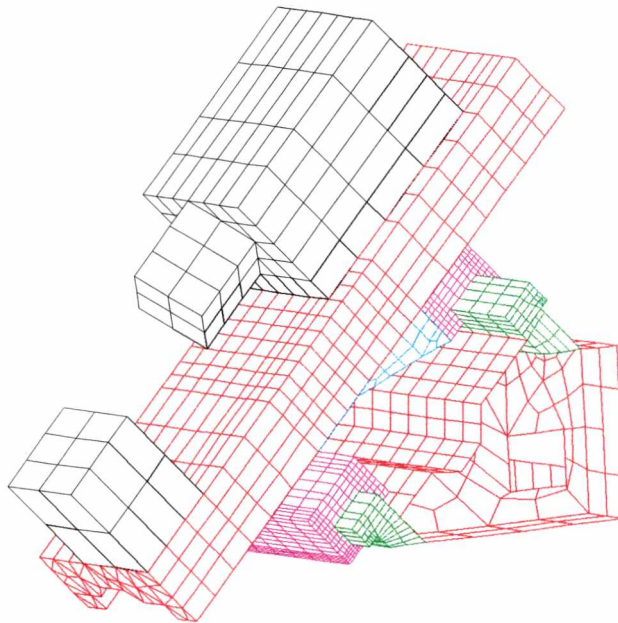
Po przeniesieniu geometrii modelu do środowiska systemu MES wykonano dyskretyzację modelu i uzupełniono go o warunki brzegowe i przyjęte warianty obciążenia siłami zewnętrznymi (Rys. 9.2).



Rys. 9.2. Model MES tokarki TZC-32

Ponieważ tak stworzony model MES nie uwzględnia własności warstwy styku w połączeniach, przy pomocy program KONTAKT uzupełniono go o grupy elementów modelujących te własności.

Do analizy wariantowej wybrano układ prowadnicowy łączący łożo tokarki z suportem, zatem tak przygotowany model MES zmieniono usuwając z niego elementy modelujące konik i część łoża, a dodając w zamian elementy modelujące głowicę narzędziową i uchwyt (Rys. 9.3, model jak w podrozdziale 8.2).



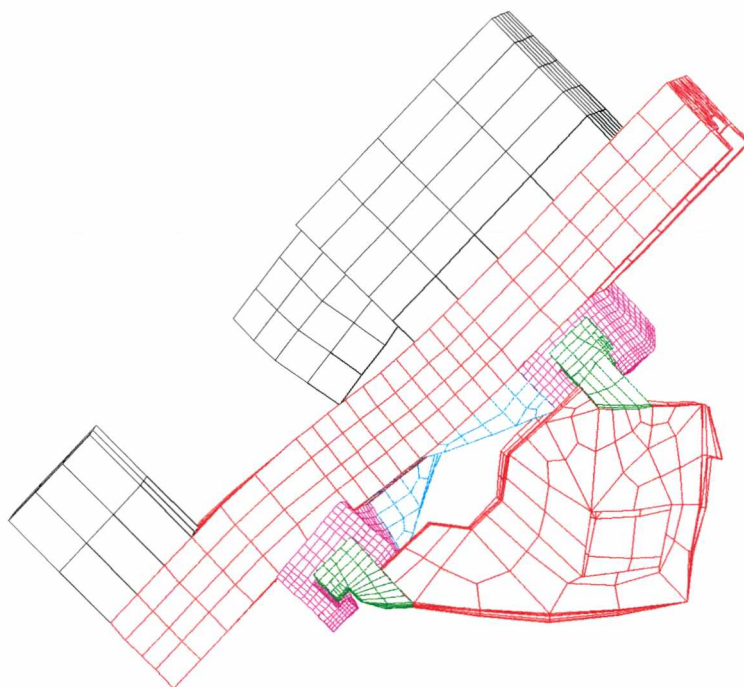
Rys. 9.3. Model MES tokarki TZC-32 do analizy wariantowej

9.1. Wyniki obliczeń modelu wyjściowego

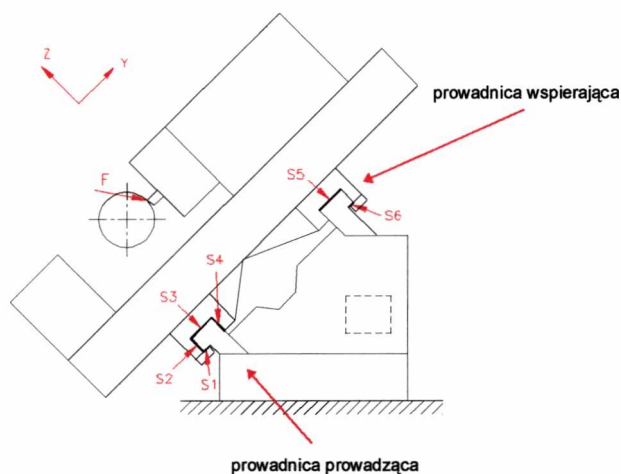
Przy pomocy opracowanego oprogramowania przeprowadzono obliczenia MES modelu wyjściowego zawierającego układ prowadnicowy zamodelowany zgodnie z opracowaną metodą.

Rys. 9.4 przedstawia odkształcenia obliczone w modelu wyjściowym MES tokarki. Widać na nim znaczne deformacje płyty suportu, co powoduje zmiany w rozkładzie nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic.

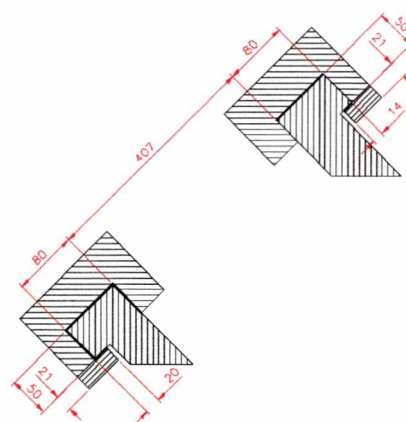
Rys. 9.5 przedstawia schemat obciążeń zewnętrznych modelu, a Rys. 9.6 - podstawowe wymiary elementów połączenia prowadnicowego w modelu wyjściowym, które mogą być różne w innych wariantach modelu.



Rys. 9.4. Odształcenia w modelu wyjściowym - widok z boku, wzdłuż prowadnic łoża (dla lepszej ilustracji wartości odształceń zostały znacznie zwiększone)



Rys. 9.5. Obciążenia zewnętrzne i punkt skrawania



Rys. 9.6. Podstawowe wymiary modelu

Tab. 9.1. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków w modelu wyjściowym

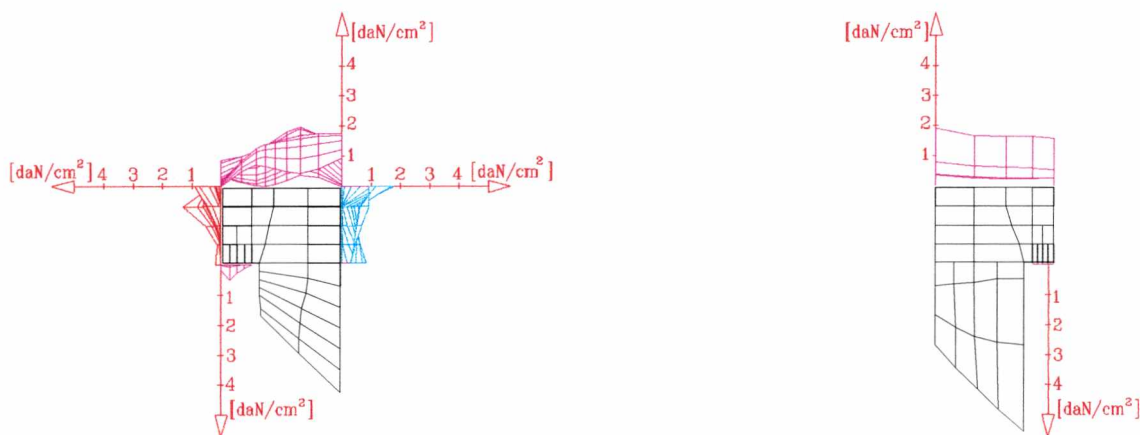
siły skrawania
$F_x = 1000 \text{ N}$
$F_y = 3000 \text{ N}$
$F_z = -5000 \text{ N}$
$F = 5916 \text{ N}$

przemieszczenie punktu skrawania
$\delta_x = -0.602 \text{ }\mu\text{m}$
$\delta_y = 2.484 \text{ }\mu\text{m}$
$\delta_z = -8.754 \text{ }\mu\text{m}$
$\delta = 9.119 \text{ }\mu\text{m}$

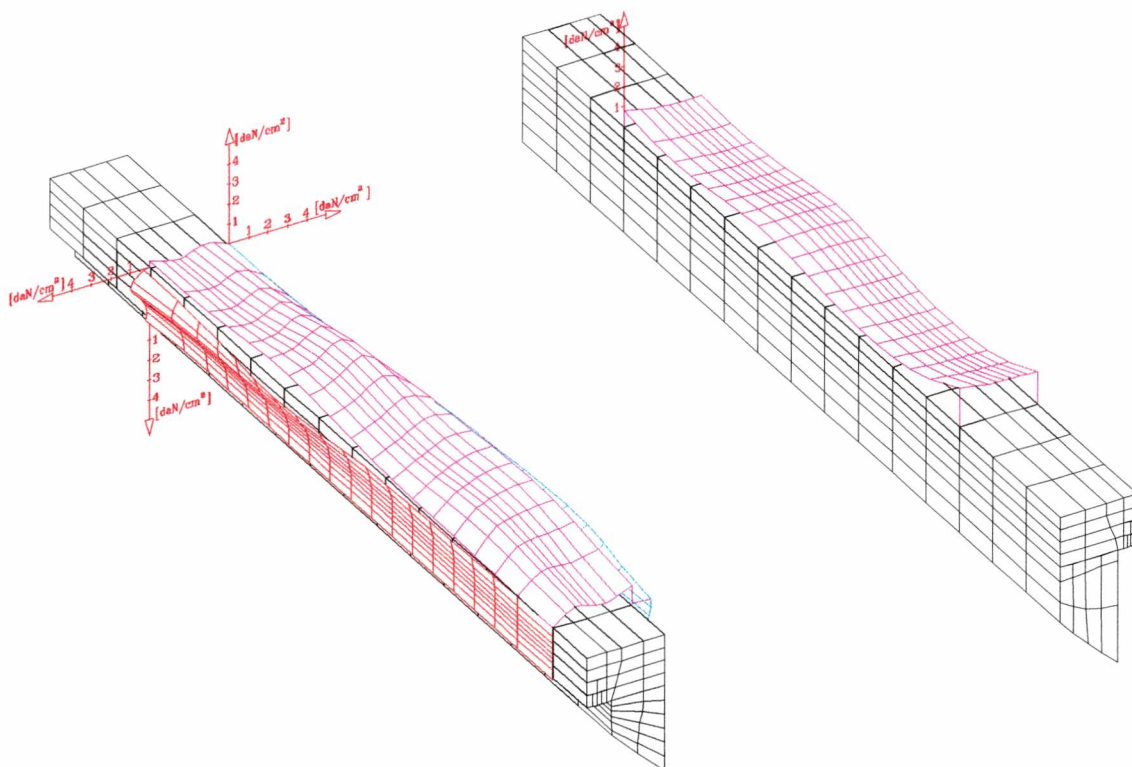
maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$\sigma_{\max 1} = 0.504 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 2} = 1.304 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 3} = 2.318 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 4} = 1.71 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 5} = 1.932 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$

Tab. 9.1 przedstawia wartości siły skrawania, przemieszczenia punktu, w którym przyłożone są siły skrawania i maksymalne wartości nacisków stykowych normalnych na wszystkich powierzchniach roboczych prowadnic.

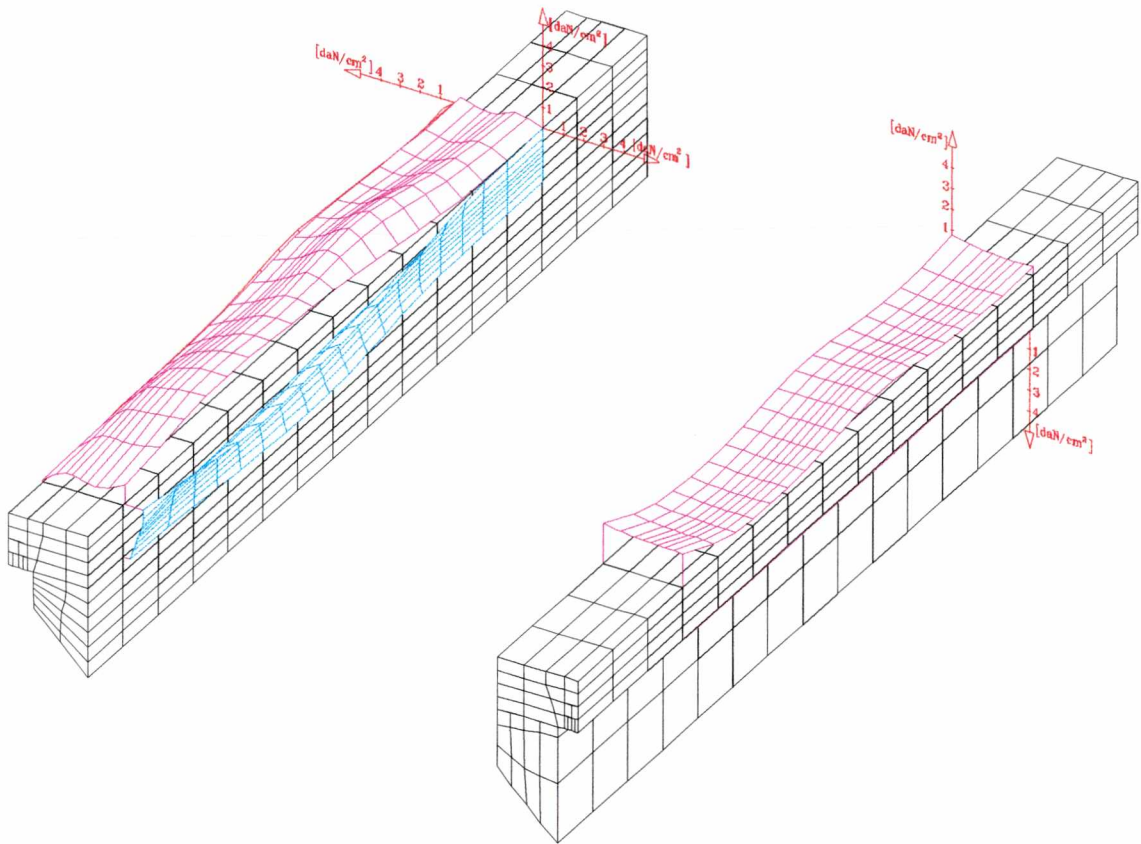
Rys. 9.7 przedstawia rozkład nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic w modelu wyjściowym, można odczytać na nim maksymalne wartości nacisków zebrane w Tab. 9.1.



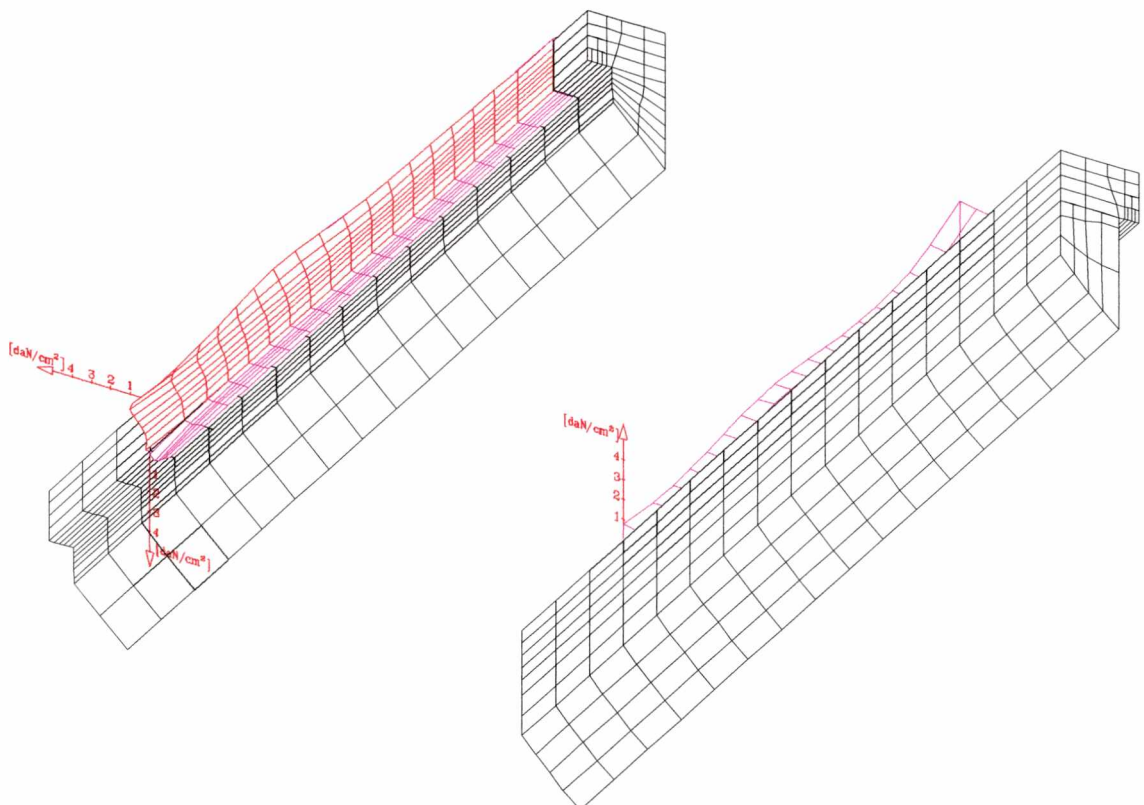
Rys. 9.7. Maksymalne naciski normalne na wszystkich powierzchniach roboczych prowadnic (po lewej prowadnica prowadząca, po prawej prowadnica wspierająca)



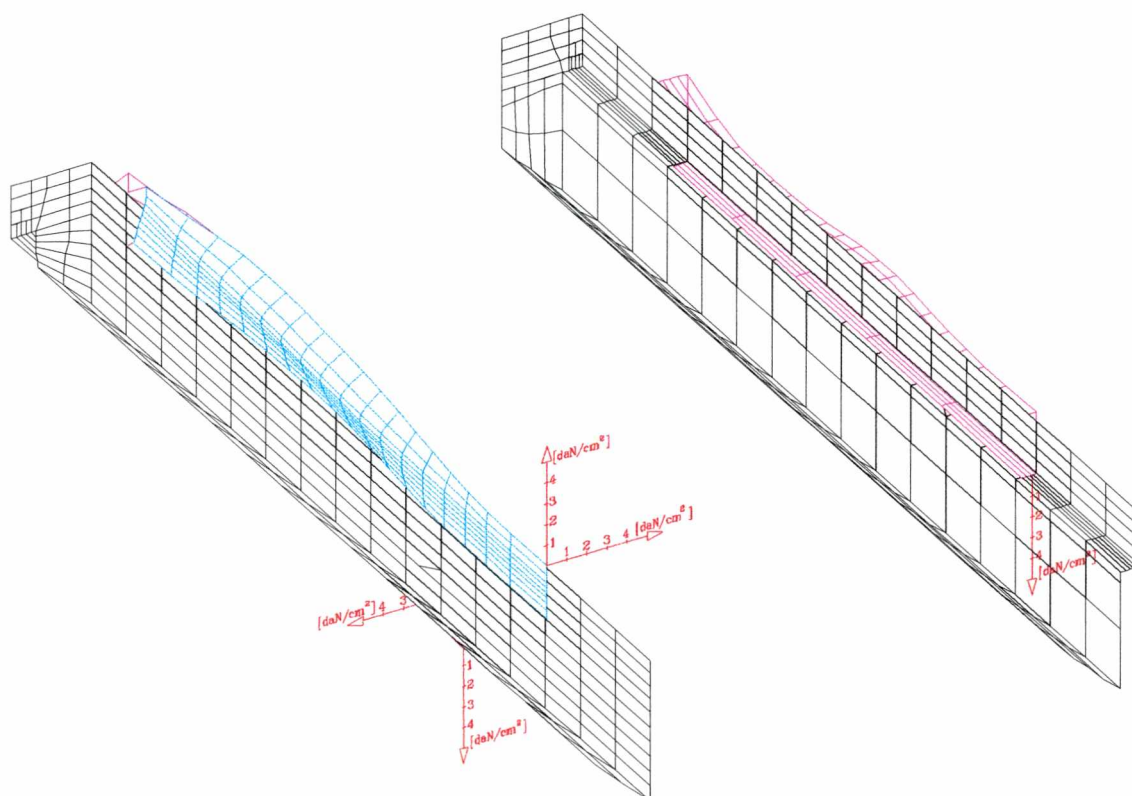
Rys. 9.8. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. 9.9. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5



Rys. 9.10. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S1 i S2



Rys. 9.11. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S4 i S6

Na Rys. 9.8 - Rys. 9.11 przedstawiono wizualizację rozkładu nacisków normalnych na kolejnych powierzchniach roboczych prowadnic. Widoczne są na nich wyraźne przyrosty nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic w strefach zwiększonej sztywności korpusów (ścianek łoża i suportu) oraz ich koncentracja w pobliżu krawędzi listew prowadnic w wyniku postaciowych odkształceń płyty suportu.

Dla pozostałych wariantów modelu wyniki obliczeń zamieszczono w Dodatku B.

9.2. Warianty modelu obliczeniowego

Do analizy wariantowej wybrano różne skojarzenia parametrów konstrukcyjnych pary prowadnicowej łożo-suport oraz różne wartości parametrów modelowania warstw stykowych w celu oceny ich wpływu na wyniki obliczeń.

Opracowano w sumie 28 wariantów modelu układu prowadnicowego (Tab. 9.2). Obliczenia wszystkich wariantów trwały prawie 700 godzin na komputerze z procesorem Pentium 100 MHz.

Tab. 9.2. Warianty modelu tokarki TZC

lp.	wariant	opis wariantu
1	norm	model wyjściowy - jak w rozdziale 8
2	bez styku	model bez elementów modelujących własności warstwy styku w połączeniach
3	$F + 20\%$	siły skrawania pomnożone przez współczynnik 1.2
4	$F * 2$	siły skrawania pomnożone przez współczynnik 2.0
5	$F / 2$	siły skrawania pomnożone przez współczynnik 0.5
6	$F / 5$	siły skrawania pomnożone przez współczynnik 0.2
7	$F / 10$	siły skrawania pomnożone przez współczynnik 0.1
8	pskraw+	punkt skrawania odsunięty o 126 mm od osi wrzeciona
9	pskraw-	punkt skrawania przysunięty o 126 mm do osi wrzeciona
10	szersza	listwa prowadnic szersza o 7.5 mm
11	listwa	listwa podchwytna węższa o 10.5 mm
12	grubsza	listwa prowadnic grubsza o 10.5 mm
13	rozstaw	prowadnice jak w modelu "norm", ale bez elementów modelujących łożo (dla porównań z dwoma następnymi modelami)
14	rozstaw+	jak wyżej, ale rozstaw prowadnic zwiększony o 100 mm
15	rozstaw-	jak wyżej, ale rozstaw prowadnic zmniejszony o 100 mm
16	plyta+	plyta suportu grubsza o 20 mm
17	plyta-	plyta suportu cieńsza o 20 mm
18	podchwytny	z dodatkowymi elementami modelującymi warstwę styku w połączeniu śrubowym listew podchwytnych
19	$C_N * 2$	współczynnik podatności stykowej normalnej C_N (patrz równanie (5.1)) większy 2 razy
20	$C_N * 5$	współczynnik podatności stykowej normalnej C_N większy 5 razy
21	$C_N * 10$	współczynnik podatności stykowej normalnej C_N większy 10 razy
22	$C_N / 2$	współczynnik podatności stykowej normalnej C_N mniejszy 2 razy
23	$C_N / 5$	współczynnik podatności stykowej normalnej C_N mniejszy 5 razy
24	$C_N / 10$	współczynnik podatności stykowej normalnej C_N mniejszy 10 razy
25	cieńszy	model warstwy styku o grubości zmniejszonej 10 razy
26	notang	bez elementów modelujących sztywność stykową styczną
27	$m = 1$	współczynnik nieliniowości m równy 1 (liniowa sztywność normalna styku)
28	$\mu_s / 2$	współczynnik tarcia μ_s (patrz równanie (5.2)) zmniejszony 2 razy

Wariant „norm” (model wyjściowy) jest zamodelowanym na podstawie dokumentacji układem tokarki TZC-32 i wyniki obliczeń innych wariantów porównywane są z jego wynikami obliczeń. Można w ten sposób ocenić wpływ analizowanych czynników konstrukcyjnych na zachowanie układu.

W wariacie 2 (model „bez styku”) wyeliminowano elementy modelujące własności warstwy stykowej w połączeniu. Materiał prowadnicy i prowadnika są ze sobą trwale połączone.

W wariantach 3 - 7 (modele „ $F + 20\%$ ”, „ $F * 2$ ”, „ $F / 2$ ”, „ $F / 5$ ” i „ $F / 10$ ”) wprowadzono inne wartości sił zewnętrznych, przyłożonych w punkcie skrawania, w celu sprawdzenia wrażliwości układu na zmianę obciążenia zewnętrznego.

W wariantach 8 i 9 (modele „pskraw+” i „pskraw-“) zmieniono położenie punktu skrawania wzdłuż osi Y (patrz Rys. 9.5) o wartości odpowiednio: +126 mm i -126 mm w stosunku do położenia wyjściowego, w celu sprawdzenia wpływu średnicy obrabianych przedmiotów na zachowanie się układu konstrukcyjnego tokarki.

W wariantach 10 - 12 (modele „szersza”, „listwa” i „grubsza”) wprowadzono zmiany wymiarów listew prowadnic i listwy podchwytovej, a w wariantach 13 - 15 (modele „rozstaw”, „rozstaw+” i „rozstaw-“) zmiany rozstawu prowadnic.

W wariantach 16 i 17 (modele „płyta+” i „płyta-“) wprowadzono zmiany sztywności płyty suportu uzyskane przez jej pogrubienie lub pocienienie o 20 mm.

W wariancie 18 (model „podchwył”) uwzględniono obecność połączenia śrubowego między listwą podchwytową i prowadnikiem; w pozostałych modelach listwa podchwytowa jest z prowadnikiem trwale połączona.

Warianty 19 - 28 wprowadzono zmiany parametrów modelowania własności warstwy stykowej w połączeniu prowadnica - prowadnik w celu oszacowania wrażliwości złożonego modelu rzeczywistego układu konstrukcyjnego na zmiany tych parametrów, nawet w szerokim zakresie.

9.3. Analiza wyników obliczeń

Tab. 9.3 i Tab. 9.4 zawierają obliczone wartości przemieszczeń w punkcie skrawania i maksymalnych nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic dla wszystkich wariantów modelu.

9.3.1. Wpływ wartości obciążenia zewnętrznego na zachowanie się układu konstrukcyjnego

Na Rys. 9.12 pokazano porównanie wyników obliczeń dla wariantów modelu z wartościami sił skrawania zmieniającymi się od 10 do 200 % wartości w modelu wyjściowym. Pierwszy wykres przedstawia wartości przemieszczenia δ_x , δ_y , i δ_z w punkcie skrawania, odpowiednio w kierunkach X, Y i Z, oraz przemieszczenia wypadkowego δ . Drugi wykres przedstawia wartości maksymalnych nacisków normalnych na powierzchniach roboczych prowadnic S1 - S6 (oznaczonych odpowiednio σ_{max1} , σ_{max2} , σ_{max3} , σ_{max4} , σ_{max5} , i σ_{max6}) dla sześciu wariantów modelu.

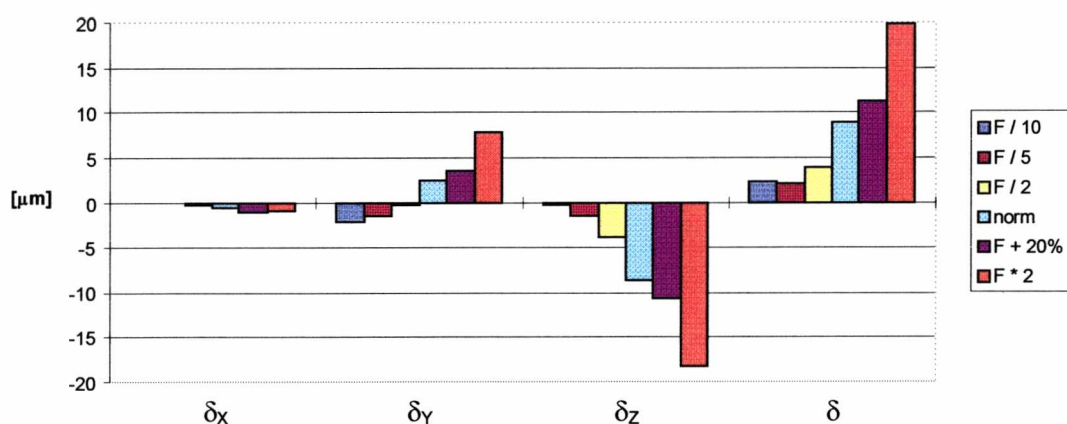
Tab. 9.3. Wyniki obliczeń przemieszczeń w punkcie skrawania dla różnych wariantów modelu tokarki TZC-32

nazwa modelu	obciążenie [N]				przemieszczenie punktu skrawania [μm]			
	F_x	F_y	F_z	F	δ_x	δ_y	δ_z	δ
F / 10	100	300	-500	592	-0.042	-2.205	-0.256	2.220
F / 5	200	600	-1000	1183	-0.132	-1.527	-1.513	2.154
F / 2	500	1500	-2500	2958	-0.260	-0.308	-3.803	3.824
norm	1000	3000	-5000	5916	-0.567	2.389	-8.657	8.998
F + 20%	1200	3600	-6000	7099	-1.050	3.611	-10.709	11.350
F * 2	2000	6000	-10000	11832	-0.845	7.784	-18.202	19.815
pskraw-	1000	3000	-5000	5916	-0.797	1.850	-7.679	7.939
pskraw+	1000	3000	-5000	5916	-0.004	3.613	-9.171	9.857
szersza	1000	3000	-5000	5916	-0.491	2.173	-8.596	8.880
listwa	1000	3000	-5000	5916	-0.682	2.402	-8.692	9.044
grubsza	1000	3000	-5000	5916	-0.659	2.386	-8.661	9.008
rozstaw-	1000	3000	-5000	5916	-0.578	-0.530	-6.882	6.927
rozstaw	1000	3000	-5000	5916	-0.339	-0.597	-7.092	7.125
rozstaw+	1000	3000	-5000	5916	-0.330	-0.607	-7.772	7.803
plyta-	1000	3000	-5000	5916	-0.744	2.248	-9.668	9.954
plyta+	1000	3000	-5000	5916	-0.571	2.458	-8.020	8.408
C_N / 10	1000	3000	-5000	5916	-0.505	2.455	-8.237	8.610
C_N / 5	1000	3000	-5000	5916	-0.512	2.448	-8.285	8.656
C_N / 2	1000	3000	-5000	5916	-0.535	2.445	-8.452	8.815
C_N * 2	1000	3000	-5000	5916	-1.128	2.203	-9.112	9.442
C_N * 5	1000	3000	-5000	5916	-1.198	1.314	-10.347	10.499
C_N * 10	1000	3000	-5000	5916	-1.185	-0.767	-12.354	12.434
cieńszy	1000	3000	-5000	5916	-0.644	2.365	-8.682	9.021
notang	1000	3000	-5000	5916	-0.539	2.132	-8.536	8.815
m = 1	1000	3000	-5000	5916	-0.465	2.220	-8.796	9.084
μ_s / 2	1000	3000	-5000	5916	-0.738	2.246	-8.613	8.932
bez styku	1000	3000	-5000	5916	-0.435	3.103	-8.608	9.161
podchwyt	1000	3000	-5000	5916	-0.472	2.322	-8.574	8.895

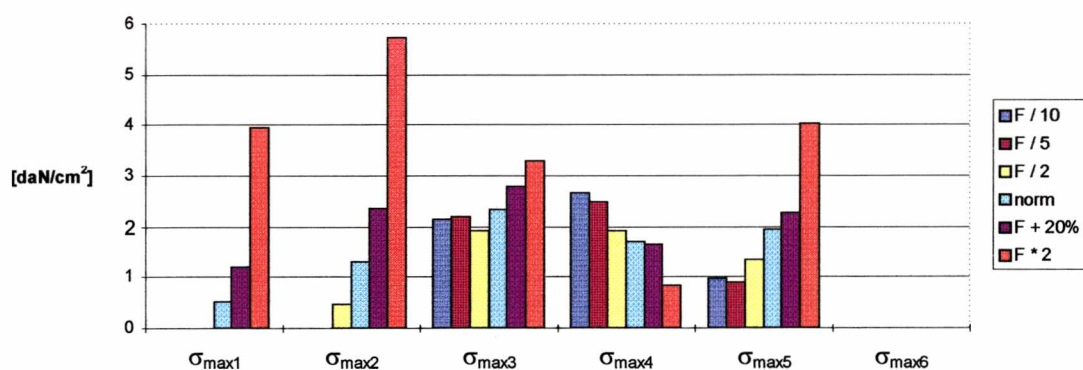
Tab. 9.4. Wyniki obliczeń maksymalnych nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic dla różnych wariantów modelu tokarki TZC-32

nazwa modelu	obciążenie [N]				maksymalne naciski na powierzchniach stykowych [daN/cm^2]					
	F_x	F_y	F_z	F	$\sigma_{\text{max}1}$	$\sigma_{\text{max}2}$	$\sigma_{\text{max}3}$	$\sigma_{\text{max}4}$	$\sigma_{\text{max}5}$	$\sigma_{\text{max}6}$
F / 10	100	300	-500	592	0	0	2.134	2.645	0.978	0
F / 5	200	600	-1000	1183	0	0	2.204	2.495	0.895	0
F / 2	500	1500	-2500	2958	0	0.454	1.895	1.895	1.331	0
norm	1000	3000	-5000	5916	0.504	1.304	2.318	1.71	1.932	0
F + 20%	1200	3600	-6000	7099	1.2	2.352	2.785	1.643	2.265	0
F * 2	2000	6000	-10000	11832	3.948	5.73	3.287	0.846	4.03	0
pskraw-	1000	3000	-5000	5916	0.17	0.743	2.262	1.511	1.162	0
pskraw+	1000	3000	-5000	5916	0.478	1.56	2.074	2.074	2.721	0
szersza	1000	3000	-5000	5916	0.359	1.311	2.414	1.751	2.033	0
listwa	1000	3000	-5000	5916	0.444	1.206	2.399	2.055	1.952	0
grubsza	1000	3000	-5000	5916	0.507	1.375	2.341	1.926	1.939	0
rozstaw-	1000	3000	-5000	5916	0.231	0.809	1.871	1.871	1.856	0
rozstaw	1000	3000	-5000	5916	0.176	0.657	1.856	1.551	2.098	0.027
rozstaw+	1000	3000	-5000	5916	0.239	0.669	1.935	1.856	2.259	0.08
plyta-	1000	3000	-5000	5916	0.935	2.132	2.456	1.732	1.87	0
plyta+	1000	3000	-5000	5916	0.297	0.974	2.274	2.178	2.079	0
C_N / 10	1000	3000	-5000	5916	1.852	1.653	2.298	2.083	2.653	0.38
C_N / 5	1000	3000	-5000	5916	2.066	2.166	2.292	2.292	2.532	0.135
C_N / 2	1000	3000	-5000	5916	1.135	1.69	2.201	1.781	2.249	0
C_N * 2	1000	3000	-5000	5916	0.17	1.195	2.212	2.064	1.696	0
C_N * 5	1000	3000	-5000	5916	0	0.454	1.895	1.895	1.331	0
C_N * 10	1000	3000	-5000	5916	0	0.293	1.823	1.823	1.151	0
cieńszy	1000	3000	-5000	5916	0.466	1.339	2.376	2.005	1.99	0
notang	1000	3000	-5000	5916	0.126	0.611	2.217	1.799	1.952	0
m = 1	1000	3000	-5000	5916	0.697	1.082	2.255	1.561	1.738	0
μ_s / 2	1000	3000	-5000	5916	0.289	1.055	2.324	2.009	1.992	0
podchwyt	1000	3000	-5000	5916	25.583	1.168	2.302	1.695	2.411	25.702

nazwa modelu	przesunięcie punktu skrawania							
	$\delta_x [\mu m]$	$\Delta [\%]$	$\delta_y [\mu m]$	$\Delta [\%]$	$\delta_z [\mu m]$	$\Delta [\%]$	$\delta [\mu m]$	$\Delta [\%]$
F / 10	-0.042	-93	-2.205	-192	-0.256	-97	2.220	-75
F / 5	-0.132	-77	-1.527	-164	-1.513	-83	2.154	-76
F / 2	-0.260	-54	-0.308	-113	-3.803	-56	3.824	-58
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
F + 20%	-1.050	85	3.611	51	-10.709	24	11.350	26
F * 2	-0.845	49	7.784	226	-18.202	110	19.815	120



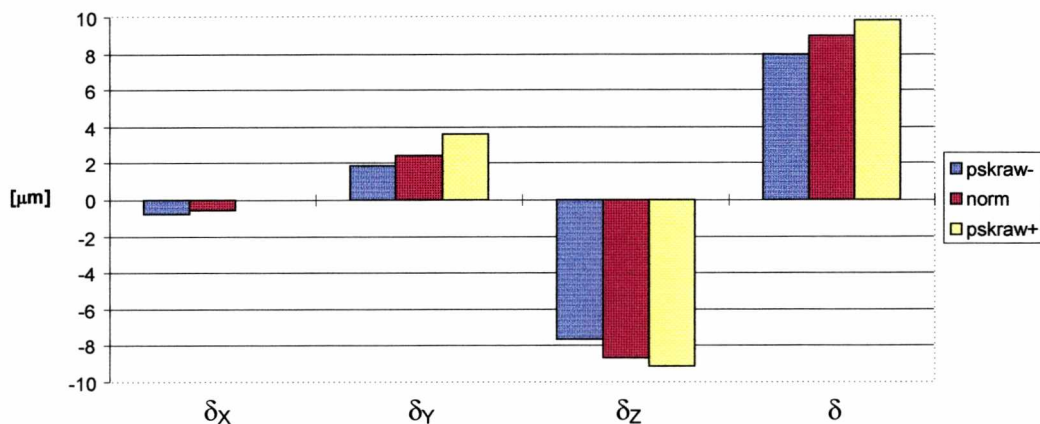
nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm ²]											
	σ_{max1}	$\Delta [\%]$	σ_{max2}	$\Delta [\%]$	σ_{max3}	$\Delta [\%]$	σ_{max4}	$\Delta [\%]$	σ_{max5}	$\Delta [\%]$	σ_{max6}	$\Delta [\%]$
F / 10	0	-	0	-	2.134	-8	2.645	55	0.978	-49	0	0
F / 5	0	-	0	-	2.204	-5	2.495	46	0.895	-54	0	0
F / 2	0	-	0.454	-65	1.895	-18	1.895	11	1.331	-31	0	0
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
F + 20%	1.2	138	2.352	80	2.785	20	1.643	-4	2.265	17	0	0
F * 2	3.948	683	5.73	339	3.287	42	0.846	-51	4.03	109	0	0



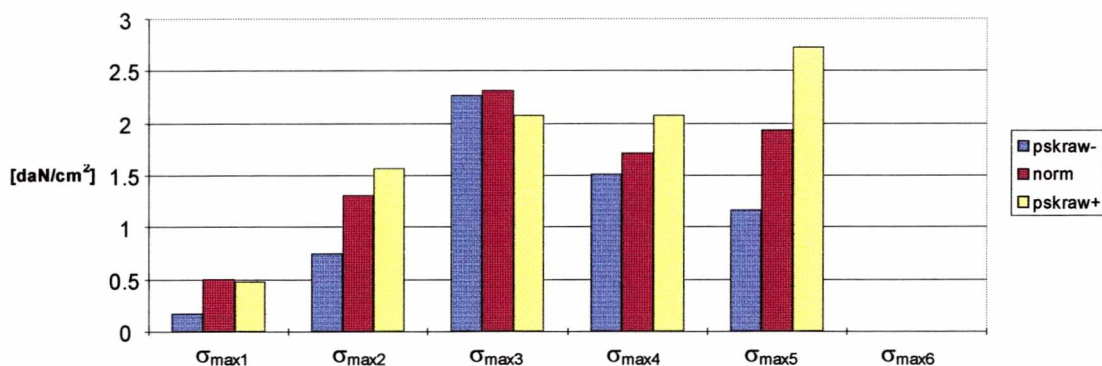
Rys. 9.12. Wyniki obliczeń dla różnych wartości sił skrawania

Widać tutaj **nieliniowy charakter** zależności przemieszczeń i nacisków od obciążeń zewnętrznych. Z trzech kierunków przemieszczenia w punkcie skrawania jedynie

nazwa modelu	przesunięcie punktu skrawania							
	$\delta_x [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$	$\delta_y [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$	$\delta_z [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$	$\delta [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$
pskraw-	-0.797	41	1.850	-23	-7.679	-11	7.939	-12
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
pskraw+	-0.004	-99	3.613	51	-9.171	6	9.857	10



nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm^2]											
	σ_{max1}	$\Delta [\%]$	σ_{max2}	$\Delta [\%]$	σ_{max3}	$\Delta [\%]$	σ_{max4}	$\Delta [\%]$	σ_{max5}	$\Delta [\%]$	σ_{max6}	$\Delta [\%]$
pskraw-	0.17	-66	0.743	-43	2.262	-2	1.511	-12	1.162	-40	0	0
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
pskraw+	0.478	-5	1.56	20	2.074	-11	2.074	21	2.721	41	0	0

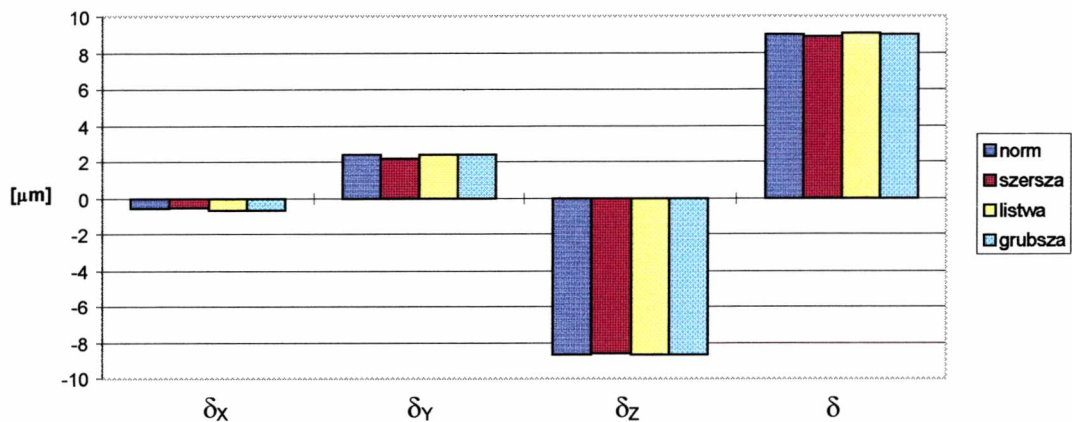


Rys. 9.14. Wyniki obliczeń dla różnego położenia punktu skrawania

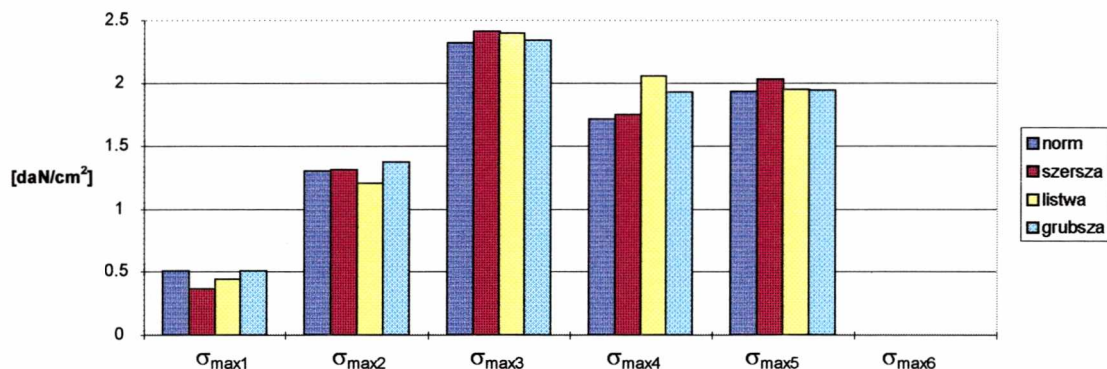
9.3.3. Wpływ wymiarów listew prowadnic i listwy podchwytywowej na zachowanie się układu konstrukcyjnego

Na Rys. 9.15 pokazano porównanie wyników obliczeń dla modeli ze zmienionymi wymiarami elementów połączenia prowadnicowego (Rys. 9.16):

nazwa modelu	przesunięcie punktu skrawania							
	δ_x [μm]	Δ [%]	δ_y [μm]	Δ [%]	δ_z [μm]	Δ [%]	δ [μm]	Δ [%]
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
szersza	-0.491	-13	2.173	-9	-8.596	-1	8.880	-1
listwa	-0.682	20	2.402	1	-8.692	0	9.044	1
grubsza	-0.659	16	2.386	0	-8.661	0	9.008	0

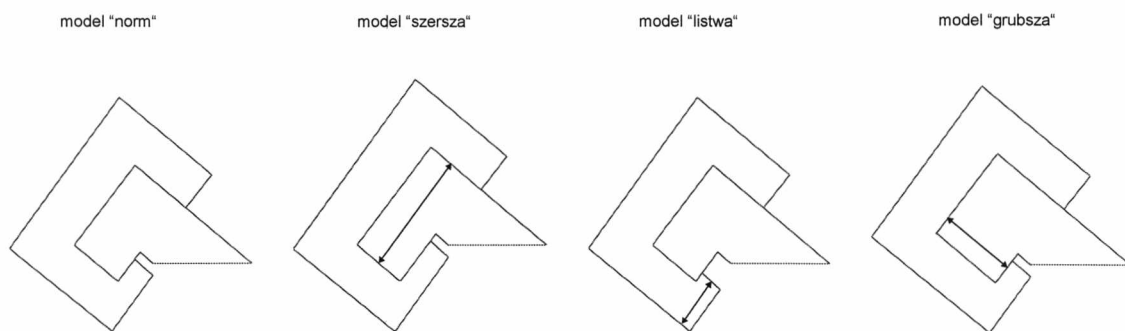


nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm^2]											
	σ_{max1}	Δ [%]	σ_{max2}	Δ [%]	σ_{max3}	Δ [%]	σ_{max4}	Δ [%]	σ_{max5}	Δ [%]	σ_{max6}	Δ [%]
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
szersza	0.359	-29	1.311	1	2.414	4	1.751	2	2.033	5	0	0
listwa	0.444	-12	1.206	-8	2.399	3	2.055	20	1.952	1	0	0
grubsza	0.507	1	1.375	5	2.341	1	1.926	13	1.939	0	0	0



Rys. 9.15. Wyniki obliczeń dla różnych wymiarów prowadnic

- w modelu „szersza” zwiększono, w porównaniu z modelem „norm”, szerokość listew prowadnic o 7.5 mm (około 8 %),
- w modelu „listwa” zmniejszono szerokość listwy podchwytywowej o 10.5 mm (50 % dla prowadnicy prowadzącej i 75 % dla prowadnicy wspierającej),
- w modelu „grubsza” zwiększono grubość listew prowadnic o 10.5 mm (około 20 %).



Rys. 9.16. Różne rozmiary listew przewodnic i listwy podchwyty (dla lepszej ilustracji zmiany są większe niż w rzeczywistości)

Obliczone przemieszczenia w punkcie skrawania nie zmieniają znacząco swoich wartości. Prowadzi to do wniosku, że wyjściowy układ przewodnicowy jest dość sztywny i mało czuły na tak niewielkie zmiany parametrów konstrukcyjnych.

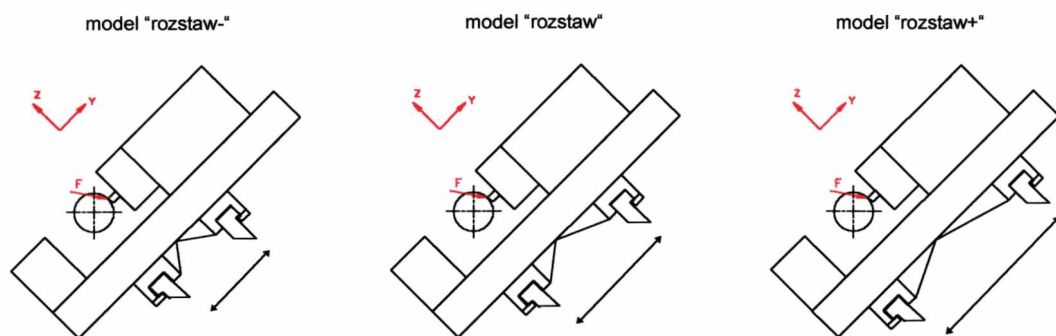
Jeśli idzie o naciski na powierzchniach roboczych przewodnic, to wszystkie modyfikacje wymiarów elementów połączenia prowadzą do niewielkiej zmiany wartości maksymalnych nacisków normalnych.

