

Tadeusz Smolnicki

**Wielkogabarytowe
toczne węzły obrotowe
Zagadnienia globalne i lokalne**



Oficina Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2013

Recenzenci

Bogdan POSIADAŁA
Eugeniusz RUSIŃSKI

Opracowanie redakcyjne i korekta

Alina KACZAK

Projekt okładki

Tadeusz SMOLNICKI

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właściciela praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>

e-mail: oficwyd@pwr.wroc.pl

zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl

ISBN 978-83-7493-762-7

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 479/2013.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
1. Wstęp	9
2. Rozwój łożyskowania maszyn roboczych	11
3. Budowa wielkogabarytowych węzłów obrotowych w maszynach roboczych	21
3.1. Łożyska wieńcowe	22
3.2. Wielkogabrytowe łoża kulowe	26
3.3. Wózki jezdne	39
3.4. Łożyskowanie słupowe	42
3.5. Stosunki wymiarowe w łożach kulowych	44
3.6. Podsumowanie	47
4. Zjawiska na styku elementu tocznego i bieżni	49
4.1. Teoria Hertza	51
4.2. Styk punktowy – układ <i>kula-bieżnia</i>	55
4.3. Styk liniowy – układ <i>walek-bieżnia</i>	59
4.4. Modele numeryczne	61
4.4.1. Modele dyskretne układu <i>kula-bieżnia</i>	62
4.4.2. Syk <i>kula-bieżnia</i> , wyniki symulacji MES	64
4.4.3. Modele dyskretne układu <i>waleczek-bieżnia</i>	75
4.4.4. Styk liniowy, wyniki symulacji MES	77
4.5. Podsumowanie	85
5. Metody obliczeniowe łożysk wielkogabarytowych	87
5.1. Metody analityczne	91
5.1.1. Metoda Ohnricha	92
5.1.2. Modyfikacja metody Ohnricha	93
5.1.3. Metoda Matthiasa	101
5.2. Katalogowy dobór łożysk	104
5.3. Metody numeryczne	113
5.3.1. Modele FEM Woźniaka	114
5.3.2. Modele Gibczyńskiej i Marcińca	114
5.3.3. Metoda Prebila	115
5.3.4. Metoda określenia sił wewnętrznych w łożysku	116
5.4. Wymagania stawiane metodom obliczeniowym	119
5.5. Metody uwzględniające podatność podzespołów wsporczych	124
5.5.1. Element zastępczy układu <i>bieżnia-element toczny-bieżnia</i>	126

5.5.2. Charakterystyka elementu zastępczego	130
5.5.3. Macierz sztywności układu <i>bieżnia–element toczny–bieżnia</i>	131
5.5.4. Superelement podzespołów wsporczych	133
5.6. Przykładowe modele łożysk	134
5.6.1. Współpraca elementów tocznych i bieżni	135
5.6.2. Porównanie różnych modeli łożyska	147
5.7. Metoda superpozycji podzespołów wsporczych	149
5.8. Modelowanie połączeń śrubowych w węzłach obrotowych	156
5.8.1. Numeryczna identyfikacja wyężenia połączeń śrubowych	157
5.8.2. Modelowanie połączeń śrubowych	163
5.9. Podsumowanie	166
6. Kryteria nośności łożysk wielkogabarytowych	169
6.1. Kryteria trwałości zmęczeniowej	175
6.2. Materiały	181
6.3. Badania doświadczalne	185
6.4. Podsumowanie	194
7. Doświadczalna identyfikacja obciążeń wewnętrznych	197
7.1. Metody pośrednie	197
7.1.1. Metodologia pomiaru	200
7.1.2. Wyniki pomiarów	206
7.2. Metoda bezpośrednia	212
7.2.1. Metodyka pomiaru	212
7.2.2. Przykładowe wyniki	215
7.3. Metoda symptomatyczna	219
7.4. Podsumowanie	222
8. Modele węzłów obrotowych	225
8.1. Zasady modelowania podzespołów wsporczych	226
8.2. Wielonaczyniowe koparki kołowe	231
8.2.1. Koparki pełnowymiarowe	232
8.2.2. Koparki klasy C	243
8.2.3. Koparki kompaktowe	247
8.3. Koparki łańcuchowe	249
8.4. Koparki jednonaczyniowe	252
8.5. Zwałowarki	258
8.6. Maszyny przeładunkowe	266
8.7. Samojezdne maszyny górnictwa podziemnego	272
8.8. Dostrajanie modeli numerycznych	274
8.9. Podsumowanie	279
9. Kształtowanie podzespołów wsporczych	283
9.1. Sztywność podzespołów wsporczych i jej rozkład	289
9.2. Postać geometryczna podzespołów wsporczych	297
9.2.1. Dźwigar pierścieniowy	297
9.2.2. Podpory	301
9.2.3. Odsunięcie łożyska od podpór	304

9.2.4. Lokalne elementy konstrukcyjne	308
9.3. Parametryzacja modeli podzespołów wsporczych	315
9.4. Metody oceny podzespołów wsporczych	320
9.5. Podsumowanie	328
10. Korygowanie łożyska ze względu na dystrybucję obciążeń	331
10.1. Korekcja geometrii styku	332
10.2. Korekcja dna bieżni	335
10.3. Modele łożyska z korekcją	337
10.4. Symulacje numeryczne zastosowania korekcji wybranych łożysk	338
10.5. Wpływ korekcji na wyężenie ustroju nożnego	348
10.6. Eksperymentalna weryfikacja zastosowania korekcji	350
10.7. Możliwości fizyczne zastosowania korekcji, podsumowanie	356
10.8. Podsumowanie	361
11. Zjawiska degradacji węzłów obrotowych	363
11.1. Doświadczalna identyfikacja zużycia odkształceniowego	374
11.2. Modele materiału sprężysto-plastycznego	382
11.3. Symulacje numeryczne – prognozowanie zużycia	391
11.4. Modelowanie zjawiska tarcia	408
11.5. Wpływ sztywności na zużycie odkształceniowe	411
11.6. Wyznaczenie dystrybucji obciążeń MES w łożysku zdegradowanym	414
11.7. Podsumowanie	417
12. Identyfikacja obciążeń węzłów obrotowych	421
12.1. Wyważanie maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego	424
12.2. Odkształceniowa identyfikacja obciążeń	440
12.3. Częstościowa identyfikacja obciążeń	445
12.4. Podsumowanie	448
13. Wnioski	451
Literatura	457
Streszczenie w języku angielskim	475

Wykaz ważniejszych oznaczeń

C_k	– nośność kuli, [N],
D	– średnica podziałowa łożyska, [m],
D_i	– średnica podziałowa i -tej bieżni łożyska, [m],
F	– siła w elemencie tocznym, [N],
F_{\max}	– siła maksymalna w elemencie tocznym, [N],
F_n	– siła nominalna w elemencie tocznym, [N],
H	– obciążenie w płaszczyźnie łożyska, [N],
L	– liczba przetoczeń,
L_{eq}	– liczba ekwiwalentnych obrotów łożyska,
L_u	– trwałość użytkowa,
M	– moment poprzeczny obciążający łożysko, [N·m],
\bar{P}_{VHM}	– obciążenie wypadkowe łożyska, [N],
R_i	– promień podziałowy i -tego rzędu elementów tocznych łożyska, [m],
V	– obciążenie osiowe łożyska, [N]
W_n	– współczynnik nierównomierności obciążenia,
d	– średnica kuli, [m],
d_i	– średnica kuli na i -tej bieżni, [m],
e	– mimośród obciążenia pionowego, [m],
\bar{e}	– mimośród obciążenia pionowego odniesiony do promienia podziałowego łożyska,
k	– sztywność, [N/m],
p_w	– obciążenie właściwe kuli, [MPa],
p_H	– ciśnienie hertzowskie, [MPa],
r	– promień kuli, [m],
r_b	– promień bieżni, [m],
r_{ij}	– promienie krzywizny, [m],
s	– współczynnik przystawiania kuli do bieżni,
w_w	– wskaźnik wypełnienia rzędu łożyska,
w_s	– wskaźnik średnicowy łożyska,
z	– liczba elementów tocznych,
$[K]$	– macierz sztywności,
$[D]$	– macierz podatności,
$\{u\}$	– wektor przemieszczeń uogólnionych,
$\{F\}$	– wektor sił uogólnionych,
Ψ_F	– rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne łożyska,
α, β, θ	– kąt mierzony po obwodzie łożyska, [°],
γ	– kąt mierzony po przekroju bieżni od dna rowka, [°],
δ	– ugięcie układu element toczny–bieżnia, [m],

- φ – kąt działania elementów toczyń, [°],
- η – wykładnik zależności hertzowskiej siła–ugięcie,
- ρ_{ij} – odwrotność promieni krzywizny, [m⁻¹].