9.3.4. Wpływ rozstawu przewodnic na zachowanie się układu konstrukcyjnego

Na Rys. 9.18 pokazano porównanie wyników obliczeń dla wariantów ze zmienionym rozstawem przewodnic (Rys. 9.17):

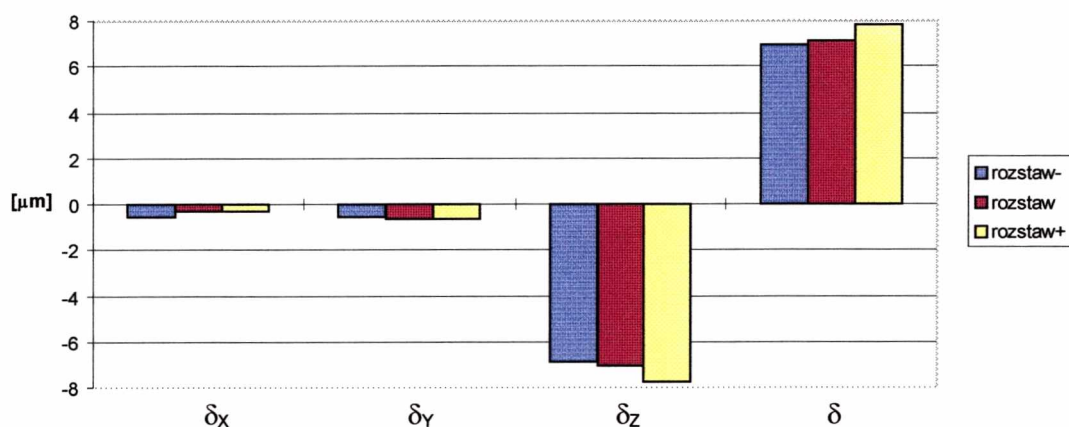
- w modelu „rozstaw-” zmniejszono rozstaw przewodnic łoża o 100 mm,
- w modelu „rozstaw+” zwiększono rozstaw przewodnic łoża o 100 mm,
- w modelu „rozstaw” rozstaw przewodnic jest taki jak w modelu wyjściowym.

W modelach „rozstaw-”, „rozstaw” i „rozstaw+” nie uwzględniono geometrii całego łoża tokarki, ponieważ należałoby wówczas wprowadzić zbyt wiele zmian modelu dotyczących uźebrowania łoża, otworów itp. Zbudowano więc model uproszczony, bez łoża, w którym przewodnice były utwierdzone - był to model sztywniejszy niż model wyjściowy. Dla celów porównawczych należało opracować też uproszczony wariant modelu z niezmiennym rozstawem przewodnic.

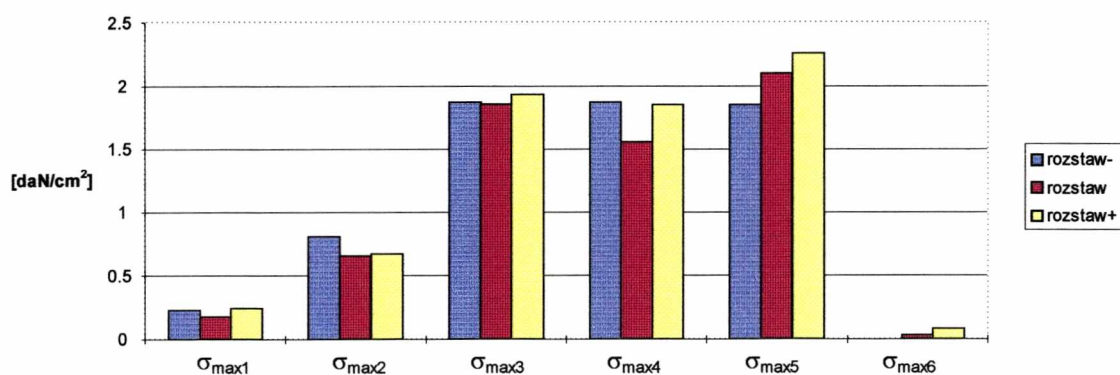


Rys. 9.17. Zmiany rozstawu prowadnic

nazwa modelu	przeszczenie punktu skrawania							
	δ_x [μm]	Δ [%]	δ_y [μm]	Δ [%]	δ_z [μm]	Δ [%]	δ [μm]	Δ [%]
rozstaw-	-0.578	71	-0.530	-11	-6.882	-3	6.927	-3
rozstaw	-0.339	-	-0.597	-	-7.092	-	7.125	-
rozstaw+	-0.330	-3	-0.607	2	-7.772	10	7.803	10



nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm^2]											
	σ_{max1}	Δ [%]	σ_{max2}	Δ [%]	σ_{max3}	Δ [%]	σ_{max4}	Δ [%]	σ_{max5}	Δ [%]	σ_{max6}	Δ [%]
rozstaw-	0.231	31	0.809	23	1.871	1	1.871	21	1.856	-12	0	-
rozstaw	0.176	-	0.657	-	1.856	-	1.551	-	2.098	-	0.027	-
rozstaw+	0.239	36	0.669	2	1.935	4	1.856	20	2.259	8	0.08	196



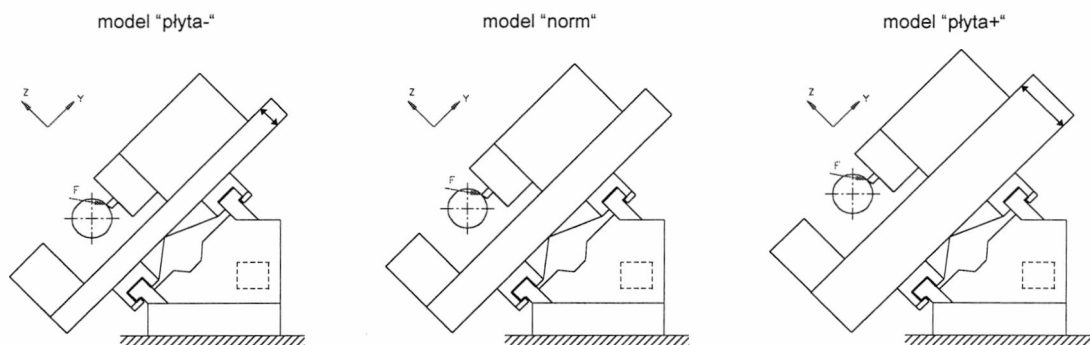
Rys. 9.18. Wyniki obliczeń dla różnego rozstawu prowadnic

Wszystkie składowe przemieszczeń w punkcie skrawania zmieniają się wraz ze zmianą rozstawu prowadnic nie więcej niż o 11 %, za wyjątkiem przemieszczenia w kierunku X, które jest wrażliwe na zmniejszenie rozstawu.

Zmiany nacisków maksymalnych są już większe i sięgają nawet 36 %, trudno tutaj zauważyć jakąś prawidłowość. Może to wynikać z faktu, iż wraz ze zmianą rozstawu prowadnic (i prowadników) zmienia się zbyt wiele parametrów konstrukcyjnych układu.

9.3.5. Wpływ grubości płyty suportu na zachowanie się układu konstrukcyjnego

Na Rys. 9.19 pokazano porównanie wyników obliczeń dla wariantów z różną grubością płyty suportu. W modelu wyjściowym płyta ma grubość 140 mm, w modelu „płyta-“ grubość zmniejszono do 120 mm, a w modelu „płyta+” zwiększono do 160 mm (Rys. 9.20).



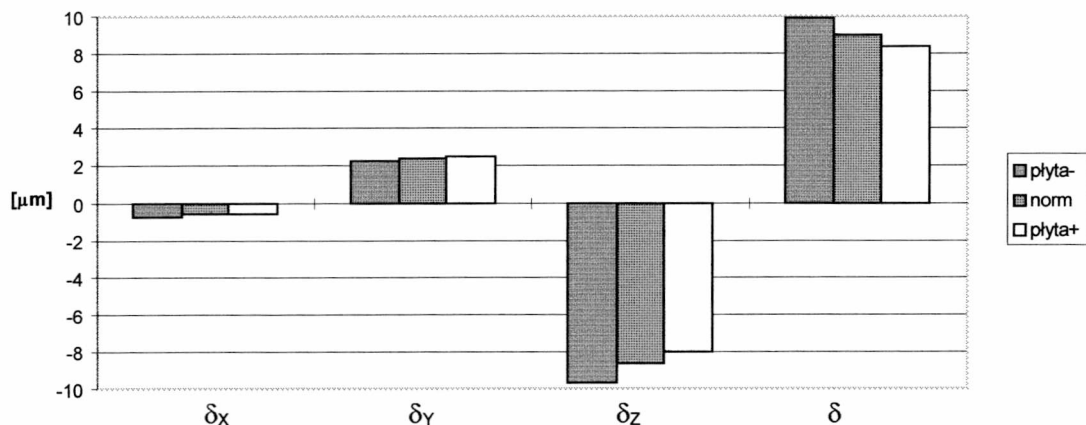
Rys. 9.19. Zmiana grubości płyty suportu (dla lepszej ilustracji zmiany są większe niż w rzeczywistości)

Zmiana grubości płyty suportu zmienia sztywność całego układu nośnego obrabiarki, co powoduje zmianę przemieszczenia w punkcie skrawania: dla grubszej płyty przemieszczenie maleje o 7 %, a dla cieńszej płyty wzrasta o 11 %.

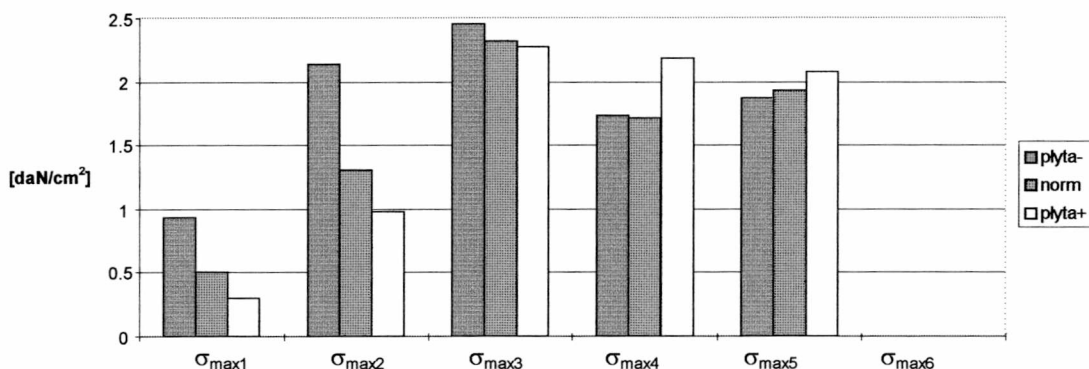
Naciski maksymalne na powierzchniach roboczych S1, S2 i S3 prowadnicy są w porównaniu z modelem wyjściowym większe w modelu „płyta-“ i mniejsze w modelu „płyta+“, zaś na powierzchni S5 - odwrotnie. Na powierzchni S4 w obydwu modelach naciski są większe.

Analiza ta raz jeszcze potwierdza wpływ **odkształceń postaciowych** elementów układu nośnego (w tym przypadku płyty suportu) na wartości i rozkład nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic.

nazwa modelu	przeszczenie punktu skrawania							
	δ_x [μm]	Δ [%]	δ_y [μm]	Δ [%]	δ_z [μm]	Δ [%]	δ [μm]	Δ [%]
plyta-	-0.744	31	2.248	-6	-9.668	12	9.954	11
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
plyta+	-0.571	1	2.458	3	-8.020	-7	8.408	-7



nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm^2]											
	$\sigma_{\max 1}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 2}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 3}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 4}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 5}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 6}$	Δ [%]
plyta-	0.935	86	2.132	63	2.456	6	1.732	1	1.87	-3	0	0
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
plyta+	0.297	-41	0.974	-25	2.274	-2	2.178	27	2.079	8	0	0

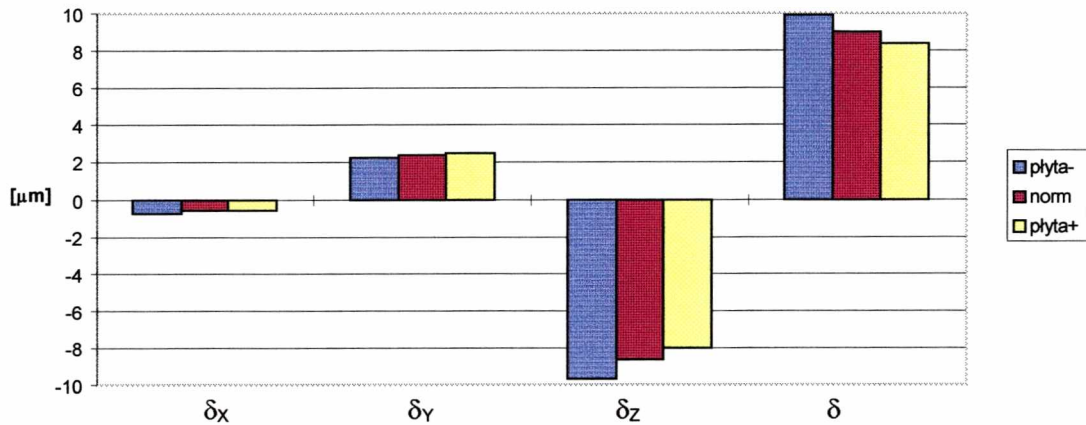


Rys. 9.20. Wyniki obliczeń dla różnych grubości płyty suportu

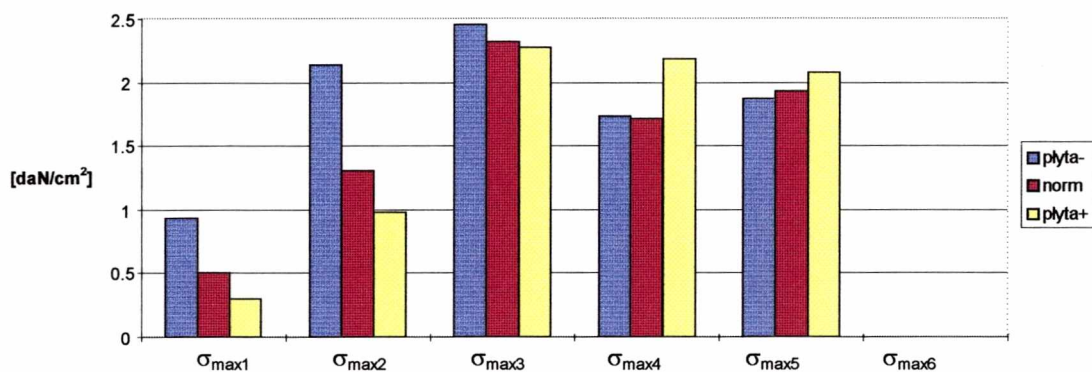
9.3.6. Wpływ wartości parametrów opisujących własności warstwy styku na zachowanie się układu konstrukcyjnego

W celu sprawdzenia wpływu własności połączenia na sztywność pełnego układu nośnego tokarki opracowano zestaw wariantów modelu, w których zmieniano wartości parametrów opisujących własności warstwy styku w połączeniu. Modelom tym trudno przypisać interpretację fizyczną, miały one jedynie wprowadzać zmiany w wartościach

nazwa modelu	przeszyczenie punktu skrawania							
	$\delta_x [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$	$\delta_y [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$	$\delta_z [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$	$\delta [\mu\text{m}]$	$\Delta [\%]$
plyta-	-0.744	31	2.248	-6	-9.668	12	9.954	11
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
plyta+	-0.571	1	2.458	3	-8.020	-7	8.408	-7



nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm^2]											
	$\sigma_{\text{max}1}$	$\Delta [\%]$	$\sigma_{\text{max}2}$	$\Delta [\%]$	$\sigma_{\text{max}3}$	$\Delta [\%]$	$\sigma_{\text{max}4}$	$\Delta [\%]$	$\sigma_{\text{max}5}$	$\Delta [\%]$	$\sigma_{\text{max}6}$	$\Delta [\%]$
plyta-	0.935	86	2.132	63	2.456	6	1.732	1	1.87	-3	0	0
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
plyta+	0.297	-41	0.974	-25	2.274	-2	2.178	27	2.079	8	0	0

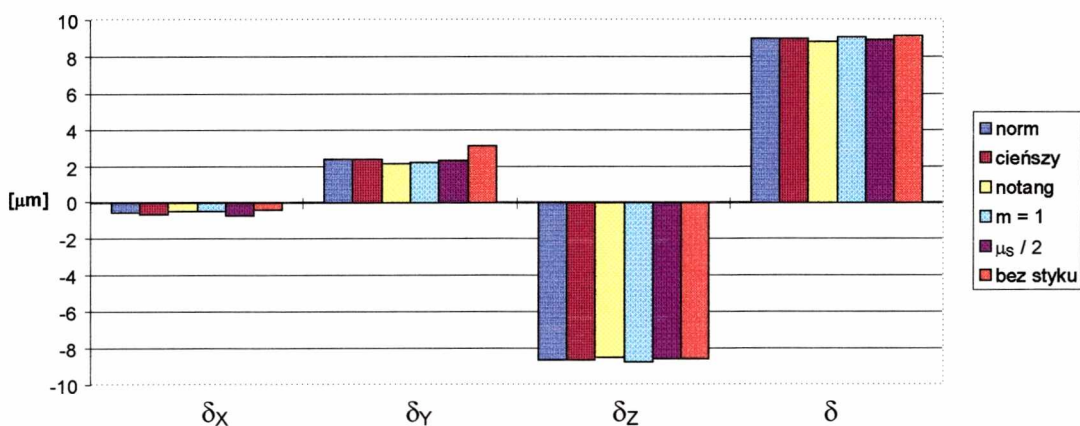


Rys. 9.20. Wyniki obliczeń dla różnych grubości płyty suportu

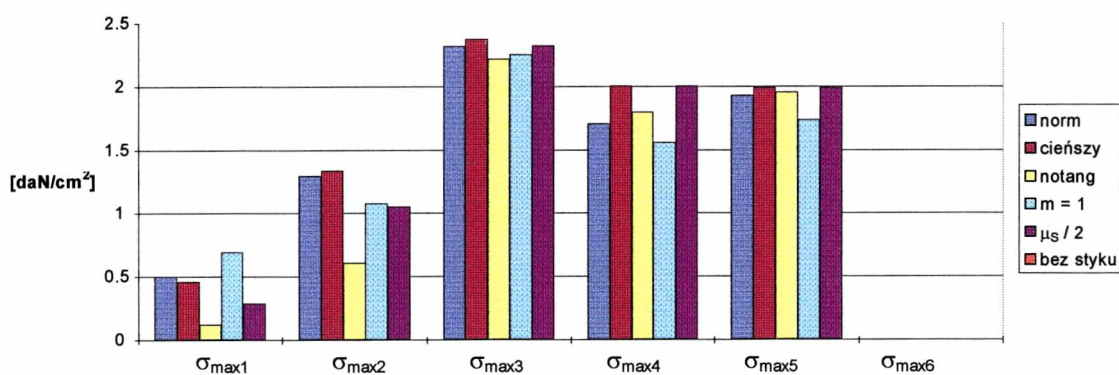
9.3.6. Wpływ wartości parametrów opisujących własności warstwy styku na zachowanie się układu konstrukcyjnego

W celu sprawdzenia wpływu własności połączenia na sztywność pełnego układu nośnego tokarki opracowano zestaw wariantów modelu, w których zmieniano wartości parametrów opisujących własności warstwy styku w połączeniu. Modelom tym trudno przypisać interpretację fizyczną, miały one jedynie wprowadzać zmiany w wartościach

nazwa modelu	przeszczenie punktu skrawania							
	δ_x [μm]	Δ [%]	δ_y [μm]	Δ [%]	δ_z [μm]	Δ [%]	δ [μm]	Δ [%]
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
cieńszy	-0.644	14	2.365	-1	-8.682	0	9.021	0
notang	-0.539	-5	2.132	-11	-8.536	-1	8.815	-2
$m = 1$	-0.465	-18	2.220	-7	-8.796	2	9.084	1
$\mu_s / 2$	-0.738	30	2.246	-6	-8.613	-1	8.932	-1
bez styku	-0.435	-23	3.103	30	-8.608	-1	9.161	2

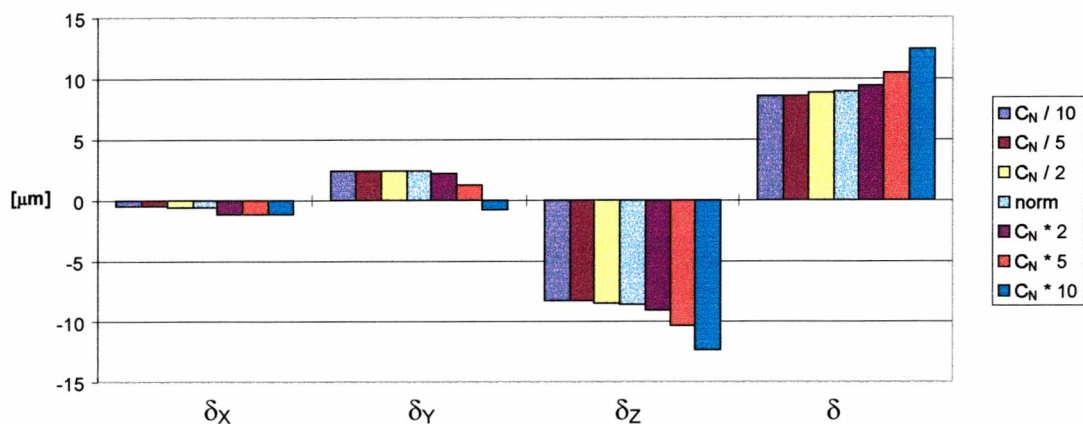


nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych przewodnic [daN/cm ²]											
	$\sigma_{\max 1}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 2}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 3}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 4}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 5}$	Δ [%]	$\sigma_{\max 6}$	Δ [%]
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
cieńszy	0.466	-8	1.339	3	2.376	3	2.005	17	1.99	3	0	0
notang	0.126	-75	0.611	-53	2.217	-4	1.799	5	1.952	1	0	0
$m = 1$	0.697	38	1.082	-17	2.255	-3	1.561	-9	1.738	-10	0	0
$\mu_s / 2$	0.289	-43	1.055	-19	2.324	0	2.009	17	1.992	3	0	0

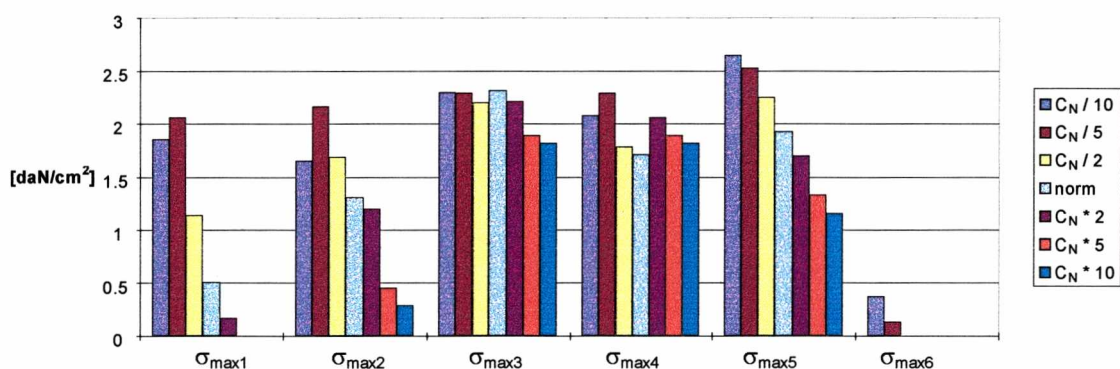


Rys. 9.21. Wyniki obliczeń dla różnych współczynników modelowania warstw stykowych

nazwa modelu	przesunięcie punktu skrawania							
	δ_x [μm]	Δ [%]	δ_y [μm]	Δ [%]	δ_z [μm]	Δ [%]	δ [μm]	Δ [%]
$C_N / 10$	-0.505	-11	2.455	3	-8.237	-5	8.610	-4
$C_N / 5$	-0.512	-10	2.448	2	-8.287	-4	8.656	-4
$C_N / 2$	-0.535	-6	2.445	2	-8.452	-2	8.815	-2
norm	-0.567	-	2.389	-	-8.657	-	8.998	-
$C_N * 2$	-1.128	99	2.203	-8	-9.112	5	9.442	5
$C_N * 5$	-1.198	111	1.314	-45	-10.347	20	10.499	17
$C_N * 10$	-1.185	109	-0.767	-132	-12.354	43	12.434	38



nazwa modelu	maksymalne naciski na powierzchniach kontaktowych prowadnic [daN/cm^2]											
	$\sigma_{\text{max}1}$	Δ [%]	$\sigma_{\text{max}2}$	Δ [%]	$\sigma_{\text{max}3}$	Δ [%]	$\sigma_{\text{max}4}$	Δ [%]	$\sigma_{\text{max}5}$	Δ [%]	$\sigma_{\text{max}6}$	Δ [%]
$C_N / 10$	1.852	267	1.653	27	2.298	-1	2.083	22	2.653	37	0.38	100
$C_N / 5$	2.066	310	2.166	66	2.292	-1	2.292	34	2.532	31	0.135	100
$C_N / 2$	1.135	125	1.690	30	2.201	-5	1.781	4	2.249	16	0	0
norm	0.504	-	1.304	-	2.318	-	1.71	-	1.932	-	0	-
$C_N * 2$	0.17	-66	1.195	-8	2.212	-5	2.064	21	1.696	-12	0	0
$C_N * 5$	0	-100	0.454	-65	1.895	-18	1.895	11	1.331	-31	0	0
$C_N * 10$	0	-100	0.293	-78	1.823	-21	1.823	7	1.151	-40	0	0

Rys. 9.22. Wyniki obliczeń dla różnych współczynników C_N

W przeciwieństwie do stosunkowo prostego modelu z podrozdziału 8.1, gdzie wartości współczynników dla modelowania własności warstwy styku w połączeniach miały wyraźny wpływ na wyniki obliczeń, w modelu tak złożonym jak prezentowany model tokarki TZC-32 wartości tych współczynników nie są już tak istotne. Na tej podstawie można uznać, że w obliczeniach złożonych układów konstrukcyjnych zawierających też połączenia **nie można pomijać odkształcalnego kontinuum korpusów**, koncentrując się jedynie na modelowaniu połączeń. W modelu MES musi być uwzględnione zarówno szczegóły konstrukcyjne opisane geometrią korpusów, jak i parametry opisujące własności połączeń. Wpływ odkształceń tych dwóch członów konstrukcyjnych w UKO jest zależny też od cech konstrukcji.

Wybraną do analizy obliczeniowej tokarkę należy uznać za sztywną. Jak wynika z obliczeń wpływ zmian parametrów połączenia na własności UKO nie jest bardzo istotny. Dla układów korpusowych mniej sztywnych wpływ ten byłby jeszcze mniejszy.

10. Podsumowanie

Głównym celem pracy było opracowanie **metodyki obliczeń projektowych** wspomaganej przez **zintegrowany system CAD/MES**, przeznaczonych do projektowania maszyn wytwórczych z uwzględnieniem ślizgowych połączeń prowadnicowych. Założono przy tym, że system ten będzie umożliwiał modelowanie nieliniowych, otrzymanych eksperymentalnie, charakterystyk opisujących własności warstwy styku w połączeniu prowadnicowym oraz będzie automatycznie modyfikował topologię i parametry modelu obliczeniowego w iteracyjnym procesie obliczeń MES.

Zakres prac i zrealizowane zadania badawcze można umieścić w trzech obszarach zagadnień:

1. W obszarze **metodyki modelowania** opracowano moduły programowe, osadzone w środowisku CAD (AutoCAD) i MES (Cosmos/M). Moduły te służą do wymiany danych geometrycznych między systemem CAD i MES, do tworzenia modelu obliczeniowego uwzględniającego własności warstwy stykowej w połączeniach, do modyfikacji modelu w iteracyjnym procesie obliczeniowym oraz do graficznej prezentacji wyników obliczeń (rozdział 6). W szczególności spośród stworzonych modułów należy wymienić:
 - **GEN_INF, AUTO_INF, KONTAKT** - zestaw programów do uzupełnienia o elementy, które modelują własności warstwy styku, modelu MES stworzonego na podstawie geometrii konstrukcji przejętej z systemu CAD; konieczność ich opracowania wynikała z faktu, że bezpośrednie przekazywanie danych geometrycznych z systemu CAD do systemu MES nie zapewnia utworzenia poprawnego modelu zawierającego elementy modelujące warstwę stykową.
 - **ITERACJA** - program do modyfikacji topologii i parametrów elementów w modelu MES dla iteracyjnych obliczeń modeli zawierających elementy opisujące nieliniowe własności warstwy styku w połączeniach; program tworzy też dane dla graficznej wizualizacji wyników obliczeń MES. Na podstawie analizy literatury wybrano zależności opisujące statyczne własności warstwy styku w połączeniach: wzory (3.1) i (3.4). Są to zależności empiryczne, w których współczynniki wyznacza się eksperymentalnie dla różnych rodzajów i stanów stykających się powierzchni.

- **INTEGRATOR** - program sterujący procesem przygotowania i obliczeń modelu zawierającego elementy modelujące własności warstwy stykowej; odpowiada on za przekazywanie danych geometrycznych między systemem CAD i systemem MES, decyduje o przebiegu i zakończeniu iteracji obliczeń oraz umożliwia graficzną prezentację wyników obliczeń w systemie CAD.
2. Opracowane metody i algorytmy zostały **zweryfikowane eksperymentalnie** na kilku modelach o różnym stopniu złożoności (rozdział 8). Rozbieżność między wynikami pomiarów i obliczeń nie przekraczała zazwyczaj kilkunastu procent, co przy złożoności modeli obliczeniowych i koniecznych uproszczeniach modeli analizowanych obiektów, należy uznać za zadowalające.
 3. Na podstawie analizy obliczeniowej pary kontaktowej (rozdział 7) i analizy wpływu parametrów modelu MES układu przewodnicowego na dokładność i zbieżność procesu obliczeń (rozdział 8) opracowano **zalecenia** dotyczące budowy obliczeniowych modeli MES układów konstrukcyjnych zawierających połączenia przewodnicowe. Do najważniejszych wskazówek praktycznych, wyprowadzonych z tej pracy a przydatnych w modelowaniu układów konstrukcyjnych maszyn zawierających połączenia przewodnicowe, można zaliczyć następujące:
 - W modelu MES układów o dużej sztywności postaciowej korpusów nie powinno się pomijać **własności warstwy styku** w połączeniu, należy je zamodelować grupami elementów o nieliniowej charakterystyce, zgodnej z charakterystyką warstwy styku; jeśli model nie zawiera takich elementów, błąd obliczeń może sięgać nawet 90 % (Rys. 8.16, Rys. 8.17).
 - W modelu MES nie powinno się pomijać **odkształceń postaciowych korpusów** i dlatego kontinuum materialne otaczające styk w połączeniu przewodnicowym powinno być modelowane elementami skończonymi podatnymi; jeśli stosuje się elementy sztywne, błąd obliczeń może sięgać nawet 50 % (Rys. 8.16, Rys. 8.17).
 - W złożonych układach konstrukcyjnych wpływ własności połączeń nie zawsze jest dominujący, a zatem nie muszą być one modelowane bardzo dokładnie, ponieważ odkształcenia postaciowe mają większe znaczenie dla podatności całego układu. Dobranie jednak odpowiednich parametrów elementów modelujących warstwę styku i warunków brzegowych modelu MES, tak aby nie doprowadzić do

nadmiernego wzrostu sztywności modelu i zmniejszenia dokładności obliczeń, wymaga odpowiedniego doświadczenia w modelowaniu.

- Najlepszą dokładność w przeprowadzonych obliczeniach wykazywały modele układów przewodnicowych spełniające następujące warunki:
 - * kontinuum materialne modelowane elementami skończonymi objętościowymi, 8-węzłowymi (w systemie Cosmos/M - elementami typu SOLID),
 - * warstwa styku w połączeniu podzielona na fragmenty, których wielkość wynika z dyskretyzacji kontinuum otaczającego styk; własności każdego fragmentu warstwy styku modelowane przy pomocy zestawu 3 - 5 elementów prętowych (w systemie Cosmos/M - elementami typu TRUSS3D), z których jeden modeluje własności w kierunku normalnym do powierzchni styku, a pozostałe w kierunku stycznym,
 - * grubość warstwy styku modelowanej przy pomocy zestawów elementów prętowych równa około 0.01 wymiarów elementów objętościowych modelujących kontinuum materialne otaczające styk,
 - * własności warstwy styku w połączeniu opisane nieliniowymi zależnościami (5.1) i (5.2), otrzymanymi w wyniku badań eksperymentalnych.

Przydatność metody modelowania i obliczeń oraz własności użytkowe opracowanego systemu potwierdziły się w wariantowej analizie wpływu różnych czynników konstrukcyjnych na własności układu przewodnicowego tokarki TZC-32 (rozdział 9). Analiza ta wykazała możliwość stosowania opracowanej metody do oceny pełnych układów konstrukcyjnych obrabiarek zawierających połączenia przewodnicowe. Jeśli podczas projektowania układu konstrukcyjnego znane są wyznaczone eksperymentalnie charakterystyki opisujące własności warstwy stykowej w połączeniach, wyniki obliczeń opisywaną metodą są podstawą do *pełnej oceny* statycznych własności konstrukcji. W przypadku nieznanomości tych charakterystyk wyniki takich obliczeń mogą być przydatne w *analizie wariantowej* konstrukcji.

Opracowano, osadzone w środowisku systemu AutoCAD, programy do graficznej **wizualizacji rozkładów nacisków** na powierzchniach roboczych przewodnic, która umożliwia czytelną i szybką interpretację wprowadzanych zmian konstrukcyjnych. Opracowany system pozwala też na **obserwację** wpływu **deformacji kontinuum** materialnego (listew przewodnic i podchwyty) na lokalne odkształcenia korpusów i

koncentrację nacisków na roboczych powierzchniach prowadnic. Na podstawie rozkładu nacisków na powierzchniach roboczych prowadnic można także prognozować **zużycie prowadnic** w zależności od obciążeń i intensywności użytkowania obrabiarki.

Ocena wpływu sztywności układu konstrukcyjnego zawierającego połączenia prowadnicowe na **przemieszczenie między przedmiotem i narzędziem**, decydujące o dokładności obróbki, na podstawie wyników analizy opracowaną metodą, może zastąpić pracochłonne i kosztowne badania prototypów, a w szczególnych przypadkach (np. produkcja jednostkowa) może być jedynym narzędziem wspomagającym decyzje projektanta i umożliwiającym wybór najlepszego rozwiązania konstrukcyjnego.

Można uznać, że powyższe wnioski **potwierdzają zasadność tezy**, postawionej w rozdziale 4.

Na obecnym etapie rozwoju metoda ogranicza się do analizy statycznych własności układów konstrukcyjnych maszyn. Logiczną kontynuacją prac wydaje się rozszerzenie metody o możliwość analizy dynamicznych własności konstrukcji. Takie uzupełnienie opracowanego systemu CAD/MES umożliwiłoby przewidywanie wpływu tłumiących własności połączeń prowadnicowych na rozpraszanie drgań mechanicznych występujących w analizowanych konstrukcjach obrabiarek.

Literatura

- [1]. **Autodesk, Inc.:** AutoCAD Wydanie 13. Podręcznik użytkownika, 1994
- [2]. **Back N., Burdekin M., Cowley A.:** Review of the research on fixed and sliding joints. Proceedings of 13th International Machine Tool Design and Research Conference, Birmingham 1972, Pergamon Press, 1973
- [3]. **Back N., Burdekin M., Cowley A.:** Analysis of machine tool joints by the finite element method. Proceedings of 14th International Machine Tool Design and Research Conference, Manchester 1973, London-Basingstoke, 1974
- [4]. **Berczyński S., Szwengier G., Biedunkiewicz W.:** Komputerowe wspomaganie projektowania połączeń prowadnicowych - pakiet programów "PROWA". V Konferencja „Metody i środki projektowania automatycznego. Warszawa, 1985
- [5]. **Berczyński S., Żaboklicki S.:** Komputerowe wspomaganie projektowania obrabiarek. Przegląd Mechaniczny nr 23, 1987
- [6]. **Berczyński S., Żaboklicki S.:** Komputerowo wspomagana analiza geometryczno-ruchowych struktur obrabiarek. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1988
- [7]. **Będziński R., Dybała B., Szymkowski J., Ściagała K.:** Badania doświadczalne odkształcalności elementów obrabiarki TZC-32N2 Universal w rejonie połączeń prowadnicowych, praca niepublikowana, 1995
- [8]. **Bossak M., Zgorzelski M.:** Metoda elementów skończonych. Przegląd Mechaniczny nr 19, 1978
- [9]. **Bowden F., Tabor D.:** Tarcie i zużycie, PWN Warszawa, 1962
- [10]. **Buć J., Nowicki B.:** The measurement of the area of contact between two metal surfaces. Proceedings of 8th International Machine Tool Design and Research Conference, Manchester 1968, Pergamon Press, 1969
- [11]. **Chlebus E., Tanner A.:** Zur Konstruktion spanender Werkzeugmaschinen mit Konstruktionskatalogen. Entwicklung - Konstruktion - Genauigkeit flexibler Werkzeugmaschinen und Automatisierungseinrichtungen 10, Werkzeugmaschinenkolloquium, Technische Universität Dresden, 1989
- [12]. **Chlebus E.:** Podstawy kształtowania funkcjonalnych cech i własności układów konstrukcyjnych obrabiarek. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej nr 50, Seria: Monografie nr 14, Wrocław, 1993
- [13]. **Chlebus E., Dybała B., Boratyński T.:** CAD system for designing guiding units of machine tools. International Conference on CIM, Politechnika Śląska, Zakopane, 1994
- [14]. **Chlebus E., Koch J., Iżykowski St., Koch T., Dybała B., Boratyński T.:** Opracowanie metodologii zintegrowanego techniką CAD konstruowania mechanicznego układu obrabiarek. Raporty Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej, Seria: Sprawozdania nr 17, Wrocław, 1995
- [15]. **Connolly R., Thornley R. H.:** Determining the normal stiffness of joints faces. Transactions of the ASME Journal of Engineering for Industry, no 1, 1968
- [16]. **Демкин Н.:** Фактическая площадь касания твёрдых поверхностей, Машиностроение, Москва, 1962
- [17]. **Dolbey M. P., Bell R.:** The contact stiffness of joints at low apparent interface pressures. Annals of the CIRP vol. 19/1, 1971

- [18]. **Genius CAD-Software GmbH:** Genius 12.1 - System wspomagania projektowania mechanicznego w środowisku pakietu AutoCAD. Podręcznik użytkownika, 1993
- [19]. **Grudziński K., Żmijewski W.:** Metodyka analitycznego wyznaczania współczynników sztywności dyskretnych więzów sprężystych modelu fizycznego zespołów typu stół-sanie-wspornik frezarki. Prace Naukowe Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej nr 18, Seria: Konferencje nr 2, Wrocław, 1977
- [20]. **Grudziński K. Woźny T.:** Obliczenia statyczne prowadnic obrabiarek. Mechanik, 1978
- [21]. **Grudziński K.:** Metodyka analitycznego wyznaczania stanu obciążenia prowadnic i przemieszczenia elementów zespołów ruchów przesuwnych obrabiarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 127, Szczecin, 1979
- [22]. **Grudziński K., Konowski K.:** Modelowanie i obliczenia ślizgowych połączeń prowadnicowych obrabiarek. XXV Sympozjum PTMTiS „Modelowanie w mechanice, Beskid Śląski, 1986
- [23]. **Hijink J. A. W., Van der Wolf A. C. H.:** Survey on stiffness and damping of machine tool elements. Annals of the CIRP, 1973
- [24]. **Houša J.:** Calculation of antifricition guideways. International Journal of Machine Tool Design and Research vol. 11, 1971
- [25]. **Изотов А. Д.:** Расчет нестационарно нагруженных подшипников, Машиностроение, Ленинград, 1982
- [26]. **Iżykowski St.:** Analiza statycznych własności śrubowych połączeń korpusowych w obrabiarkach. Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław, 1976
- [27]. **Iżykowski St.:** Komputerowo wspomagana analiza połączeń stałych w układach nośnych obrabiarek. Sekcja Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk, Posiedzenie Sekcji we Wrocławiu, listopad 1991, Zeszyt nr 46, 1991
- [28]. **Iżykowski St.:** Badania nieliniowej podatności styków w połączeniach korpusów obrabiarek. Konferencja Naukowa „Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Politechnika Wrocławska, Wrocław - Szklarska Poręba, 1993
- [29]. **Iżykowski St., Jachimowicz J., Koch J.:** Zastosowanie metody elementów skończonych w analizie i projektowaniu korpusów maszyn. Przegląd Mechaniczny nr 23/24, 1994
- [30]. **Iżykowski St., Jachimowicz J., Koch J.:** System S&B-FEM-K i jego zastosowanie w komputerowo wspomaganym projektowaniu struktur nośnych maszyn wytwórczych. Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń vol. 19, nr 2, 1995
- [31]. **Jędrzejewski J., Wojciechowski J., Wojciechowski T., Wasiak Z.:** Badania sztywności ruchowych i okresowo ruchowych połączeń frezarki FYH-32. Raporty Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej nr 317 i 350, Wrocław, 1976
- [32]. **Каминская В. В., Левина Е. М., Решетов Д. Н.:** Станины и корпусные детали металлорежущих станков. Станки и инструмент nr 7, 1960
- [33]. **Каминская В. В., Гильман А., Егоров Й. У.:** Об автоматизированных расчетах оптимальных размеров деталей и узлов станков. Станки и инструмент nr 3, 1973

- [34]. praca zbiorowa pod red. **Каминская В. В.**: Методика расчета направляющих металлорежущих станков, разработанная в ЭНИМС, ЭНИМС, Москва, 1988
- [35]. **Кирсанова В. Н.**: Исследование и расчет касательной податливости стыков. Станки и инструмент nr 7, 1967
- [36]. **Кирсанова В. Н.**: Исследование и расчет касательной податливости плоских стыков. Станки и инструмент nr 3, 1970
- [37]. **Koch J., Krzyżanowski J., Iżykowski St., Konfisz J.**: Wpływ połączeń na własności statyczne i dynamiczne elementów korpusowych. Raport nr 283, Instytut Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1975
- [38]. **Koch J. i inni**: Analiza i modelowanie połączeń stałych i ruchomych w obrabiarkach. Etap: Analiza wybranego połączenia śrubowego i jego weryfikacja doświadczalna oraz opracowanie zaleceń dla konstruktorów. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej wykonanej przez Politechnikę Wrocławską i OBR TEKOMA Warszawa dla CPBR 7.5, Wrocław - Warszawa, 1985
- [39]. **Koch J., Heisel U., Bach P., Chlebus E., Dybała B., Fried M., Iżykowski St., Repetzki S., Rudolf B., Sykora P., Talacko J., Weck M.**: CAD & FEM application in slide ways units design. Wt - Production and Management 86, Springer Verlag, 1996
- [40]. **Koizuki T., Ito Y., Masuko M.**: Experimental expression of the tangential microdisplacement between joint surfaces. Bulletin of the JSME vol. 22/166, 1979
- [41]. **Konowalski K.**: Badania wpływu nieliniowej podatności normalnej i podatności stycznej styków na stan obciążenia i sztywność połączeń przewodnicowych obrabiarek. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1983
- [42]. **Крагельский Н. В., Демкин Н. Б., Сидоренко Г. С.**: Формулы для расчета площади фактического касания. Вестник машиностроения nr 10, 1963
- [43]. **Лебедев Л. В.**: К расчету контактных деформаций. Машиностроение nr 1, Москва, 1968
- [44]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.**: Расчет ползунов металлорежущих станков. Станки и инструмент nr 12, 1956
- [45]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.**: О касательной податливости затянутых стыков деталей машин. Станки и инструмент nr 5, 1958
- [46]. **Левина Е. М., Островский В. И.**: Влияние деформаций планок на распределение давления и на жесткость направляющих. Станки и инструмент nr 9, 1963
- [47]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.**: Основы расчета машин на контактную жесткость. Вестник машиностроения nr 12, 1965
- [48]. **Левина Е. М.**: Расчет контактных деформаций направляющих. Станки и инструмент nr 1, 1965
- [49]. **Левина Е. М.**: Research on the static stiffness of joints in machine tools. Proceedings of 8th International Machine Tool Design and Research Conference, Pergamon Press, 1967
- [50]. **Левина Е. М.**: Определение наибольших давлений в направляющих с учетом зазоров. Станки и инструмент nr 1, 1968
- [51]. **Левина Е. М., Решетов Д. Н.**: Контактная жесткость машин, Машиностроение, Москва, 1971

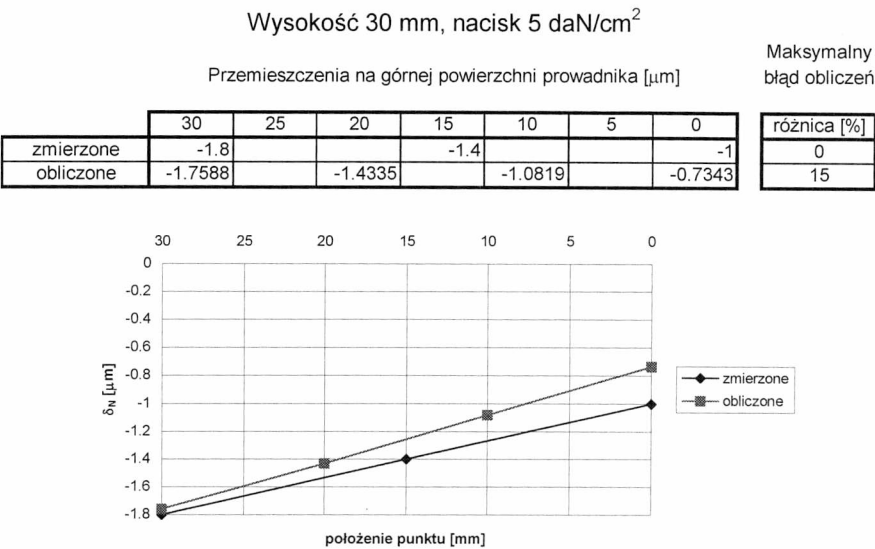
- [52]. **Lieber H., Tanner A.:** Zur statischen Analyse von Verbindungsstellen an Werkzeugmaschinen. Maschinenbautechnik 35/10, Berlin, 1986
- [53]. **Makodoński Z.:** Matematyczny model styku i odkształceń dwóch rzeczywistych powierzchni płaskich. Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław, 1980
- [54]. **Максак В. И.:** Предварительное смещение и жесткость механического контакта, Издательство Наука, Москва, 1975
- [55]. **Masuko M., Ito Y., Fujimato C.:** Behaviour of the horizontal stiffness and the micro-sliding on the bolted joint under the normal pre-load. Proceedings of 12th International Machine Tool Design and Research Conference, Manchester 1971, Pergamon Press, 1972
- [56]. **Мьченко О. Т.:** Определение площади фактического контакта двух плоских тел. Вестник машиностроения nr 10, 1958
- [57]. **Nowicki B.:** Sztywność połączeń stykowych. Przegląd Mechaniczny nr 12, 1966
- [58]. **Ostachowicz W.:** Hybrydowa metoda elementów skończonych w zagadnieniu kontaktowym. Mechanika Teoretyczna i Stosowana nr 1/2, 1984
- [59]. **Островский В. И.:** Влияние способов обработки на контактную жесткость направляющих. Станки и инструмент nr 1, 1965
- [60]. **Пич Й.:** Давление в прямолинейных направляющих. Станки и инструмент nr 12, 1964
- [61]. **Портман В. Т.:** Выбор соотношения ширины граней направляющих скольжения координатно расточных станков. Станки и инструмент nr 8, 1969
- [62]. **Rapp H.:** Bewertung von CAD-Systemen, TV Gänther Grossmann, Stuttgart-Vaihingen, 1986
- [63]. **Решетов Д. Н., Левина Е. М.:** Расчеты станков на контактную жесткость. Станки и инструмент nr 1, 1951
- [64]. **Решетов Д. Н., Кирсанова В. Н.:** Касательная контактная податливость деталей. Машиноведение nr 2, 1970
- [65]. **Решетов Д. Н. (redakcja):** Детали и механизмы металлорежущих станков, Машиностроение, Москва, 1972
- [66]. **Решетов Д. Н.:** Определение упругих перемещений плоских шереховатых стыков, имеющих погрешность формы. Машиноведение nr 3, 1975
- [67]. **Решетов Д. Н., Кирсанова В. Н.:** Касательная контактная податливость деталей. Машиноведение nr 2, 1979
- [68]. **Rogers P. F., Boothroyd G.:** Damping at metallic interfaces subjected to oscillating tangential loads. Transactions of the ASME, no 3/97, 1975
- [69]. **Rusiński E.:** Metoda elementów skończonych. System Cosmos/M, WKiŁ, Warszawa, 1994
- [70]. **Рыжов Е. В.:** Контактная жесткость деталей машин, Машиностроение, Москва, 1966
- [71]. **Рыжов Е. В., Дуденков В. Г. i inni:** Контактная жесткость стыков технологических машин. Вестник машиностроения nr 3, 1971
- [72]. **Sachdeva T. D., Ramakrishnan C. V.:** Out-of-plane flexibilities of dovetail joints in machine tool structures. Computers & Structures, Vol. 17, No 4, 1983
- [73]. **Saito Y., Ito Y.:** Computer aided draughting system ALODS for machine tool structures. Proceedings of 22nd International Machine Tool Design and Research Conference, MacMillan, 1981

- [74]. **Schofield R. E.:** Schraubenverbindungen in Werkzeugmaschinenbau. Maschinenmarkt 35, 1968
- [75]. **Schofield R. E., Thornley R. H.:** Calculating the elastic and plastic components of deflection of joints formed from machined surfaces with flatness errors. Proceedings of 13th International Machine Tool Design and Research Conference, Birmingham 1972, Pergamon Press, 1973
- [76]. **Соколовский А. П.:** Жесткость в технологии машиностроения, Машгиз, Москва, 1946
- [77]. **Stehle T., Fried M.:** Computer integrated design and analysis of machine tool components (CIDAM). Copernicus project no 7832. Final project report, praca niepublikowana, 1995
- [78]. **Structural Research and Analysis Corporation:** Cosmos/M. Finite Element Analysis System. User Manual, 1994
- [79]. **Szwengier G.:** Metodyka statycznych badań połączeń przewodnicowych zespołu typu stół-sanie-wspornik frezarki. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, 1976
- [80]. **Szwengier G.:** Ocena jakości konstrukcji połączeń przewodnicowych na podstawie analitycznych badań modelowych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej nr 21, Seria: Konferencje nr 3, Wrocław, 1978
- [81]. **Szwengier G., Berczyński S., Goduński T.:** ESTES - pakiet programów do identyfikacji parametrów fizycznych połączeń przewodnicowych. VI Konferencja "Metody i środki projektowania automatycznego, Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Warszawa, 1987
- [82]. **Szwengier G., Berczyński S., Biedunkiewicz W.:** Автоматизированные расчеты направляющих металлорежущих станков. Станки и инструмент nr 4, 1988
- [83]. **Szwengier G.:** Modelowanie i obliczenia projektowe układów przewodnicowych obrabiarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 512, Szczecin, 1994
- [84]. **Thornley R. H., Königsberger F.:** Dynamic characteristics of machine joints excited normal to the joint face. Annals of the CIRP vol. 19, 1971
- [85]. **Thornley R. H., Lees K.:** Some static and dynamic characteristic of bonded machined joint surfaces. Proceedings of 13th International Machine Tool Design and Research Conference, Birmingham 1972, Pergamon Press, 1973
- [86]. **Tönshoff H. K.:** Konstruieren von komplexen Werkzeugen mit Rechnerunterstützung. Annals of the CIRP vol. 1/24, 1975
- [87]. **Tsukada T., Anno Y.:** An analysis of the deformation of contacting rough surfaces. Bulletin of the JSME no 86, 89, 1972
- [88]. **Tsukada T., Anno Y.:** An analysis of the elastic and plastic deformation of machined surfaces in contact. Bulletin of the JSME vol. 18, 1975
- [89]. **Turner M. J., Clough R. W., Martin H. C., Topp L. J.:** Stiffness and deflection analysis of complex structures. Journal of Aero. Sciences no 23, 1956
- [90]. **Uppal A. H., Probest S. D.:** Mean separation and real contact area between surfaces pressed together under high static loads. Wear no 1, 1973
- [91]. **Weck M., Rinker U.:** Einsatz von Geradeführungen an Werkzeugmaschinen. Industrie Anzeiger 79, 1981
- [92]. **Weck M., Eckstein R.:** An Examination technique to determine static weakpoints of machine tools. Annals of the CIRP, vol. 36/1, 1987
- [93]. **Wojciechowski J.:** Obliczenia giętnych odkształceń przewodnic prostokątnych. Przegląd Mechaniczny nr 2, 1986

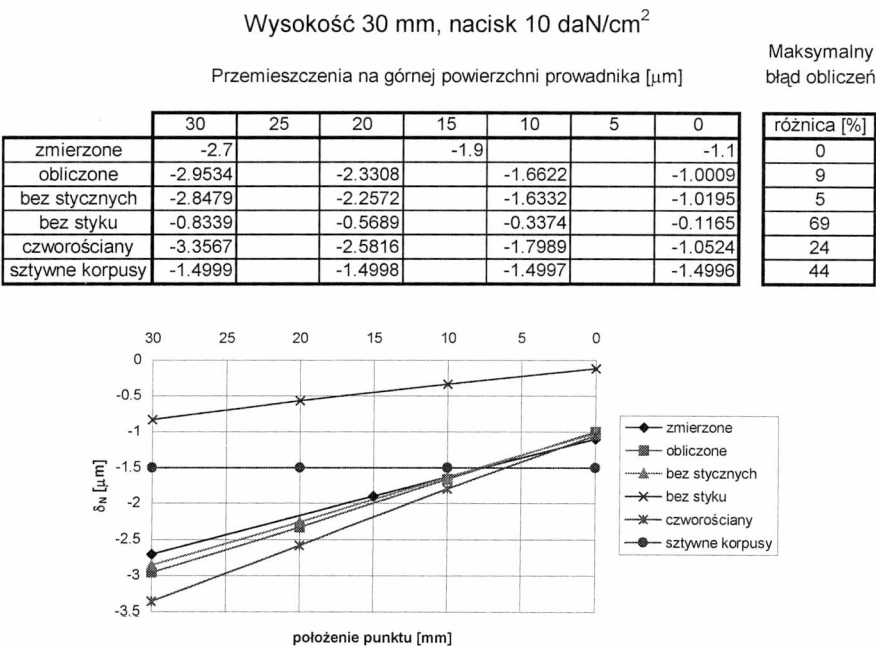
- [94]. **Wojciechowski J.:** Metoda numeryczna obliczeń połączeń przewodnicowych ślizgowych. VI Konferencja „Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo”, Warszawa, 1987
- [95]. **Wojciechowski J.:** Algorytm obliczeń ślizgowego układu przewodnicowego. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej nr 36, Seria: Konferencje nr 13, Wrocław, 1988
- [96]. **Wojciechowski J.:** Odkształcalność przewodnicowych układów maszyn wytwórczych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej nr 55, Seria: Monografie nr 16, Wrocław, 1994
- [97]. **Wrotny L. T.:** Podstawy konstrukcji obrabiarek, WNT, Warszawa, 1973
- [98]. **Зеленцев В. В.:** Исследование деформаций клинв направляющих металлорежущих станков. Станки и инструмент nr 10, 1966
- [99]. **Zienkiewicz O. C.:** Metoda elementów skończonych, Arkady, Warszawa, 1972
- [100]. **Żmijewski W., Grudziński K., Szwengier G.:** Wyznaczanie sił działających na prowadnice uproszczonego modelu zespołu stół-sanie-konsola frezarki wspornikowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 129, Mechanika nr 12, Szczecin, 1971
- [101]. **Żmijewski W.:** Metodyka wyznaczania reakcji prowadnic frezarek wspornikowych. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1972
- [102]. **Żmijewski W.:** Metodyka wyznaczania reakcji prowadnic ślizgowych frezarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 2, Szczecin, 1973
- [103]. **Żmijewski W.:** Metodyka dynamicznych obliczeń układów korpusowych elementów obrabiarek. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 180, Szczecin, 1981

Dodatek A

Dodatek A zawiera tabele i wykresy opracowane dla wszystkich obliczonych wariantów modelu układu przewodnicowego z podrozdziału 8.1.



Rys. A.1. Wyniki obliczeń przeszczeń na powierzchni przewodnika w modelu h30s5



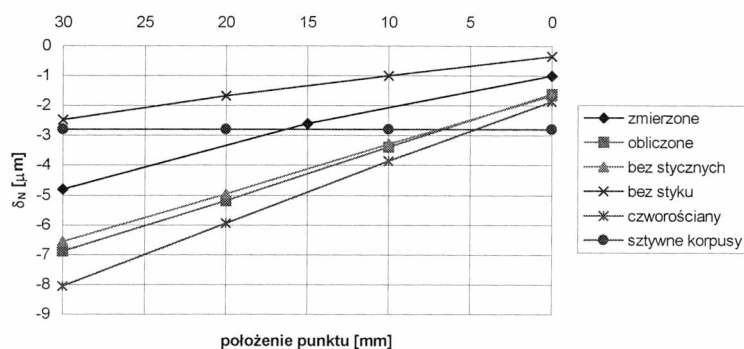
Rys. A.2. Wyniki obliczeń przeszczeń na powierzchni przewodnika w modelu h30s10

Wysokość 30 mm, nacisk 30 daN/cm²

Przesunięcia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-4.8			-2.6			-1	0
obliczone	-6.8767		-5.1787		-3.381		-1.6045	43
bez stycznych	-6.5572		-4.9563		-3.2909		-1.655	37
bez styku	-2.4704		-1.6822		-0.9937		-0.337	49
czworosiłany	-8.055		-5.9393		-3.8435		-1.8478	68
szttywne korpusy	-2.7885		-2.7883		-2.788		-2.7877	42



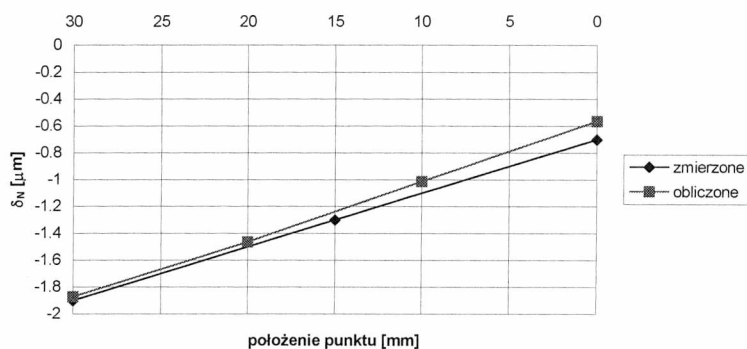
Rys. A.3. Wyniki obliczeń przesunięć na powierzchni prowadnika w modelu h30s30

Wysokość 25 mm, nacisk 5 daN/cm²

Przesunięcia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-1.9			-1.3			-0.7	0
obliczone	-1.8694		-1.4619		-1.0136		-0.565	7



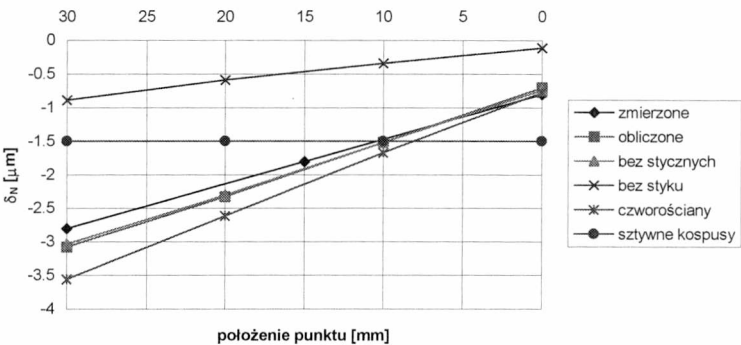
Rys. A.4. Wyniki obliczeń przesunięć na powierzchni prowadnika w modelu h25s5

Wysokość 25 mm, nacisk 10 daN/cm²

Przeszczenia na górej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
bład obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-2.8			-1.8			-0.8	0
obliczone	-3.0793		-2.3285		-1.5141		-0.7015	10
bez stycznych	-3.0363		-2.3009		-1.5148		-0.7363	8
bez styku	-0.885		-0.5842		-0.3375		-0.1067	68
czworosiány	-3.5534		-2.6134		-1.6701		-0.7698	27
szttywne kospusy	-1.4989		-1.4988		-1.4987		-1.4986	46



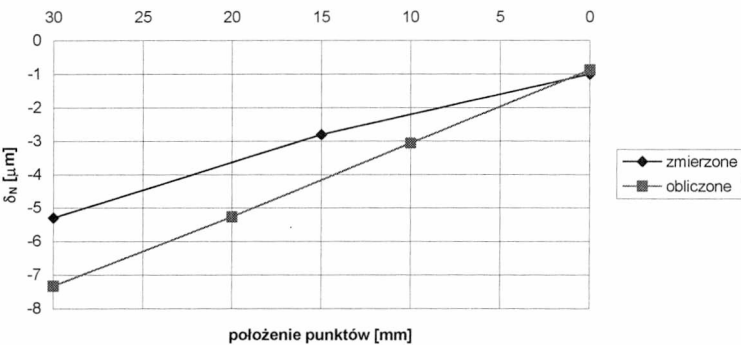
Rys. A.5. Wyniki obliczeń przeszczeń na powierzchni prowadnika
w modelu h25s10

Wysokość 25 mm, nacisk 30 daN/cm²

Przeszczenia na górej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
bład obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-5.3			-2.8			-1	0
obliczone	-7.3275		-5.2601		-3.0591		-0.8731	38



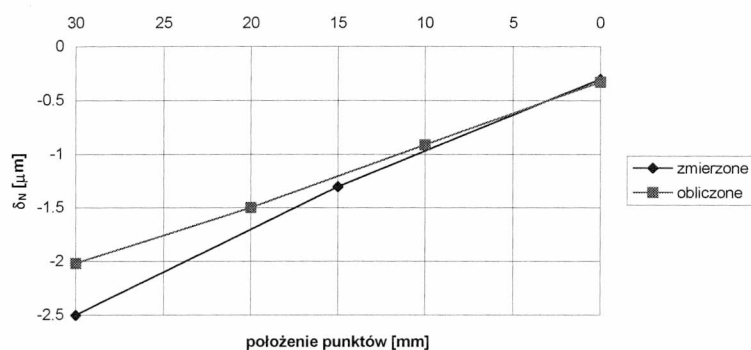
Rys. A.6. Wyniki obliczeń przeszczeń na powierzchni prowadnika
w modelu h25s30

Wysokość 20 mm, nacisk 5 daN/cm²

Przeszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-2.5			-1.3			-0.3	0
obliczone	-2.0156		-1.4972		-0.9145		-0.3269	19



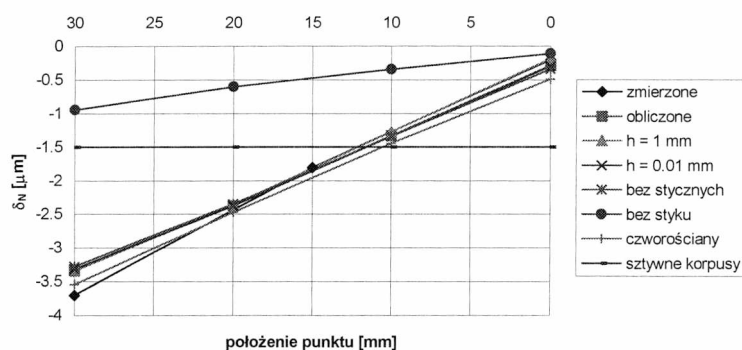
Rys. A.7. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h20s5

Wysokość 20 mm, nacisk 10 daN/cm²

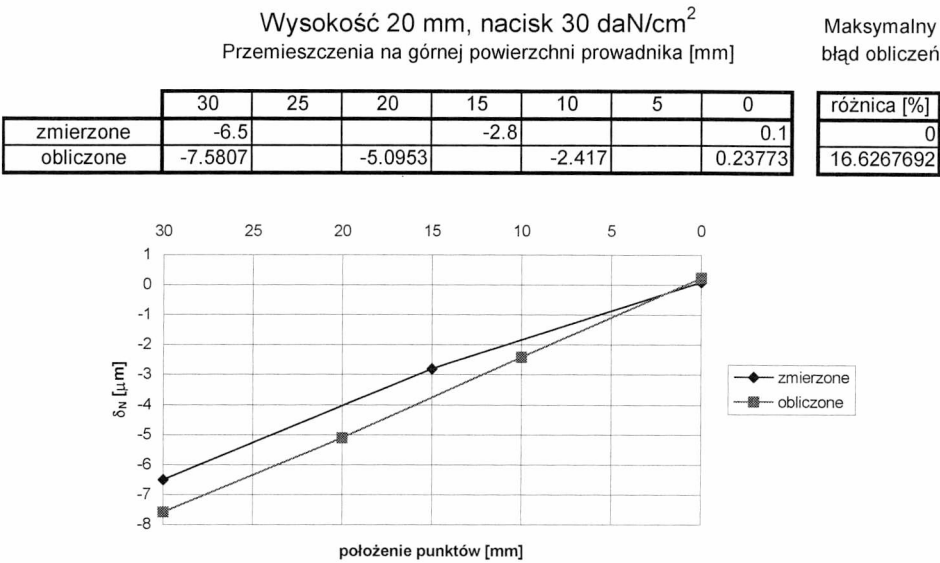
Przeszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

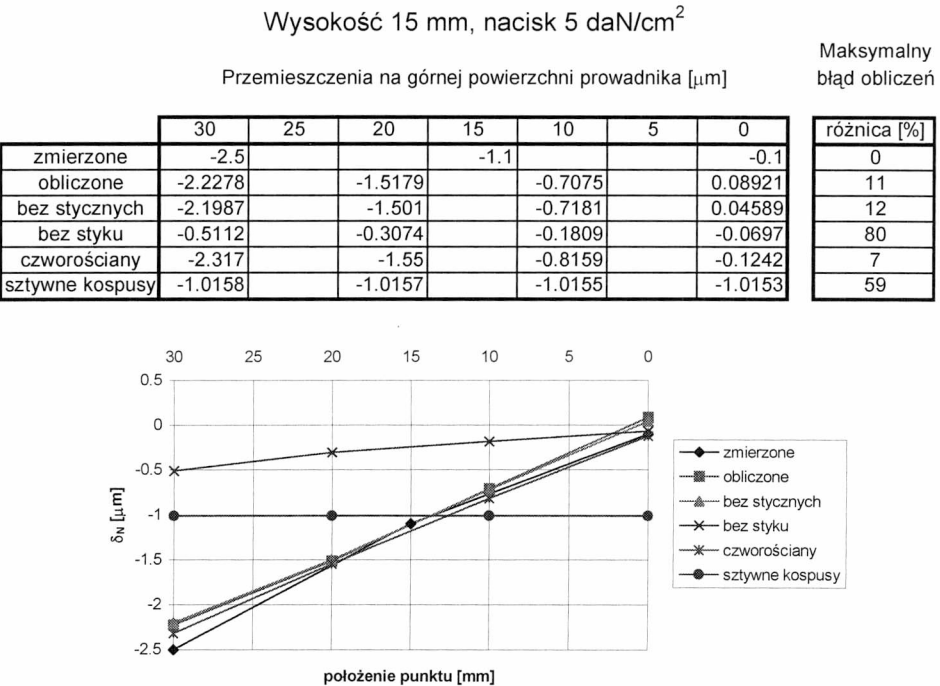
	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-3.7			-1.8			-0.2	0
obliczone	-3.3188		-2.3734		-1.3302		-0.2845	10
h = 1 mm	-3.3412		-2.3592		-1.2715		-0.1868	10
h = 0.01 mm	-3.3154		-2.3737		-1.3348		-0.2931	10
bez styčných	-3.2765		-2.3487		-1.3395		-0.3377	11
bez styku	-0.9446		-0.6011		-0.3433		-0.1081	74
czworosćiany	-3.5391		-2.4673		-1.4472		-0.4893	8
sztywne korpusy	-1.4981		-1.4979		-1.4977		-1.4975	60



Rys. A.8. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h20s10



Rys. A.9. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h20s30



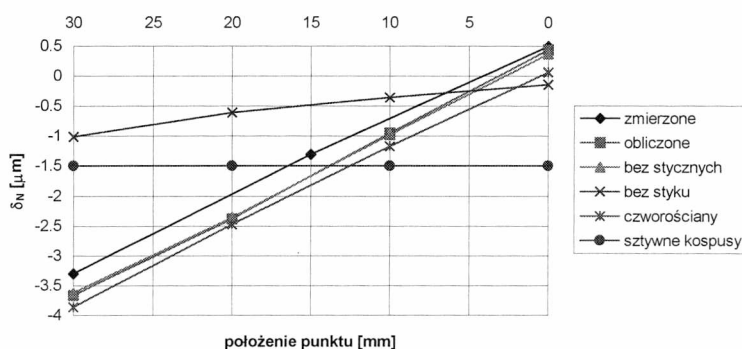
Rys. A.10. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h15s5

Wysokość 15 mm, nacisk 10 daN/cm²

Przeszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-3.3			-1.3			0.5	0
obliczone	-3.6591		-2.3796		-0.951		0.44377	11
bez stycznych	-3.6193		-2.3573		-0.9713		0.37264	11
bez styku	-1.0074		-0.604		-0.3539		-0.134	69
czworościany	-3.8649		-2.4707		-1.1694		0.06437	17
szttywne kospusy	-1.4973		-1.4971		-1.4967		-1.4963	60



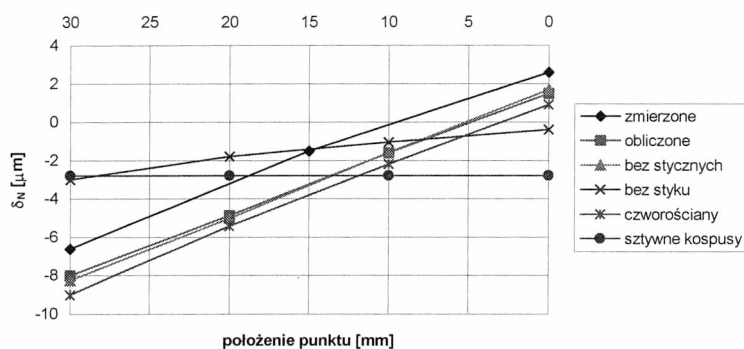
Rys. A.11. Wyniki obliczeń przeszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h15s10

Wysokość 15 mm, nacisk 30 daN/cm²

Przeszczenia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-6.6			-1.5			2.6	0
obliczone	-8.006		-4.869		-1.6169		1.48735	26
bez stycznych	-8.2454		-5.0085		-1.5876		1.69442	27
bez styku	-2.9923		-1.7906		-1.0459		-0.3911	55
czworościany	-8.9979		-5.408		-2.1824		0.91049	36
szttywne kospusy	-2.7875		-2.7868		-2.7857		-2.7846	82



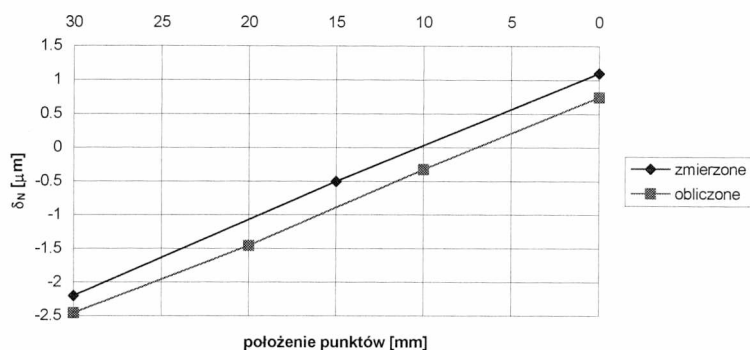
Rys. A.12. Wyniki obliczeń przeszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h15s30

Wysokość 10 mm, nacisk 5 daN/cm²

Przesunięcia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-2.2			-0.5			1.1	0
obliczone	-2.4552		-1.4552		-0.3246		0.75076	18



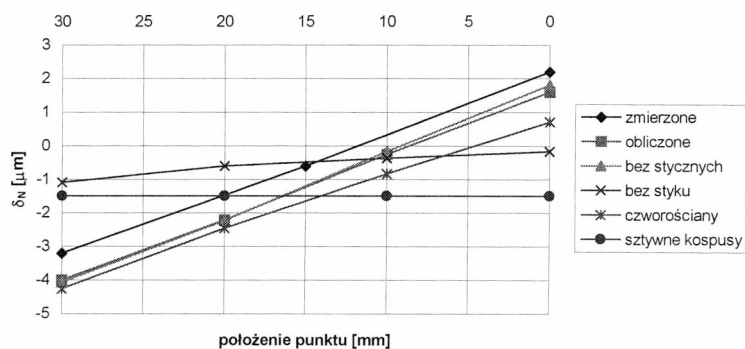
Rys. A.13. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h10s5

Wysokość 10 mm, nacisk 10 daN/cm²

Przesunięcia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-3.2			-0.6			2.2	0
obliczone	-3.9983		-2.2157		-0.254		1.60445	25
bez stycznych	-4.0696		-2.2296		-0.1584		1.806	27
bez styku	-1.0893		-0.6036		-0.3691		-0.1613	74
czworościany	-4.2493		-2.4481		-0.8283		0.71439	46
szttywne kospusy	-1.4969		-1.4964		-1.4955		-1.4946	115



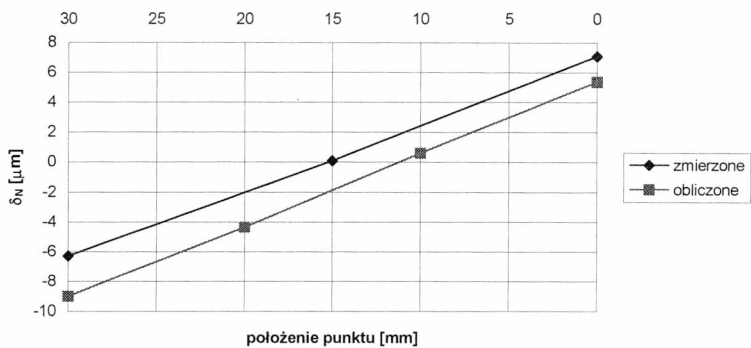
Rys. A.14. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h10s10

Wysokość 10 mm, nacisk 30 daN/cm²

Przesunięcia na górnej powierzchni prowadnika [μm]

Maksymalny
błąd obliczeń

	30	25	20	15	10	5	0	różnica [%]
zmierzone	-6.3			0.1			7.1	0
obliczone	-8.9872		-4.3667		0.63806		5.40397	43



Rys. A.15. Wyniki obliczeń przemieszczeń na powierzchni prowadnika w modelu h10s30

Dodatek B

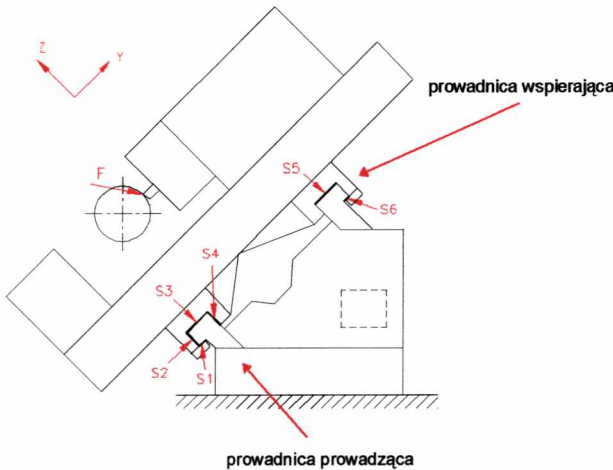
W dodatku B zawarto wyniki obliczeń wszystkich wariantów modelu połączenia przewodnicowego łoża-suport z rozdziału 9. Dla wszystkich wariantów opisano różnicę między nimi i modelem wyjściowym oraz zamieszczono kolejno:

- rysunek przedstawiający obciążenia zewnętrzne i położenie punktu skrawania,
- rysunek z podstawowymi wymiarami listew przewodnic i listwy podchwytywowej, które mogą różnić się w różnych wariantach,
- tabele z wartościami siły skrawania, przemieszczenia punktu skrawania i maksymalnych nacisków normalnych na wszystkich powierzchniach roboczych przewodnic,
- 2 - 4 rysunków z wizualizacją rozkładów nacisków na powierzchniach przewodnic.

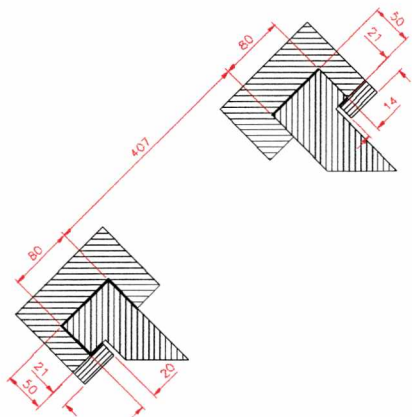
Na niektórych rysunkach obrazujących rozkłady nacisków pominięto powierzchnie robocze, na których naciski mają wartość dużo mniejszą niż na pozostałych powierzchniach (może to dotyczyć powierzchni S1 i S6).

Model: **F / 10**

Wariant „F / 10” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością siły skrawania - jest ona 10 razy mniejsza.



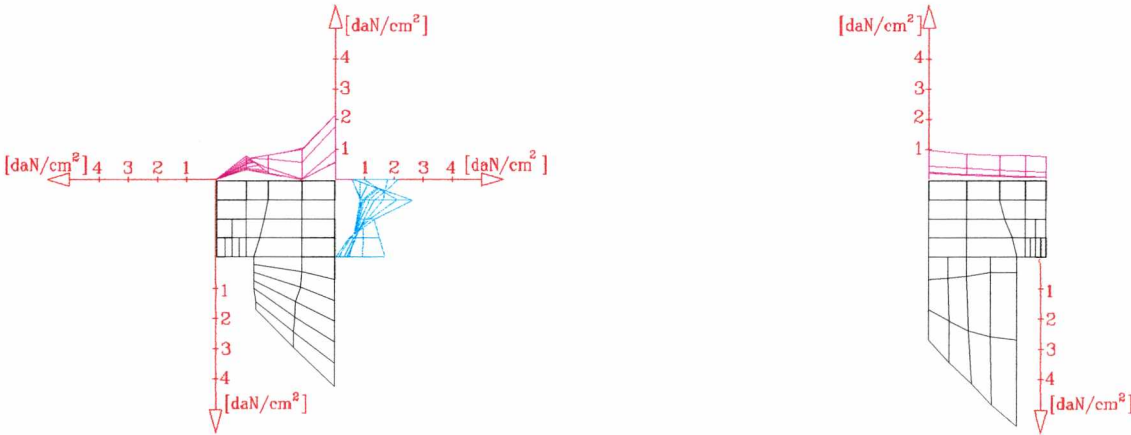
Rys. B.1. Obciążenia i punkt skrawania



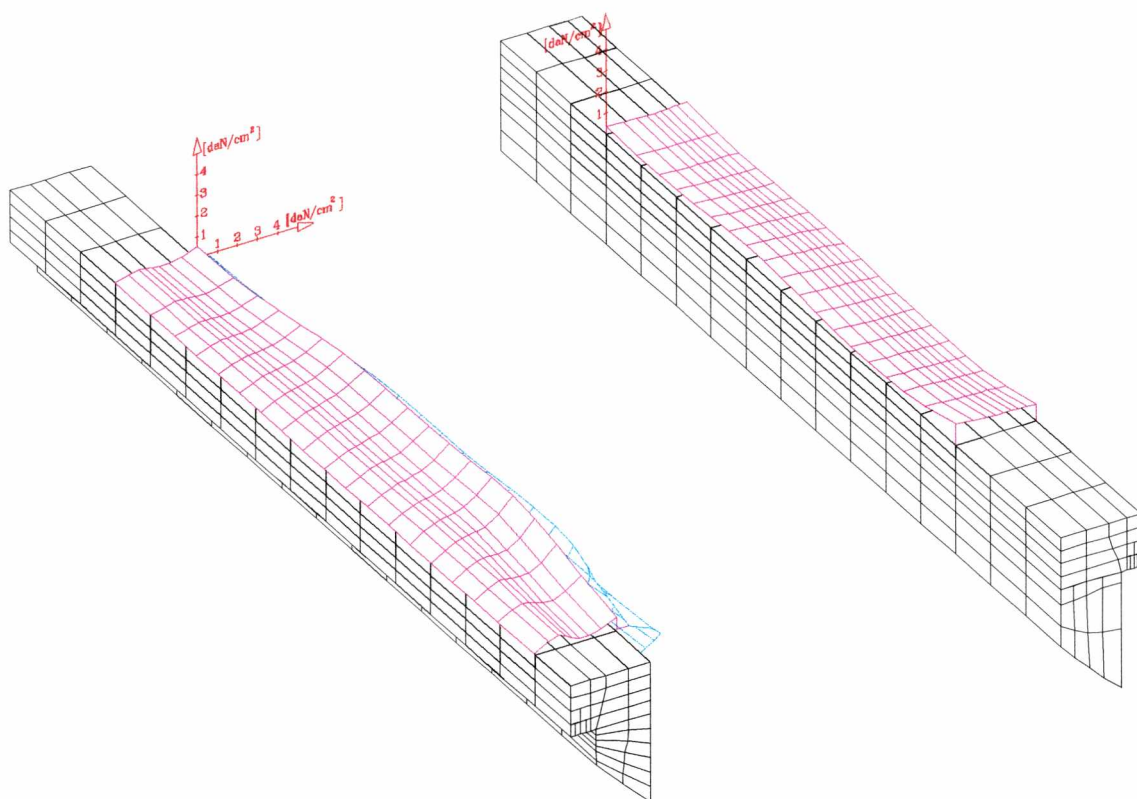
Rys. B.2. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.1. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

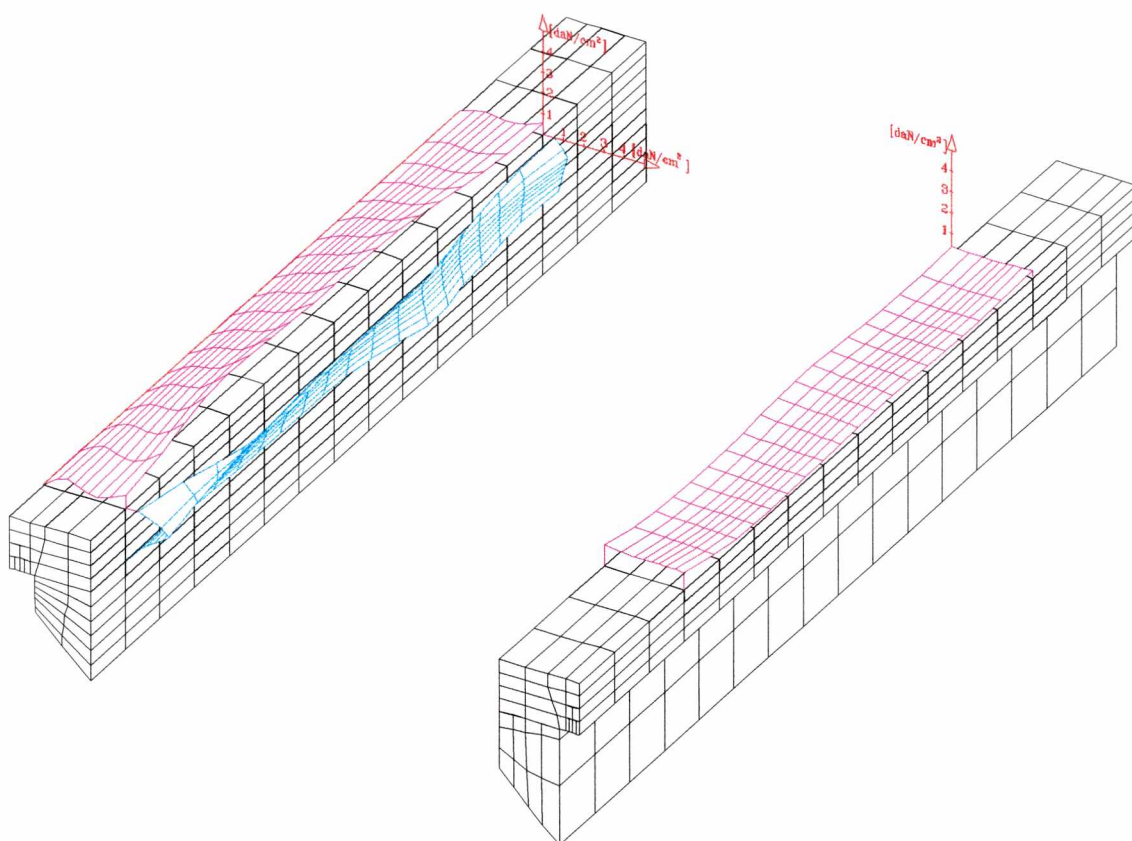
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 100 \text{ N}$	$\delta_x = -0.042 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 300 \text{ N}$	$\delta_y = -2.205 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 0 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -500 \text{ N}$	$\delta_z = -0.256 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.134 \text{ daN/cm}^2$
$F = 592 \text{ N}$	$\delta = 2.220 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.645 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 0.978 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.3. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



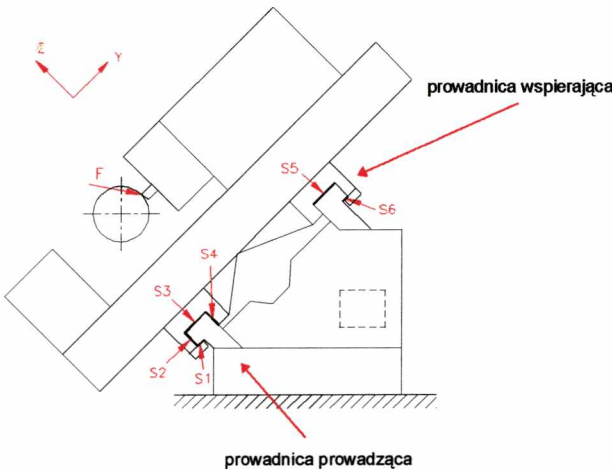
Rys. B.4. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3 i S5



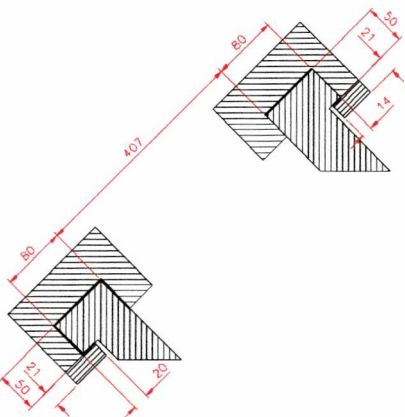
Rys. B.5. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: F / 5

Wariant „F / 5” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością siły skrawania - jest ona 5 razy mniejsza.



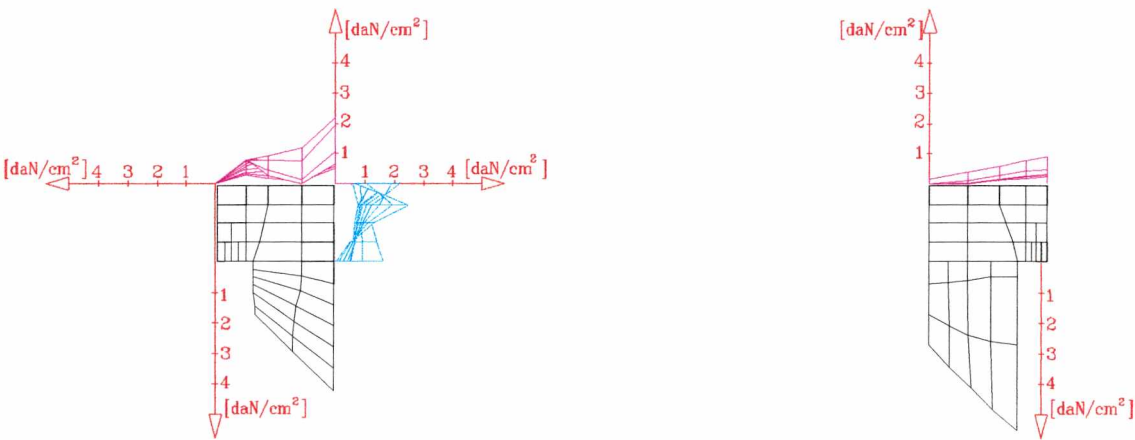
Rys. B.6. Obciążenia i punkt skrawania



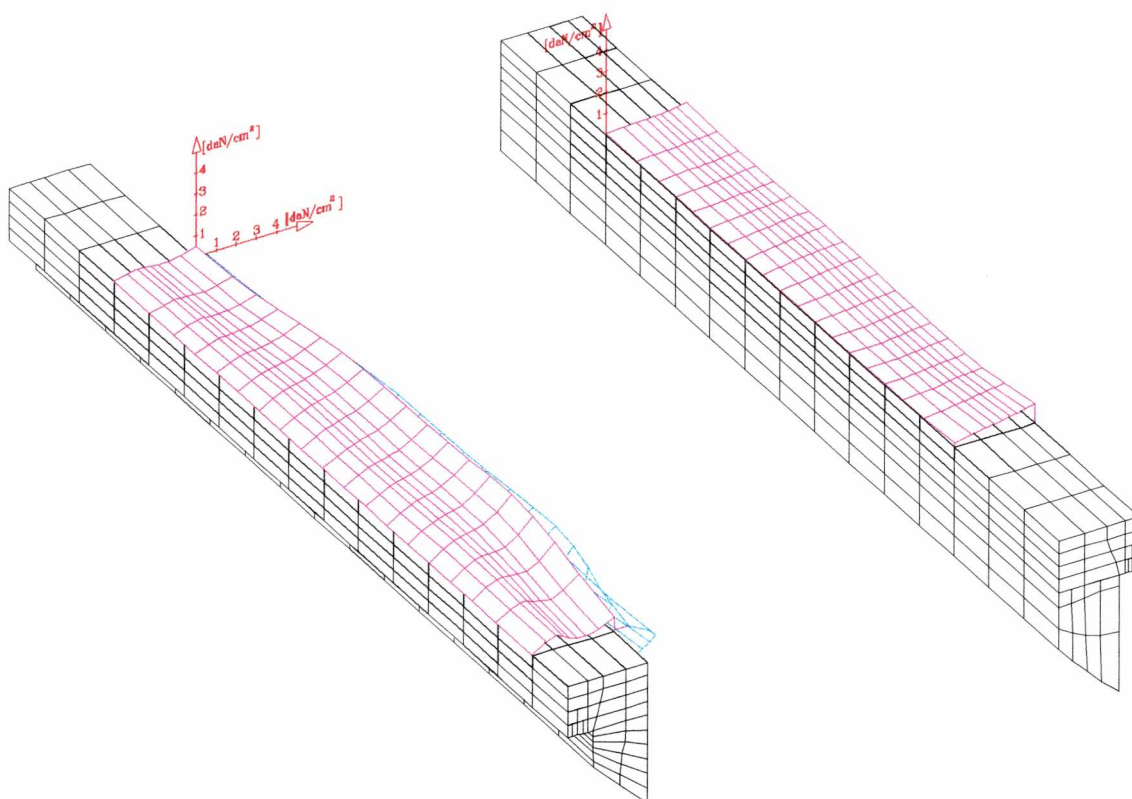
Rys. B.7. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.2. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

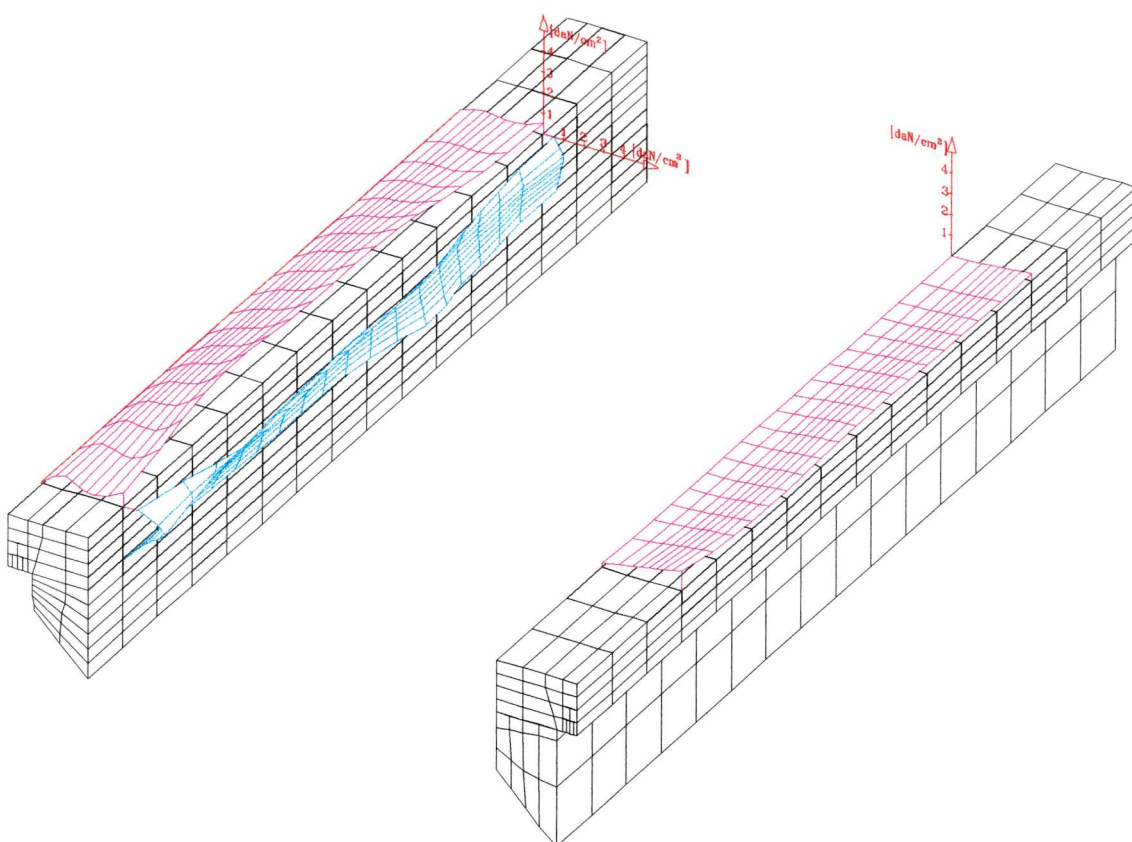
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 200 \text{ N}$	$\delta_x = -0.132 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 600 \text{ N}$	$\delta_y = -1.527 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 0 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -1000 \text{ N}$	$\delta_z = -1.513 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.204 \text{ daN/cm}^2$
$F = 1183 \text{ N}$	$\delta = 2.154 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.495 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 0.895 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.8. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



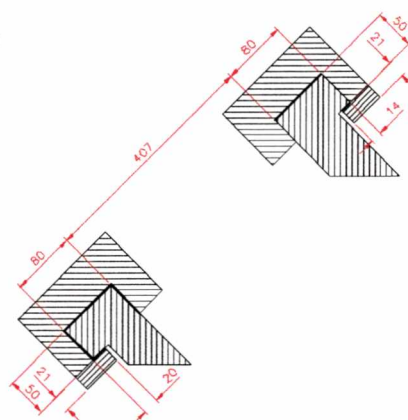
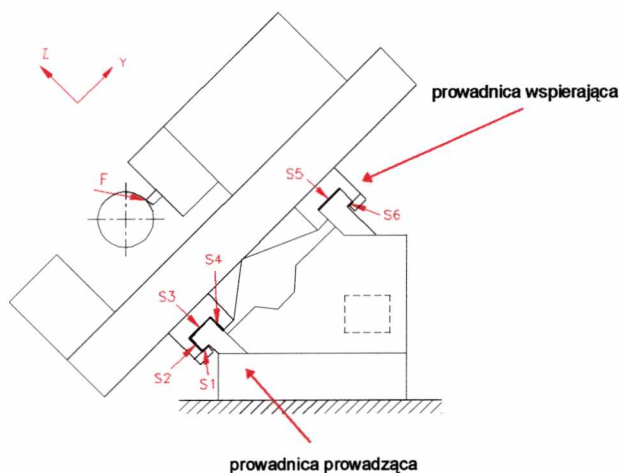
Rys. B.9. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3 i S5



Rys. B.10. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: F / 2

Wariant „F / 2” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością siły skrawania - jest ona 2 razy mniejsza.