1. Wstęp

Ruch obrotowy jest jednym z podstawowych ruchów członów w układach kinematycznych. Do jego technicznej realizacji na poziomie maszyn i urządzeń konieczne jest takie ukształtowanie węzła obrotowego, by spełniał on nie tylko warunki kinematyczne, lecz także przenosił wymagane obciążenia przy założonej trwałości oraz nakładów mniejszych niż dopuszczalne. Szczególnie istotne jest to w obiektach dużych, w których wymiana bądź naprawa węzła obrotowego jest kosztowna i czasochłonna, a przestój obiektu generuje znaczne straty. Wielkogabarytowe węzły obrotowe, nazywane czasami podporami obrotowymi, są najczęściej realizowane jako toczne, a ich konstrukcja ma charakter unikatowy, projektowany indywidualnie, szczególnie dla każdej wybranej wersji maszyny. Najczęściej jedynym standardowym, unormowanym elementem są elementy toczne. Nawet w przypadku takich zespołów, jak katalogowe łożyska wieńcowe, które można uznać za standardowe przynajmniej w zbiorze oferowanych przez jednego producenta, niemożliwe jest ich rozpatrywanie w oderwaniu od postaci konstrukcyjnej podzespołów wsporczych [340]. Wielkogabarytowe węzły obrotowe charakteryzują się dużymi rozmiarami, są wolnobieżne oraz zawierają wielokrotnie więcej elementów toczone. Występujące w nich zjawiska znacznie odbiegają od zachodzących w typowych łożyskach maszynowych, ze względu na kilkukrotne różnice w poziomie obciążenia styku w układzie *element toczny–bieżnia*, jego geometrii oraz stosowanych materiałów. Zazwyczaj odmienne są główne mechanizmy zniszczenia tych węzłów oraz kryteria uszkodzenia. Z tego względu wielkogabarytowe toczne węzły obrotowe należy traktować jako odrębną klasę obiektów w stosunku do węzłów obrotowych opartych na katalogowych łożyskach maszynowych. Obecnie w ciągu roku na świecie produkuje się kilkaset tysięcy samych tylko łożysk wieńcowych. Producenci łożysk od początku lat 80. ubiegłego wieku niechętnie udostępniają informacji na temat założeń proponowanych przez nich algorytmów doboru łożysk, a wyniki ich badań nie są publikowane. Stanowi to znaczną trudność w projektowaniu zamienników i projektowaniu węzłów niestandardowych.

Synteza wielkogabarytowych węzłów obrotowych wymaga analizy interakcji między podzespołami wsporczymi a elementami łożyska (łożysk). Są to układy koherentne, wykazujące silną nieliniowość zarówno geometryczną, jak i fizyczną, wielokrotnie statycznie niewyznaczalne. Wydana w roku 2002, monografia *Fizykalne aspekty kohe-*

rencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i ich podzespołów wsporczych opisuje niektóre zjawiska zachodzące w tych węzłach i przedstawia metody ich analizy metodą elementów skończonych. Wybrane fragmenty tej monografii, dotyczące zagadnień podstawowych wykorzystano w niniejszej pracy, obejmującej jednak znacznie szersze zagadnienia, która jest owocem ponad 10-letnich badań realizowanych w Zakładzie Komputerowego Wspomagania Projektowania i Badań Eksperymentalnych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej. Nowe możliwości, jakie daje rozwój techniki komputerowej, wykorzystano do analizy modeli globalnych całego węzła obrotowego oraz modeli lokalnych strefy styku. Analizy te znacząco podniosły wiedzę odnośnie do mechanizmów przenoszenia obciążenia w węźle łożyskowym. Znaczną uwagę poświęcono w pracy właściwemu kształtowaniu podzespołów wsporczych węzła obrotowego, geometrii łożyska i doborze materiałów na jego bieżnię. Omówiono typowe węzły obrotowe w wybranych maszynach roboczych. W ostatnich latach znacząco rozwinięto wiedzę w obszarze zwiększania równomierności dystrybucji obciążeń w łożyskach i jej praktycznego zastosowania.

Bezpośredni pomiar obciążenia elementów tocznych, zrealizowany oryginalną metodą w łożyskach maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, wykazał istotny wpływ zużycia odkształceniowego na dystrybucję obciążeń w łożysku, wpływ, który nie miał wyłącznie negatywnej konotacji. Zjawisko zużycia odkształceniowego praktycznie pomijane w klasycznych modelach łożysk tocznych, przyjmowane jako nieistotne lub przeciwnie jako dyskwalifikujące łożysko, było przedmiotem licznych badań identyfikacyjnych w skali makro i mikro oraz symulacji numerycznych przetaczania elementów tocznych. Osiągnięte rezultaty umożliwiły rozpoznanie jakościowe i ilościowe zjawiska odkształceniowego i podjęcie prób prognozowania rozwoju zużycia.

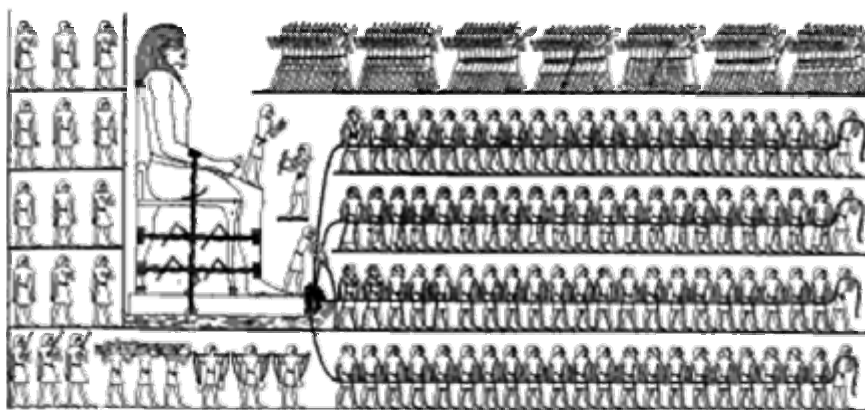
Synteza rozwiązań konstrukcyjnych zamienników do istniejących maszyn roboczych wymaga zdefiniowania widma występujących obciążeń. Odrębny rozdział poświęcono zatem identyfikacji obciążeń węzłów obrotowych.

Praca zawiera 12 rozdziałów, z których pierwsze trzy oraz początek rozdziału 4 może być wykorzystana przez uczestników studiów II stopnia na kierunkach magisterskich. Pozostałe rozdziały są zorientowane na specjalistów kształtujących węzły obrotowe oraz badaczy zajmujących się metodologią konstruowania, rozwojem teorii łożyskowania, numeryczną i eksperymentalną identyfikacją wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych. Bogaty zbiór cytowanych źródeł może stanowić ułatwienie dla osób pragnących zająć się naukowo tą tematyką.

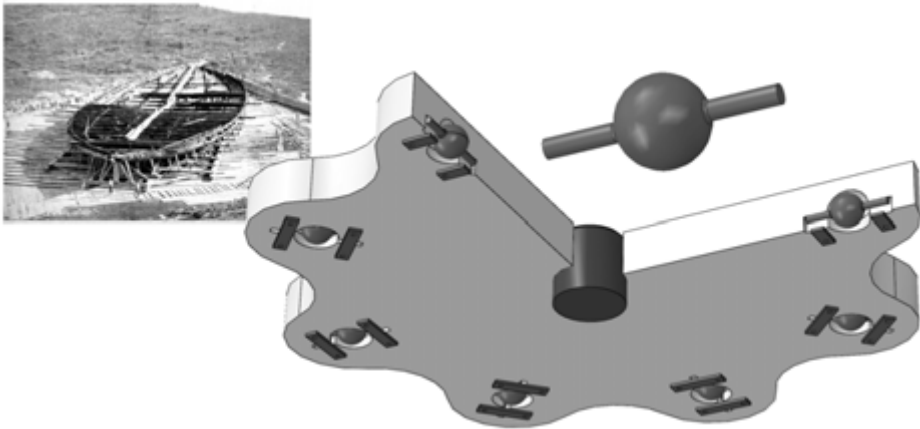
2. Rozwój łożyskowania maszyn roboczych

Przemieszczanie ciężkich obiektów zawsze było dla człowieka jednym z największych wyzwań, wymagającym znacznej siły fizycznej i bardzo niebezpiecznym. Do zmniejszenia niezbędnej siły, a często nawet do umożliwienia ruchu, konieczne było zmniejszenie siły tarcia powstającej podczas transportu (rys. 2.1). Osiągnano to, w zależności do cywilizacji, na drodze wprowadzenia środka smarnego lub przez zastosowanie elementów tocznych.

Epokowym wynalazkiem było wynalezienie przez Sumerów koła tocznego połączonego z osią (5000 lat p.n.e.). Było to koło pełne, wykonane z dwóch połówek, spojenych ze sobą elementami z brązu. Obrzeża kół zabezpieczano skórzanymi rzemieńkami, obręczami miedzianymi (I tysiąclecie p.n.e.), a później stalowymi. W III tysiącleciu p.n.e. zastosowano osie stałe, nieruchomo połączone z pojazdem. Przypuszczalnie elementów tocznych używano już także do transportu kamiennych bloków podczas budowy piramid w Gizie, chociaż nie jest to udokumentowane. Inni archeolodzy twierdzą, że zmniejszenie tarcia osiągnano za pomocą mułu z Nilu. Elementy toczne były stosowane także w obiektach inżynieryjnych. Według Arystotelesa wysuw mostu w Buhen (Nubia) IV w. p.n.e. był łożyskowany za pomocą rolek.



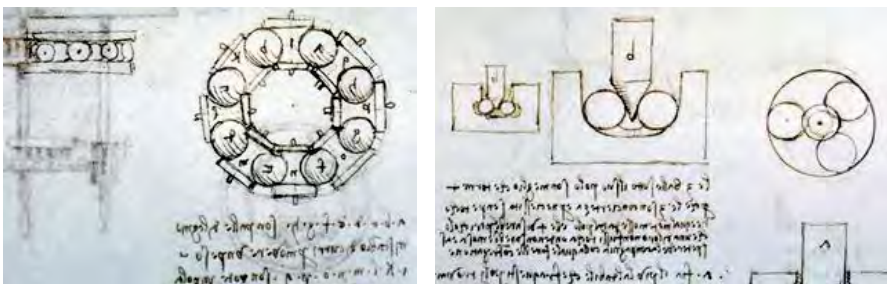
Rys. 2.1. Malowidło w grobowcu Dzehutihoteпа w El-Bersza z okresu XII dynastii (XX w. p.n.e.) ukazuje transport posągu ważącego ok. 60 ton [1]



Rys. 2.2. Statek rzymski znaleziony w Jeziorze Nemi (Włochy) oraz model łożyska

Najstarsze zachowane szczątki łożyska tocznego poprzecznego (700 p.n.e.) odnaleziono w pobliżu Radnaben (Niemcy). Służyło ono do łożyskowania kół celtyckiego rydwana i składało się z kilku wałeczków, wykonanych z twardego drewna, rozmieszczonych wokół drewnianej osi. Około 330 r. p.n.e. Diades zbudował maszynę oblężniczą, w której do prowadzenia taranu wykorzystano liniowe łożysko toczne (wałeczkowe). Inne postaci łożysk tocznych wzdłużnych znaleziono w rzymskich statkach w słynnym jeziorze Nemi (Włochy), datowanych na rok 40 p.n.e. [24]. Elementem tocznym były bądź małe kółka rozmieszczone po obwodzie, bądź elementy toczne w kształcie kuli (rys. 2.2) lub ściętego stożka z wyprowadzonymi czopami, które go prowadziły w górnej obrotnicy, służącej do obracania posągów. Łożysko to podobno zostało zaprojektowane przez cesarza Kaligulę. Niestety statki te zostały zniszczone podczas II wojny światowej.

Zastosowanie łożysk tocznych było, ze względów technologicznych, aż do czasów rewolucji przemysłowej (XVIII w.) sporadyczne, chociaż już Leonardo da Vinci około roku 1500 zaprojektował kilka oryginalnych łożysk tocznych (rys. 2.3) [44]. Najstar-



Rys. 2.3. Szkice łożysk Leonarda da Vinci



Rys. 2.4. Wiatrak w Sprowston (1780) i model łożyska

sze zachowane do dziś, pochodzące z roku 1780, łożysko obrotu wiatraka (rys. 2.4), w postaci współczesnego łoża kulowego, znajduje się w Sprowston w Anglii [61]. Bieżnie tego łożyska o średnicy podziałowej 0,735 m wykonane były z żeliwa. Elementami tocznymi było 40 kul o średnicy około 57 mm, które także były żeliwne.

Ważnym osiągnięciem było wprowadzenie elementów dystansowych pomiędzy elementami tocznymi, zmniejszającymi wydatnie tarcie. Dokonał tego Johnow Harrison, który na podstawie łożyska wałeczkowego z koszykiem (1759) zbudował chronometr o minimalnych oporach ruchu. Pierwszy patent na łożysko kulkowe poprzeczne uzyskał Philipp Vaughan z Carmarthen (1794) [188]. Już w roku 1802 we Francji opatentowano zastosowanie koszyka jako elementu dystansowego. Mimo stwierdzenia znacznej przewagi łożyskowania tocznego o niewielkich prędkościach obrotowych, podstawową barierą w dalszym ciągu była technologia wytwarzania powtarzalnych wymiarowo elementów tocznych. Wykonywane były one ręcznie, a znaczne odchyłki wymiarowe powodowały szybkie zużycie odkształceniowe łożysk. Przełomem okazało się wynalezienie przez Friedricha Fischera ze Schweinfurtu, twórcy pierwszego roweru, maszyny do szlifowania kulek (rys. 2.5) (1883). Kulki w maszynie Fischera obrabiane były pomiędzy dwoma tarczami wyposażonymi w spiralne rowki. Uzyskana dokładność wymiarowa oraz doskonała sferyczność była inicjatorem szybkiego rozwoju techniki łożyskowania, co przejawiało się w licznych patentach: Friedricha Fischera, Wilhelma Hoepflingera i innych na łożyska kulkowe (1890–1910), Henriego Timkena na łożysko stożkowe (1898), założyciela firmy SKF Svena Gustava Winqwista na łożysko kulkowe wahliwe (1907), Ericha Franke na łożysko o bieżniach drotowych (1934). Wynalazki te dały początek istniejącemu do dziś przemysłowi klasycznych łożysk tocznych – firm: SKF, Timken Co., FAG.