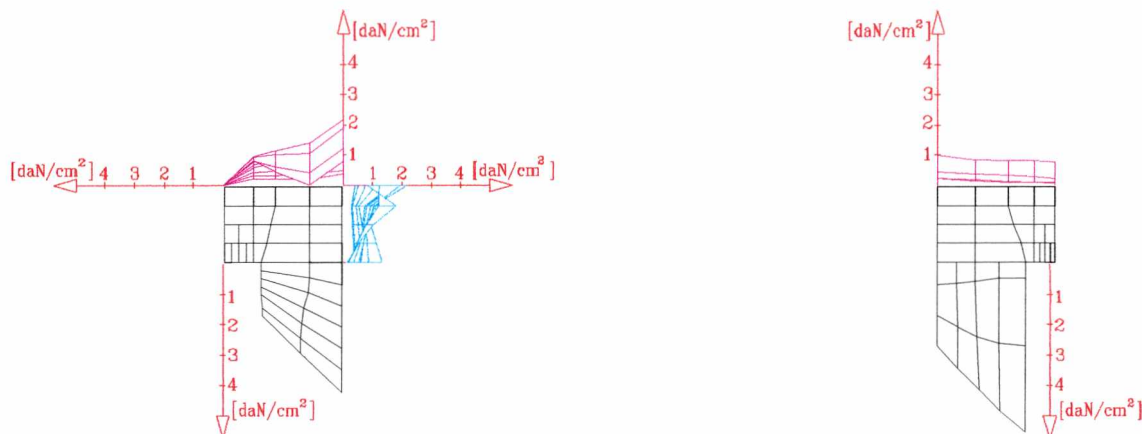


Rys. B.11. Obciążenia i punkt skrawania

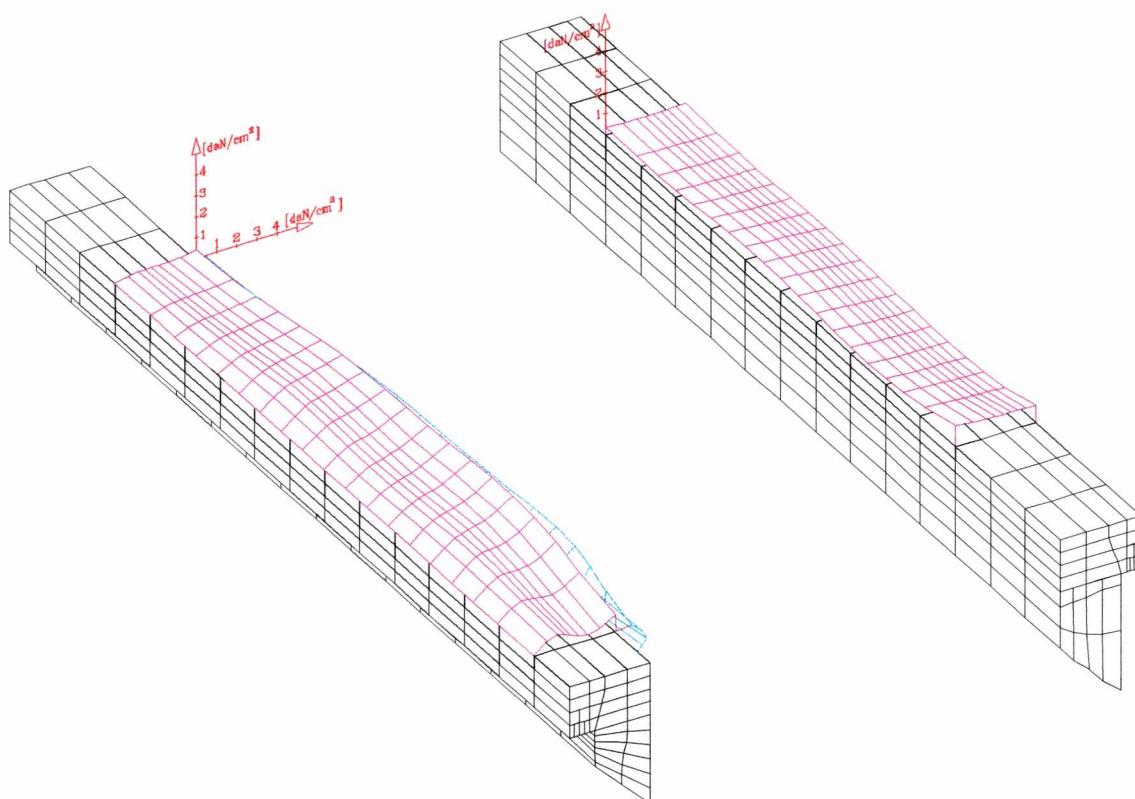
Rys. B.12. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.3. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

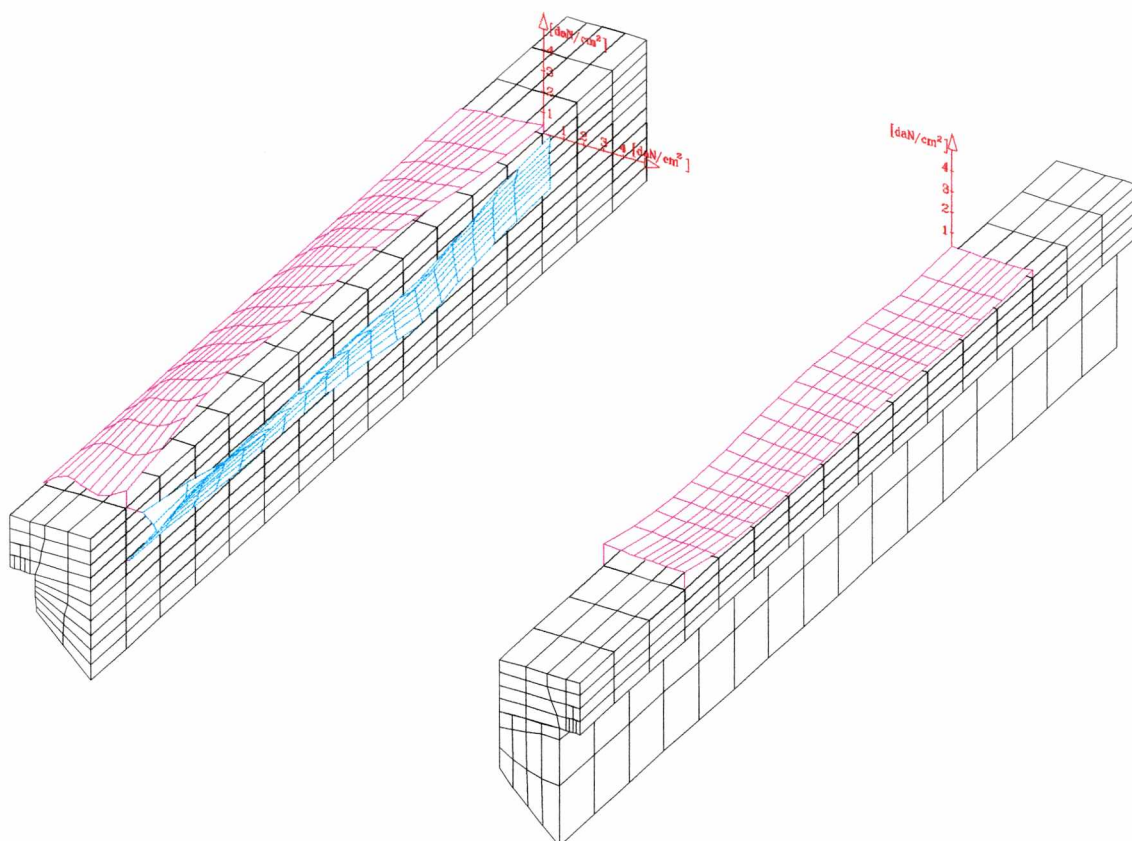
siły skrawania	przesunięcie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 500 \text{ N}$ $F_y = 1500 \text{ N}$ $F_z = -2500 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 2958 \text{ N}$	$\delta_x = -0.260 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = -0.308 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -3.803 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 3.824 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 0 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 1.895 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 1.895 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 1.331 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.13. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



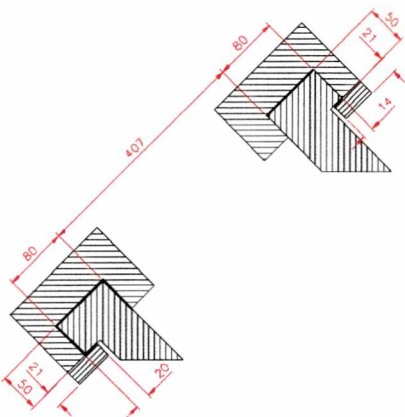
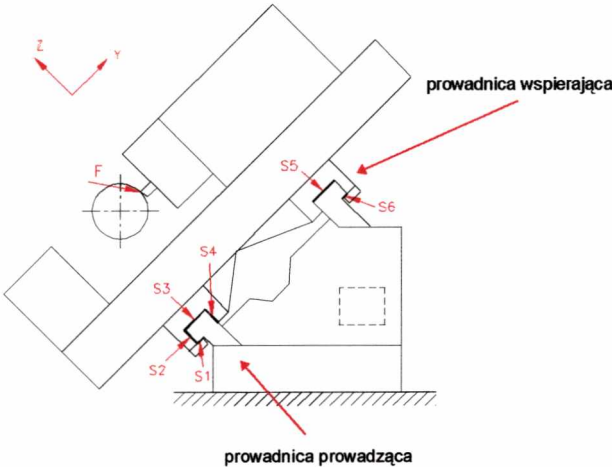
Rys. B.14. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.15. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: F + 20 %

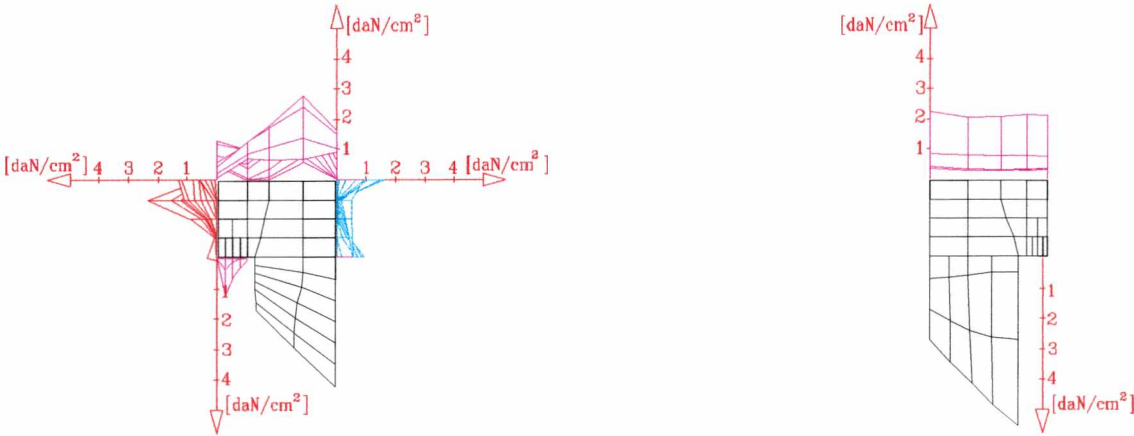
Wariant „F + 20 %” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością siły skrawania - jest ona większa o 20 %.



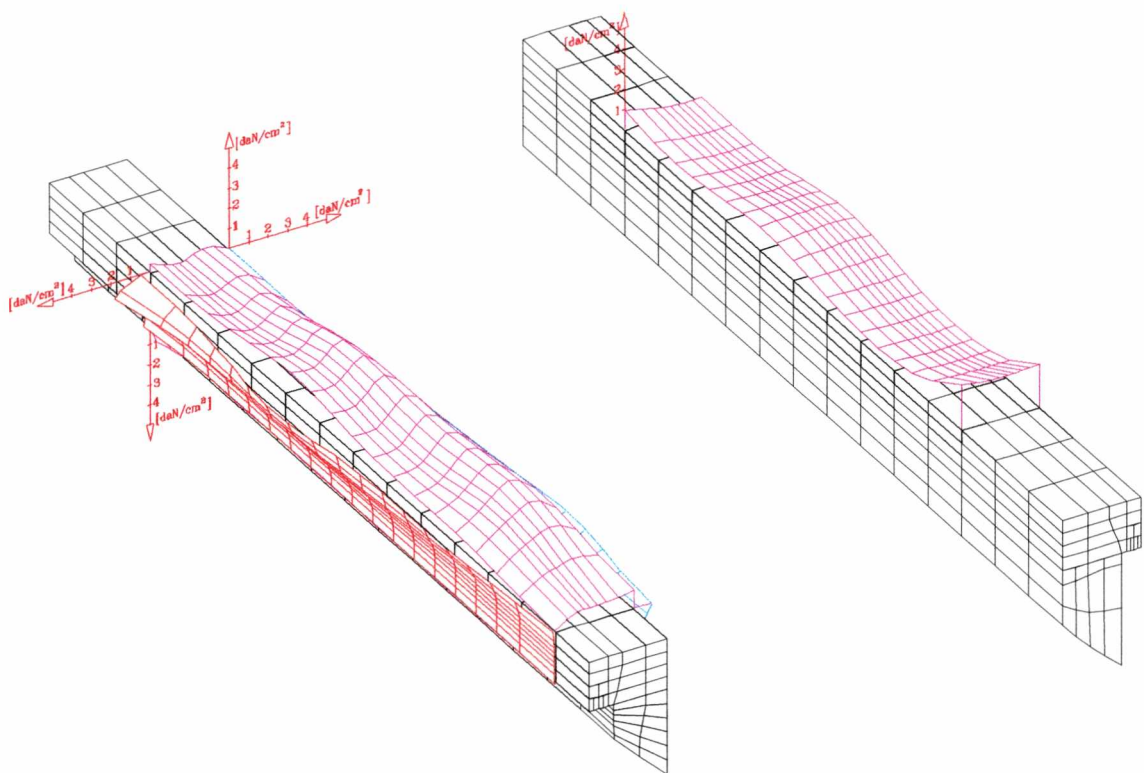
Rys. B.16. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.17. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.4. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

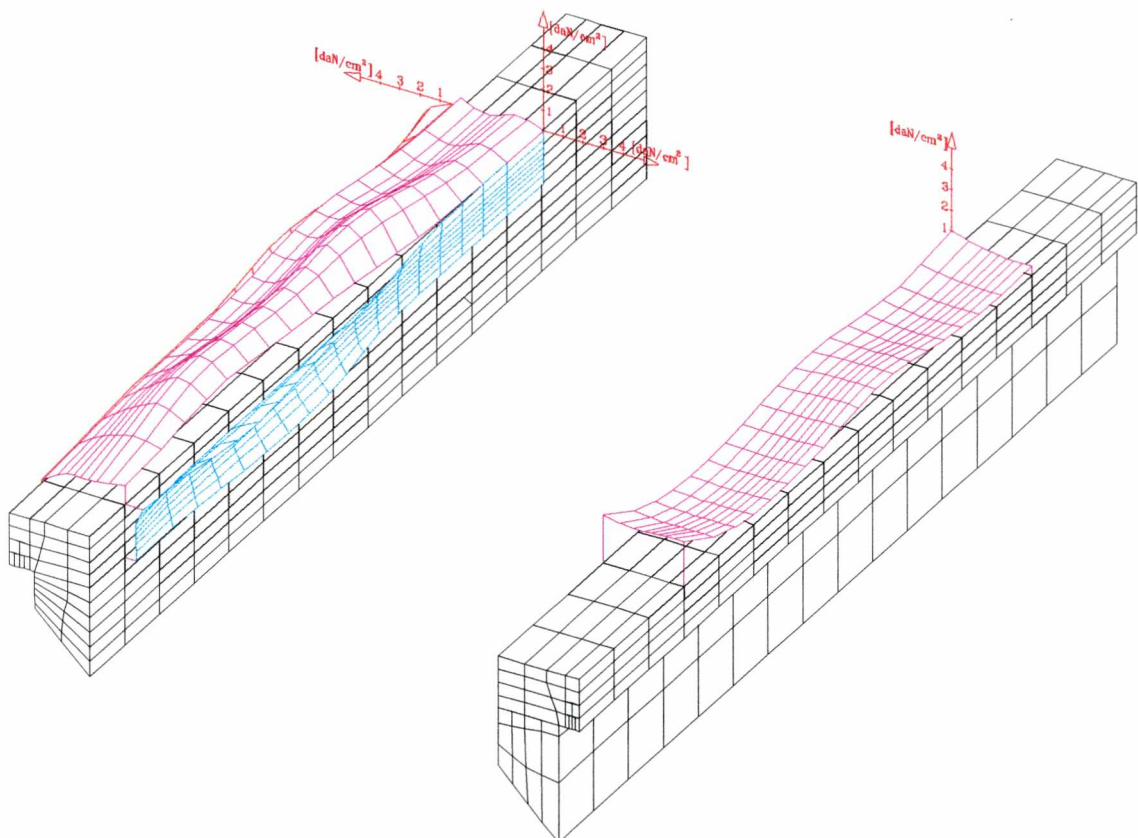
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1200 \text{ N}$	$\delta_x = -1.050 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 1.2 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3600 \text{ N}$	$\delta_y = 3.611 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 2.352 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -6000 \text{ N}$	$\delta_z = -10.71 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.785 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 7099 \text{ N}$	$\delta = 11.35 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.643 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.265 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.18. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



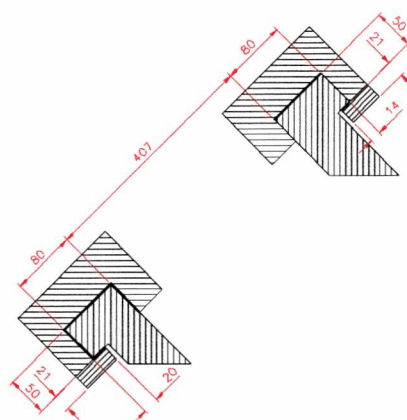
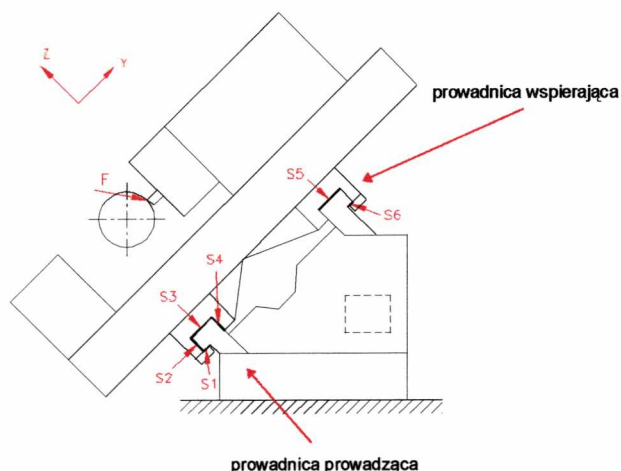
Rys. B.19. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.20. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: F * 2

Wariant „F * 2” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością siły skrawania - jest ona 2 razy większa.

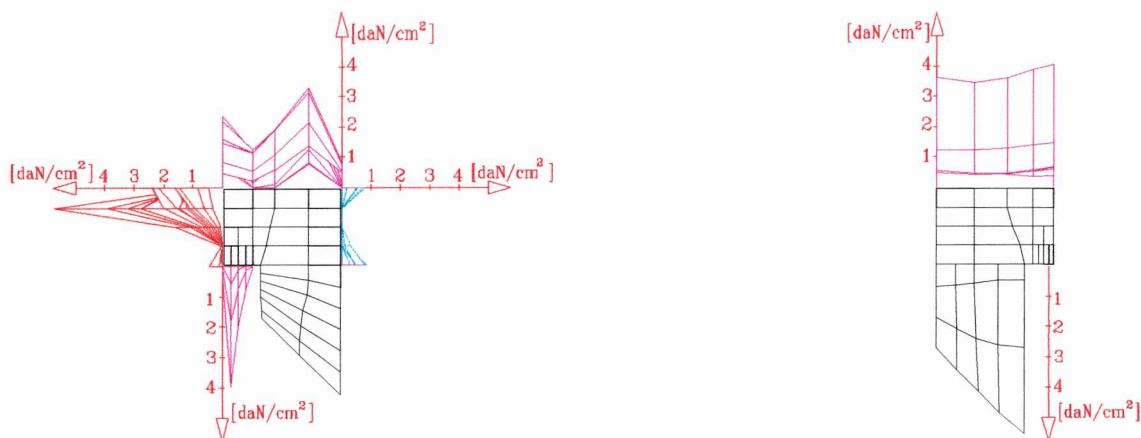


Rys. B.21. Obciążenia i punkt skrawania

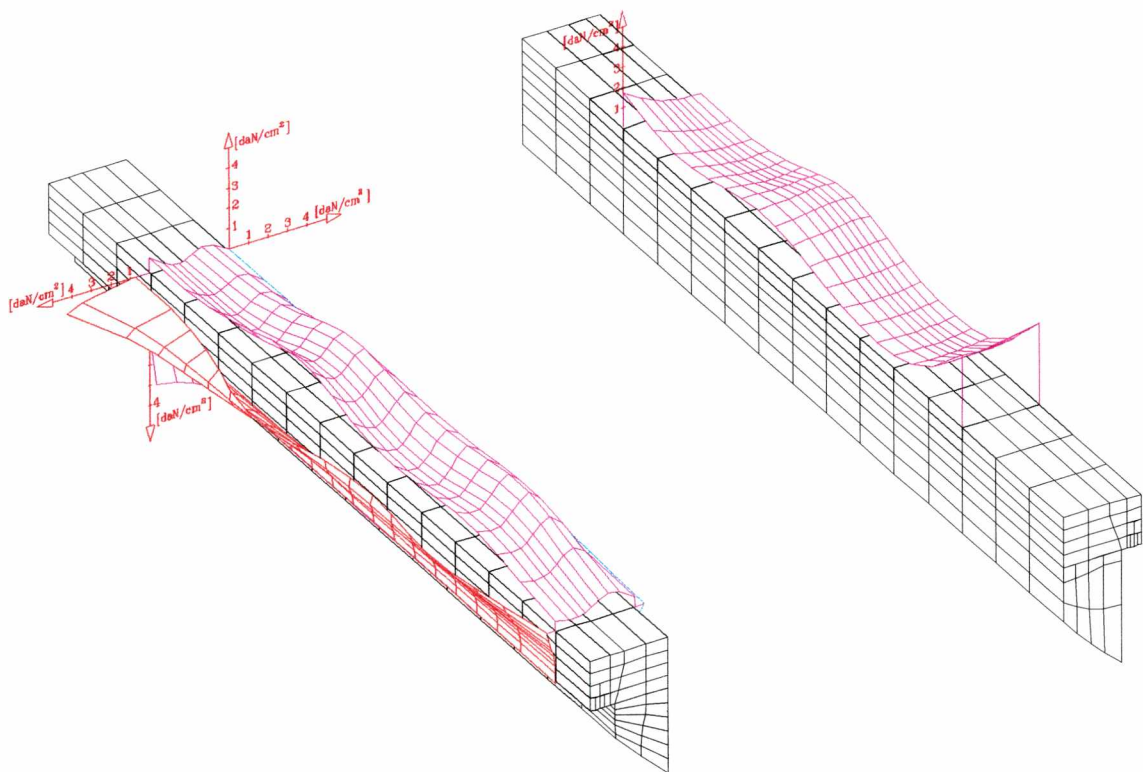
Rys. B.22. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.5. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

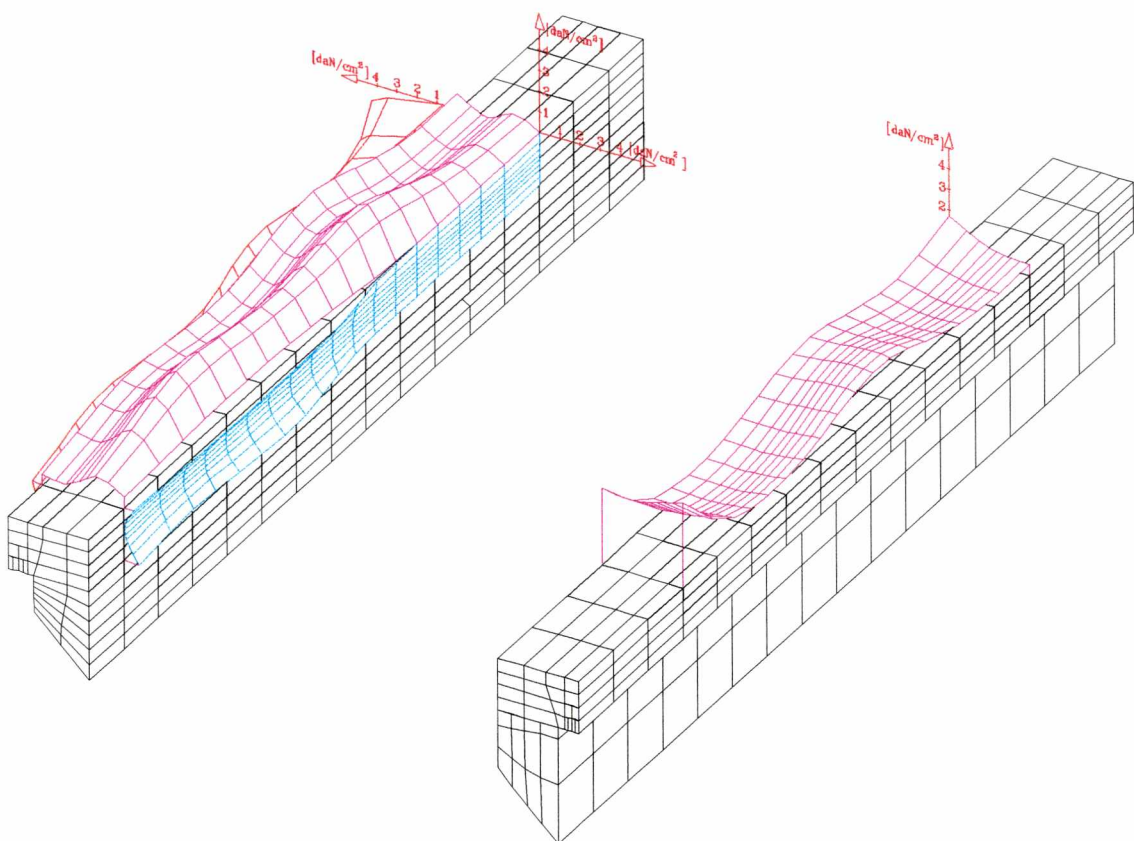
siły skrawania	przesunięcie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 2000 \text{ N}$ $F_y = 6000 \text{ N}$ $F_z = -10000 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 11832 \text{ N}$	$\delta_x = -0.845 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = 7.784 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -18.20 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 19.815 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 3.948 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 5.73 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 3.287 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 0.846 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 4.03 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.23. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



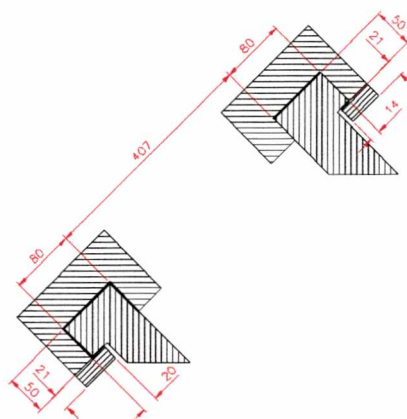
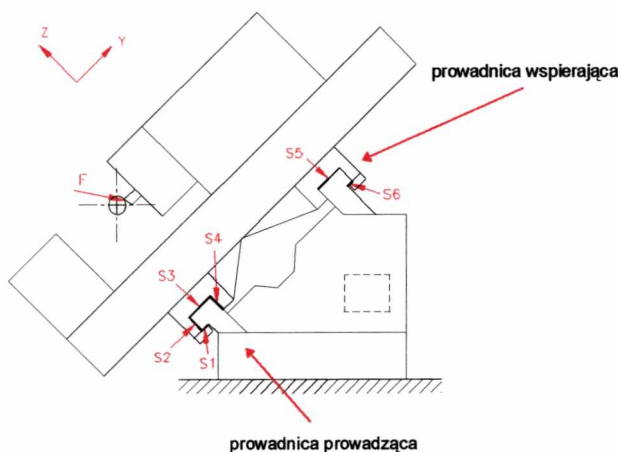
Rys. B.24. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.25. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: **pskraw-**

Wariant „pskraw-” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego położeniem punktu skrawania - jest on przesunięty o 126 mm do osi wrzeciona.

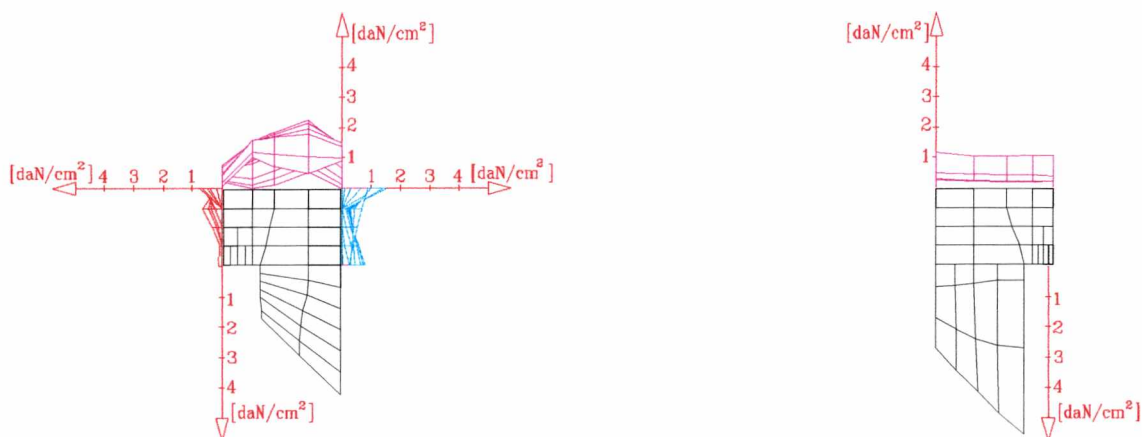


Rys. B.26. Obciążenia i punkt skrawania

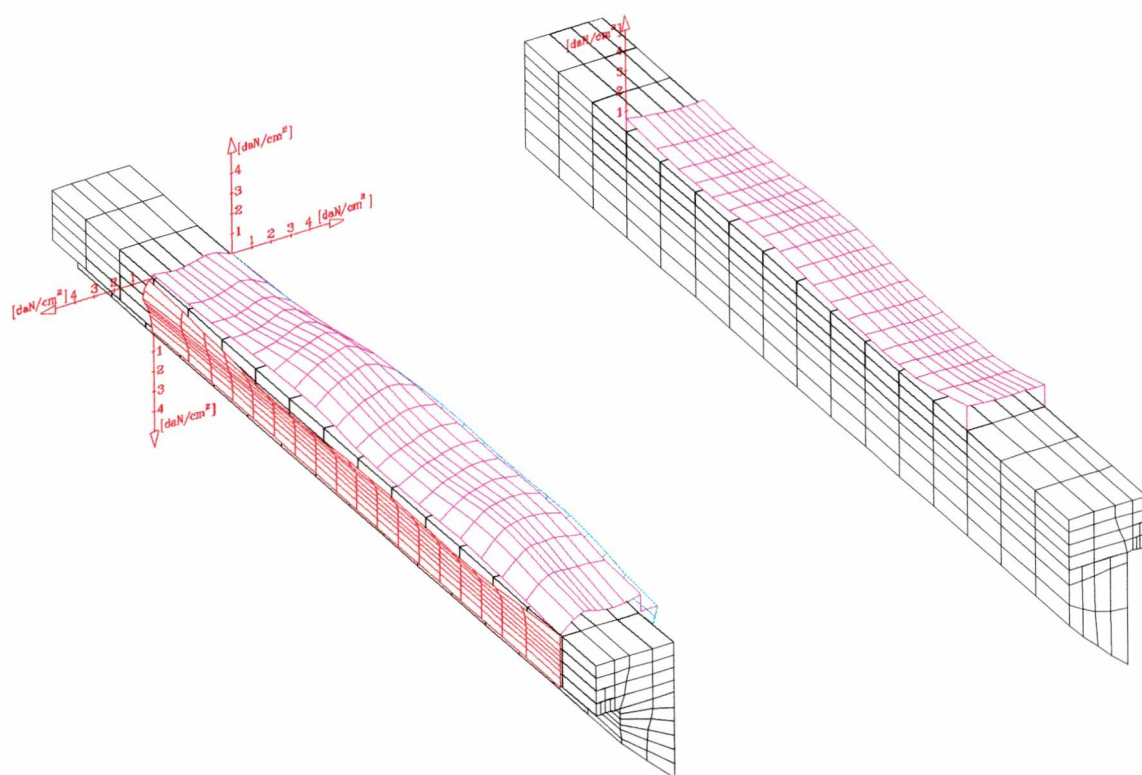
Rys. B.27. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.6. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

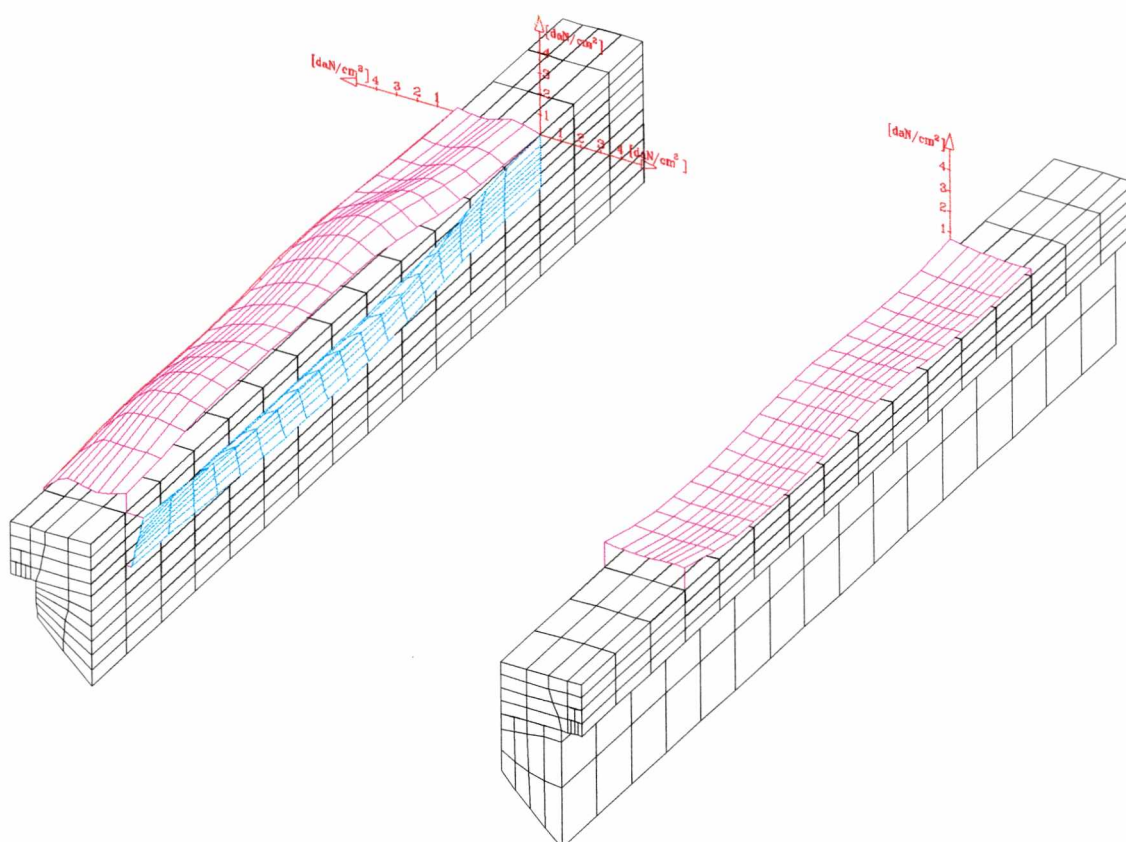
siły skrawania	przesunięcie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$ $F_y = 3000 \text{ N}$ $F_z = -5000 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta_x = -0.797 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = 1.850 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -7.679 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 7.939 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.17 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 0.743 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 2.262 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 1.511 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 1.162 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.28. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



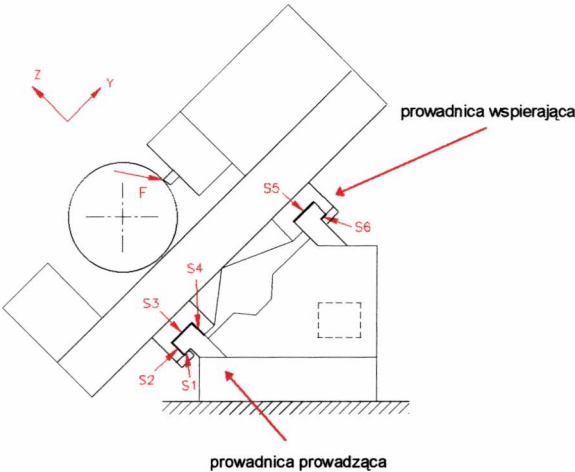
Rys. B.29. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



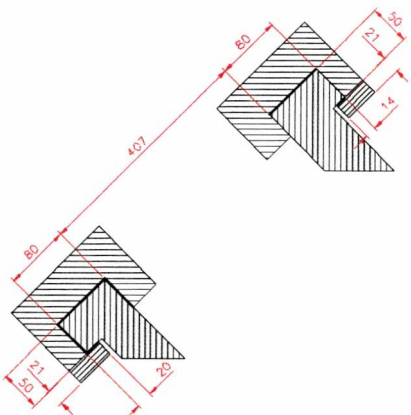
Rys. B.30. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: pskraw+

Wariant „pskraw+” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego położeniem punktu skrawania - jest on przesunięty o 126 mm od osi wrzeciona.



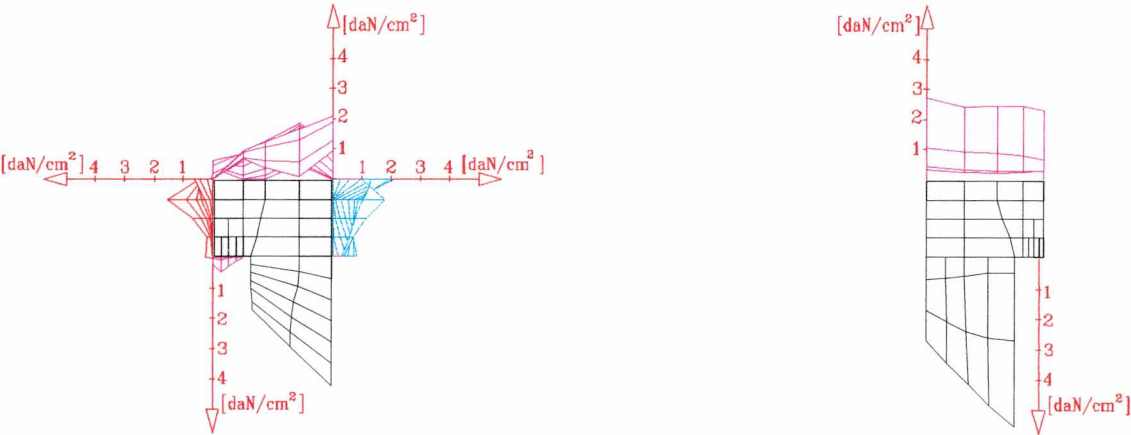
Rys. B.31. Obciążenia i punkt skrawania



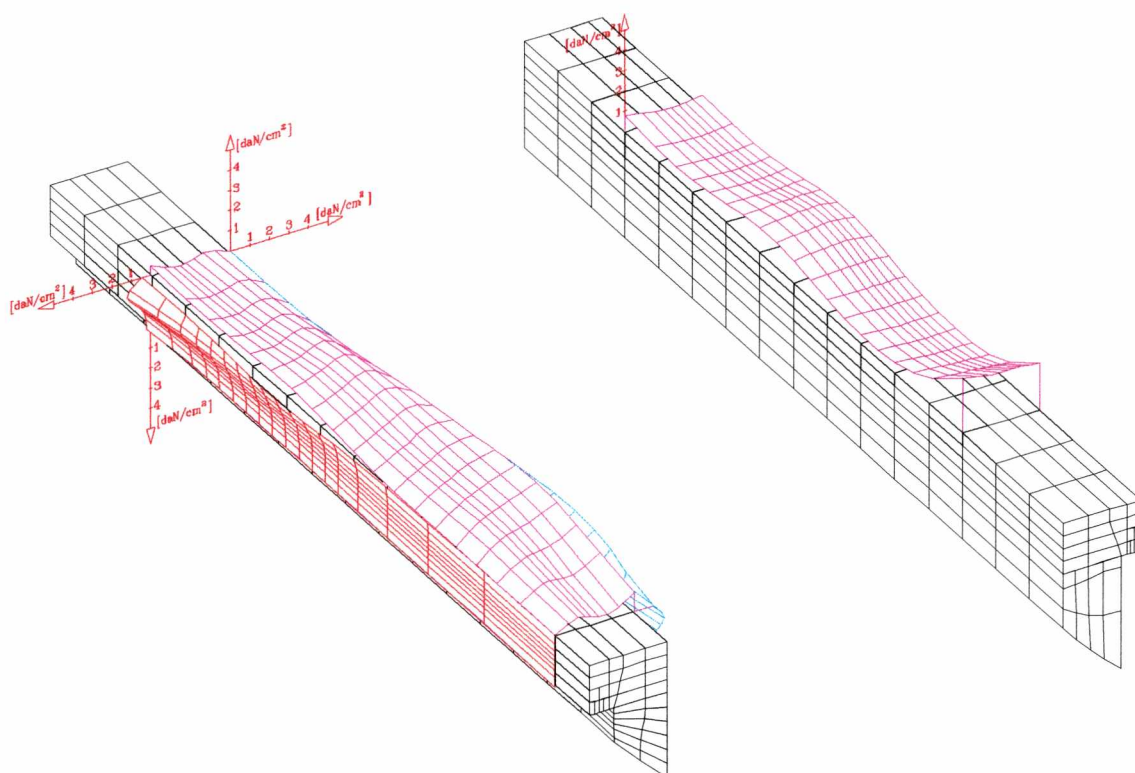
Rys. B.32. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.7. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

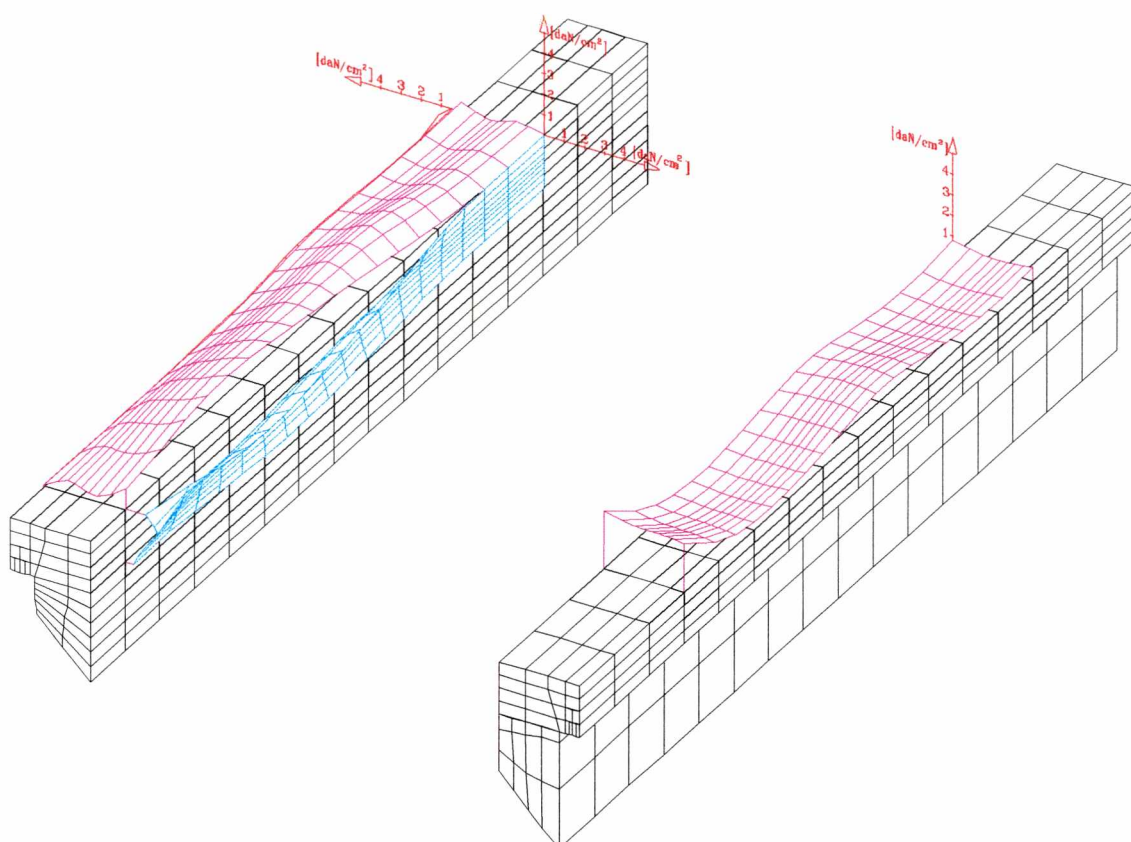
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.004 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.478 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 3.613 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.56 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -9.171 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.074 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 9.857 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.074 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.721 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.33. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



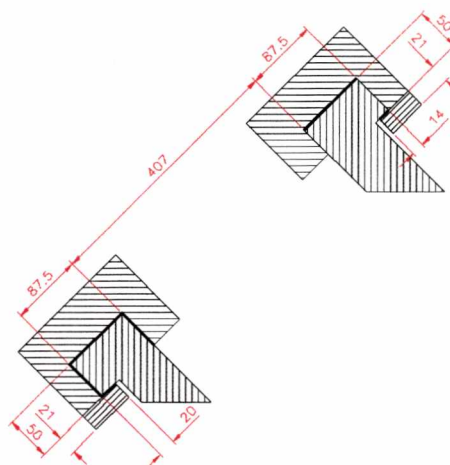
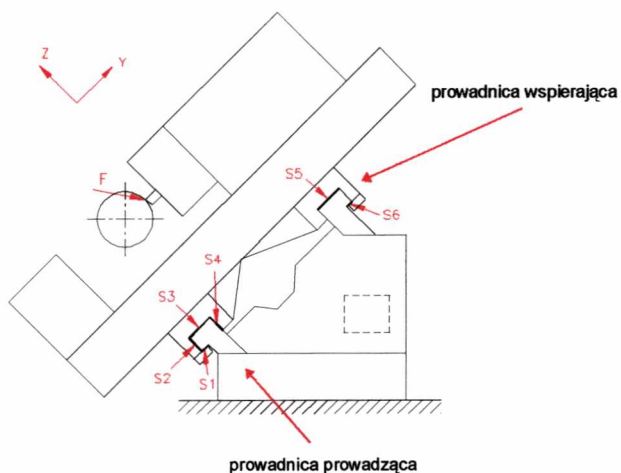
Rys. B.34. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.35. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: szersza

Wariant „szersza” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego szerokością listew obydwu prowadnic - jest ona większa o 7.5 mm.



Rys. B.36. Obciążenia i punkt skrawania

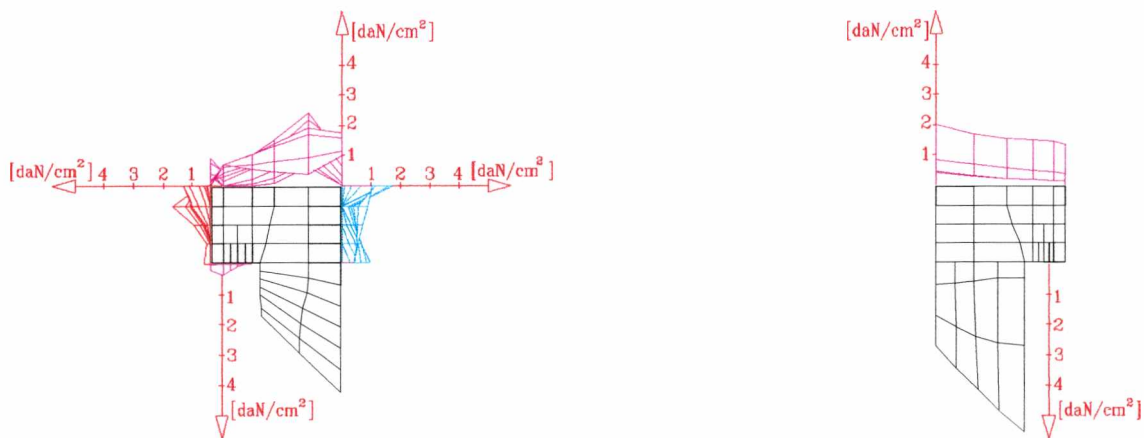
Rys. B.37. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.8. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

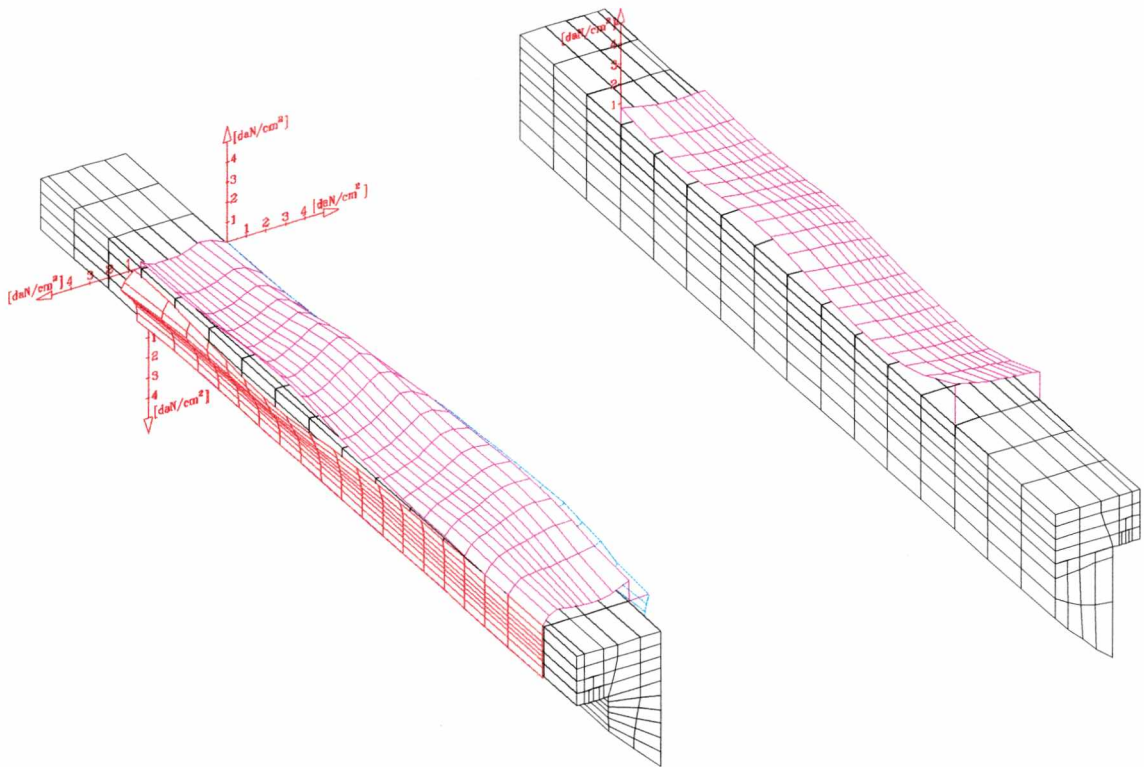
siły skrawania
$F_x = 1000 \text{ N}$
$F_y = 3000 \text{ N}$
$F_z = -5000 \text{ N}$
$F = 5916 \text{ N}$

przemieszczenie punktu skrawania
$\delta_x = -0.491 \text{ } \mu\text{m}$
$\delta_y = 2.173 \text{ } \mu\text{m}$
$\delta_z = -8.596 \text{ } \mu\text{m}$
$\delta = 8.880 \text{ } \mu\text{m}$

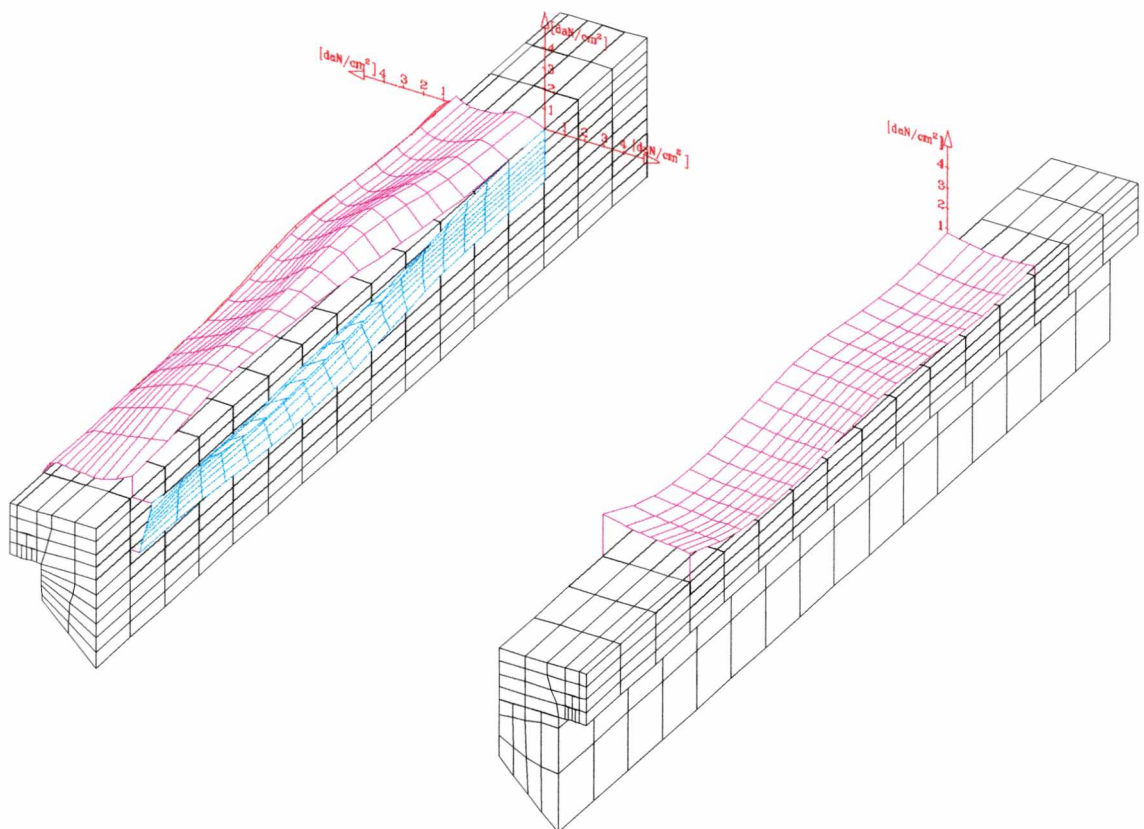
maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$\sigma_{\max 1} = 0.359 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 2} = 1.311 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 3} = 2.414 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 4} = 1.751 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 5} = 2.033 \text{ daN/cm}^2$
$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.38. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



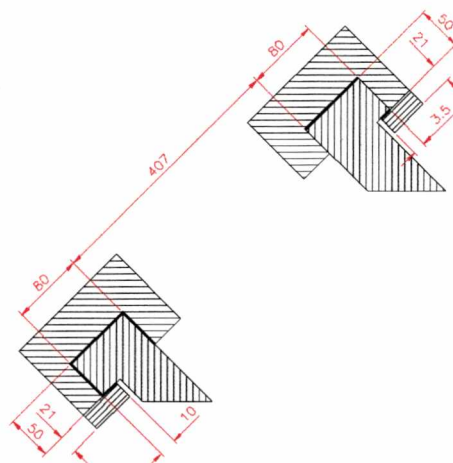
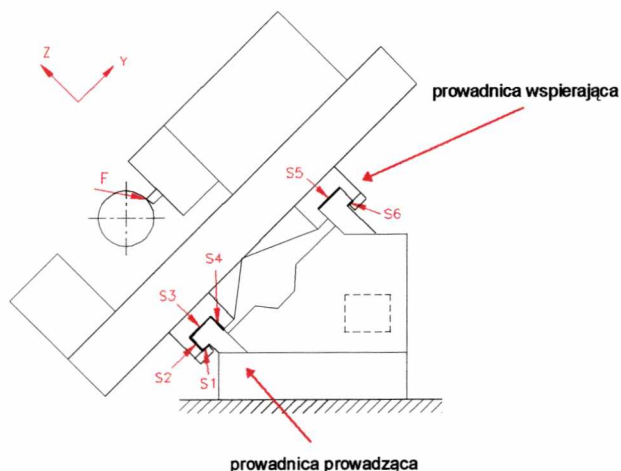
Rys. B.39. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.40. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: listwa

Wariant „listwa” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego szerokością listew podchwytywowych - jest ona mniejsza o 10.5 mm.

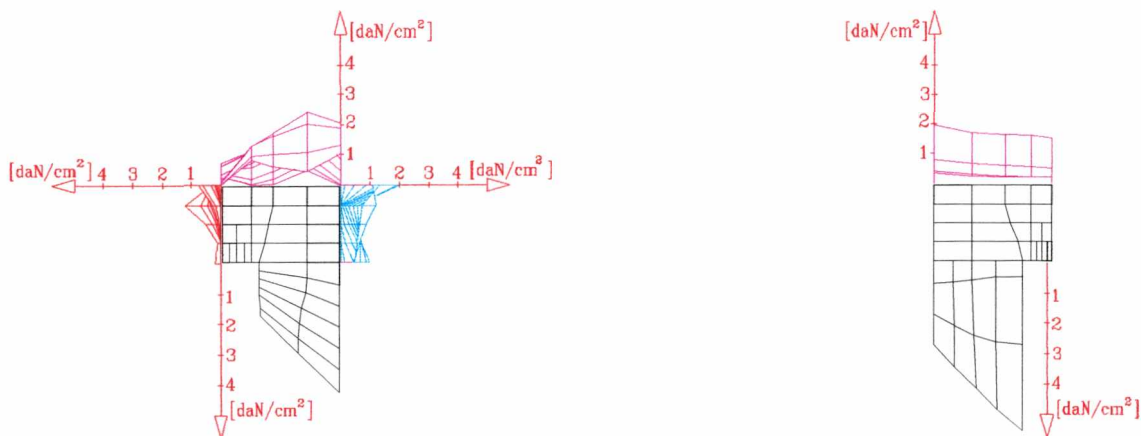


Rys. B.41. Obciążenia i punkt skrawania

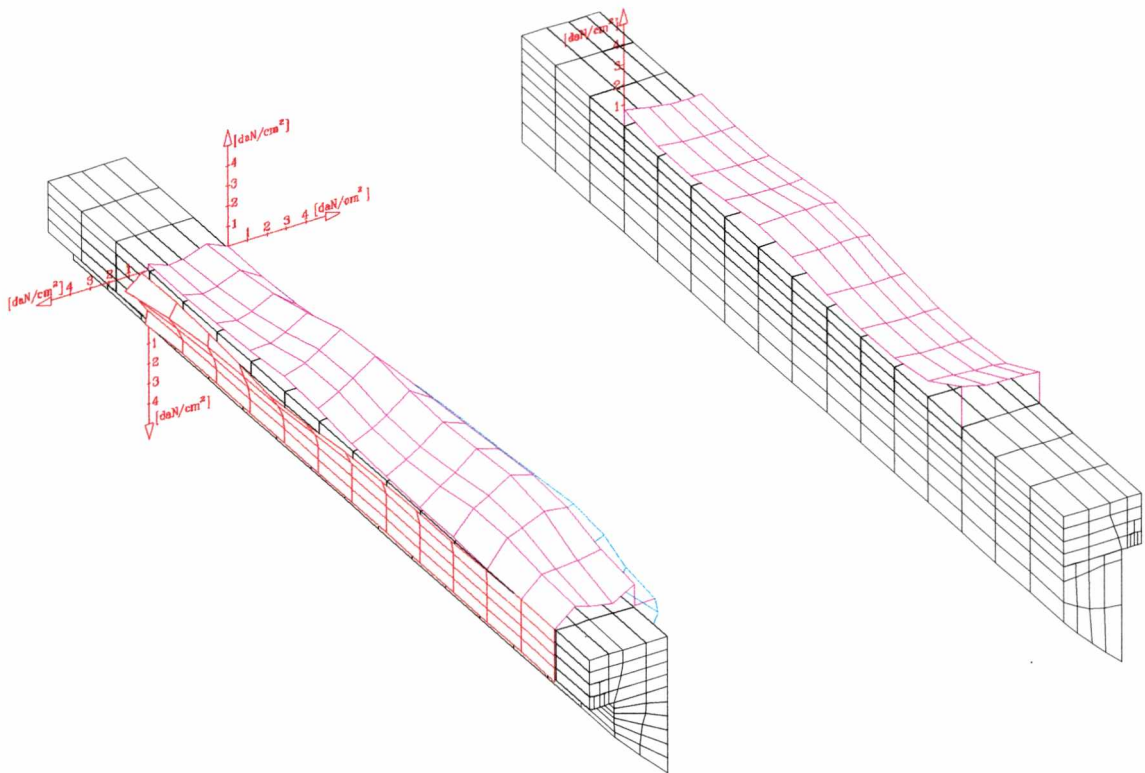
Rys. B.42. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.9. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

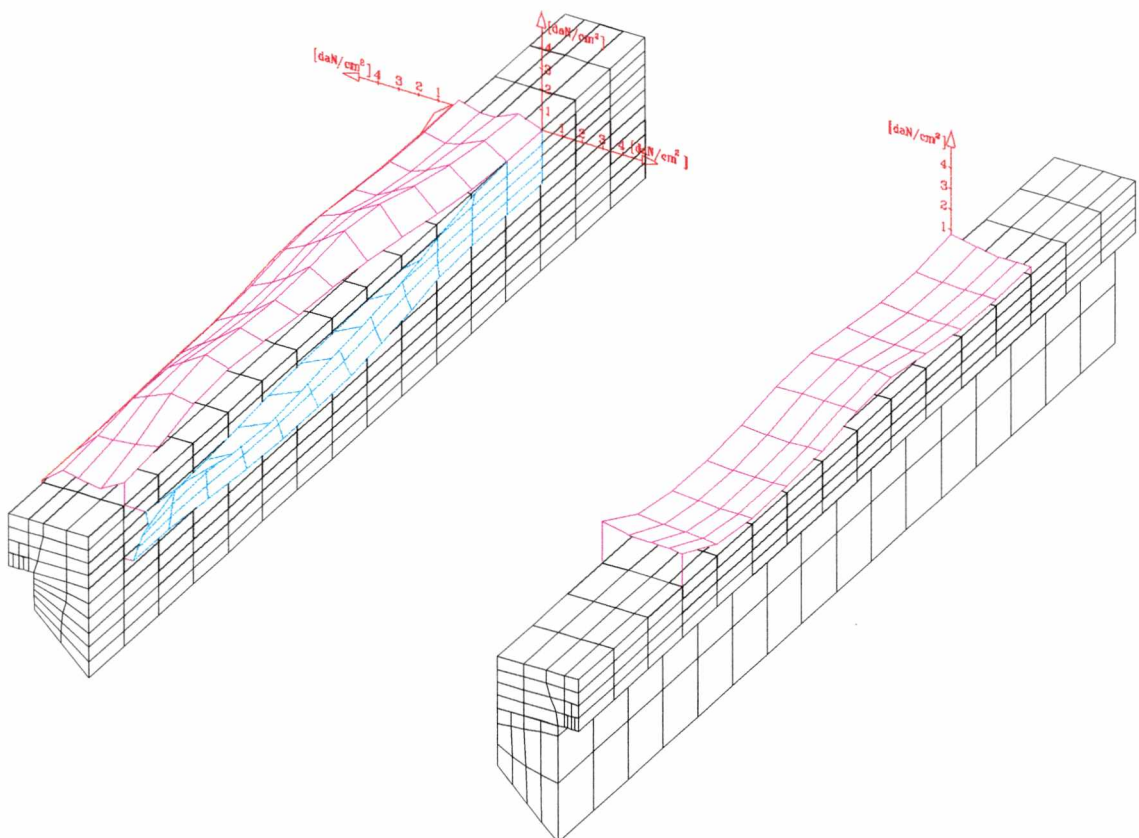
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.682 \text{ } \mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.444 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.402 \text{ } \mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.206 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.692 \text{ } \mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.399 \text{ daN/cm}^2$
$F = 5916 \text{ N}$	$\delta = 9.044 \text{ } \mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.055 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.952 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.43. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



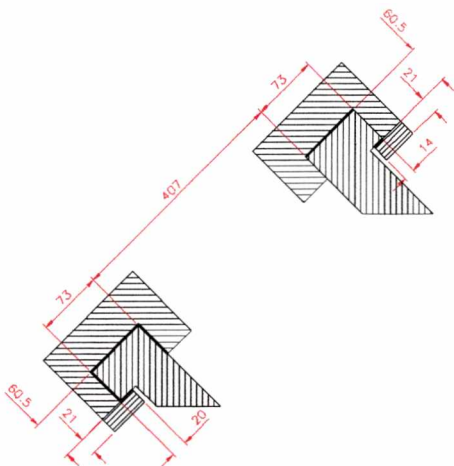
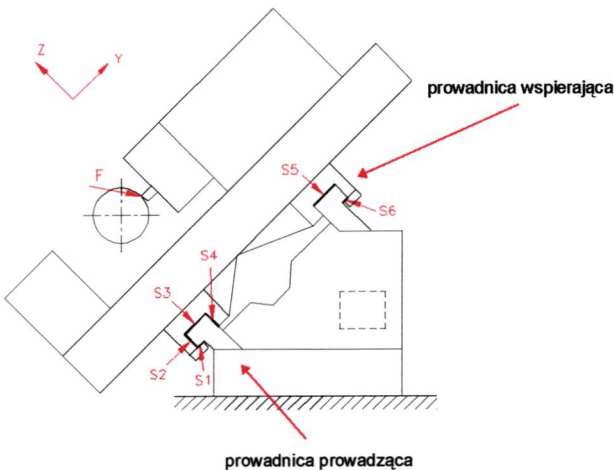
Rys. B.44. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.45. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: **grubsza**

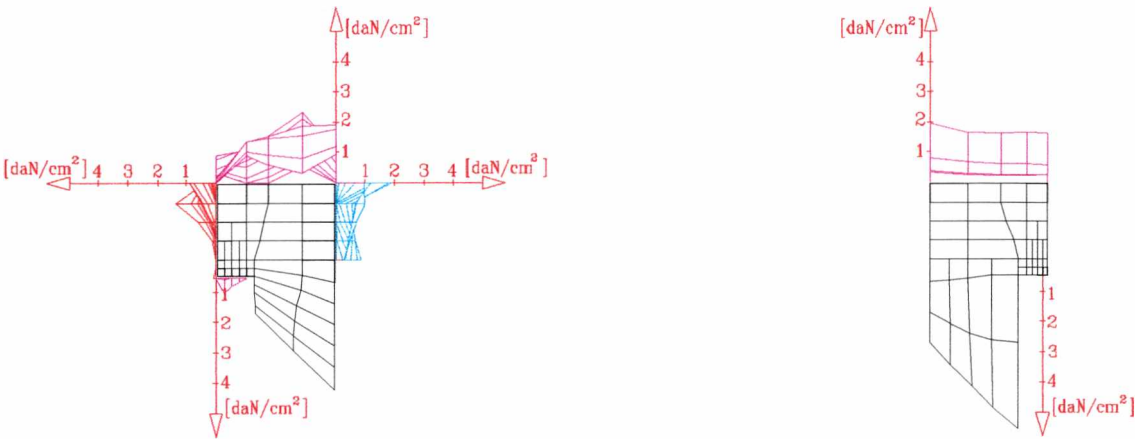
Wariant „grubsza” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego grubością listew obydwu przewodnic - jest ona większa o 10.5 mm.



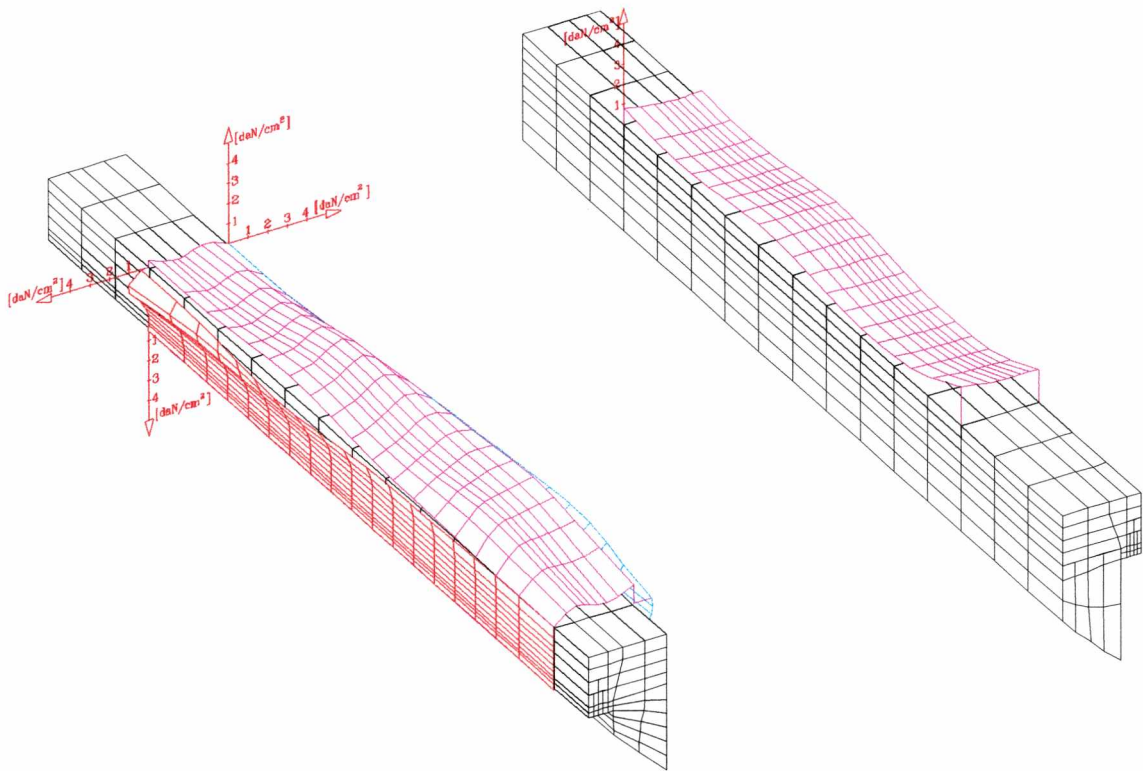
Rys. B.46. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.47. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.10. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

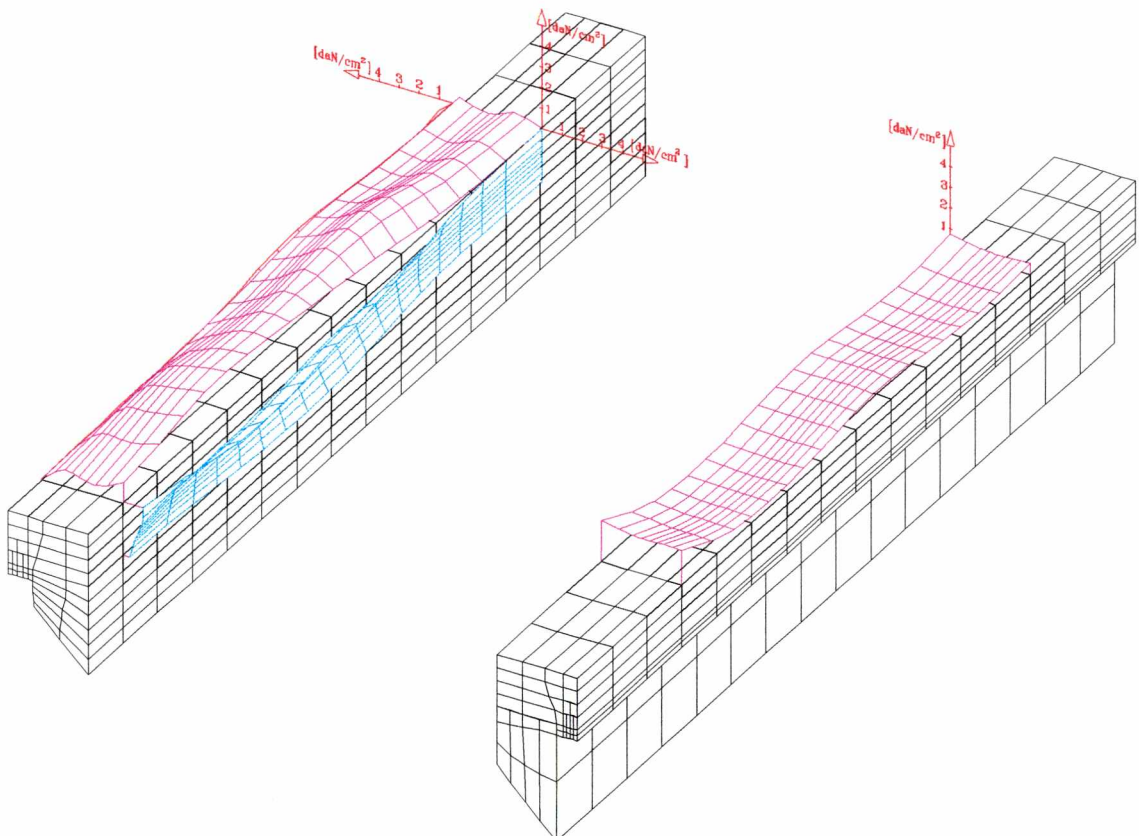
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.659 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.507 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.386 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.375 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.661 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.341 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 9.008 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.926 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.939 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.48. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych przewodnic



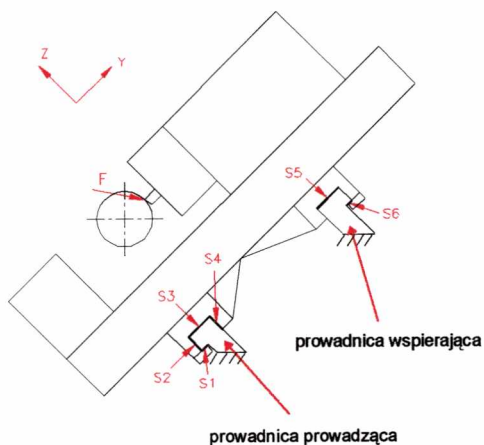
Rys. B.49. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



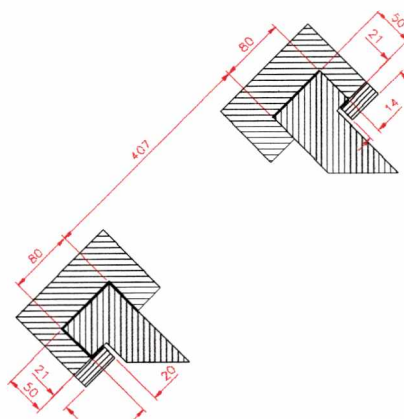
Rys. B.50. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: rozstaw

Wariant „rozstaw” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego brakiem elementów modelujących łożę.



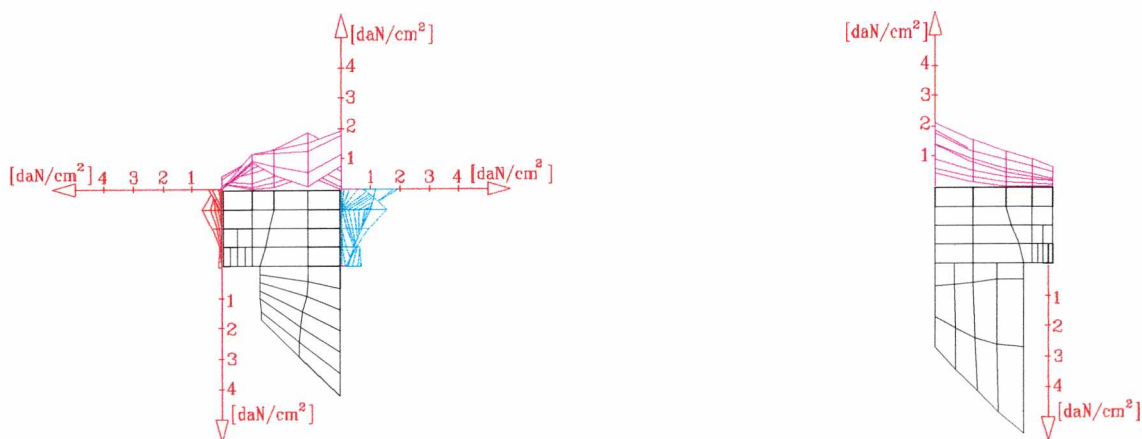
Rys. B.51. Obciążenia i punkt skrawania



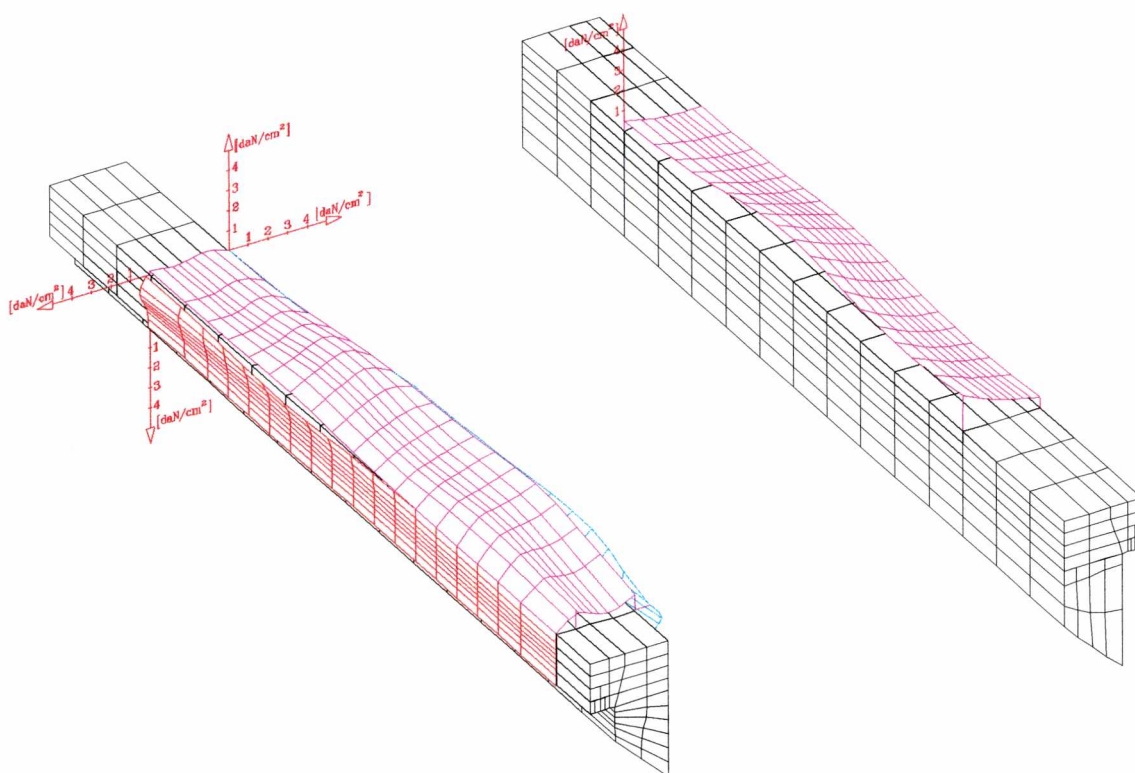
Rys. B.52. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.11. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

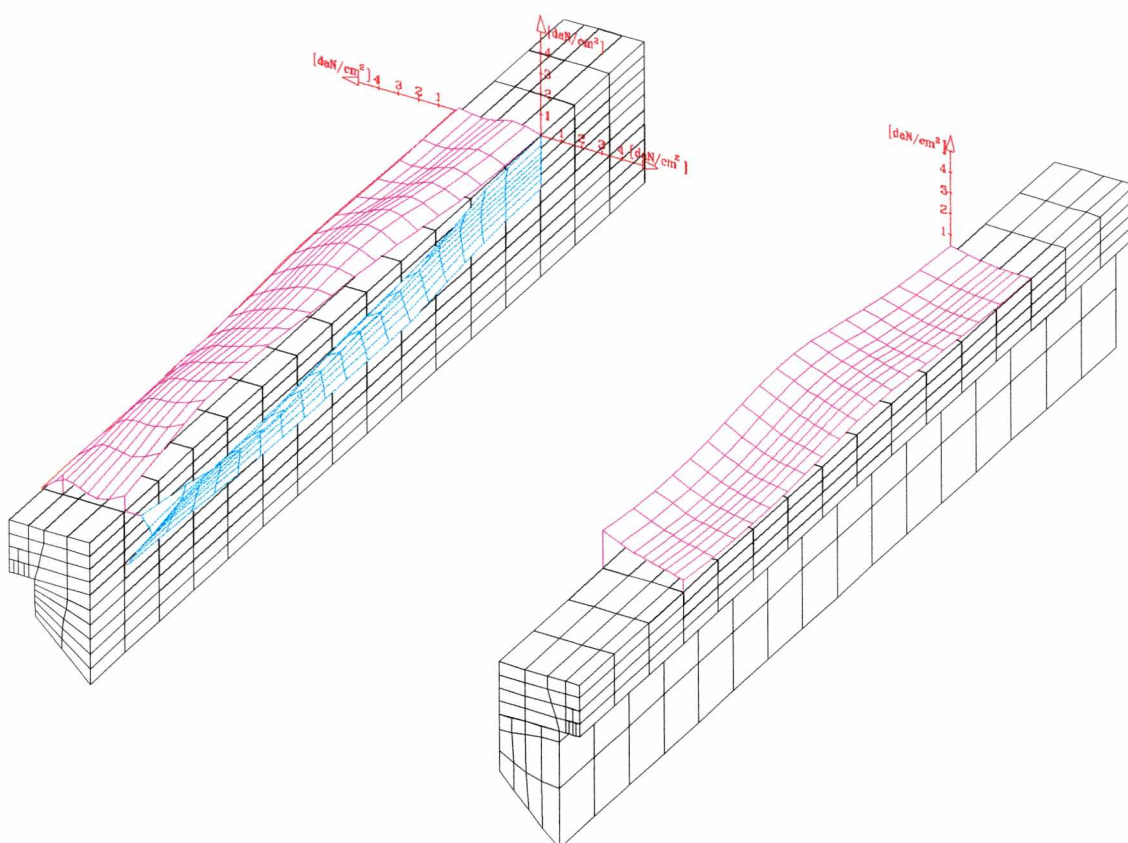
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$ $F_y = 3000 \text{ N}$ $F_z = -5000 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta_x = -0.339 \text{ } \mu\text{m}$ $\delta_y = -0.597 \text{ } \mu\text{m}$ $\delta_z = -7.092 \text{ } \mu\text{m}$ $\delta = 7.125 \text{ } \mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.176 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 0.657 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 1.856 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 1.551 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 2.098 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0.027 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.53. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



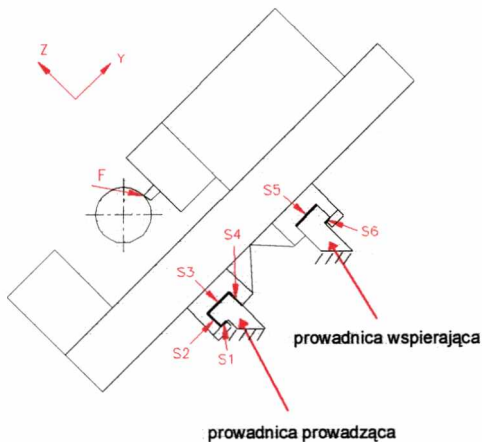
Rys. B.54. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



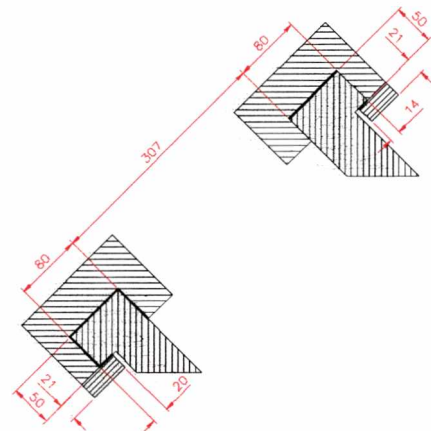
Rys. B.55. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: rozstaw-

Wariant „rozstaw-” modelu tokarki różni się od wariantu „rozstaw” rozstawem między prowadnicami - jest on mniejszy o 100 mm.



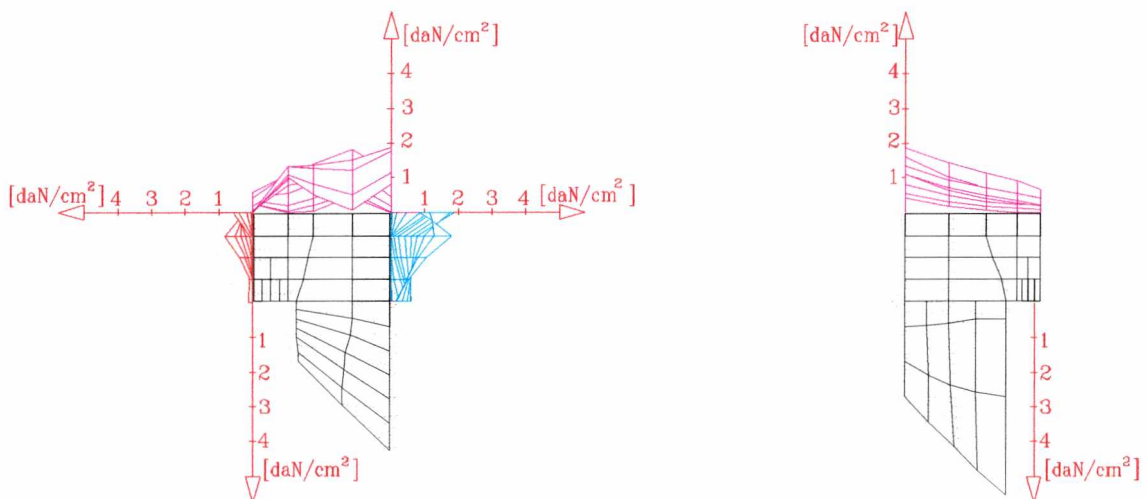
Rys. B.56. Obciążenia i punkt skrawania



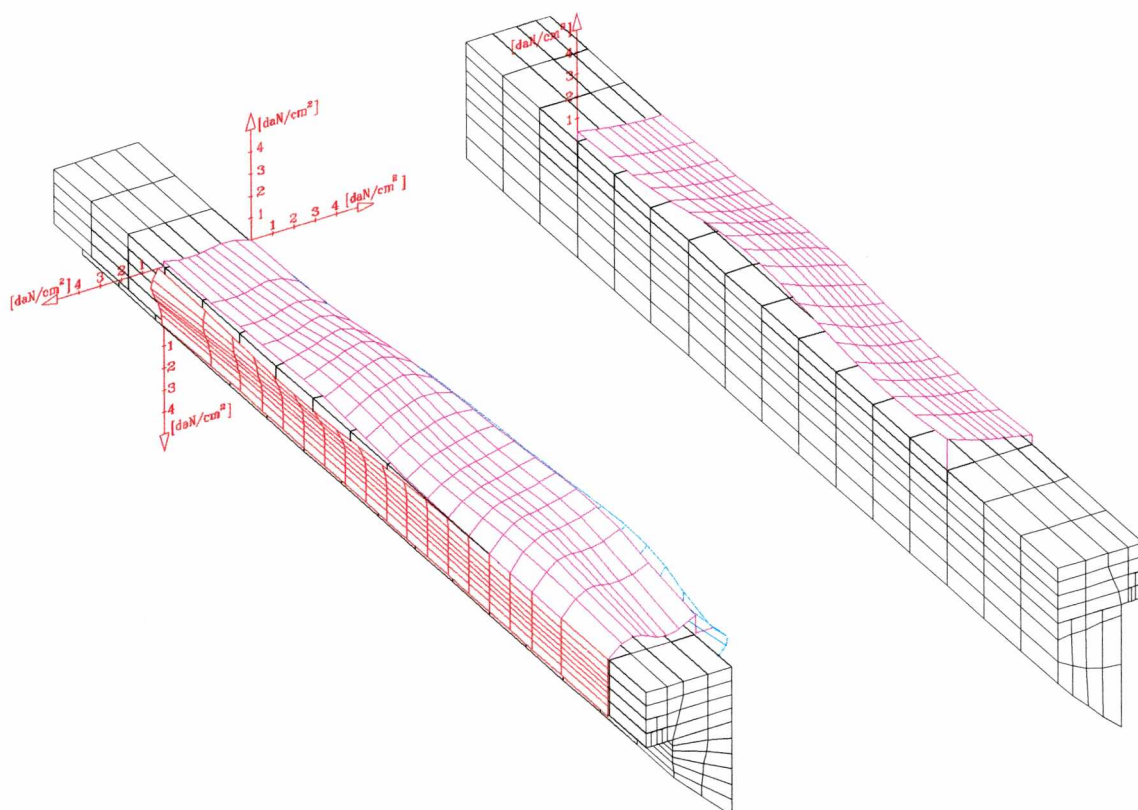
Rys. B.57. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.12. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

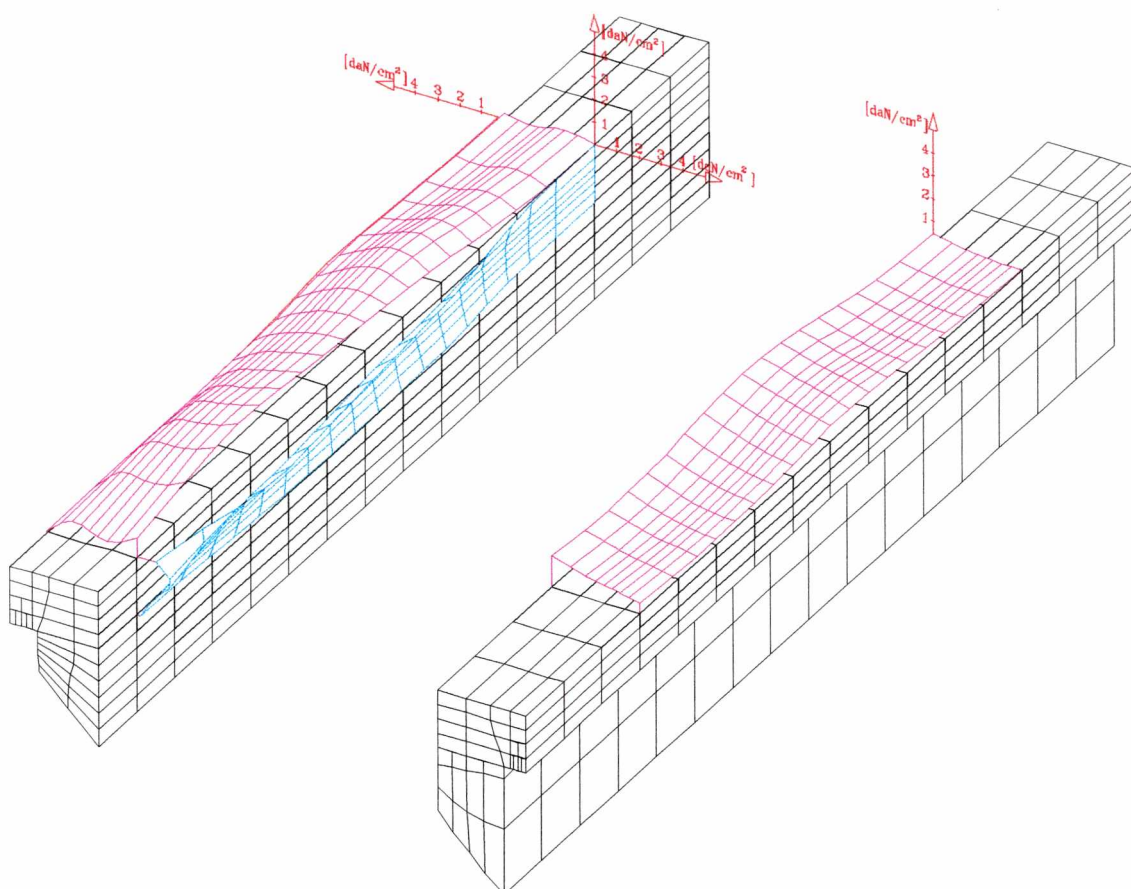
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$ $F_y = 3000 \text{ N}$ $F_z = -5000 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta_x = -0.578 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = -0.530 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -6.882 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 6.927 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.231 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 0.809 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 1.871 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 1.871 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 1.856 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.58. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



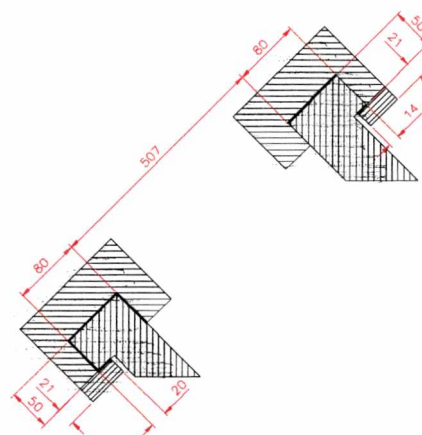
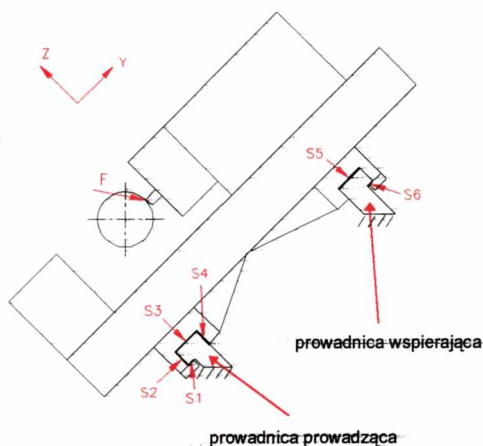
Rys. B.59. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.60. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: rozstaw+

Wariant „rozstaw+” modelu tokarki różni się od wariantu „rozstaw” rozstawem między prowadnicami - jest on większy o 100 mm.

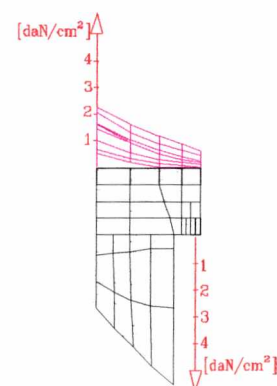
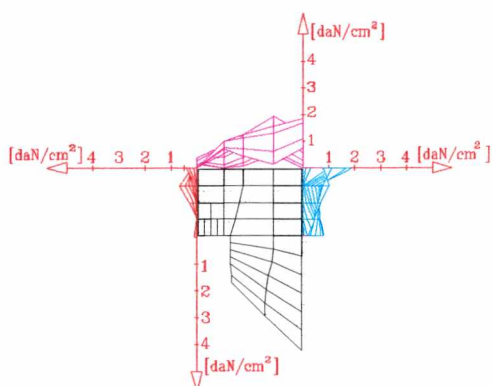


Rys. B.61. Obciążenia i punkt skrawania

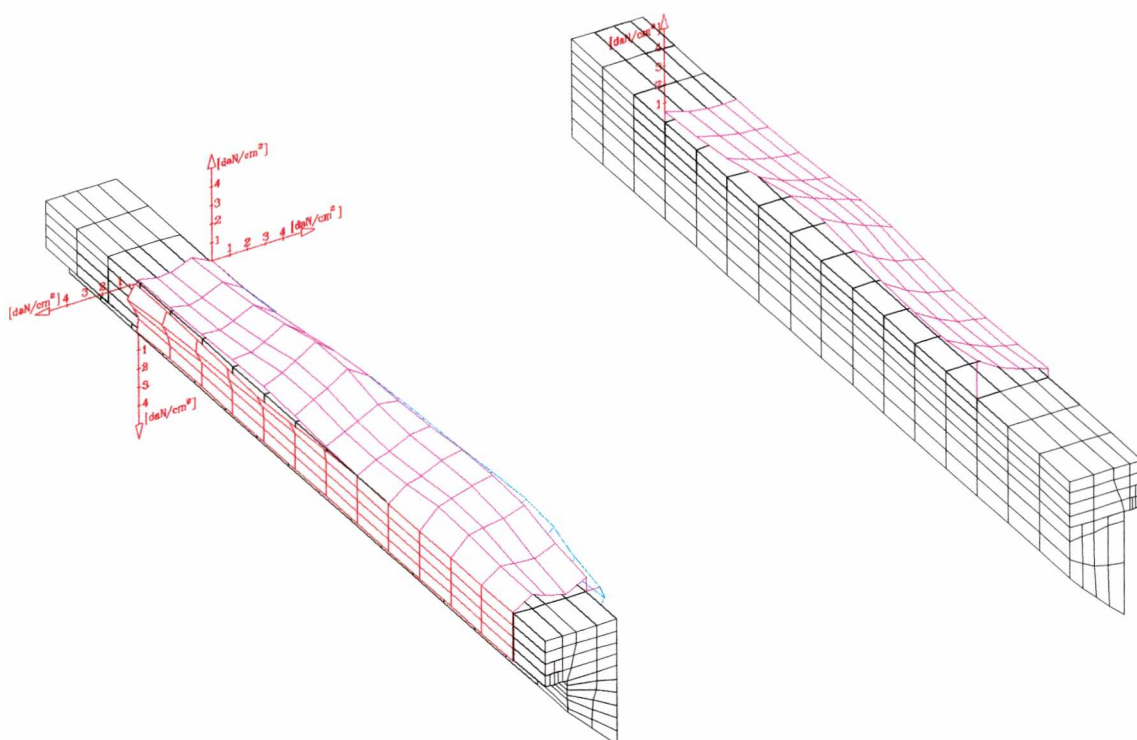
Rys. B.62. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.13. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

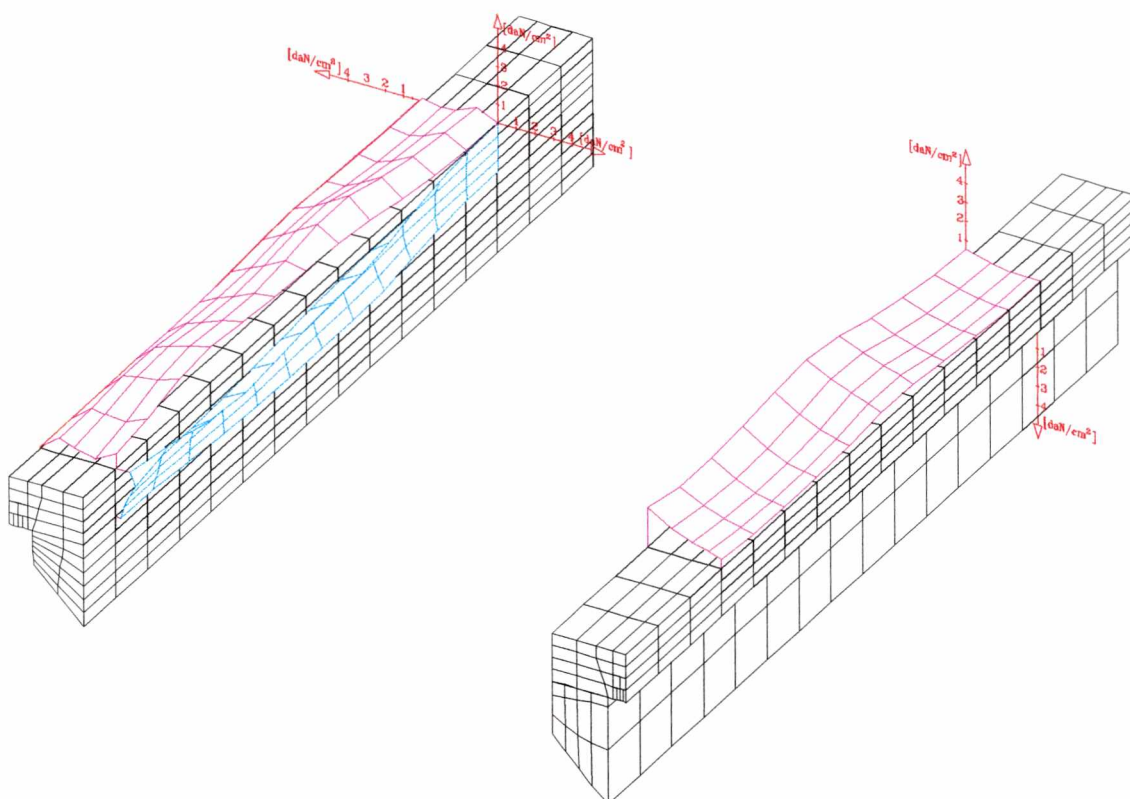
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.330 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.239 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = -0.607 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 0.669 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -7.772 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 1.935 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 7.803 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.856 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.259 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0.08 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.63. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



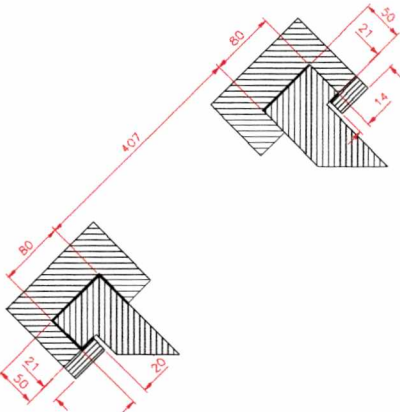
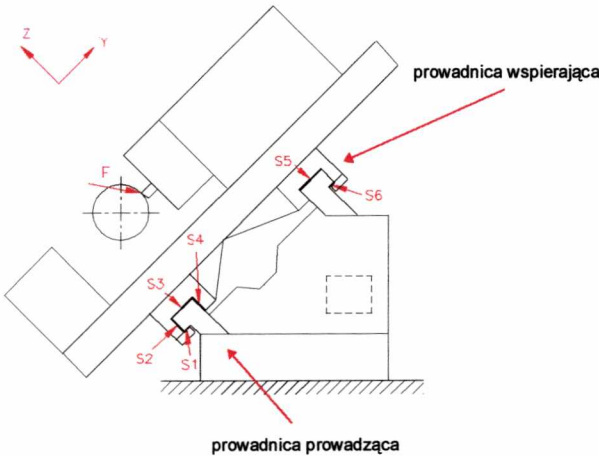
Rys. B.64. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.65. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: płyta-

Wariant „płyta-” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego grubością płyty suportu - jest ona mniejsza o 20 mm.