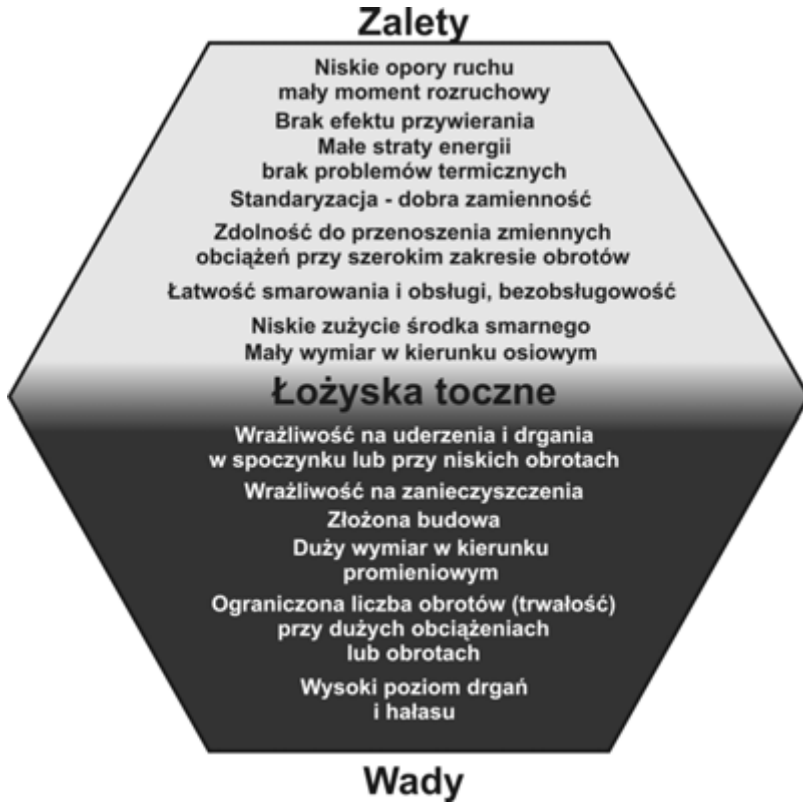
Rys. 2.5. Maszyna Fischera do szlifowania kul

Osiągnięcia technologiczne tego pionierskiego okresu umożliwiły zastosowanie współczesnej techniki łożyskowej do przenoszenia bardzo dużych obciążeń w postaci wielkogabarytowych łożysk tocznych, a zatem nastąpił powrót do idei, która była *spiritus movens* łożyskowania.

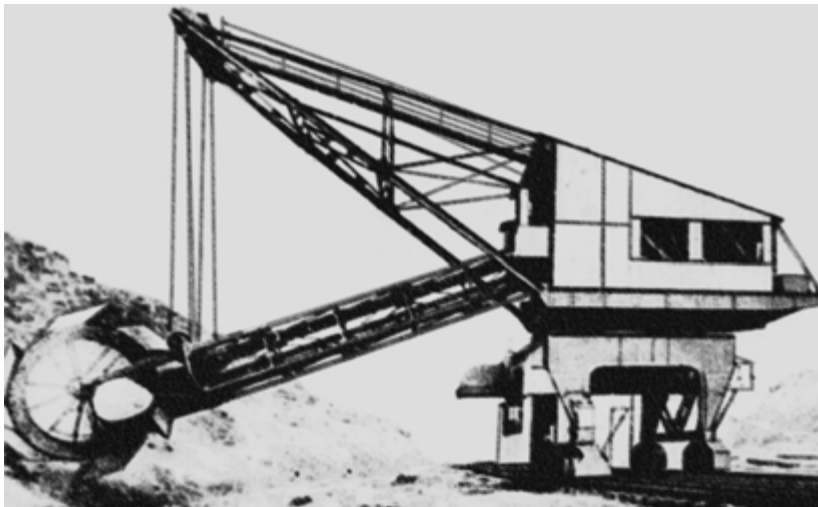
Jednocześnie z łożyskami tocznymi rozwijały się łożyska ślizgowe, jednak w przypadku silnie obciążonych węzłów wolnoobrotowych zalety łożyskowania tocznego przeważały nad jego wadami (rys. 2.6).

Ponieważ praca dotyczy przede wszystkim łożyskowania maszyn roboczych, można prześledzić historię rozwoju łożyskowania na przykładzie koparek wielonaczyniowych stosowanych w górnictwie odkrywkowym [29].

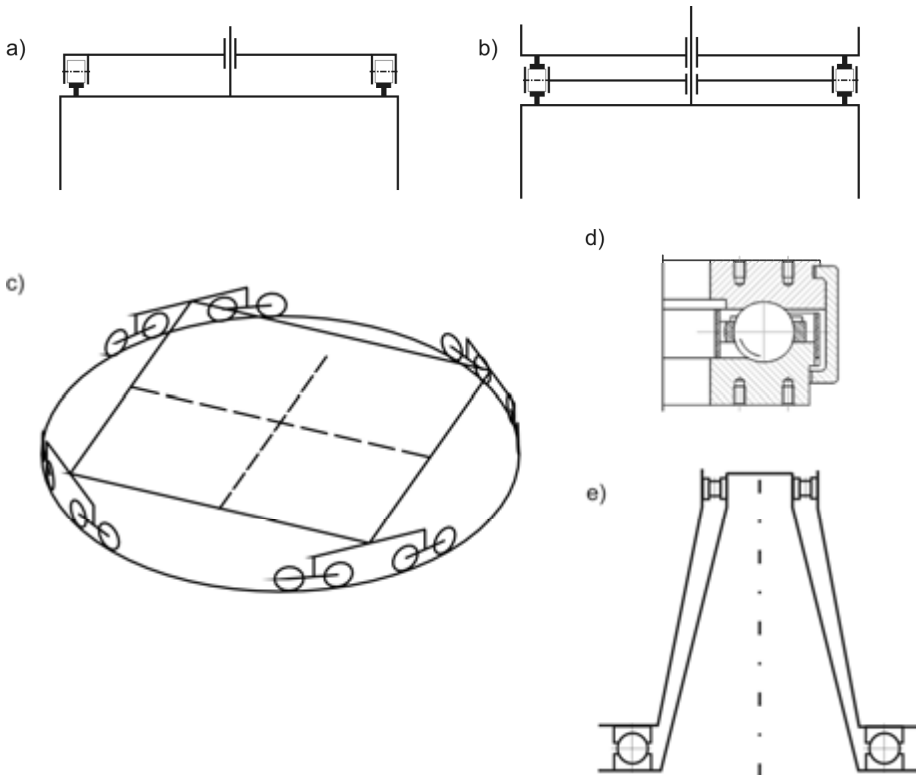
Ze względu na technikę urabiania nadkładu lub węgla najbardziej korzystny jest ciągły obrót nadwozia [7, 94, 289, 366]. Ruch obrotowy maszyny jest wówczas podstawowym ruchem urabiania, a ruch dostawczy, realizowany poprzez jazdę maszyny, jest jedynie ruchem pomocniczym. Dlatego już w roku 1916 pojawiła się pierwsza koparka kołowa o takim sposobie urabiania, wyprodukowana przez Maschinenbauanstalt Humboldt Köln dla kopalni Bergwitz w Saskim Zagłębiu Węglowym (rys. 2.7) [237]. W pierwszych maszynach przejęto rozwiązania konstrukcyjne stosowane w żurawiach. Obciążenie pionowe z nadwozia było przenoszone na pierścień szynowy położony na portalu przez sześć albo osiem umocowanych w nadwoziu rolek, a siły boczne przenosiła konstrukcja prowadząca pomiędzy nadwoziem i portalowym podwoziem.



Rys. 2.6. Wady i zalety łożysk tocznych



Rys. 2.7. Pierwsza koparka kołowa z obrotowym nadwoziem (1916) [237]



Rys. 2.8. Łożyskowanie nadwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego:
 a) obrotnica rolkowa, b) podatny wieńiec rolkowy, c) obrotnica z wózkami jezdnyymi,
 d) łoże kulowe, e) łoże kulowe z łożyskiem poprzecznym rolkowym

Obrotnice koparek kołowych pierwszej generacji o masie nadwozia od 50 Mg do 100 Mg były ukształtowane w podobny sposób. Siły boczne były przejmowane przez położony w środku obrotnicy, przechodzący przez wydrążony otwór, czop centrujący tzw. „wał królewski”, co można było zrealizować, ponieważ w nadwoziu znajdowały się niezależnie skrętne przenośniki załadownicze (rys. 2.8a).