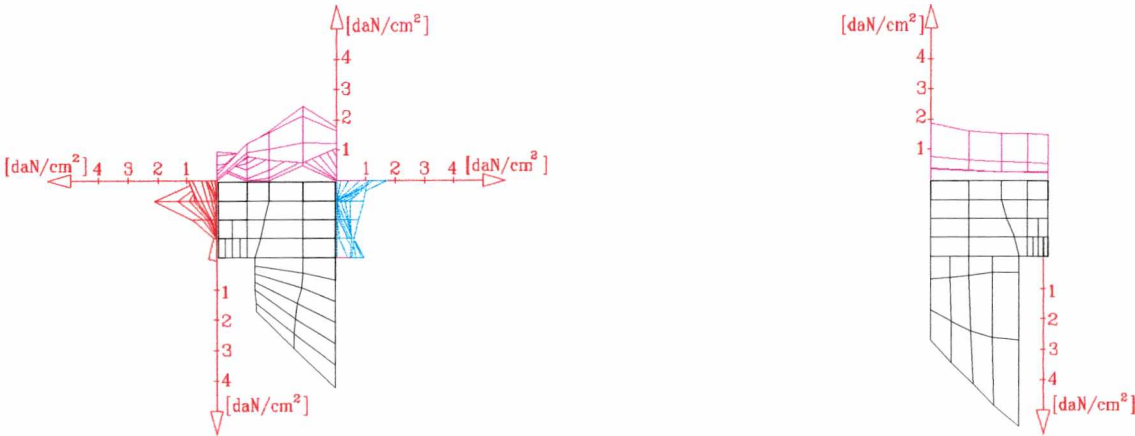


Rys. B.66. Obciążenia i punkt skrawania

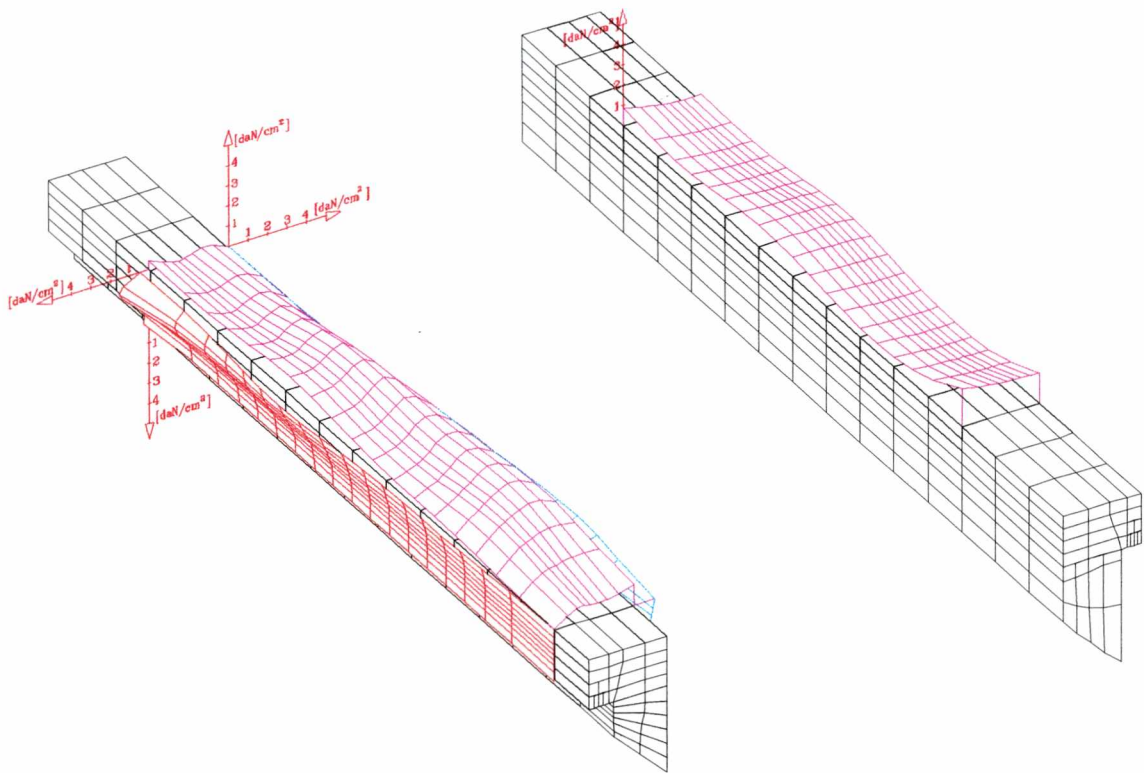
Rys. B.67. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.14. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

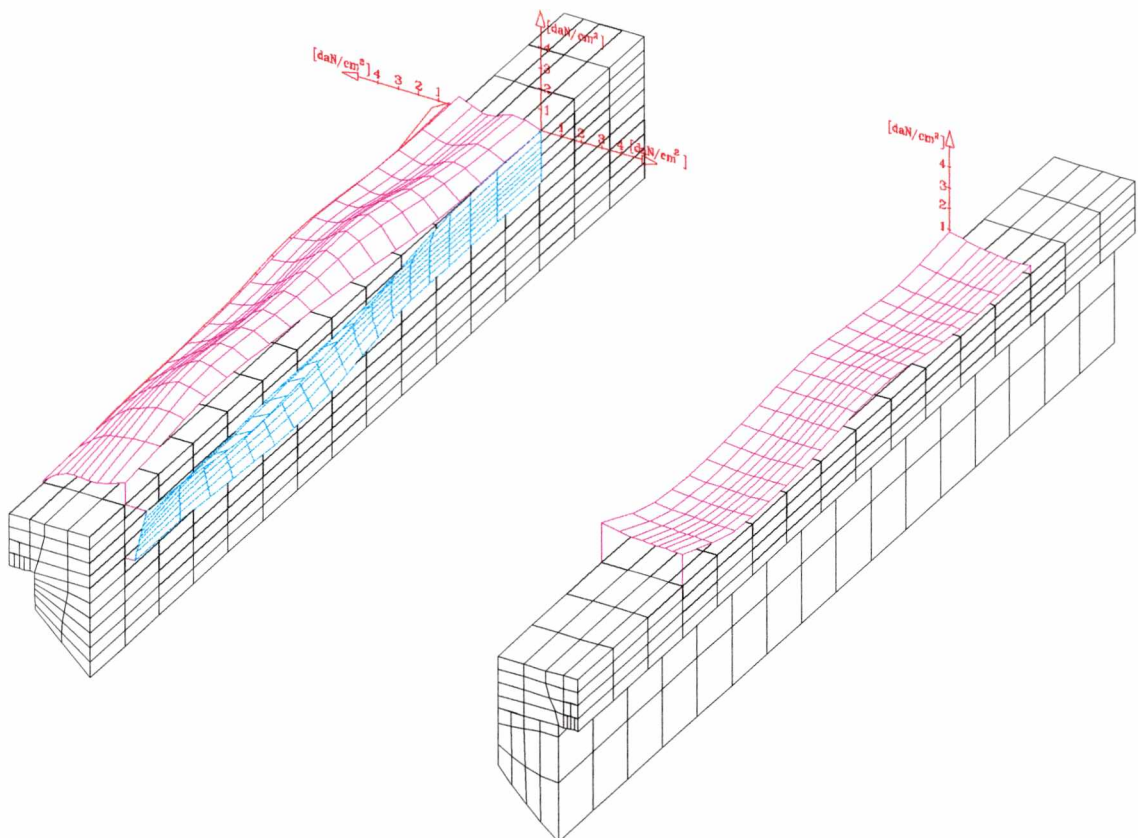
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$ $F_y = 3000 \text{ N}$ $F_z = -5000 \text{ N}$ $F = 5916 \text{ N}$	$\delta_x = -0.744 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = 2.248 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -9.668 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 9.954 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.935 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 2.132 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 2.456 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 1.732 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 1.87 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.68. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych przewodnic



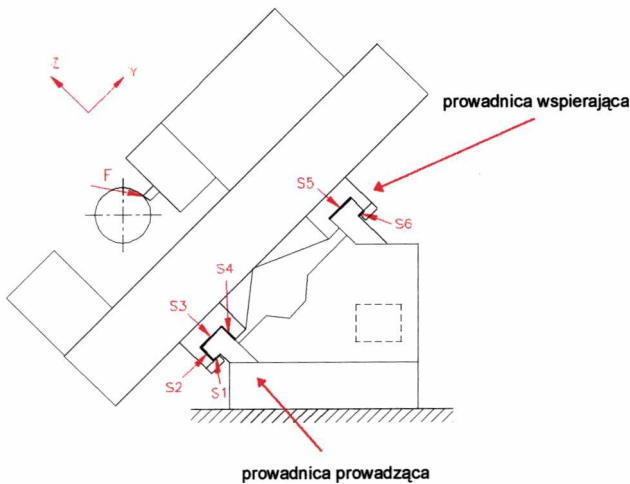
Rys. B.69. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



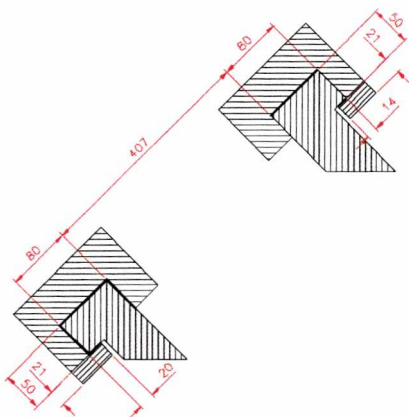
Rys. B.70. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: płyta+

Wariant „płyta+” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego grubością płyty suportu - jest ona większa o 20 mm.



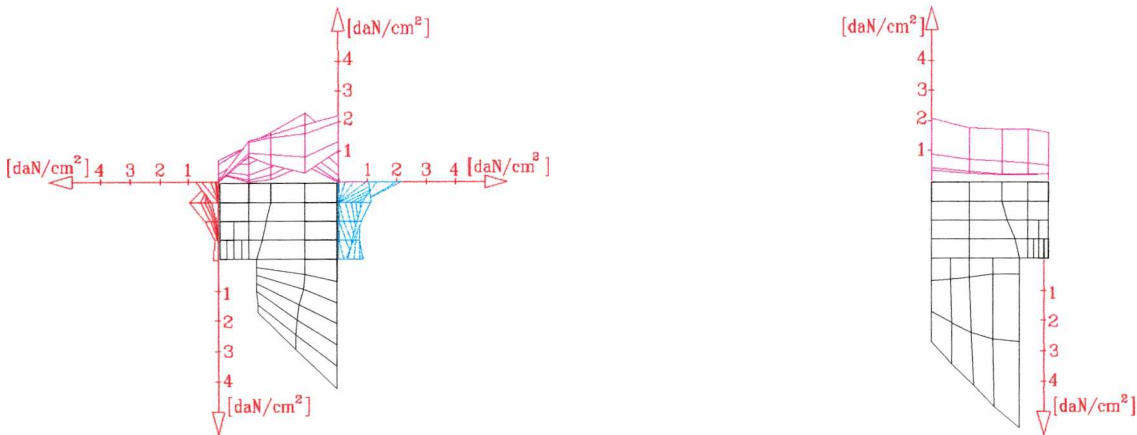
Rys. B.71. Obciążenia i punkt skrawania



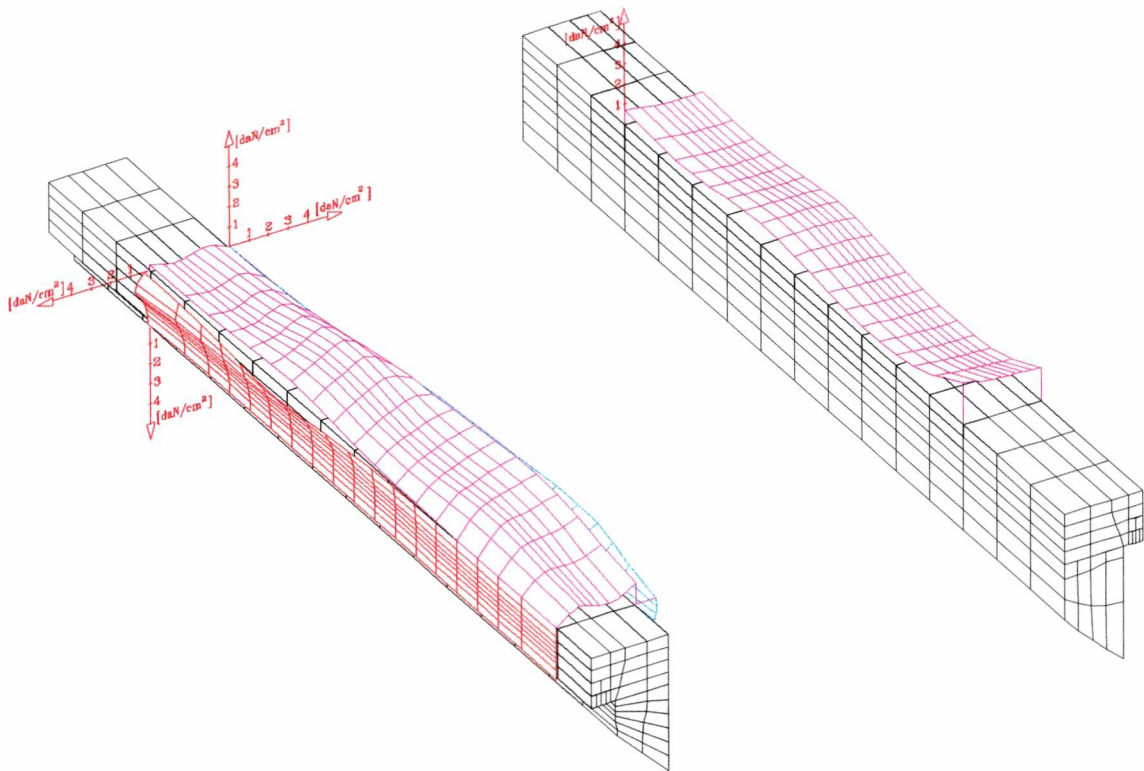
Rys. B.72. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.15. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

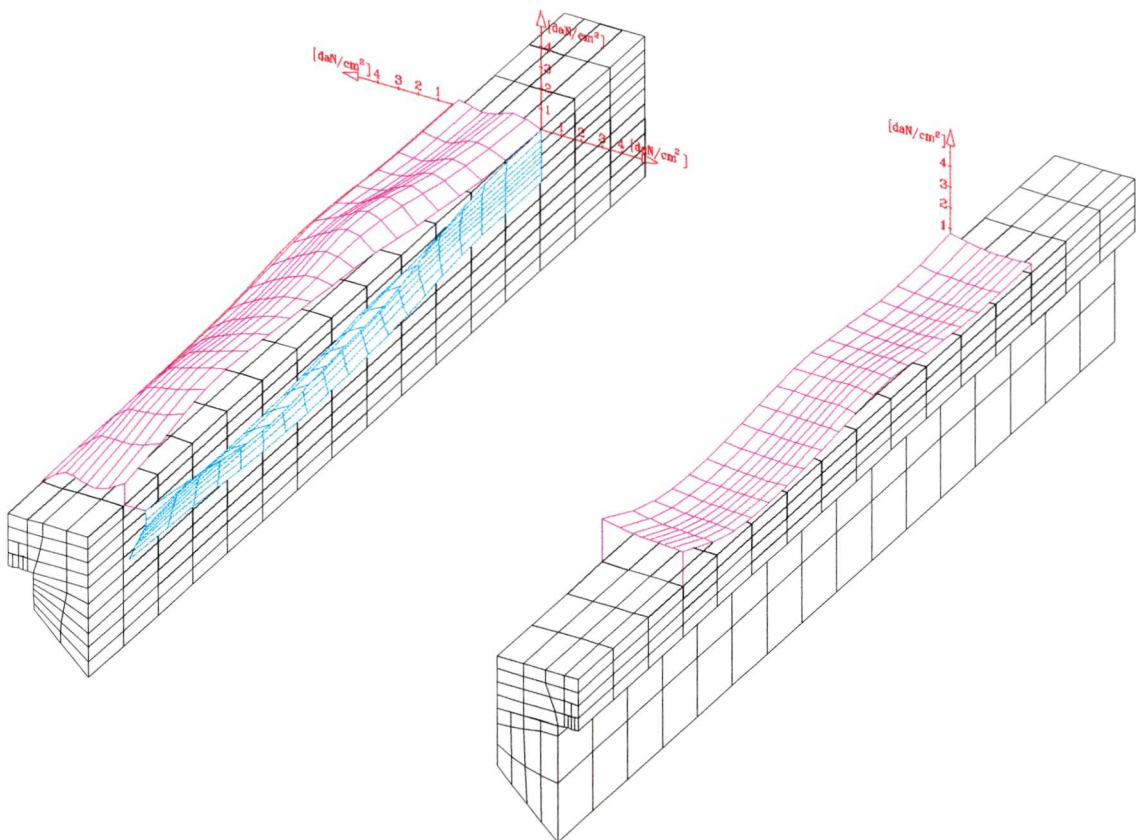
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.571 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.297 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.458 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 0.974 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.020 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.274 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 8.408 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.178 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.079 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.73. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



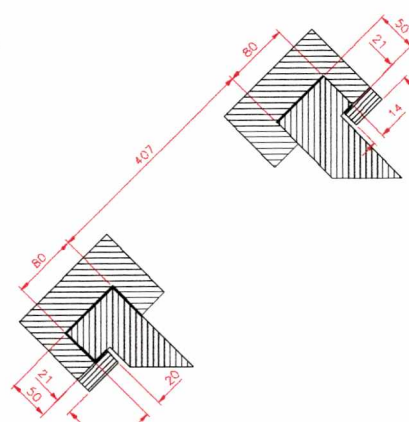
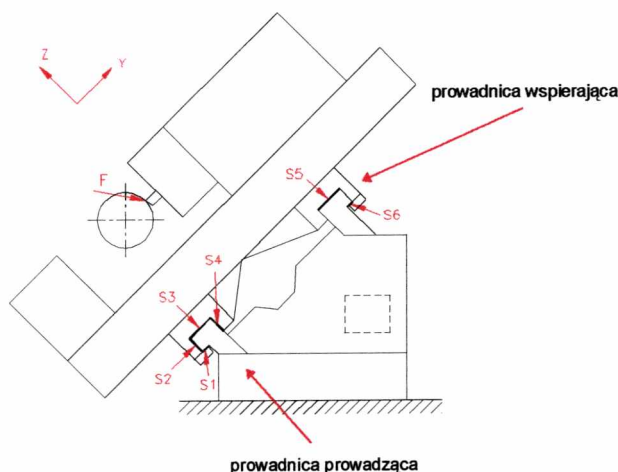
Rys. B.74. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.75. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $C_N / 10$

Wariant „ $C_N / 10$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika podatności stykowej normalnej C_N - jest on 10 razy mniejszy.

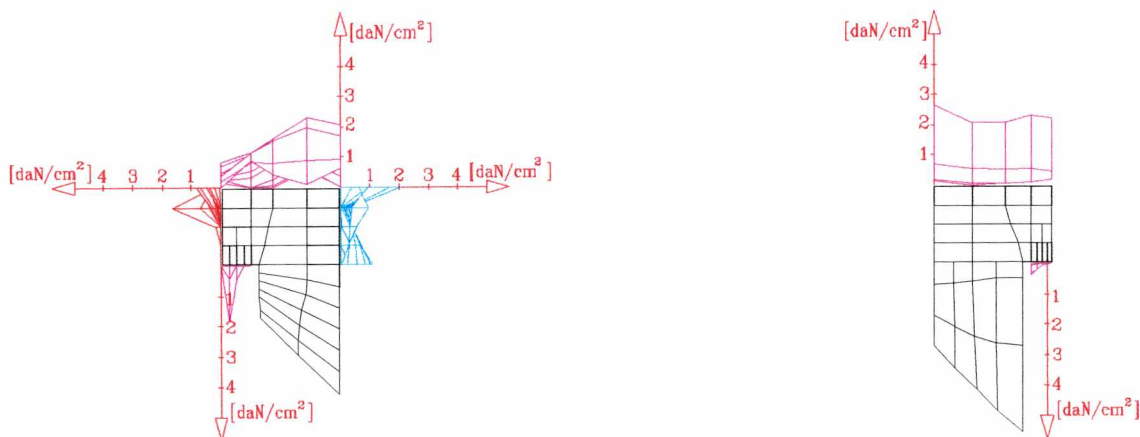


Rys. B.76. Obciążenia i punkt skrawania

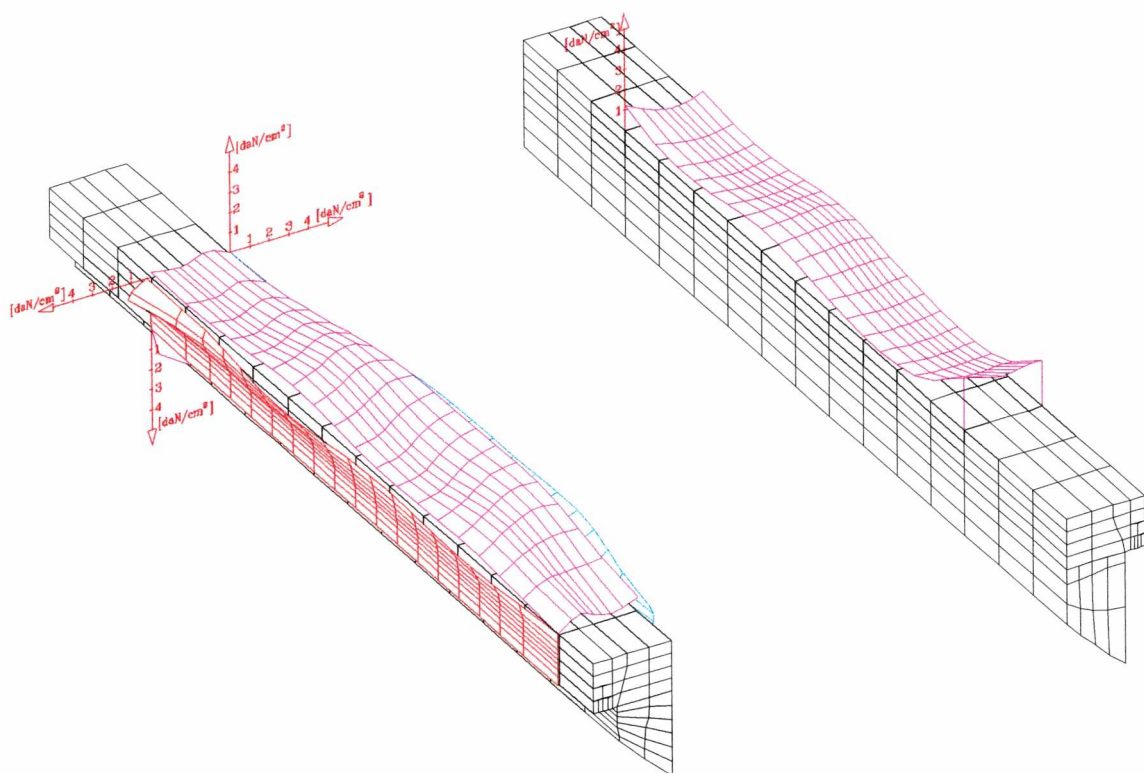
Rys. B.77. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.16. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

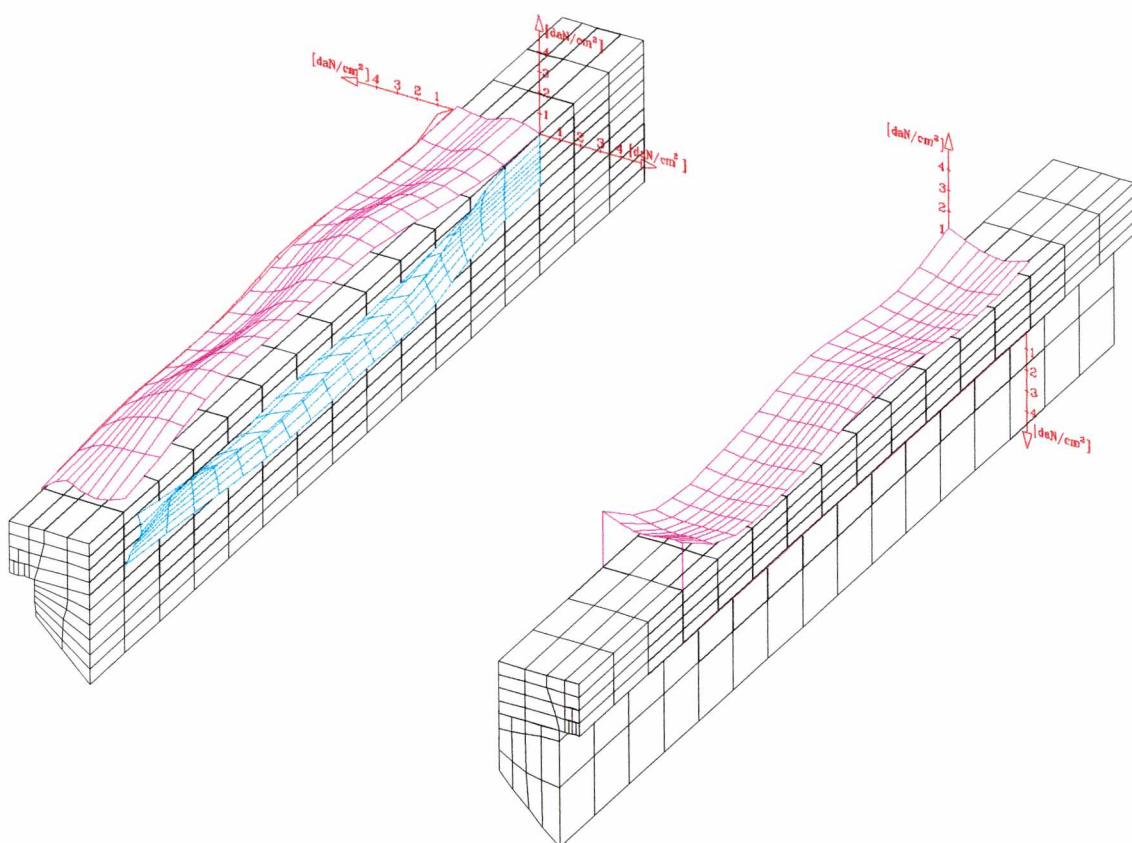
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.505 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 1.852 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.455 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.653 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.237 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.296 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 8.610 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.083 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.653 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0.38 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.78. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



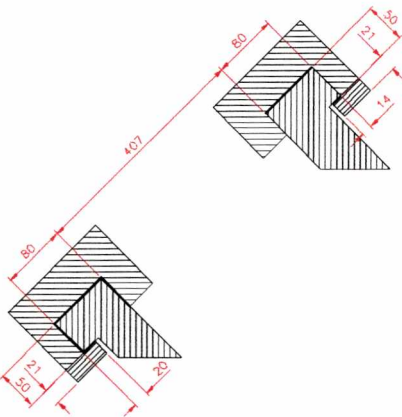
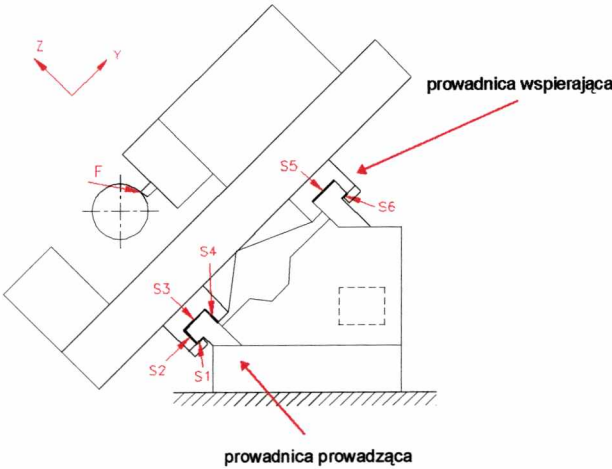
Rys. B.79. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.80. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $C_N / 5$

Wariant „ $C_N / 5$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika podatności stykowej normalnej C_N - jest on 5 razy mniejszy.

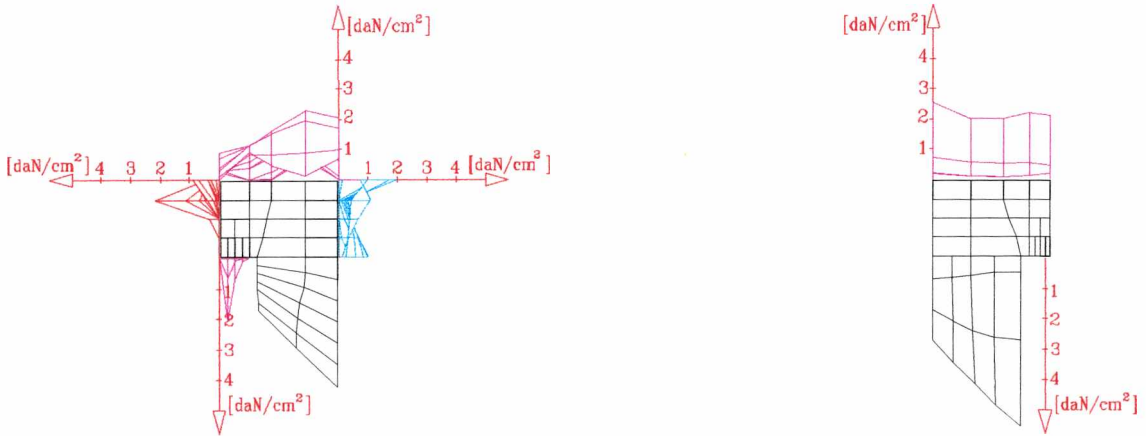


Rys. B.81. Obciążenia i punkt skrawania

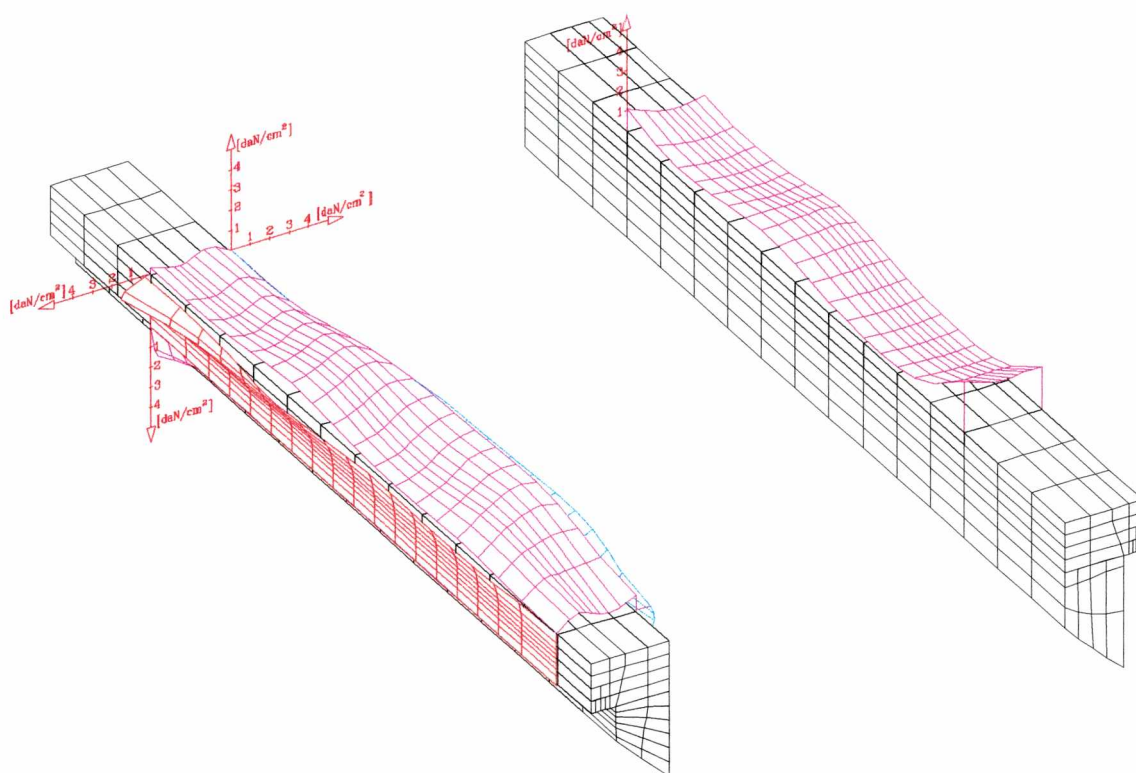
Rys. B.82. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.17. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

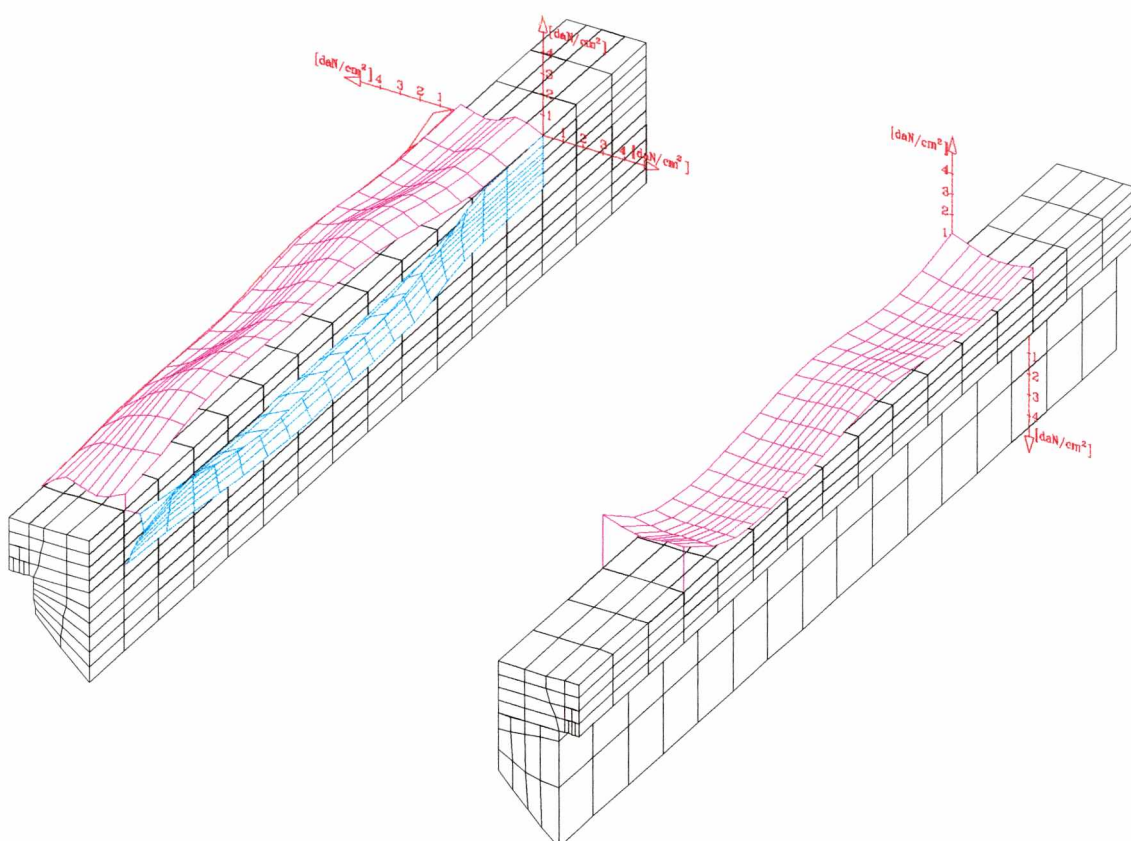
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.512 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 2.066 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.448 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 2.166 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.285 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.292 \text{ daN/cm}^2$
$F = 5916 \text{ N}$	$\delta = 8.656 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.292 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.532 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0.135 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.83. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



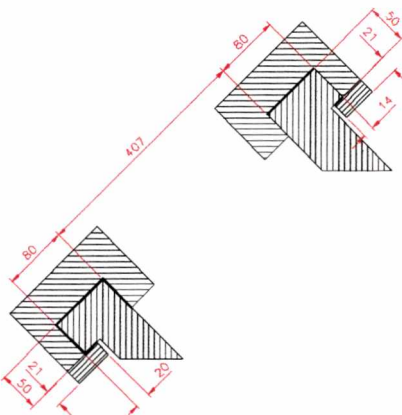
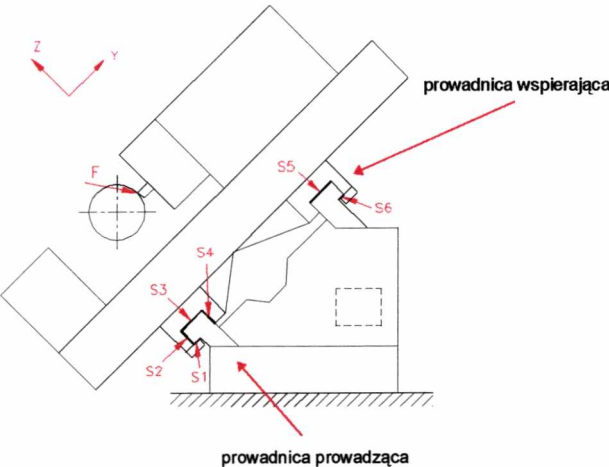
Rys. B.84. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.85. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $C_N / 2$

Wariant „ $C_N / 2$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika podatności stykowej normalnej C_N - jest on 2 razy mniejszy.

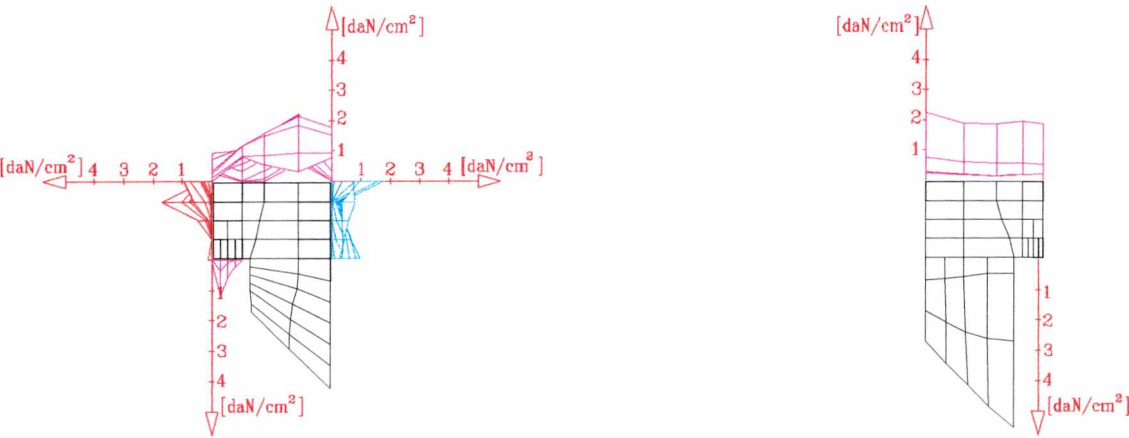


Rys. B.86. Obciążenia i punkt skrawania

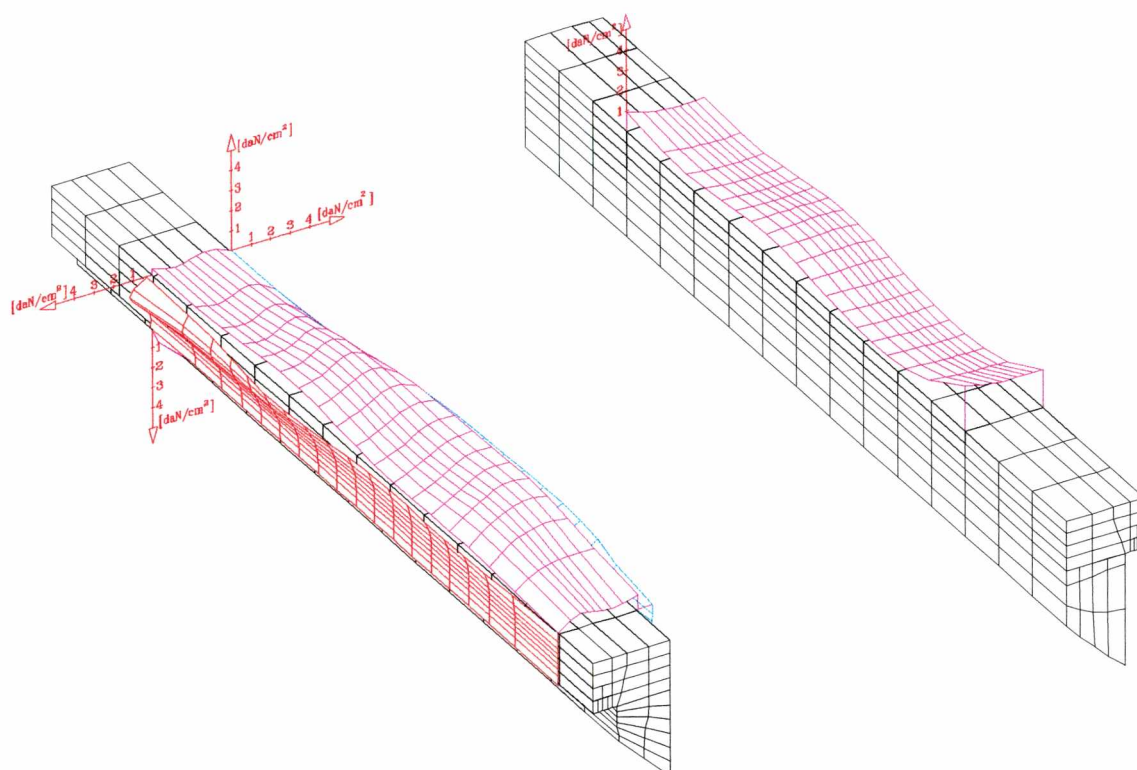
Rys. B.87. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.18. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

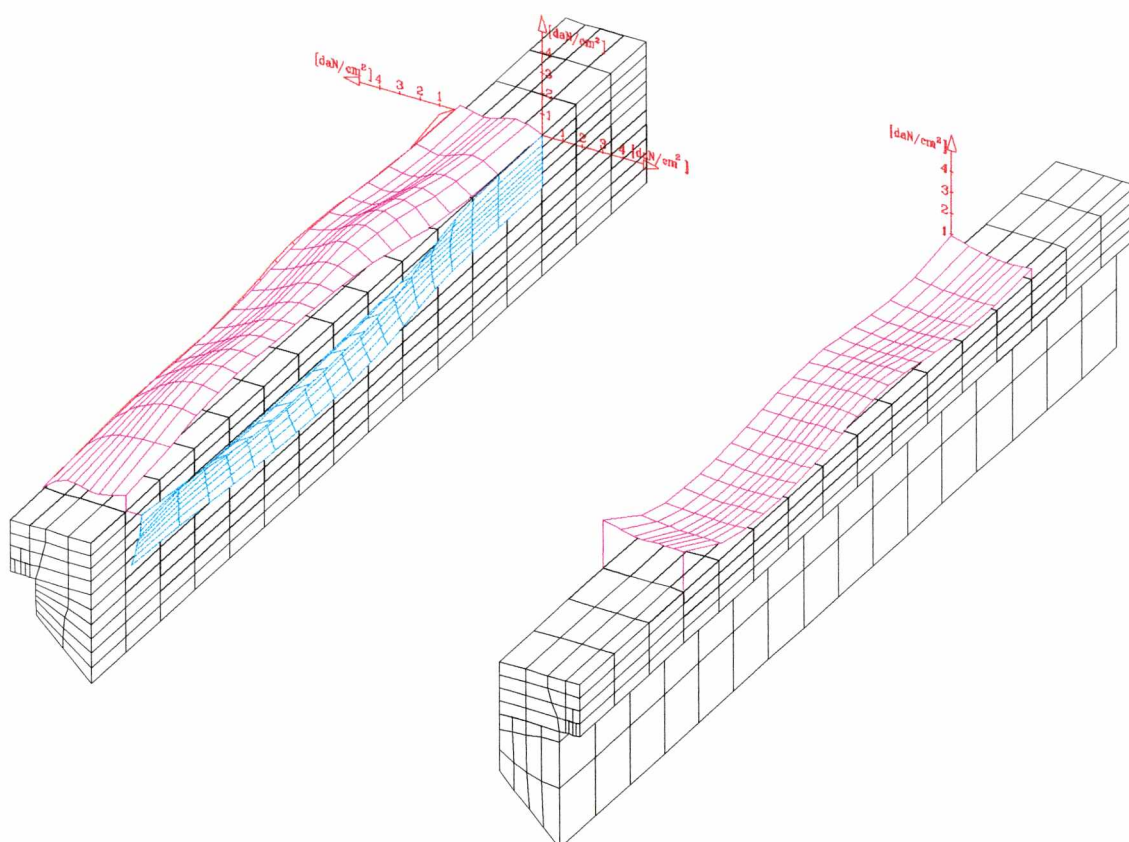
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.535 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 1.135 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.445 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.690 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.452 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.201 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 8.815 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.781 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.249 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.88. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



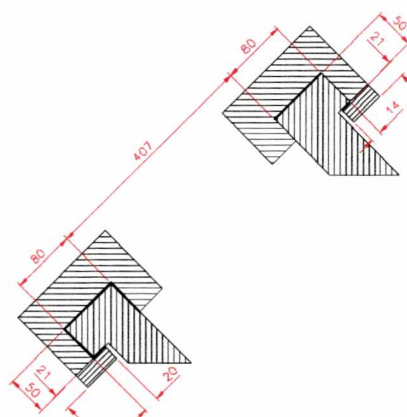
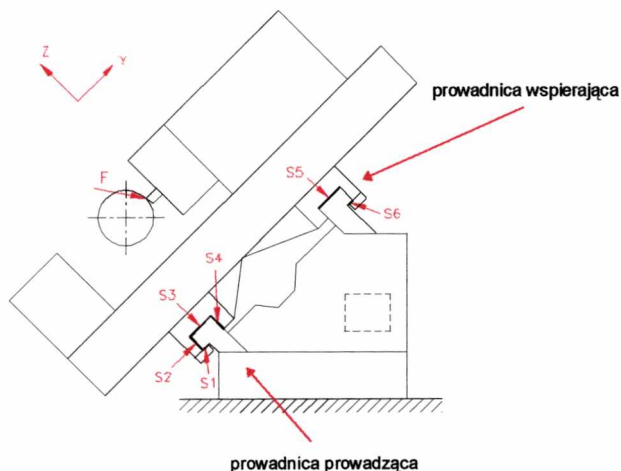
Rys. B.89. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.90. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $C_N * 2$

Wariant „ $C_N * 2$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika podatności stykowej normalnej C_N - jest on 2 razy większy.