W końcu lat trzydziestych XX w. sposób łożyskowania nadwozi nie był jeszcze w pełni wykrystalizowany. Poszukiwania rozwiązań konstrukcyjnych prowadzono w kilku kierunkach. W roku 1937 po raz pierwszy wykorzystano mechanizm obrotu w postaci łoża kulowego w maszynie SchRs–700 o masie całkowitej 1395 Mg (odkrywka Sachsenburgfeld, kopalnia Golpa). Równocześnie w odkrywce Hirschfelde uruchomiono koparkę SchRs–350 o podobnej masie (około 1300 Mg) wspartą na podatnym wieńcu rolkowym (rys. 2.8b). Rolki (72 szt.) były prowadzone poprzez sworznie w skrzynkowym dźwigarze pierścieniowym, centrowanym na słupie prowadzącym, przejmującym także siły boczne od nadwozia. Rolki toczyły się po pierścieniowych bieżniach szynowych o promieniu 8 m. Poprzez odpowiednie ukształtowanie

bieżni tocznych i rolek można było osiągnąć centrowanie i przenoszenie sił bocznych także przez rolki. Zastosowanie rolek stożkowych o odpowiedniej zbieżności pozwalało uniknąć poślizgów wynikających z różnicy średnicy zewnętrznej i wewnętrznej wieńca tocznego. Maszyna o w ten sposób rozwiązaniem łożyskowaniu pracowała w KWB „Turów” do lat 70. ubiegłego wieku. Podatne wieńce rolkowe stosowano w maszynach o masie nadwozia nawet do 6300 Mg (koparka jednonaczyniowa 3850B „River King” firmy Bucyrus-Erie USA dla kopalni węgla Peabody Coal Co. w Illinois, o pojemności łyżki 100 m³, masie całkowitej ok. 9300 Mg, wyprodukowana w 1964 roku, pracowała do 1993 r.).

Inne rozwiązanie z tego okresu to przenoszenie obciążenia pionowego przez wahacze na koła jezdne o dużej średnicy (rys. 2.8c), które rozkładały obciążenie czteropunktowo lub trzypunktowo po długości szyny. Przejęcie sił poziomych następowało poprzez układ poziomych rolek lub poprzez odpowiednie ukształtowanie geometrii kół i szyny. To ostatnie rozwiązanie znajduje się w maszynach eksploatowanych jeszcze obecnie (koparki kołowe SchRs-800, KWK-1500 – rys. 2.9) [259], jest także stosowane w dużych obiektach inżynierskich. W nowych maszynach roboczych wózki jezdne zastępuje się łożyskami wielkogabarytowymi (rys. 2.10).

Po drugiej wojnie światowej powszechne stało się stosowanie łoż kulowych nawet w największych koparkach kołowych (firmy Krupp, Orenstein & Koppel, Man) [198]. Rozwiązanie to wespółegzystowało z łożyskowaniem za pomocą obrotnic z wózkami o dużych kołach tocznych (firmy z terenu dawnej NRD). Zaletą obydwu podanych rozwiązań jest jednoczesne przenoszenie obciążeń pionowych i poziomych, co pozwala wolne wnętrze pierścienia wykorzystać do celów techniki urabiania, np. przesypu urobku, oraz do prowadzenia kabli zasilania lub sterowania poprzez pierścienie śli-



Rys. 2.9. Obrotnica z wózkami jezdными i rolkami centrującymi – koparka KWK-1500

zgowo. Niemniej jednak obrotnice wózkowe były surogatem łożysk kulowych, ze względu na trudności technologiczne i brak odpowiedniego parku maszynowego. Po zjednoczeniu Niemiec zarzucono stosowanie tego rozwiązania.

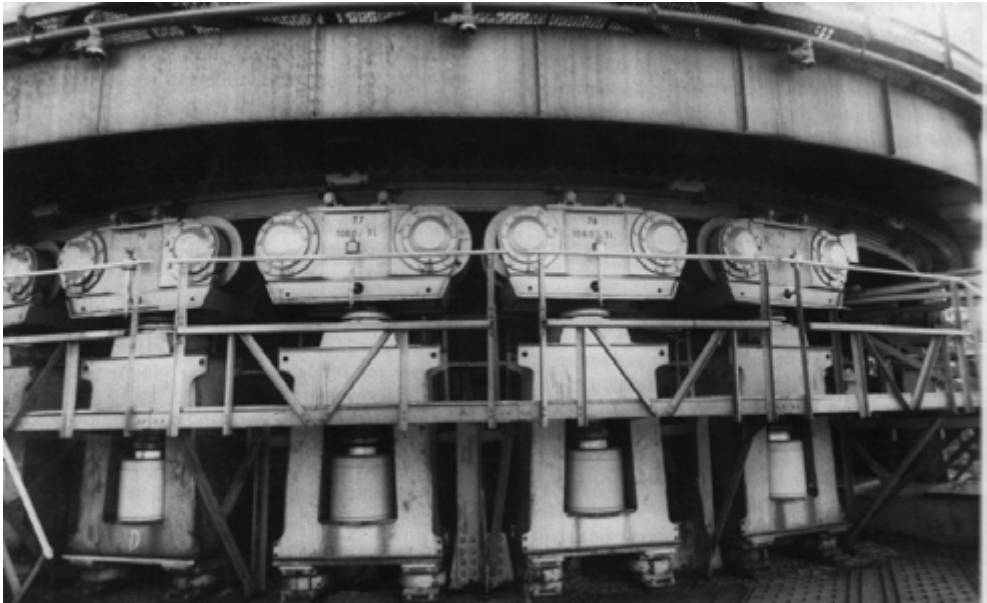
W koparkach łańcuchowych ze względu na znaczne siły poziome często stosuje się połączenie łoża kulowego przenoszącego obciążenie pionowe oraz układ rolek na czopie centrującym (rys. 2.8e) wspólnie z łożem przenoszącym moment wywracający i siły poziome (Rs-560).

Podjęto próby hydraulicznego podparcia wszystkich wahaczy w układzie wyrównującym, obciążenia podzielono na 4 grupy podporowe [236]. Rozwiązanie to nie znalazło zastosowania poza jednym przypadkiem pokazanym na rysunku 2.10, m.in. ze względu na znaczne koszty tak rozbudowanego układu hydraulicznego. W rozwiązaniu tym całe obciążenie pionowe działa bezpośrednio na dużą liczbę siłowników hydraulicznych. Skomplikowana jest również eksploatacja takiego układu hydraulicznego, wymagającego stałego zapewnienia szczelności tak dużej liczby siłowników.

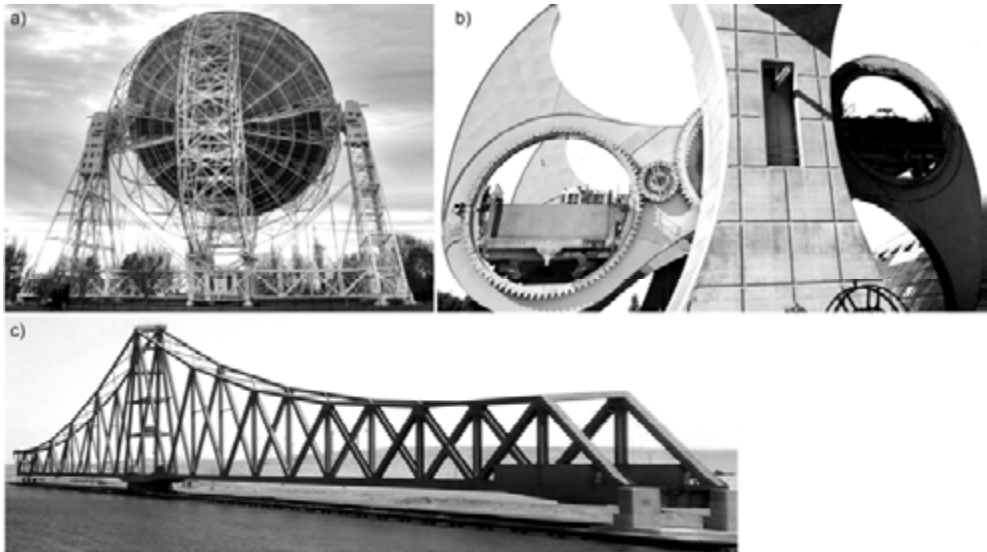
Wielkogabarytowe węzły obrotowe stosuje się nie tylko do maszyn i urządzeń mechanicznych, ale także w dużych budowlach inżynieryjnych. Przykładem takich zastosowań jest teleskop Lovell o średnicy szyny 107,5 m, most obrotowy w El-Ferdan na Kanale Sueskim [290, 291], w którym zastosowano łożysko rolkowe o średnicy 20 m (rys. 2.8b), czy też podnośnia w Falkirk (Szkocja), w której zastosowano niestandardowe łożyska poprzeczne firmy SKF (rys. 2.11).