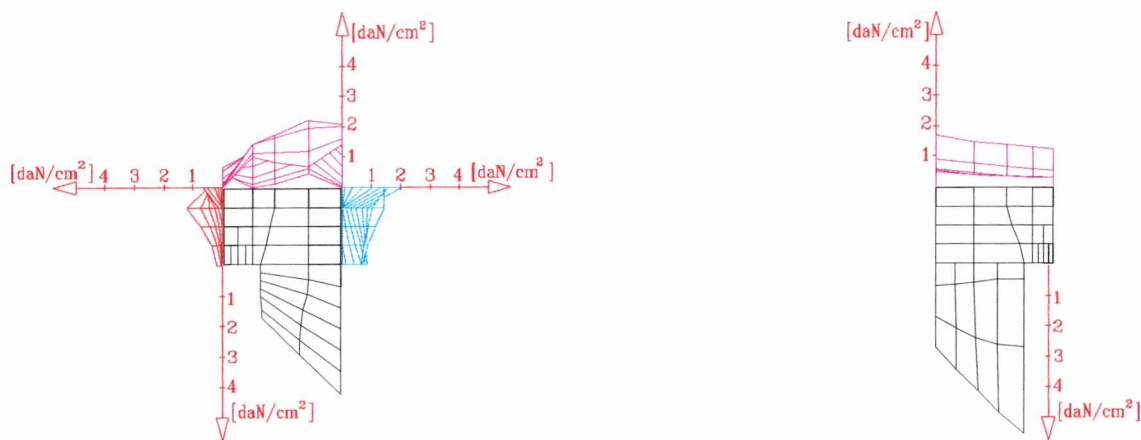


Rys. B.91. Obciążenia i punkt skrawania

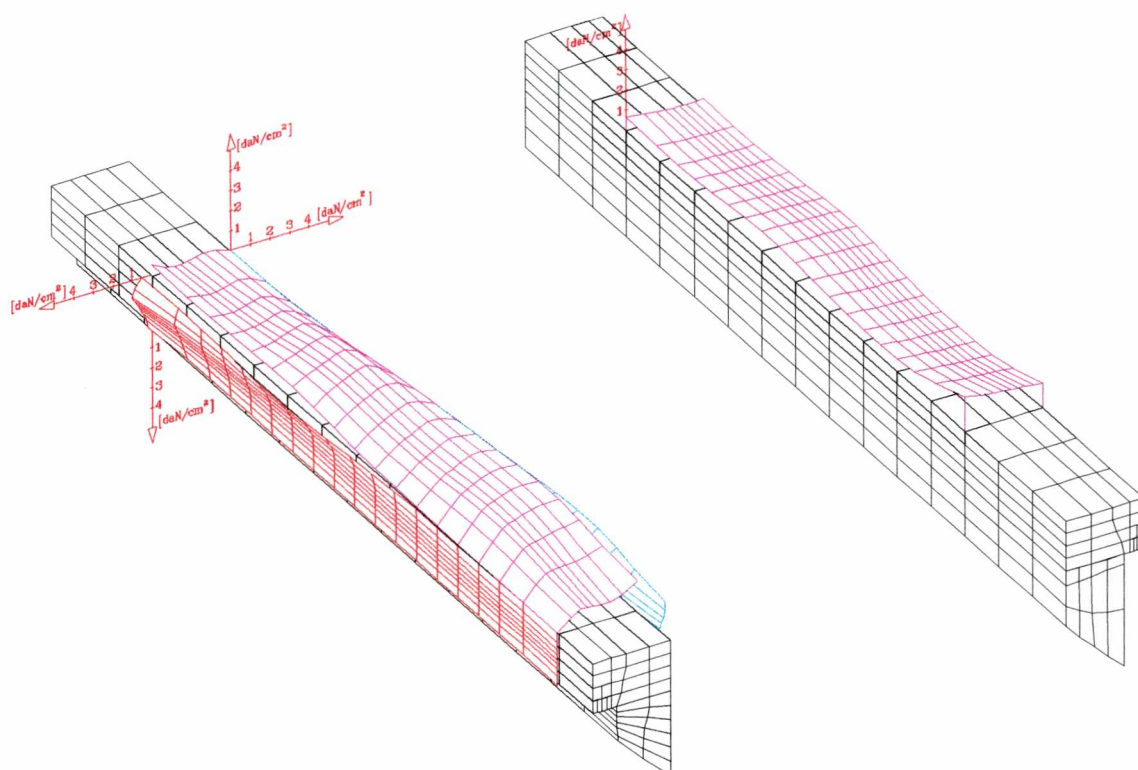
Rys. B.92. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.19. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

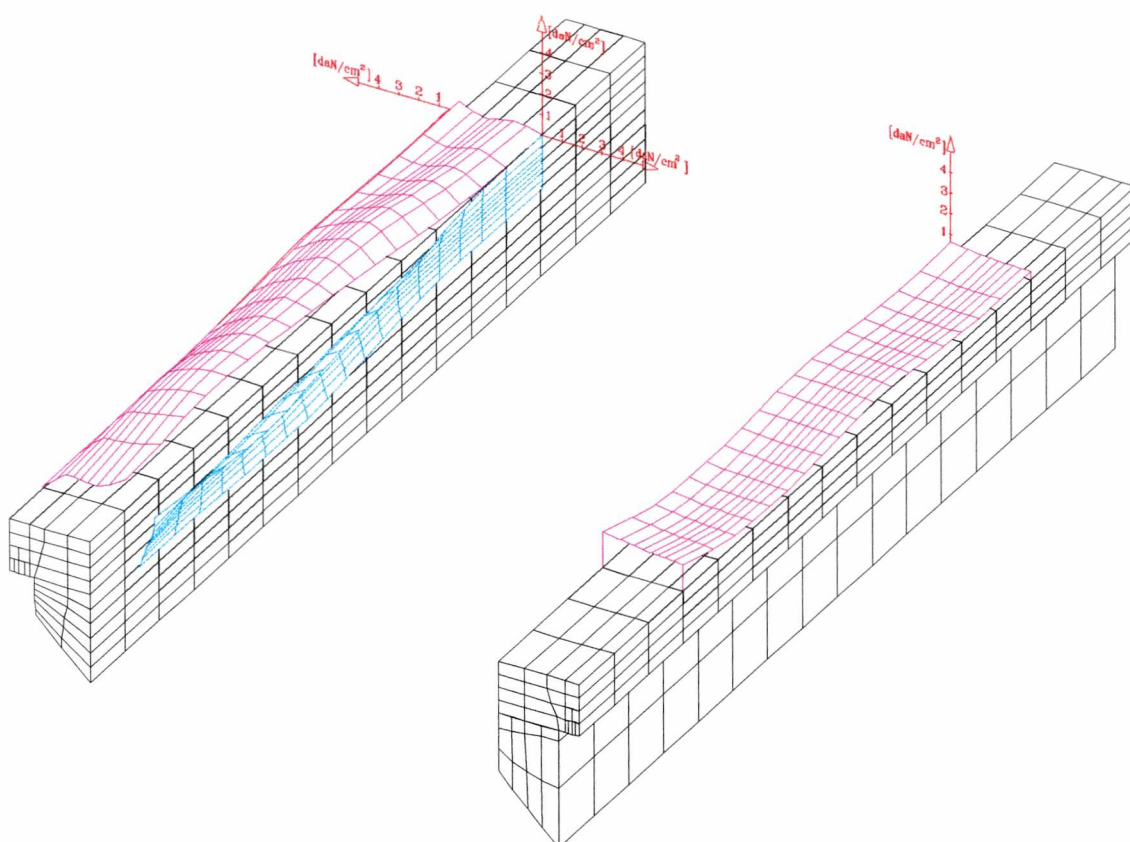
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -1.128 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.17 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.203 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.195 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -9.112 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.212 \text{ daN/cm}^2$
$F = 5916 \text{ N}$	$\delta = 9.442 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.064 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.696 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.93. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



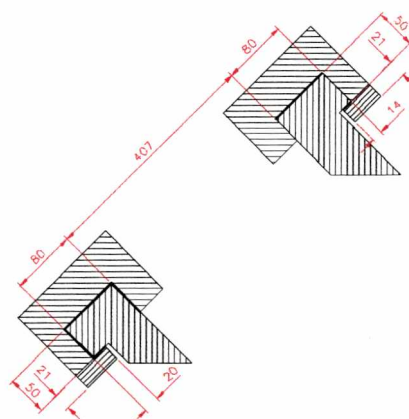
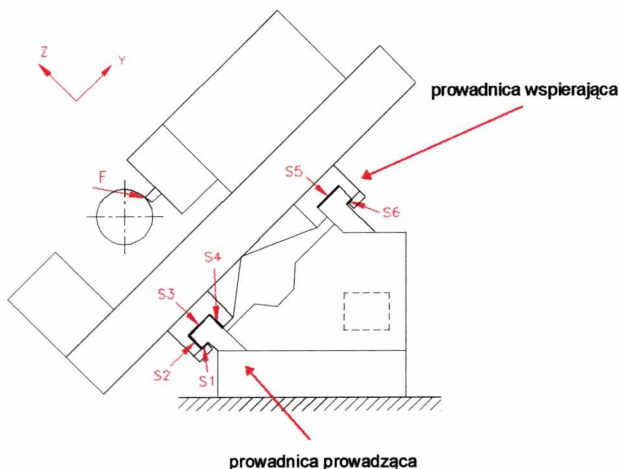
Rys. B.94. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.95. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $C_N^* 5$

Wariant „C_N * 5” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika podatności stykowej normalnej C_N - jest on 5 razy większy.

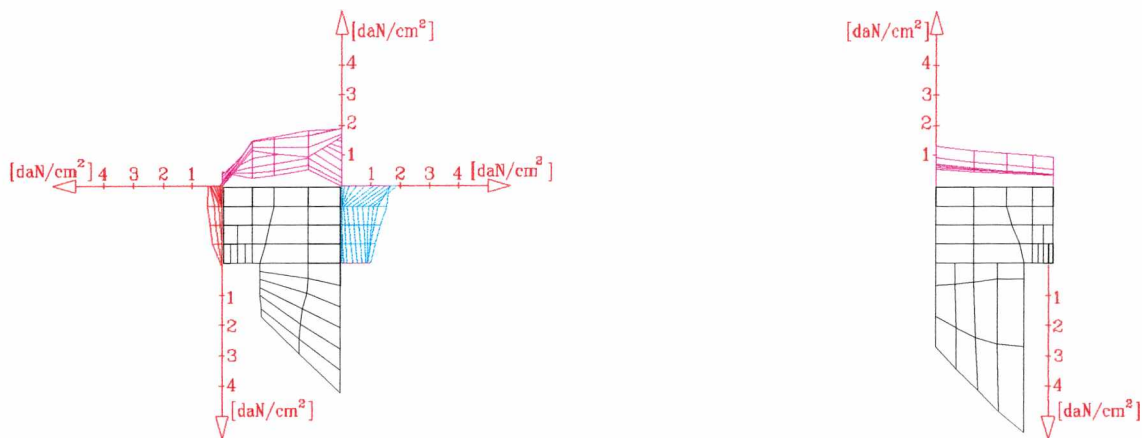


Rys. B.96. Obciążenia i punkt skrawania

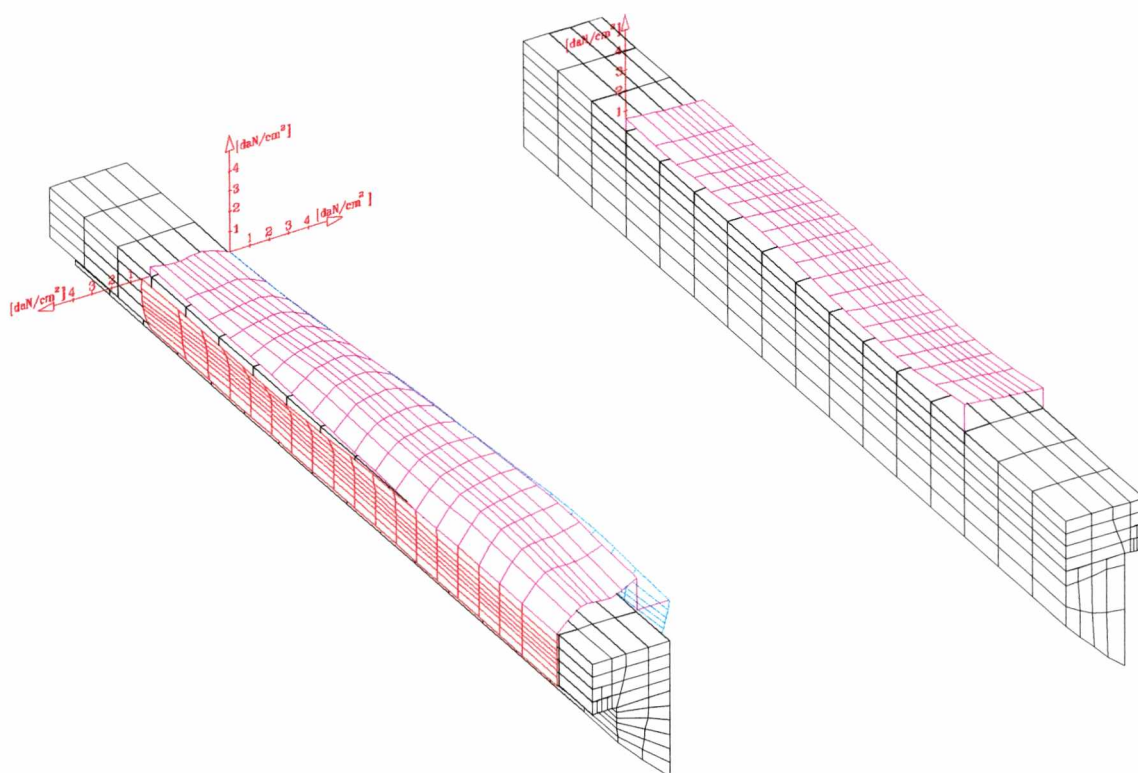
Rys. B.97. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.20. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

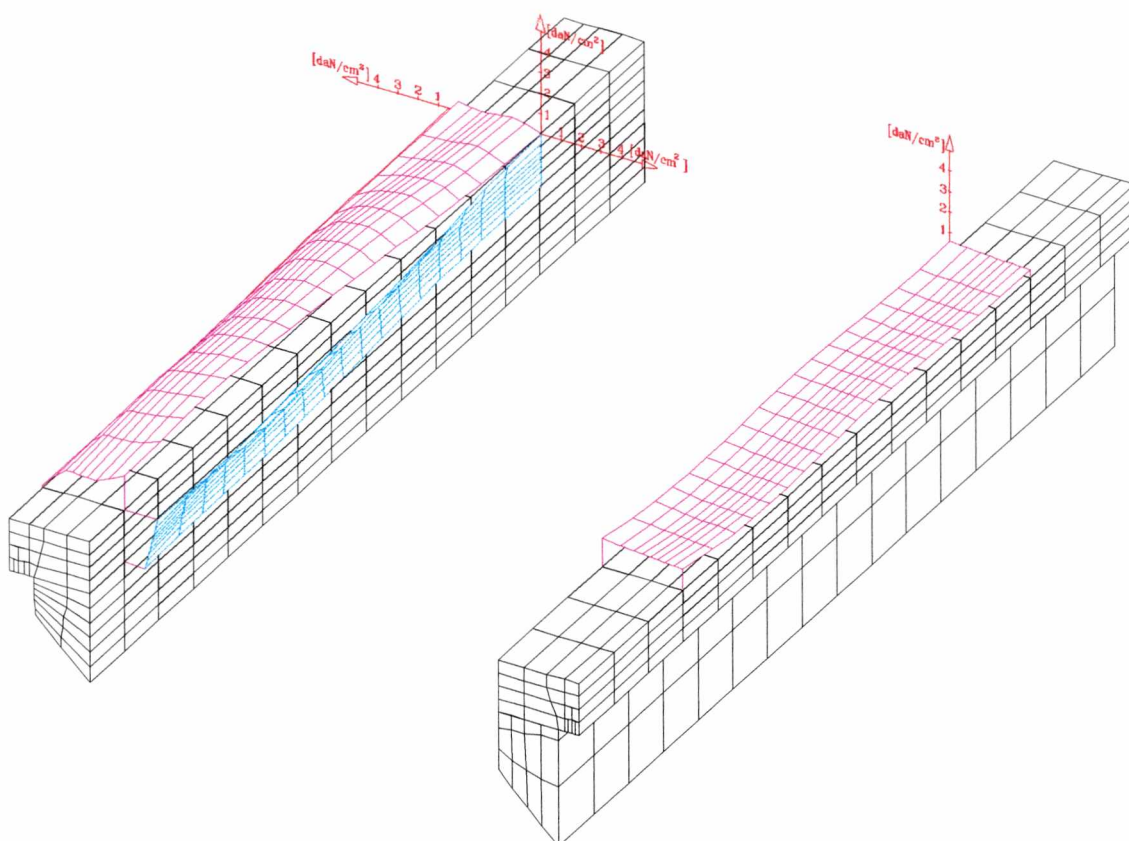
siły skrawania	przesunięcie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -1.198 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 1.314 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 0.454 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -10.35 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 1.895 \text{ daN/cm}^2$
$F = 5916 \text{ N}$	$\delta = 10.499 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.895 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.331 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.98. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



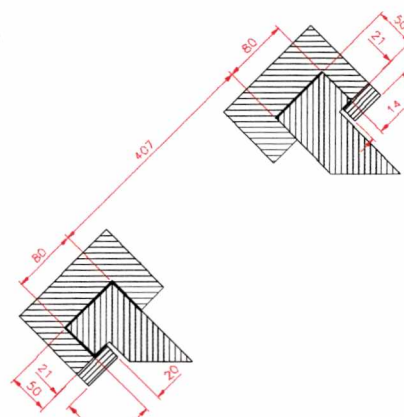
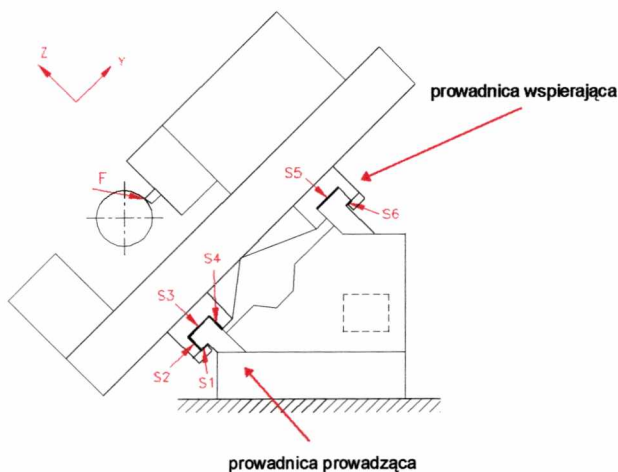
Rys. B.99. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.100. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $C_N * 10$

Wariant „ $C_N * 10$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika podatności stykowej normalnej C_N - jest on 10 razy większy.

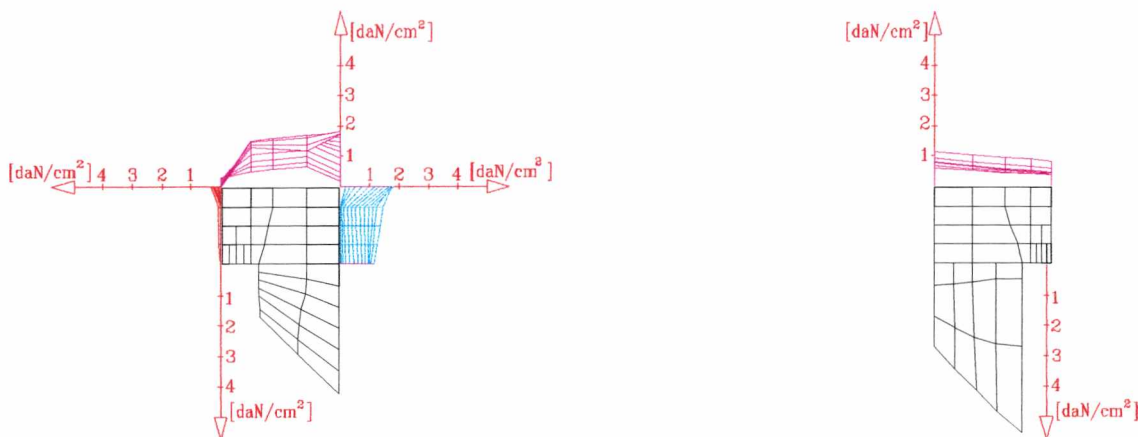


Rys. B.101. Obciążenia i punkt skrawania

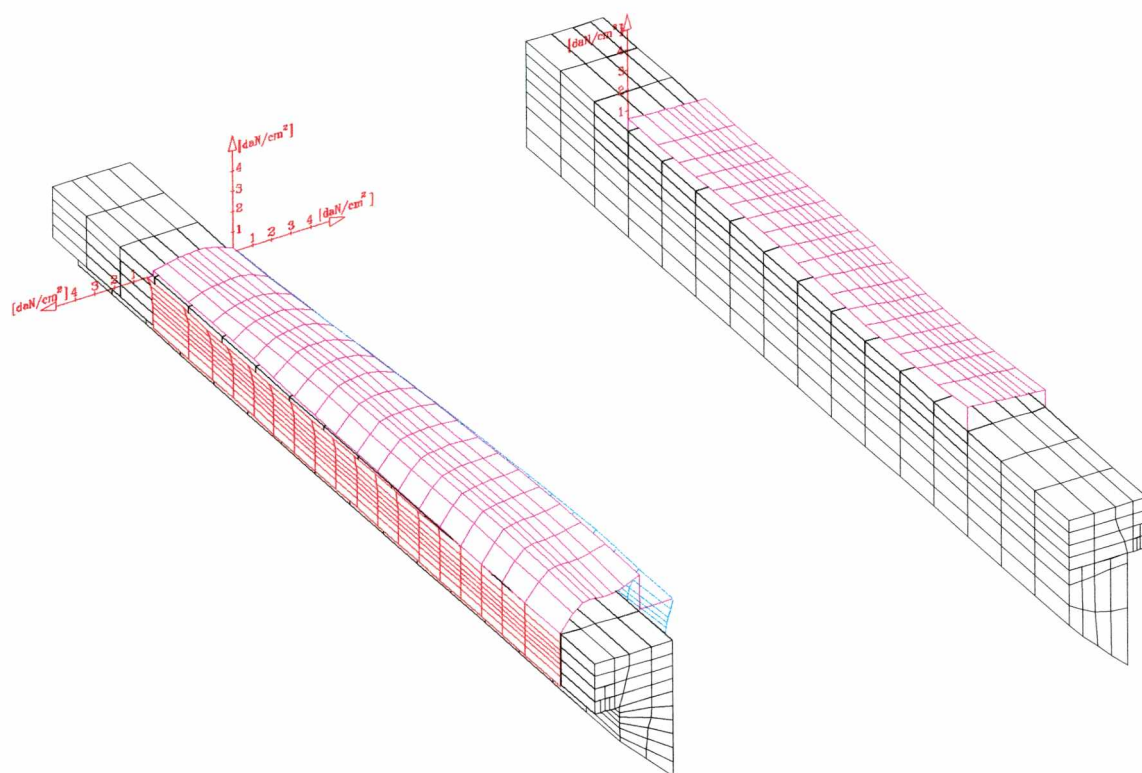
Rys. B.102. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.21. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

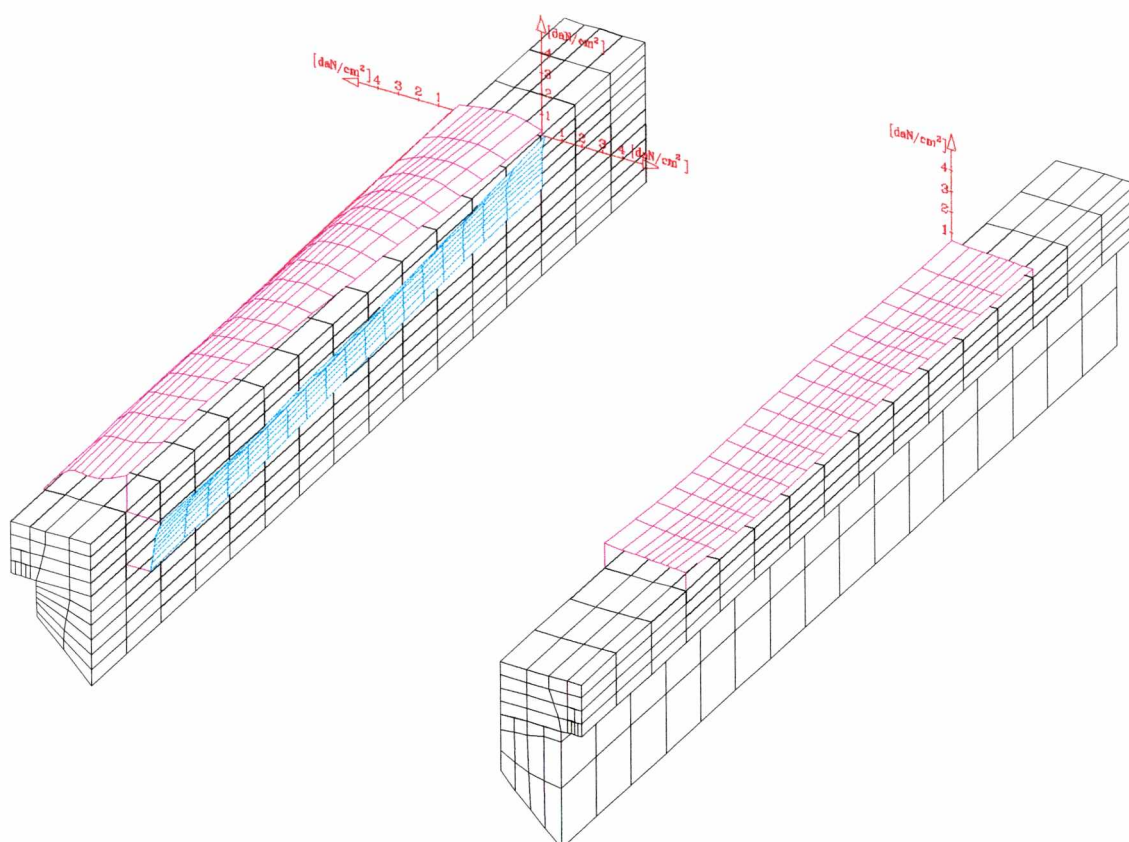
siły skrawania	przesunięcie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$ $F_y = 3000 \text{ N}$ $F_z = -5000 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta_x = -1.185 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = -0.767 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -12.35 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 12.434 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 0.293 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 1.823 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 1.823 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 1.151 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.103. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



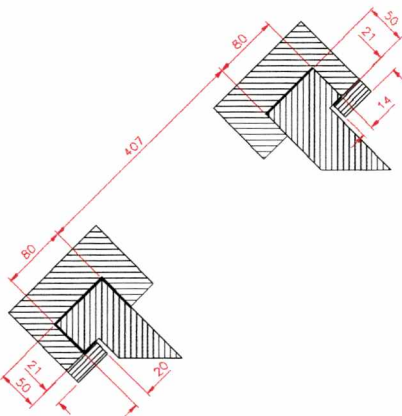
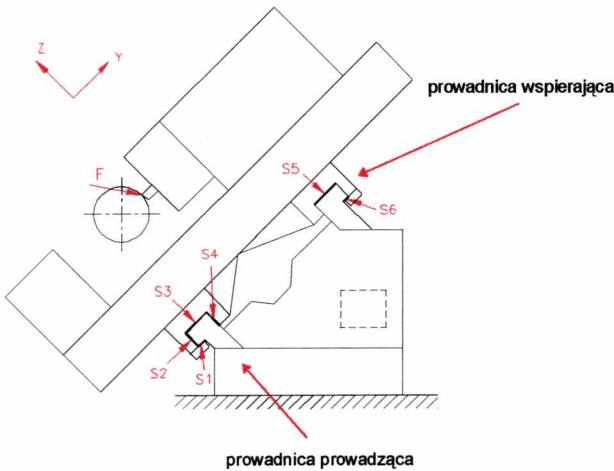
Rys. B.104. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.105. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: cieńszy

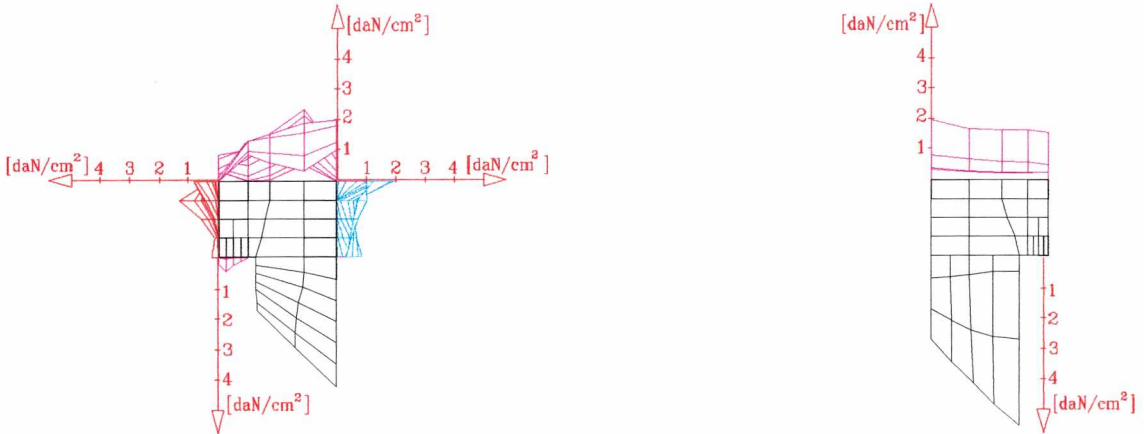
Wariant „cieńszy” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego grubością zamodelowanej warstwy styku - jest ona 10 razy mniejsza.



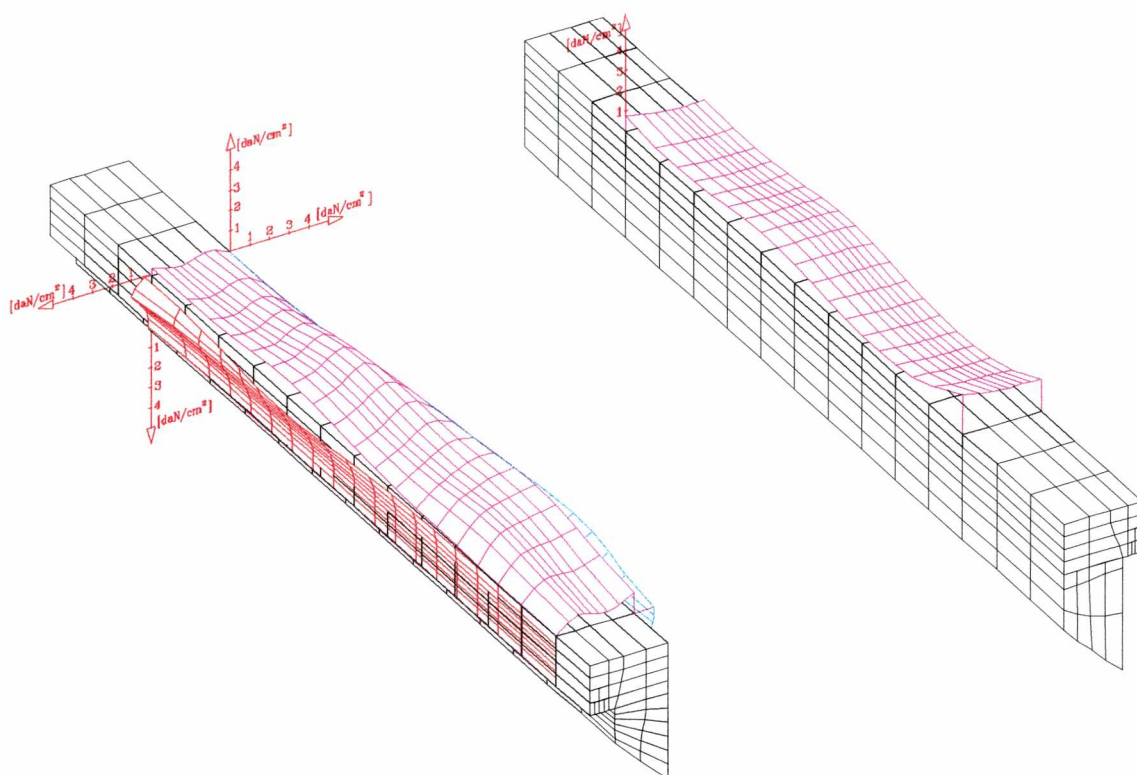
Rys. B.106. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.107. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.22. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

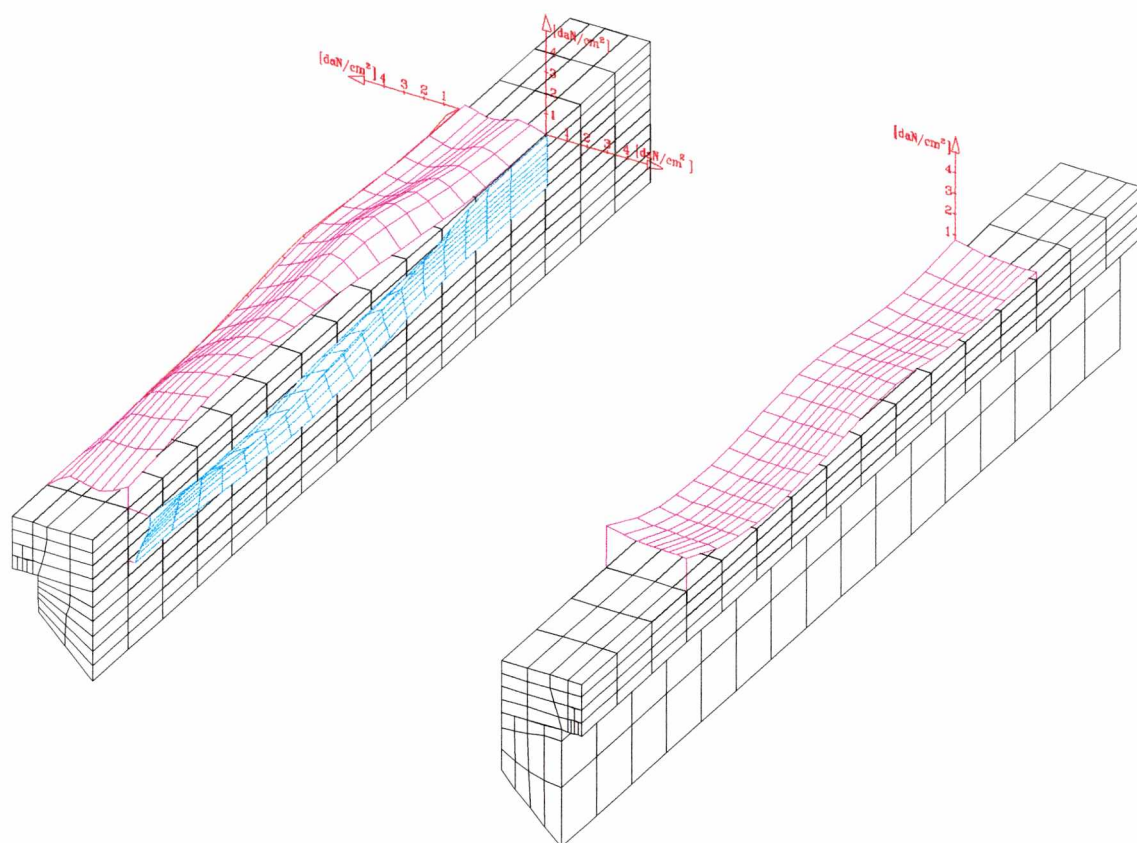
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.644 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.466 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.365 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.339 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.682 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.376 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 9.021 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 2.005 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.99 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.108. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



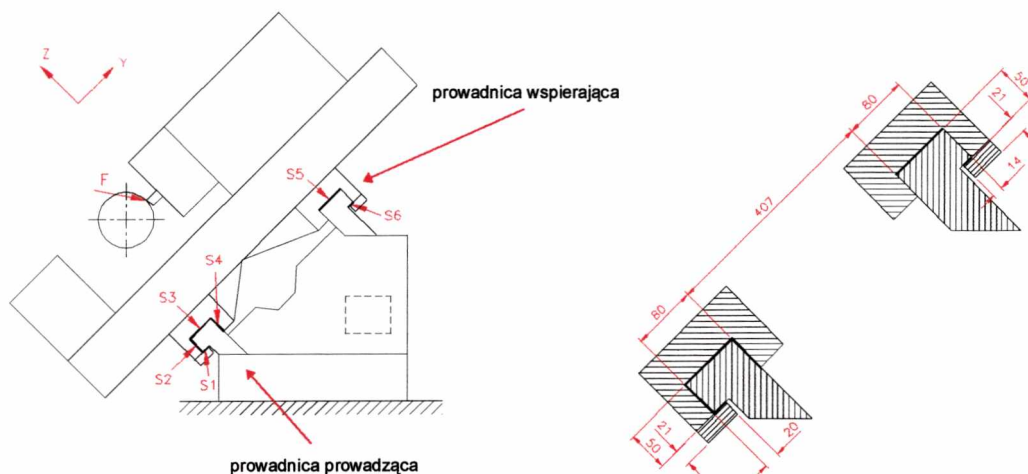
Rys. B.109. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.110. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: notang

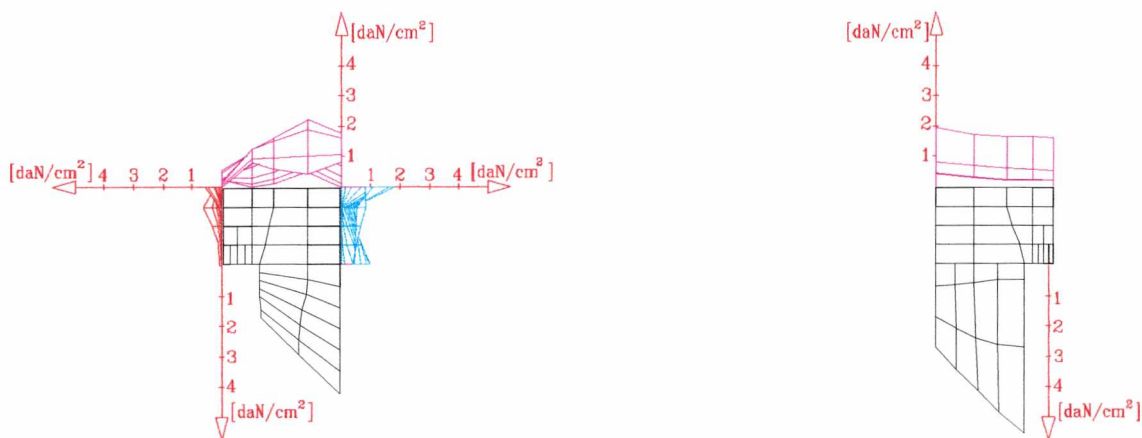
Wariant „notang” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego brakiem elementów modelujących własności warstwy styku w kierunku stycznym do powierzchni styku.



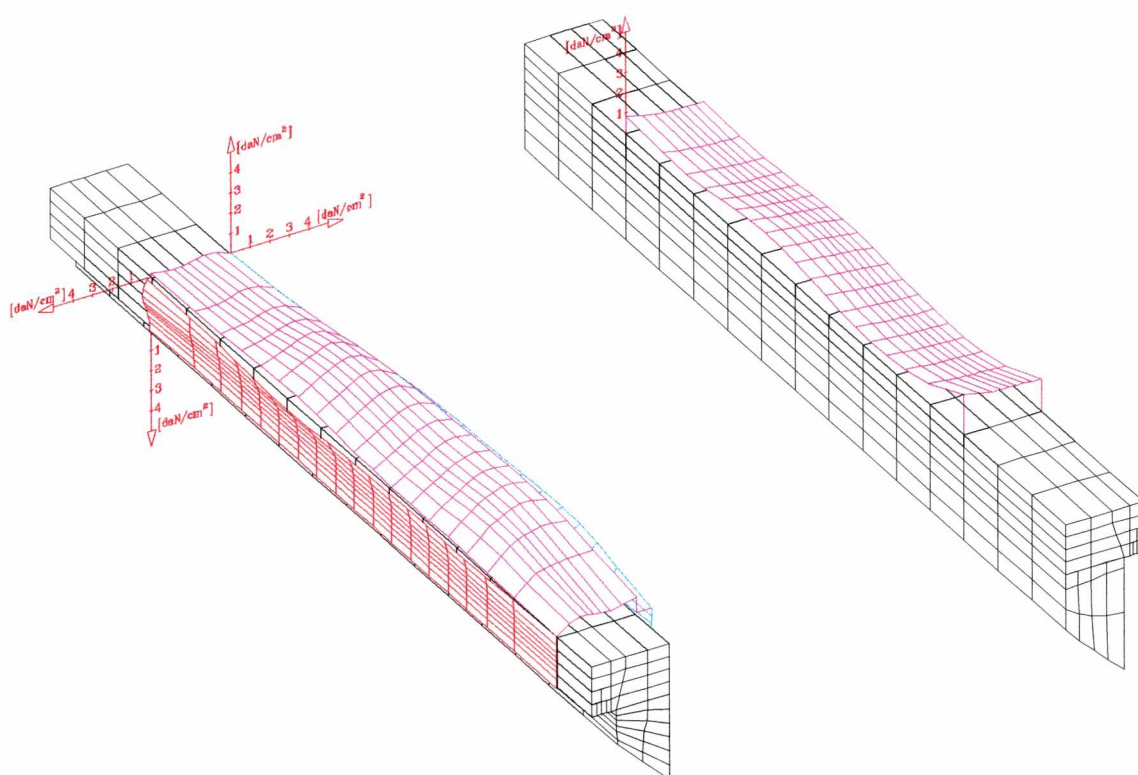
Rys. B.111. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.112. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.23. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

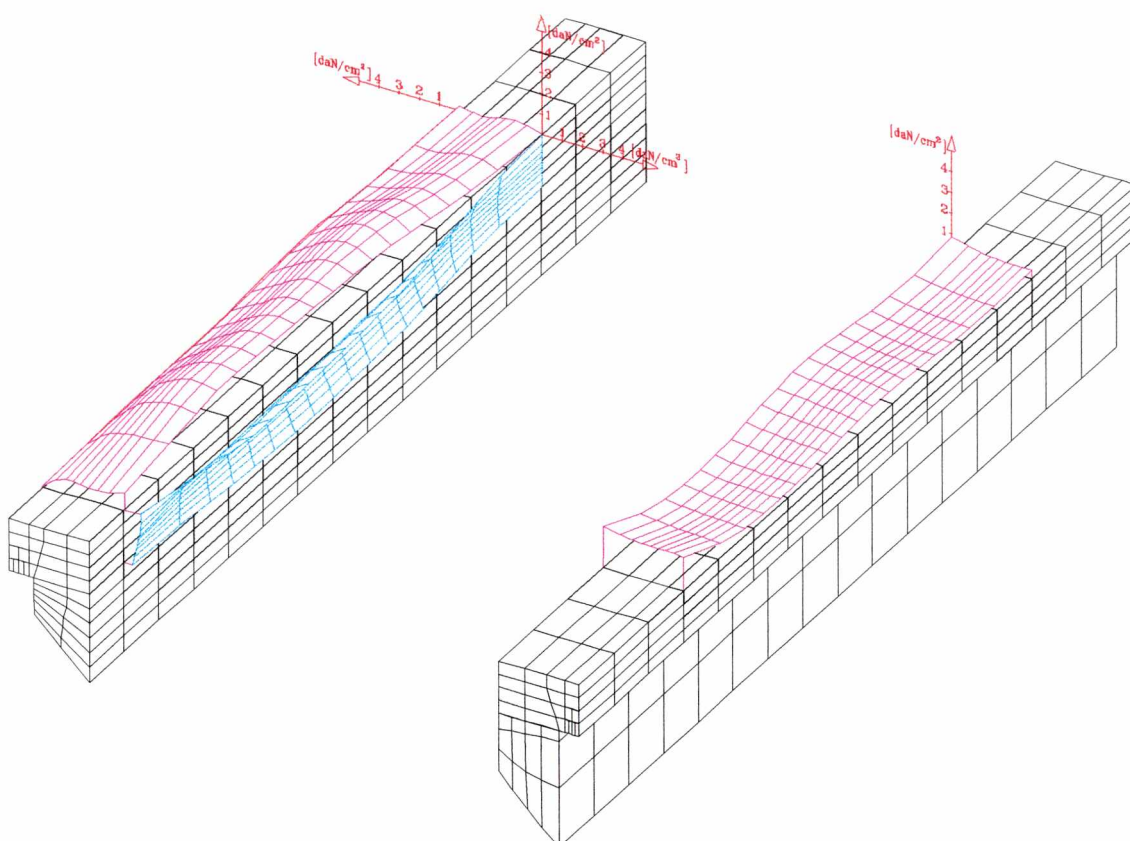
siły skrawania	przesunięcie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.539 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.126 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.132 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 0.611 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.536 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.217 \text{ daN/cm}^2$
$F = 5916 \text{ N}$	$\delta = 8.815 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.799 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.952 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.113. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



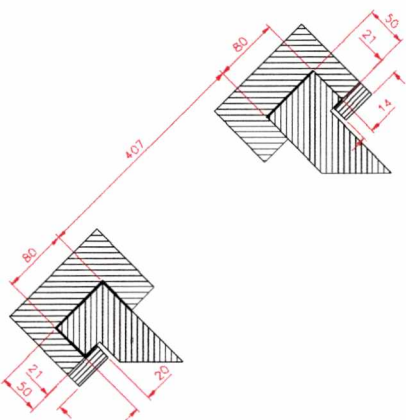
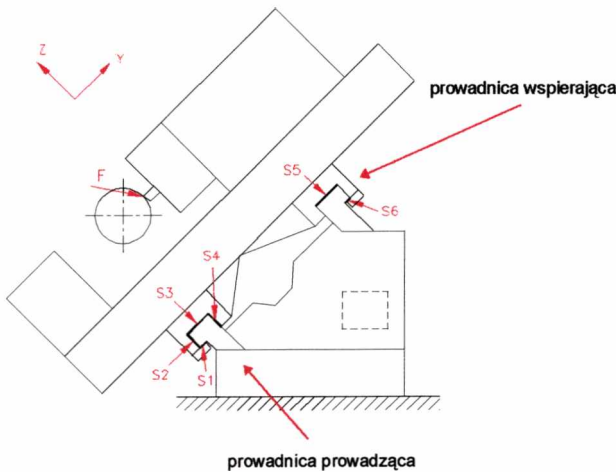
Rys. B.114. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.115. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $m = 1$

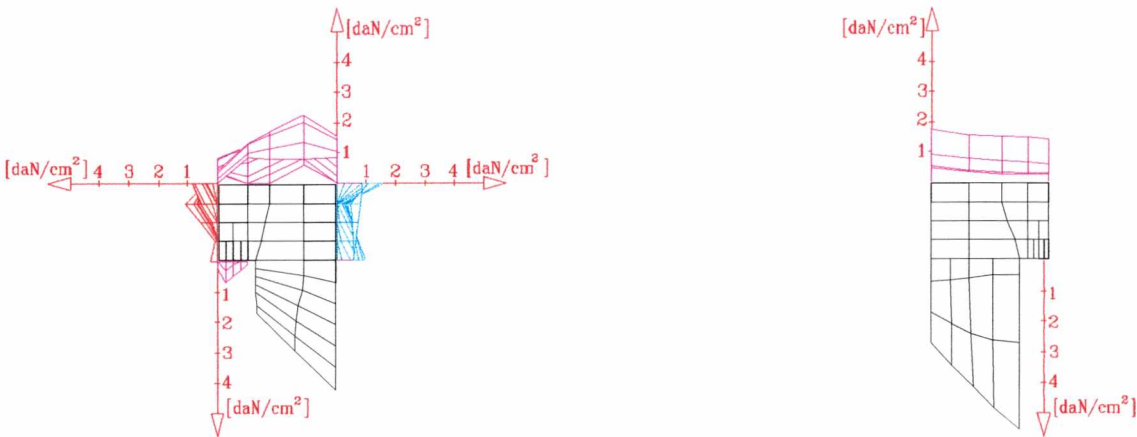
Wariant „ $m = 1$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika nieliniowości odkształceń stykowych normalnych - jest on równy 1.