Rys. 2.10. Kule i fragment wieńca zębatego – łożo kulowe ładowarko-zwałowarki



Rys. 2.11. Hydrauliczne podparcie wahaczy układu obrotowego [236]

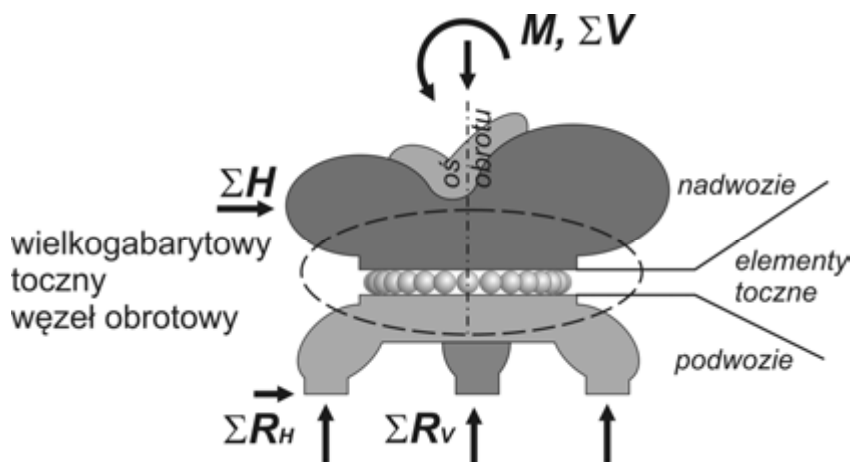


Rys. 2.12. Obiekty inżynieryjne z niekonwencjonalnymi węzłami obrotowymi:
a) teleskop Lovella, b) podnośnia w Falkirk, c) most kolejowy El-Ferdan

3. Budowa wielkogabarytowych węzłów obrotowych w maszynach roboczych

Maszyny robocze, transportowe i energetyczne charakteryzują się strukturą kinematyczną, która umożliwi realizowanie złożonych ruchów roboczych organów lub członów transportowych. Jednym z podstawowych ruchów roboczych jest obrót górnej części maszyny zawierającej człony robocze, zwanej nadwoziem, wokół dolnej części zapewniającej ruch po podłożu zwanej podwoziem.

W większości przypadków obrót nadwozia względem podwozia jest wykonywany za pomocą wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych (rys. 3.1), przenoszących wszystkie obciążenia z nadwozia na podwozie. Są to siły działające wzdłuż osi obrotu (osiowe) V , siły prostopadłe do osi obrotu (promieniowe) H oraz momenty wskutek mimośrodowego położenia wypadkowych tych sił względem osi obrotu M , zwane także momentami wywrotnymi. Funkcją wielkogabarytowego węzła obrotu jest nie tylko umożliwienie obrotu, ale także realizacja jego napędu.



Rys. 3.1. Wielkogabarytowy toczny węzeł obrotowy

Najczęściej stosowane we współczesnych maszynach i pojazdach wielkogabarytowe toczne węzły obrotowe to:

- katalogowe łożyska wieńcowe,
- wielkogabarytowe łoża kulowe,
- wózki jezdne,
- węzły słupowe.

Inne rozwiązania stosuje się sporadycznie.

3.1. Łożyska wieńcowe

Łożyska wieńcowe można zdefiniować jako wielkogabarytowe łożyska toczne specjalnej konstrukcji, które oprócz sił mogą przenosić znaczne momenty poprzeczne. Najczęściej wyposażone są one w wieniec zębaty do obrotu łożyskowanej części maszyny nacięty na jednym z pierścieni, od czego wywodzi się nazwa tego typu łożysk.

Łożyska te różnią się istotnie od powszechnie stosowanych w budowie maszyn geometrią (inne stosunki wymiarowe [195, 309]) oraz sposobem zabudowy. Rzutuje to na wiele zjawisk zachodzących w łożysku oraz w konstrukcjach wsporczych. Podstawowe różnice dotyczące budowy łożysk wieńcowych wynikają z:

- wielokrotnie większych rozmiarów,
- dużej liczby elementów tocznych,
- rodzajów i wzajemnej relacji przenoszonych obciążeń zewnętrznych (siły osiowe, promieniowe i znaczne momenty wywracające),
- małej szybkobieżności (wskaźnik szybkobieżności $D_p \cdot n = 5 \div 50$ m·obr/min),
- gatunków materiałów i stosowanej obróbki cieplnej,
- wykorzystania przy typowej pracy tylko części pełnego obrotu,
- znacznego wyciążenia układu *element toczny–bieżnia*.

Łożyska wieńcowe są obecnie najczęściej stosowanym sposobem łożyskowania maszyn roboczych. Sprawily to liczne zalety w porównaniu do innych sposobów łożyskowania [340]:

- duża liczba elementów tocznych powoduje obniżenie środka ciężkości, co dodatkowo wpływa na stateczność maszyny,
- duża liczba elementów tocznych wpływa na rozproszoną dystrybucję obciążenia z nadwozia na podwozie, co korzystne jest dla ustroju nośnego maszyny,
- synteza w jednym zespole łożyskowania i napędu obrotu jest przyczyną zwartości budowy,
- przenoszenie, oprócz obciążeń osiowych i promieniowych, znacznych momentów poprzecznych (wywrotnych) – duże mimośrodowe działania siły pionowej, w łożyskach dwurzędowych wypadkowa siły pionowej może przechodzić poza płaszczyznę koła podziałowego elementów tocznych,
- zdolność do przenoszenia dużych obciążeń o małych prędkościach obrotowych,

- pewność i dokładność prowadzenia nadwozia,
- wolna przestrzeń wewnątrz pierścienia, co pozwala na przeprowadzenie kabli zasilających i sterujących zespoły nadwozia oraz ciągów transportowych,
- łatwość montażu i demontażu,
- małe opory ruchu.

Łożyska wieńcowe mają także wady:

- konieczność zachowywania odpowiednich reżimów technologicznych podczas wykonywania łożyska,
- duże wymagania dotyczące sztywności konstrukcji wsporczych zarówno lokalnej, jak i globalnej,
- konieczność zapewnienia płaskiej ostoi pod łożysko,
- brak zamkniętych wytycznych obliczania i konstruowania łożysk oraz kształtowania konstrukcji wsporczych,
- duża wrażliwość łożyska na przeciążenia,
- w razie wystąpienia awarii duże trudności w znalezieniu prostych procedur naprawczych, najczęściej konieczna jest wymiana całego łożyska.

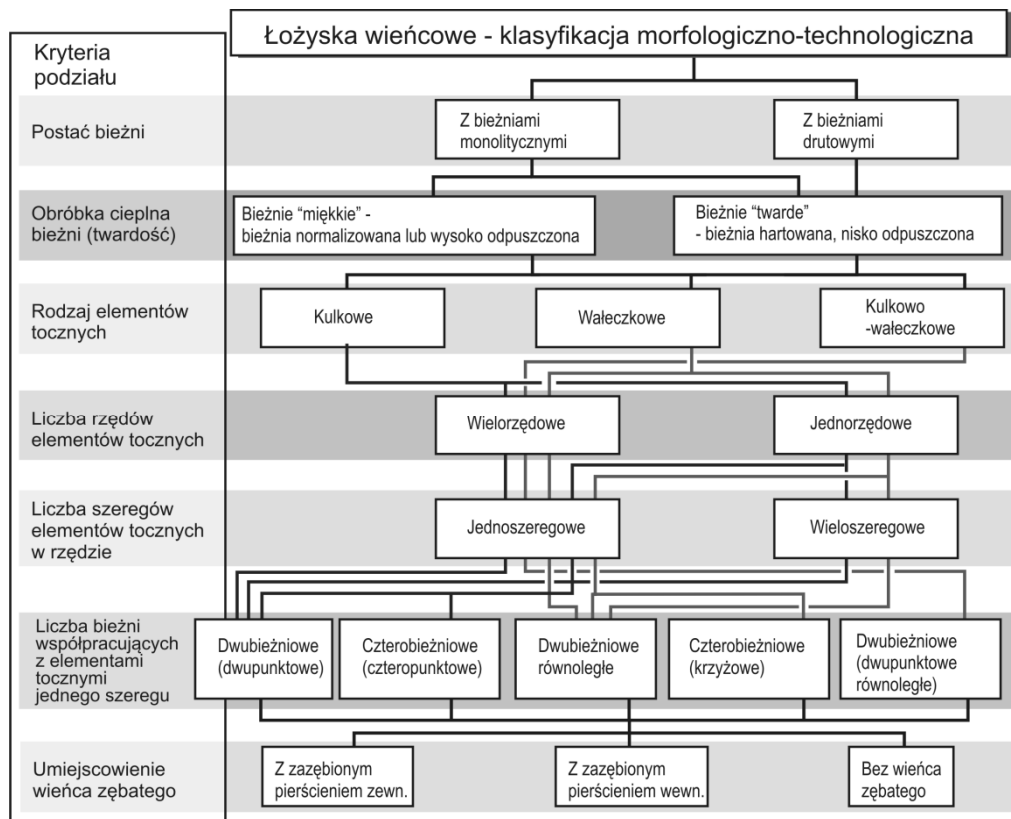
Tym co odróżnia łożyska wieńcowe od typowych łożysk tocznych jest sposób mocowania pierścieni łożyska za pomocą śrub bezpośrednio do ustrojów nośnych części obrotowej i stałej. Podstawową cechą mającą wpływ na metodykę doboru i obliczeń łożysk wieńcowych jest podatność pierścieni łożyska. W dużych łożyskach podatność giętna pierścieni jest znacznie większa niż podatność układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BTB).