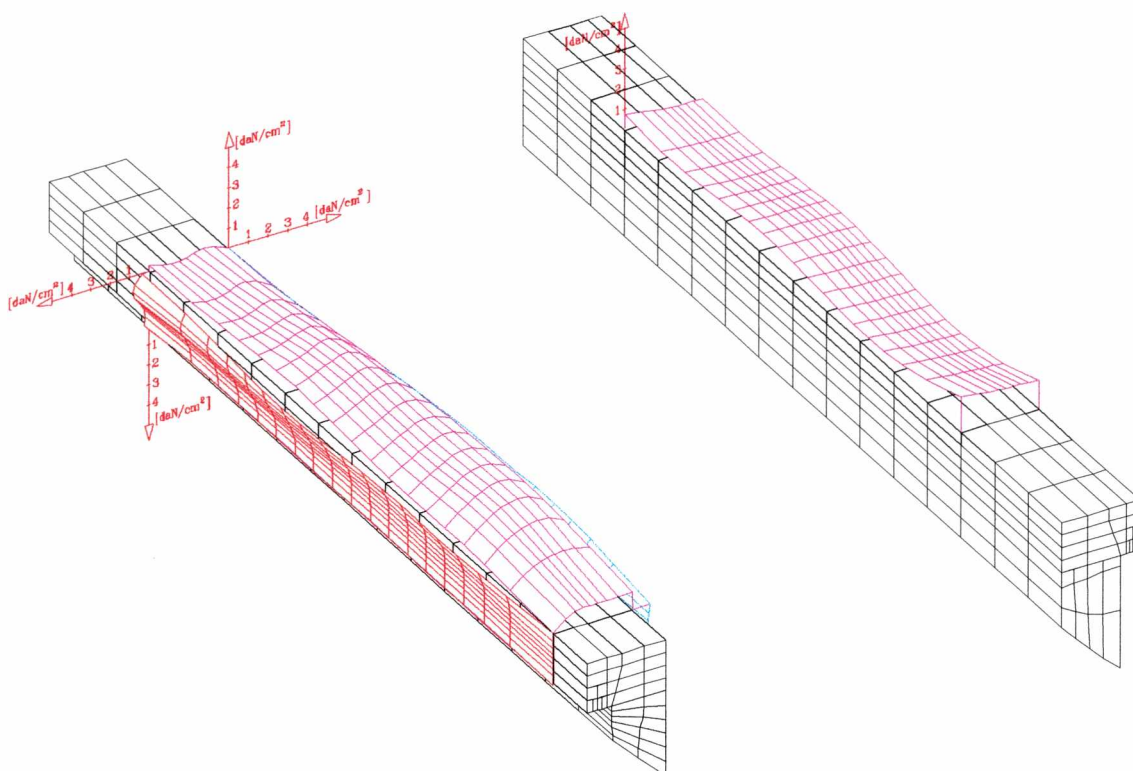
Rys. B.116. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.117. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.24. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

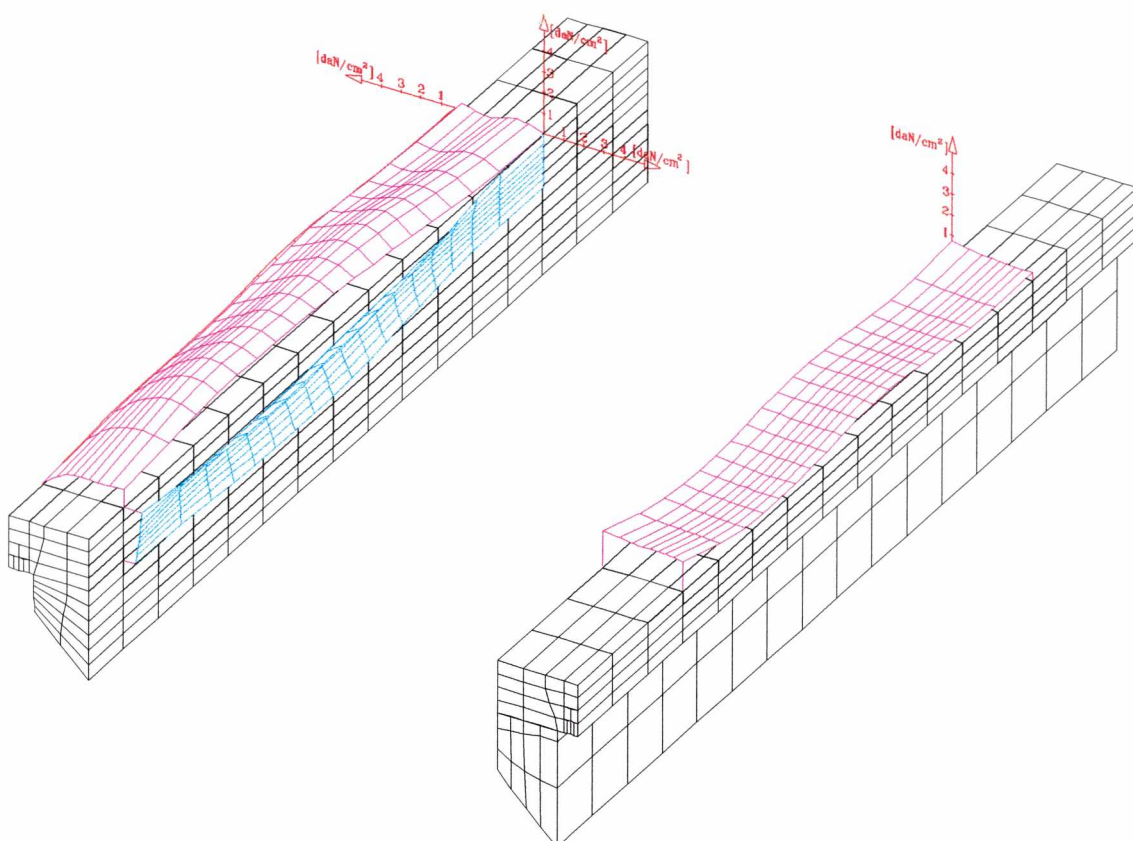
siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.465 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.697 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.220 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.082 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.796 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.255 \text{ daN/cm}^2$
$\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta = 9.084 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.561 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 1.738 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.118. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



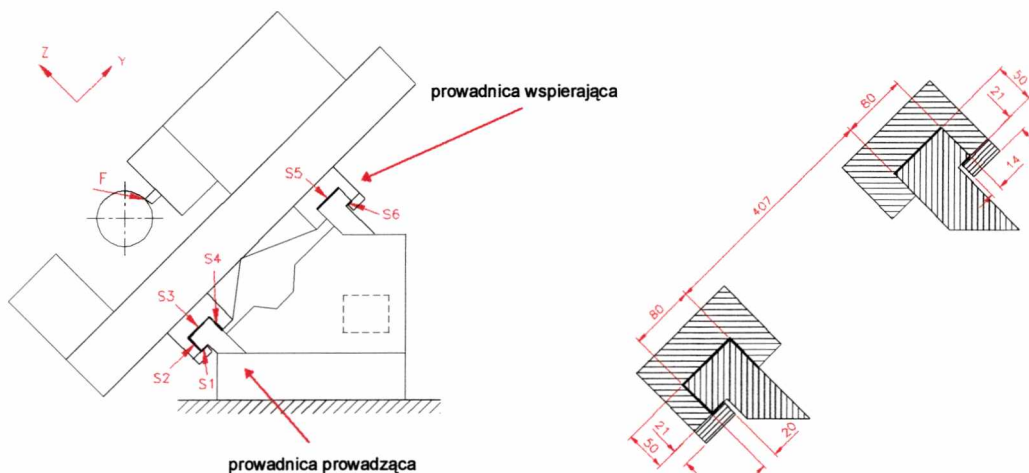
Rys. B.119. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.120. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: $\mu_s / 2$

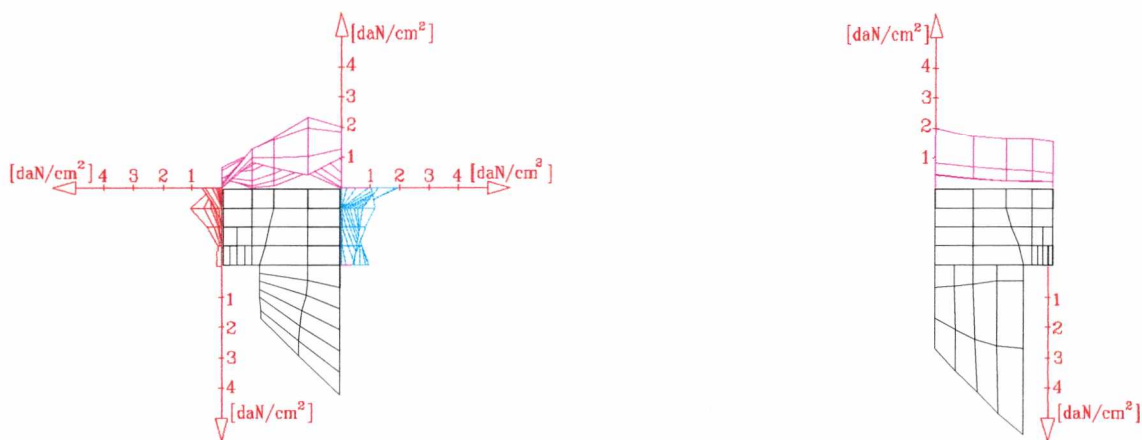
Wariant „ $\mu_s / 2$ ” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego wartością współczynnika tarcia - jest on mniejszy 2 razy.



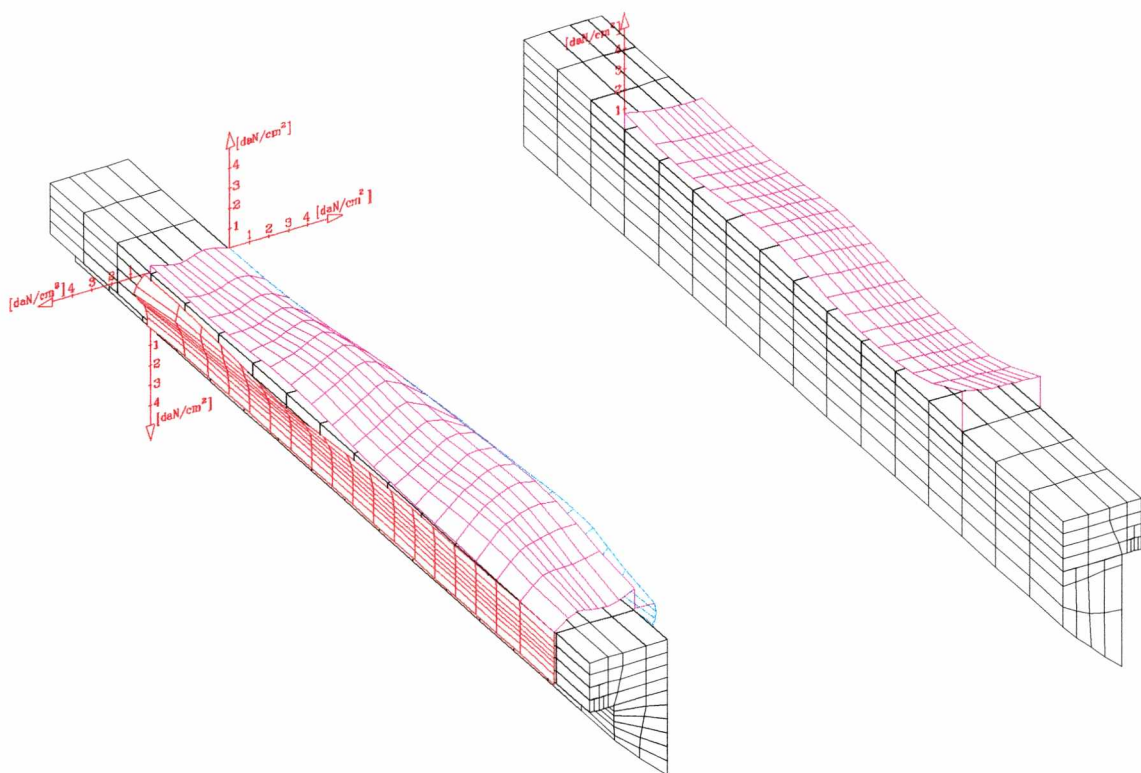
Rys. B.121. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.122. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.25. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

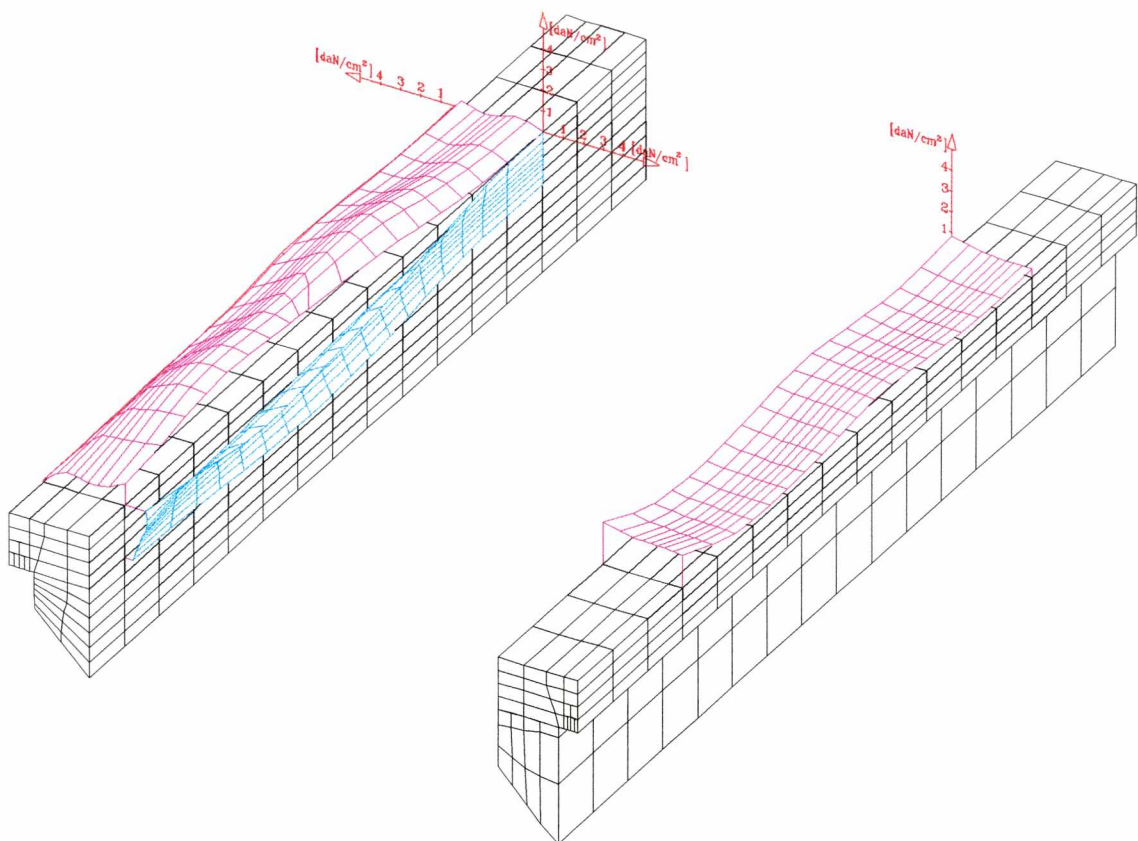
siły skrawania	premieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$ $F_y = 3000 \text{ N}$ $F_z = -5000 \text{ N}$ $\mathbf{F} = 5916 \text{ N}$	$\delta_x = -0.738 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_y = 2.246 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta_z = -8.613 \text{ }\mu\text{m}$ $\delta = 8.932 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 0.289 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 2} = 1.055 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 3} = 2.324 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 4} = 2.009 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 5} = 1.992 \text{ daN/cm}^2$ $\sigma_{\max 6} = 0 \text{ daN/cm}^2$



Rys. B.123. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach roboczych prowadnic



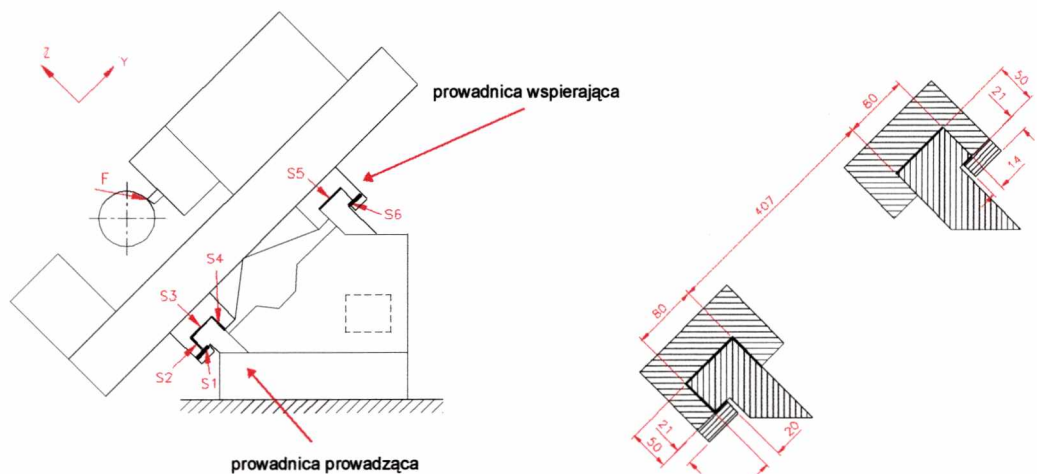
Rys. B.124. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S2, S3 i S5



Rys. B.125. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S3, S4 i S5

Model: podchwyty

Wariant „podchwyty” modelu tokarki różni się od wariantu wyjściowego obecnością elementów modelujących warstwę styku pomiędzy listwami podchwytu i przewodnikiem oraz sił pochodzących od zacisku śrub, którymi listwy te są przykręcane. W innych wariantach modelu listwy podchwytowe stanowią całość z przewodnikiem.

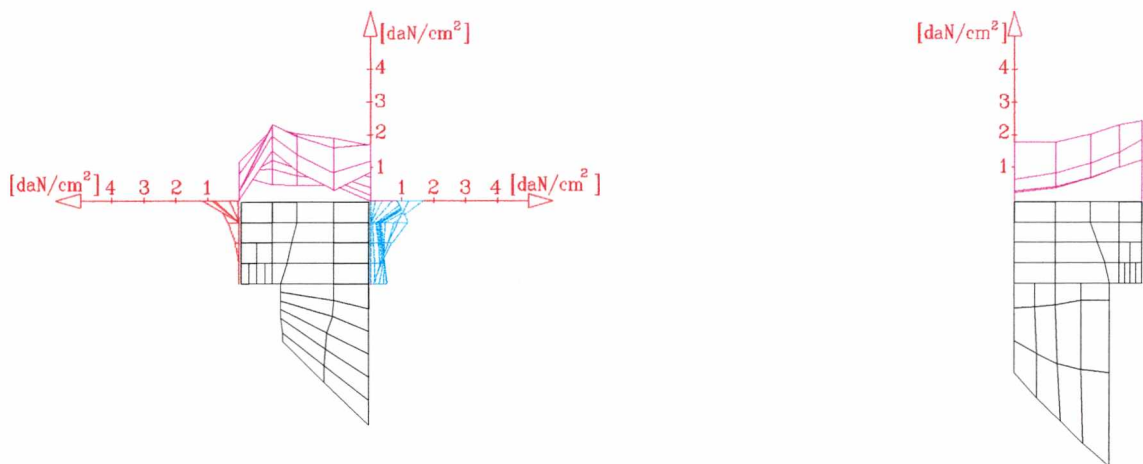


Rys. B.126. Obciążenia i punkt skrawania Rys. B.127. Podstawowe wymiary modelu

Tab. B.26. Wartości obciążeń, przemieszczeń i nacisków

siły skrawania	przemieszczenie punktu skrawania	maksymalne naciski na powierzchniach stykowych
$F_x = 1000 \text{ N}$	$\delta_x = -0.472 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 1} = 25.58 \text{ daN/cm}^2$
$F_y = 3000 \text{ N}$	$\delta_y = 2.322 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 2} = 1.168 \text{ daN/cm}^2$
$F_z = -5000 \text{ N}$	$\delta_z = -8.574 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 3} = 2.302 \text{ daN/cm}^2$
$F = 5916 \text{ N}$	$\delta = 8.895 \text{ }\mu\text{m}$	$\sigma_{\max 4} = 1.695 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 5} = 2.411 \text{ daN/cm}^2$
		$\sigma_{\max 6} = 25.70 \text{ daN/cm}^2$

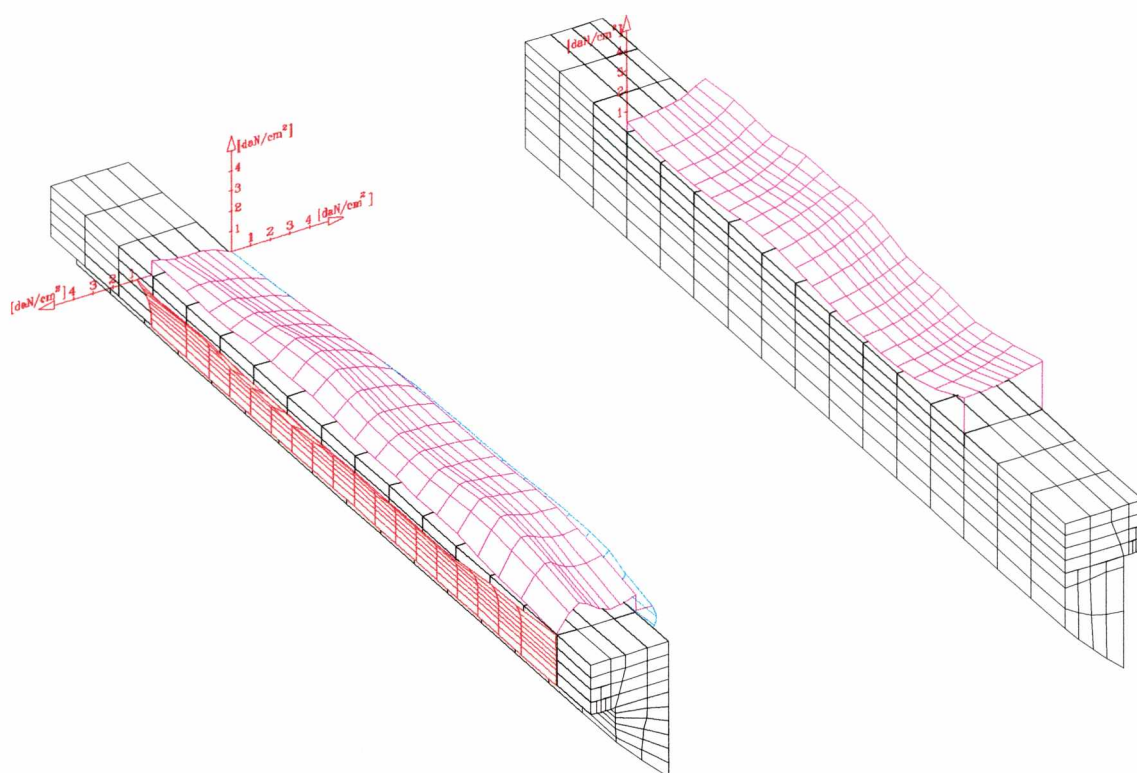
Ponieważ naciski normalne na powierzchnie stykowe, których źródłem są siły zaciskające w śrubach listew podchwytowych, są dużo większe niż naciski powstające pod wpływem obciążeń roboczych, na kolejnych rysunkach przedstawiono je oddzielnie i w różnych skalach. Na Rys. B.128, Rys. B.130 i Rys. B.131 pokazano naciski od obciążeń, zaś na Rys. B.129, Rys. B.132 i Rys. B.133 dużo większe naciski od zacisku śrub w listwach podchwytowych.



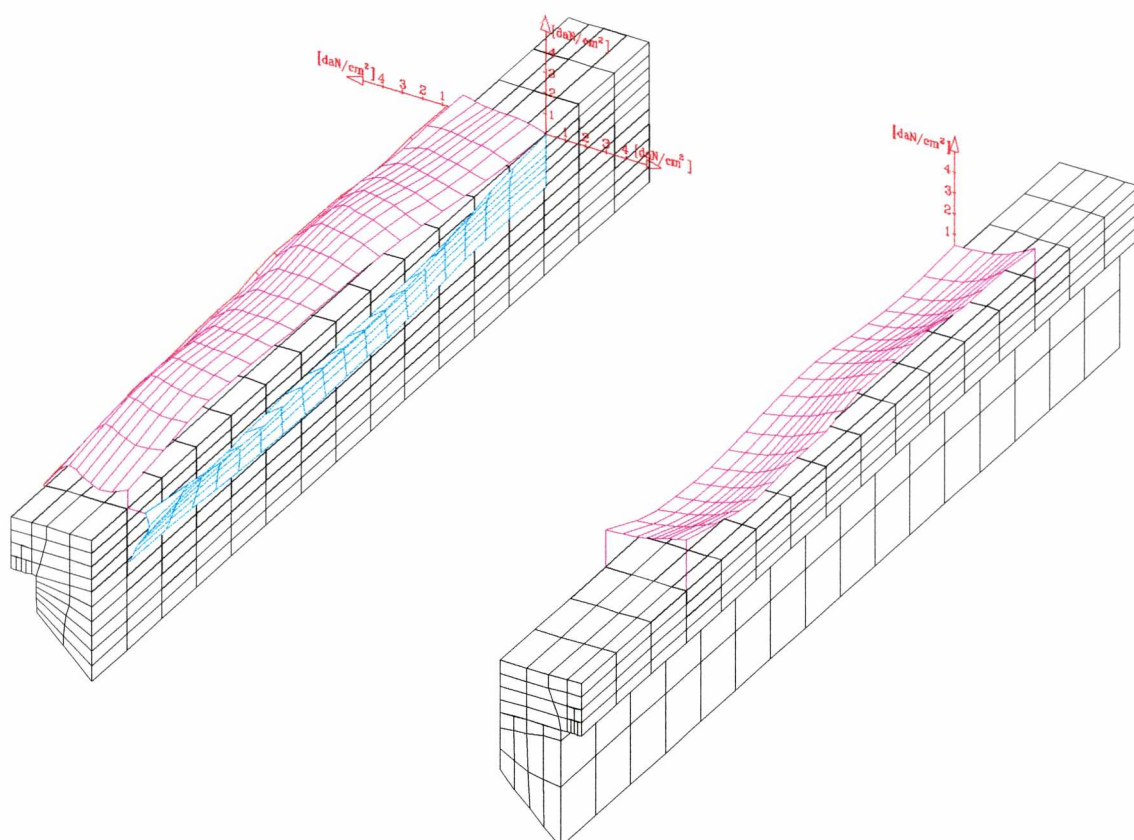
Rys. B.128. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach S2, S3, S4 i S5



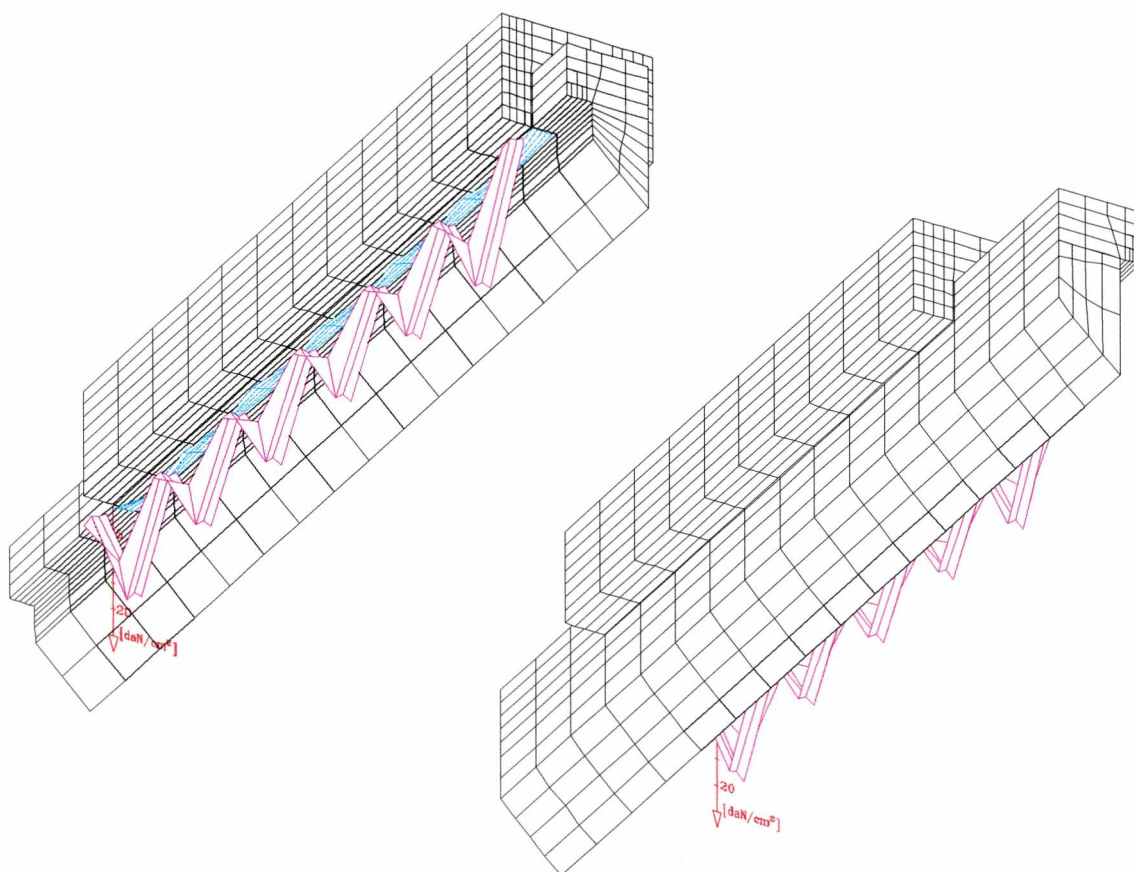
Rys. B.129. Maksymalne naciski normalne na powierzchniach S1a, S1b, S6a i S6b



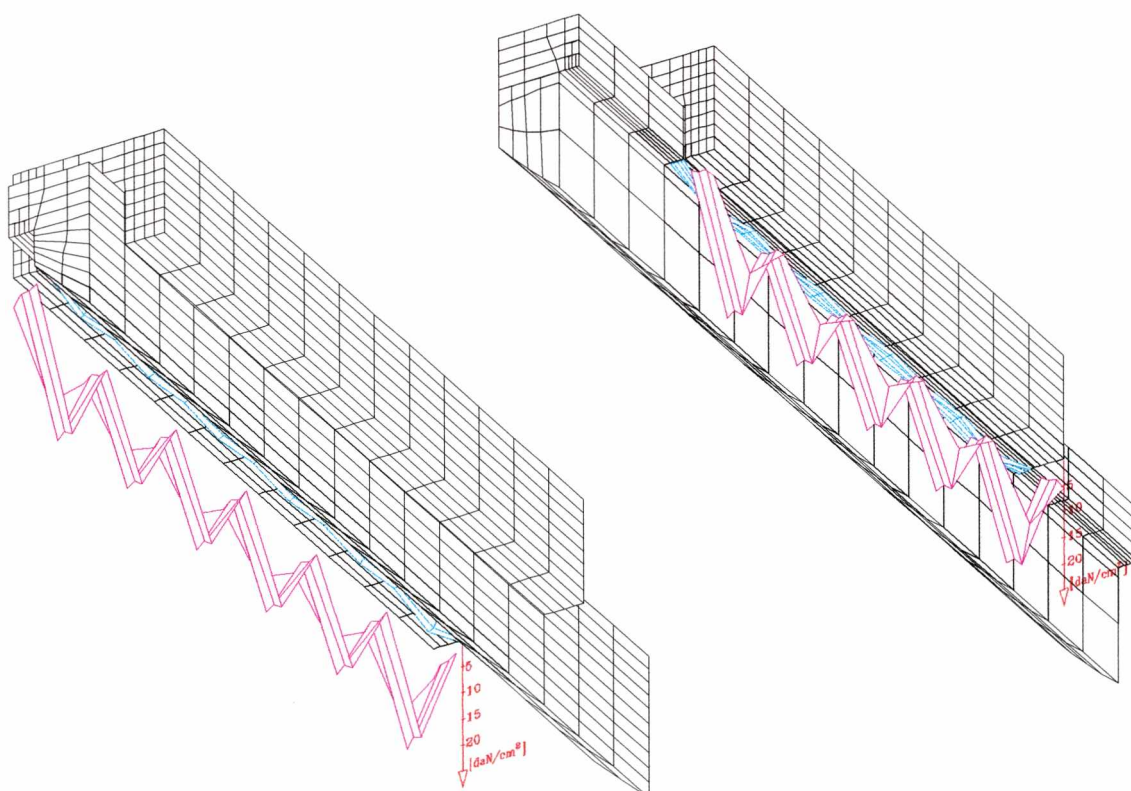
Rys. B.130. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach **S2**, **S3** i **S5**



Rys. B.131. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach **S3**, **S4** i **S5**



Rys. B.132. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S5a, S5b, S6a i S6b



Rys. B.133. Rozkład nacisków normalnych na powierzchniach S5a, S5b, S6a i S6b

Dodatek C

W dodatku C przedstawiono wybrany fragment opracowanego w ramach tej pracy oprogramowania. Niecelowe wydawało się zamieszczanie tutaj pełnych wydruków wszystkich opracowanych modułów, ponieważ całe oprogramowanie zawiera około 8500 linii kodu w języku C++.

Poniżej przedstawiono uproszczony zapis programu **ITERACJA**, który realizuje opracowaną metodę iteracyjnych obliczeń własności warstwy styku. Program stworzono w języku C++. Pominięto fragmenty odpowiedzialne za obsługę błędów i wyjątków oraz definicje niektórych funkcji i struktur danych. Pogrubieniem wyróżniono nazwy ważniejszych funkcji własnych. W nazwach użyto polskich znaków diakrytycznych, które w oryginalnym zapisie programu nie występują. Używanie długich, opisowych nazw zmiennych i funkcji pozwoliło na pominięcie większości komentarzy w tekście programu.

```
// =====  
//                                     iteracja.cpp  
// =====  
  
#include "definicje.h"  
  
void iteracja (int argc, char *argv [])  
{  
    int iteracja = atoi (argv [2]);  
    FILE *gfm, *azn, *azt, *par, *out, *geo, *scr, *pro;  
    char nazwa [128];  
  
    gfm = fopen (strcat (strcpy (nazwa, argv [1]), ".gfm"), "rt");  
    azn = fopen (strcat (strcpy (nazwa, argv [1]), ".azn"), "rt");  
    azt = fopen (strcat (strcpy (nazwa, argv [1]), ".azt"), "rt");  
    par = fopen (strcat (strcpy (nazwa, argv [1]), ".par"), "rt");  
    if (iteracja > 0)  
        out = fopen (strcat (itoa (iteracja, nazwa, 10), ".out"), "rt");  
    geo = fopen (strcat (itoa (iteracja, nazwa, 10), ".geo"), "wt");  
    scr = fopen (strcat (itoa (iteracja, nazwa, 10), ".scr"), "wt");  
    pro = fopen (strcat (itoa (iteracja, nazwa, 10), ".pro"), "wt");  
  
    zainicjuj_bazy_danych ();  
    czytaj_gfm (gfm);  
    czytaj_azn (azn);  
    czytaj_azt (azt);  
    czytaj_par (par);
```

```

    if (iteracja > 0)
        czytaj_out (out);

    if (iteracja == 0)
        generuj_parametry_początkowe (par, pro);
    else
        oblicz_nowe_parametry (par, pro);

    pisz_geo (geo);
    pisz_scr (scr);

    fclose_all ();
}

void generuj_parametry_początkowe (FILE *par, FILE *pro)
{
    double suma_sił = 0.0;
    for (int nd = 1; nd <= maksymalny_numer_węzła_MES; nd++)
        if (!węzeł [nd].pusty && węzeł [nd].obciążony)
            suma_sił += sqrt (siła [nd].fx * siła [nd].fx +
                               siła [nd].fy * siła [nd].fy +
                               siła [nd].fz * siła [nd].fz);

    double suma_pól = 0.0;
    for (int el = 1; el <= maksymalny_numer_elementu_MES; el++)
        if (!element [el].pusty && element [el].pręt_stykowy)
            suma_pól += element [el].pręt.Az;

    double średni_nacisk_normalny = 10.0 * fabs (suma_sił / suma_pól);

    for (el = 1; el <= maksymalny_numer_elementu_MES; el++)
        if (!element [el].pusty && element [el].pręt_stykowy)
        {
            if (element [el].pręt.normalny)
                element [el].pręt.A = pole_przekroju_pręta_normalnego
                    (długość_pręta (el),
                     element [el].moduł_Younga,
                     średni_nacisk_normalny,
                     element [el].pręt.Az);
            else // pręt jest styczny
                element [el].pręt.A = pole_przekroju_pręta_stycznego
                    (długość_pręta (el),
                     element [el].moduł_Younga,
                     średni_nacisk_normalny,
                     element [el].pręt.Az);
            pisz_rekord_pro (pro, el);
        }
}

typedef struct { double x, y, z, l; } wektor;

void oblicz_nowe_parametry (FILE *par, FILE *pro)
{
    for (el = 1; el <= maksymalny_numer_elementu_MES; el++)
        if (!element [el].pusty && element [el].pręt_stykowy &&
            element [el].pręt.normalny)
        {
            int styczny [4];

```

```

szukaj_prętów_stycznych_zestawu (el, styczny);

if (element [el].pręt.obliczony)
{
    wektor nacisk, naprężenie;
    double cosinus;

    if ((cosinus = oblicz_nacisk_i_naprężenie (el, &styczny,
        nacisk.l, *naprężenie) < 0.0)
    // pręt jest rozciągany - trzeba go usunąć
    {
        element [el].pręt.obliczony = FALSE;
        for (int i = 0; i < 4 && styczne [i] != 0; i++)
            element [styczny [i]].pręt.obliczony = FALSE;
    }
    else // pręt jest ściskany
    {
        element [el].pręt.A = pole_przekroju_pręta_normalnego
            (długość_pręta (el),
            element [el].moduł_Younga,
            nacisk.l,
            element [el].pręt.Az);

        for (int i = 0; i < 4 && styczne [i] != 0; i++)
            if (element [styczny [i]].pręt.obliczony)
            {
                element [el].pręt.A = pole_przekroju_pręta_stycznego
                    (długość_pręta (styczny [i]),
                    element [styczny [i]].moduł_Younga,
                    nacisk.l,
                    element [styczny [i]].pręt.Az);
            }

        if (był_poślizg_w_poprzedniej_iteracji (el))
        {
            wektor przemieszczenie_styczne;
            oblicz_przemieszczenie_styczne (el, &przemieszczenie);
            dodaj_siły_tarcia (el, nacisk.l,
                &przemieszczenie_styczne);
        }
        else // poprzednio nie było poślizgu
        {
            if (naprężenie.l > współczynnik_tarcia * nacisk.l)
            {
                for (int i = 0; i < 4 && styczne [i] != 0; i++)
                    element [styczny [i]].pręt.obliczony = FALSE;
                dodaj_siły_tarcia (el, nacisk.l, &naprężenie);
            }
            else // nie ma poślizgu
            {
                pisz_rekord_pro (pro, el);
                for (int i = 0; i < 4 && styczne [i] != 0; i++)
                    pisz_rekord_pro (pro, styczne [i]);
            }
        }
    }
}
else // pręt nie był obliczony
{
    wektor przemieszczenie;
    oblicz_przemieszczenie_węzła (element [el].pręt.węzeł [0],

```

```

        &przemieszczenie);

    if (przemieszczenie.l < długość_pręta (el))
    // pręt nie był liczony, ale należy go wstawić ponownie
    {
        interpoluj_siłę_normalną (el);
        element [el].pręt.obliczony = FALSE;
        for (int i = 0; i < 4 && styczne [i] != 0; i++)
        {
            interpoluj_siłę_styczną (styczne [i]);
            element [styczne [i]].pręt.obliczony = FALSE;
        }
    }
}

double pole_przekroju_pręta_normalnego (double l, double moduł_Younga,
                                         double nacisk, double Az)
{
    return 100.0 * pow (nacisk, 1 - współczynnik_m) * Az * l /
           moduł_Younga / współczynnik_Cn;
}

double pole_przekroju_pręta_stycznego (double l, double moduł_Younga,
                                         double nacisk, double Az)
{
    return 50.0 * Az * pow (nacisk, współczynnik_S) * l /
           moduł_Younga / współczynnik_R;
}

void dodaj_siły_tarcia (int el, double nacisk, wektor *kierunek)
{
    wektor siła_tarcia;

    siła_tarcia.l = 0.1 * współczynnik_tarcia * nacisk *
                  element [el].pręt.Az;
    siła_tarcia.x = siła_tarcia.l * kierunek.x / kierunek.l;
    siła_tarcia.y = siła_tarcia.l * kierunek.y / kierunek.l;
    siła_tarcia.z = siła_tarcia.l * kierunek.z / kierunek.l;

    siła [element [el].pręt.węzeł [0]].fx -= siła_tarcia.x;
    siła [element [el].pręt.węzeł [0]].fy -= siła_tarcia.y;
    siła [element [el].pręt.węzeł [0]].fz -= siła_tarcia.z;

    siła [element [el].pręt.węzeł [1]].fx += siła_tarcia.x;
    siła [element [el].pręt.węzeł [1]].fy += siła_tarcia.y;
    siła [element [el].pręt.węzeł [1]].fz += siła_tarcia.z;
}

double oblicz_nacisk_i_naprężenie (int el, int *styczny,
                                   wektor *nacisk,
                                   wektor *naprężenie)
{
    wektor siła_całkowita;

    wektor pręt_normalny;

```

```

pręt_normalny.x = węzeł [element [el].pręt.węzeł [1]].x -
                  węzeł [element [el].pręt.węzeł [0]].x;
pręt_normalny.y = węzeł [element [el].pręt.węzeł [1]].y -
                  węzeł [element [el].pręt.węzeł [0]].y;
pręt_normalny.z = węzeł [element [el].pręt.węzeł [1]].z -
                  węzeł [element [el].pręt.węzeł [0]].z;
pręt_normalny.l = długość_wektora (&pręt_normalny);

// dodajemy siłę działającą w pręcie normalnym

siła_całkowita.x = - element [el].pręt.F *
                  pręt_normalny.x / pręt_normalny.l;
siła_całkowita.y = - element [el].pręt.F *
                  pręt_normalny.y / pręt_normalny.l;
siła_całkowita.z = - element [el].pręt.F *
                  pręt_normalny.z / pręt_normalny.l;

for (int i = 0; i < 4 && stycznne [i] != 0; i++)
{
    wektor pręt_styczny;
    pręt_styczny.x = węzeł [element [styczny [i]].pręt.węzeł [1]].x -
                    węzeł [element [styczny [i]].pręt.węzeł [0]].x;
    pręt_styczny.y = węzeł [element [styczny [i]].pręt.węzeł [1]].y -
                    węzeł [element [styczny [i]].pręt.węzeł [0]].y;
    pręt_styczny.z = węzeł [element [styczny [i]].pręt.węzeł [1]].z -
                    węzeł [element [styczny [i]].pręt.węzeł [0]].z;
    pręt_styczny.l = długość_wektora (&pręt_styczny);

    // dodajemy siłę działającą w pręcie stycznym

    siła_całkowita.x = - element [el].pręt.F *
                    pręt_styczny.x / pręt_styczny.l;
    siła_całkowita.y = - element [el].pręt.F *
                    pręt_styczny.y / pręt_styczny.l;
    siła_całkowita.z = - element [el].pręt.F *
                    pręt_styczny.z / pręt_styczny.l;
}

siła_całkowita.l = długość_wektora (&siła_całkowita);

// cosinus kąta między wektorami pręta normalnego i siły całkowitej

double cosinus = (pręt_normalny.x * siła_całkowita.x +
                  pręt_normalny.y * siła_całkowita.y +
                  pręt_normalny.z * siła_całkowita.z) /
                  pręt_normalny.l / siła_całkowita.l;

// rzut wektora siły całkowitej na wektor pręta normalnego jest
// zmodyfikowaną siłą normalną w zestawie prętów

wektor siła_normalna;
siła_normalna.l = siła_całkowita.l * cosinus;
siła_normalna.x = siła_normalna.l * pręt_normalny.x /
                  pręt_normalny.l;
siła_normalna.y = siła_normalna.l * pręt_normalny.y /
                  pręt_normalny.l;
siła_normalna.z = siła_normalna.l * pręt_normalny.z /
                  pręt_normalny.l;
siła_normalna.l = fabs (siła_normalna.l);

// różnica między siłą całkowitą i siłą normalną
// stanowi siłę styczną

```



```

wektor siła_styczna;
siła_styczna.x = siła_całkowita.x - siła_normalna.x;
siła_styczna.y = siła_całkowita.y - siła_normalna.y;
siła_styczna.z = siła_całkowita.z - siła_normalna.z;
siła_styczna.l = długość_wektora (&siła_styczna);

// teraz można policzyć nacisk i naprężenie

nacisk->x = siła_normalna.x / element [el].pręt.Az * 10.0;
nacisk->y = siła_normalna.y / element [el].pręt.Az * 10.0;
nacisk->z = siła_normalna.z / element [el].pręt.Az * 10.0;
nacisk->l = długość_wektora (nacisk);

naprężenie->x = siła_styczna.x / element [el].pręt.Az * 10.0;
naprężenie->y = siła_styczna.y / element [el].pręt.Az * 10.0;
naprężenie->z = siła_styczna.z / element [el].pręt.Az * 10.0;
naprężenie->l = długość_wektora (naprężenie);

return cosinus;
}

void oblicz_przemieszczenie_węzła (int nd, wektor *przemieszczenie)
{
    przemieszczenie->x = węzeł [nd].dx;
    przemieszczenie->y = węzeł [nd].dy;
    przemieszczenie->z = węzeł [nd].dz;
    przemieszczenie->l = długość_wektora (przemieszczenie);
}

void oblicz_przemieszczenie_styczne (int el, wektor *przemieszczenie)
{
    wektor przemieszczenie_całkowite;

    oblicz_przemieszczenie_węzła (element [el].pręt.węzeł [0],
                                   przemieszczenie_całkowite);

    wektor pręt_normalny;
    pręt_normalny.x = węzeł [element [el].pręt.węzeł [1]].x -
                     węzeł [element [el].pręt.węzeł [0]].x;
    pręt_normalny.y = węzeł [element [el].pręt.węzeł [1]].y -
                     węzeł [element [el].pręt.węzeł [0]].y;
    pręt_normalny.z = węzeł [element [el].pręt.węzeł [1]].z -
                     węzeł [element [el].pręt.węzeł [0]].z;
    pręt_normalny.l = długość_wektora (&pręt_normalny);

    // rzut wektora przemieszczenia całkowitego na wektor pręta
    // normalnego jest przemieszczeniem normalnym

    double cosinus = (pręt_normalny.x * przemieszczenie_całkowite->x +
                      pręt_normalny.y * przemieszczenie_całkowite->y +
                      pręt_normalny.z * przemieszczenie_całkowite->z) /
                     pręt_normalny.l / przemieszczenie_całkowite->l;

    wektor przemieszczenie_normalne;
    przemieszczenie_normalne.l = przemieszczenie_całkowite->l * cosinus;
    przemieszczenie_normalne.x = przemieszczenie_całkowite.l *
                                   pręt_normalny.x / pręt_normalny.l;
    przemieszczenie_normalne.y = przemieszczenie_całkowite.l *

```

```
pręć_normalny.y / pręć_normalny.l;  
przemieszczenie_normalne.z = przemieszczenie_całkowite.l *  
    pręć_normalny.z / pręć_normalny.l;  
  
// różnica między przemieszczeniem całkowitym i przemieszczeniem  
// normalnym jest przemieszczeniem stycznym  
  
przemieszczenie->x = przemieszczenie_całkowite.x -  
    przemieszczenie_normalne.x;  
przemieszczenie->y = przemieszczenie_całkowite.y -  
    przemieszczenie_normalne.y;  
przemieszczenie->z = przemieszczenie_całkowite.z -  
    przemieszczenie_normalne.z;  
przemieszczenie->l = długość_wektora (przemieszczenie);  
}  
  
double długość_wektora (wektor *w)  
{  
    return sqrt (w->x * w->x + w->y * w->y + w->z * w->z);  
}  
  
// =====
```