Budowa łożysk wieńcowych jest bardzo zróżnicowana. Ze względu na cechy konstrukcyjne można wyróżnić liczne kryteria podziału [194, 340]:

- postać wieńca zębatego,
- konstrukcja bieżni,
- rodzaj elementów tocznych,
- liczba rzędów elementów tocznych,
- liczba bieżni w rzędzie,
- liczba bieżni współpracujących z elementem tocznym.

Na diagramie (rys. 3.2) przedstawiono klasyfikację morfologiczno-technologiczną łożysk wieńcowych, a na rysunku 3.3 pokazano przykłady budowy typowych łożysk wieńcowych. Klasyfikacja ta nie jest zamknięta, wprowadzane są przez producentów nowe postaci konstrukcyjne łożysk.

Klasyfikację łożysk pod względem obliczeniowym sformułował Mazanek w pracach [182, 183]. Łożyska zostały podzielone na cztery grupy o odmiennych założeniach obliczeniowych, w zależności od sposobu przenoszenia głównych składowych obciążenia zewnętrznego: siły osiowej V , momentu wywrotnego M i siły promieniowej H .



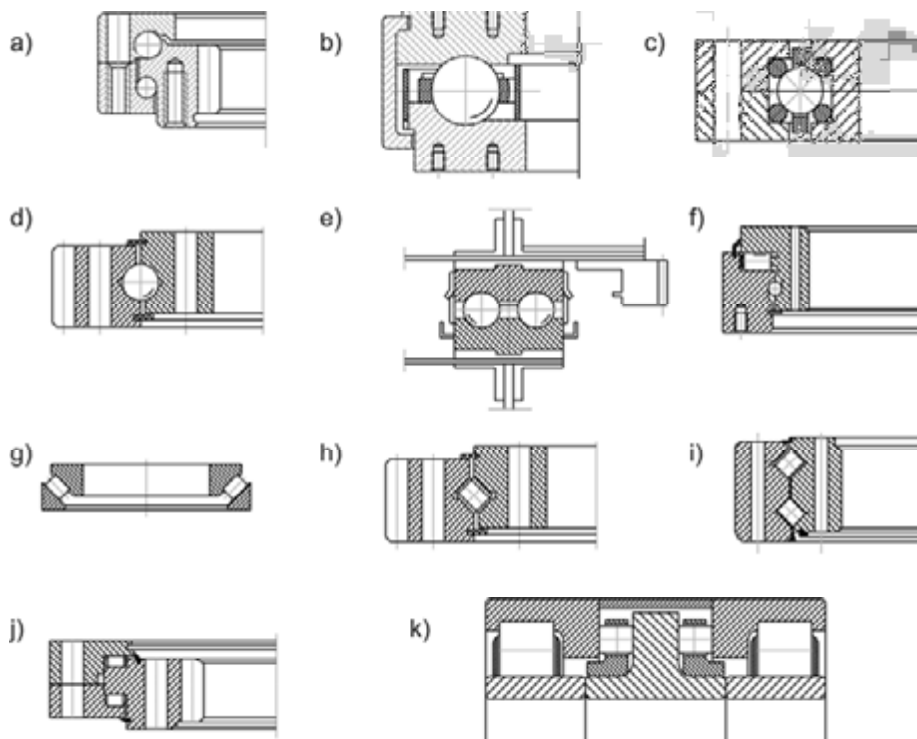
Rys. 3.2. Klasyfikacja łożysk wieńcowych

Grupa I – łożyska, w których istnieje odrębny rząd części toczyń przenoszących zewnętrzne obciążenie promieniowe H . Stosując superpozycję obciążeń, zakłada się, że przenosi on całe obciążenia promieniowe, a obciążenie osiowe i moment wyrotny przejmują pozostałe rzędy łożyska, które rozpatruje się oddzielnie.

Grupa II – łożyska, w których składowe obciążenia zewnętrznego są przejmowane przez te same rzędy części toczyń, a w poszczególnych węzłach toczyń łożyska aktualnie pracować będzie tylko jedna para bieźni.

Grupa III – łożyska, w których w jednym węzle toczyń przenosi obciążenie więcej niż jedna para bieźni. W łożyskach tych określenie obciążeń przenoszonych przez poszczególne rzędy jest niewyznaczalny za pomocą metod analitycznych.

Grupa IV – łożyska niezaliczane bezpośrednio do łożysk wieńcowych, ale mające cechy morfologiczne łożyska wieńcowego.



Rys. 3.3. Przykładowe schematy łożysk wieńcowych [340]

Wieniec zębaty

Wieniec zębaty służy do napędu części ruchomej. Wieniec zębaty może być nacięty zarówno na pierścieniu zewnętrznym (zazębienie zewnętrzne, rys. 3.3d), jak i na pierścieniu wewnętrznym (zazębienie wewnętrzne, rys. 3.3a). W dużych łożyskach (bieżnie kulowe) często nie stanowi on integralnej części łożyska (rys. 3.3e).

Struktura bieżni

Większość łożysk ma bieżnie monolityczne, tzn. wykonane z jednolitego materiału, ale spotyka się też łożyska o dużych średnicach, w których element toczny współpracuje z pierścieniem poprzez wkładki wykonane z drutu o bardzo wysokiej granicy plastyczności (rys. 3.3c). Łożyska te mają jednak znacznie mniejszą nośność niż łożyska z bieżniami monolitycznymi, ale pierścienie łożyska można wykonać z materiałów (stopy lekkie, brązy) i w innych technologiach (odlewy). Zaletą tych łożysk jest ich dokładność w realizacji ruchu obrotu. Są to łożyska bezluzowe.

Rodzaj elementów tocznych

Za elementy toczne w łożyskach wieńcowych stosuje się kule (rys. 3.3a–e) lub waleczki (rys. 3.3g–k). Przy niewielkim udziale sił promieniowych i małym mimośrodzie siły osiowej stosuje się łożyska mieszane kulkowo-waleczkowe (rys. 3.3f).

Waleczki ze względu na styk liniowy mają znacznie większą nośność od porównywalnych rozmiarami kul, stąd stosuje się je wszędzie tam, gdzie występują duże obciążenia elementów tocznych. Dla łożyska waleczkowego, krzyżowego porównywalnego rozmiarami z łożyskiem kulowym czteropunktowym obciążalność momentem jest większa o około 25% [192]. Zasadniczo łożyska waleczkowe lepiej sprawdzają się w eksploatacji w przypadku znacznych obciążeń siłą osiową, ale mniejszych mimośrodkach jej działania. Wadą łożysk waleczkowych jest ich duża wrażliwość na podatność podzespołów wsporczych i błędy ich wykonania i błędy montażu.

Elementy toczne są standardowe, zgodne z normami [212, 213].

Liczba rzędów i szeregów

Aby zwiększyć zdolność łożyska do przenoszenia momentów poprzecznych lub do przenoszenia różnych obciążeń, buduje się łożyska złożone z dwóch lub więcej rzędów (rys. 3.3a). Przez rząd elementów tocznych rozumie się zbiór elementów tocznych zdolny do przenoszenia obciążenia w kierunku i o zwrocie wynikającym z geometrii styku elementów tocznych i bieżni. Elementy toczne różnych rzędów różnią się zdolnością do przenoszenia sił pod względem ich kierunku i zwrotu.

Jeżeli elementy toczne jednego rzędu nie mogą przenieść wymaganego obciążenia, stosuje się wielokrotnienie liczby szeregów elementów tocznych (rzędy wielobieżniowe, rys. 3.3e).

Liczba bieżni współpracujących z elementem tocznym

W zależności od tego czy element toczny współpracuje z jedną, czy z dwiema parami bieżni, wyróżniamy łożyska o styku dwupunktowym (rys. 3.3a, b) lub czteropunktowym (rys. 3.3d, h). Większa liczba bieżni współpracujących z elementem tocznym pozwala łożysku jednorzędowemu pełnić funkcje łożyska dwurzędowego (zdolność przenoszenia momentu), przy znacznie mniejszych gabarytach.

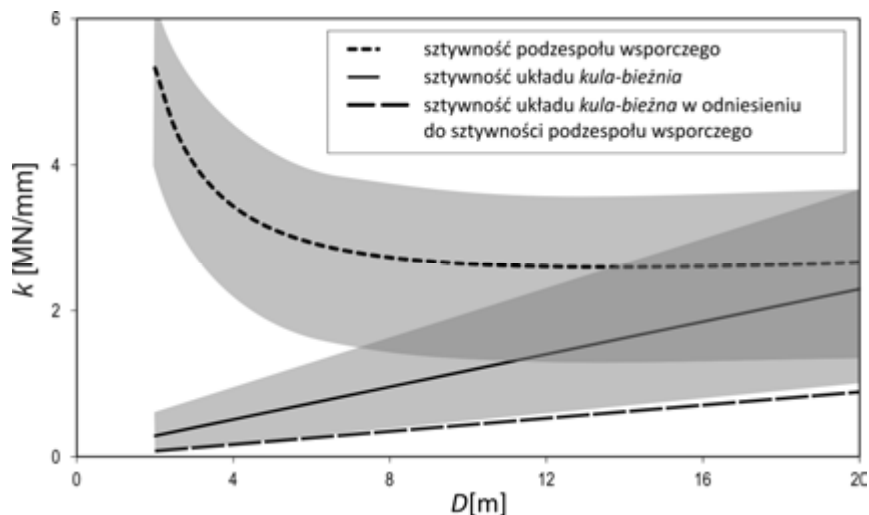
3.2. Wielkogabarytowe łoża kulowe

Do łożysk wieńcowych należy zaliczyć ze względu na spełnianą funkcję także wielkogabarytowe łoża kulowe stosowane w miejsce obrotnic wózkowych lub rolkowych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego, w których często wieńiec zębaty napędu obrotu nadwozia jest ze względów technologicznych wykonany

osobno i przymocowany śrubami do pierścienia lub ze względów konstrukcyjnych przymocowany jest do ustroju nośnego podwozia.

W łożyskach wieńcowych sztywność giętna pierścieni łożyskowych jest od 2 do 3 rzędów niższa niż sztywność układu *element toczny–bieżnia*. Z tego powodu funkcję sztywności pierścieni łożyskowych przejmują odpowiednio ukształtowane podzespoły wsporcze nadwozia i podwozia. Sam pierścień łożyska uczestniczy wyłącznie w przenoszeniu siły ze styku *element toczny–bieżnia* na ostoję oraz utrzymuje elementy toczne na średnicy podziałowej.

Na rysunku 3.4 pokazano porównanie sztywności konstrukcji wsporczych i układu *kula–bieżnia* dla łożysk o różnych średnicach podziałowych. Do określenia sztywności konstrukcji wsporczych przyjęto dźwigar pierścieniowy o przekroju zamkniętym z podporami co 120° , z uwzględnieniem typowych stosunków wymiarowych spotykanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Sztywność układu *kula–bieżnia* określono dla przeciętnego obciążenia kuli.

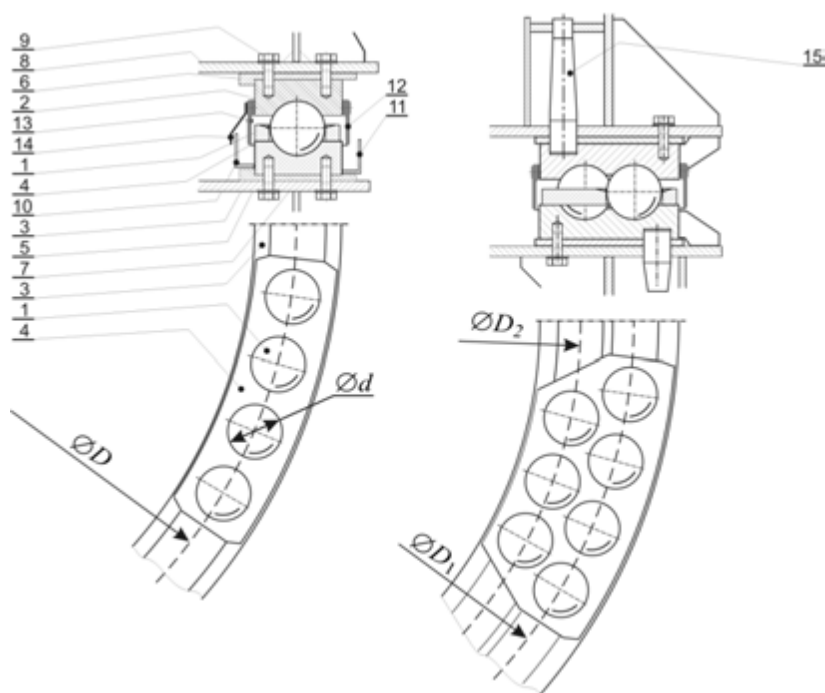


Rys. 3.4. Porównanie sztywności konstrukcji wsporczych i sztywności układu *kula–bieżnia*

Pola zacienione przedstawiają typowy rozkład tych wielkości po uwzględnieniu różnych wielkości elementów tocznych i różnych rodzajów maszyn roboczych. Przy małych średnicach podziałowych, odpowiadających typowym łożyskom katalogowym produkowanym seryjnie (zakres od 2 m do 5 m), sztywność podzespołów wsporczych jest od kilku do kilkunastu razy większa niż sztywność układu *kula–bieżnia*. W przypadku dużych łożysk sztywności te są już porównywalne. Należy podkreślić, że w małych łożyskach wieńcowych często stosowane jest inny sposób posadowienia łożyska, na wysokich słupach w postaci rury zakończonej grubym kołnierzem. Wówczas sztywność konstrukcji wsporczej jest co najmniej o rząd wyższa.

Duże siły osiowe, znaczne momenty poprzeczne sugerowałyby zastosowanie do łożyskowania maszyn podstawowych łożysk wałeczkowych. Wadą łożysk wałeczkowych jest jednak ich znacznie większa wrażliwość na odkształcenia konstrukcji wsporczych. Na przykład w ładowarko-zwałowarkach ŁZKS-1600 eksploatowanych w KWB Bełchatów zastosowano pierwotnie łożyska wałeczkowe. Łożyska te po krótkiej, kilkumiesięcznej eksploatacji uległy całkowitej degradacji wskutek zakleszczenia elementów tocznych. W ramach naprawy zastosowano dwurzędowe łożyska kulowe o średnicy 4,45 m, których czas eksploatacji wynosi kilka lat.

Zasadniczo łożyska o więcej niż jednym rzędzie elementów tocznych wykorzystuje się w maszynach podstawowych tylko do średnic, które umożliwiają transport łożyska w całości, gdyż bardzo trudne jest uzyskanie wymaganych dokładności na placu montażowym. Dużym problemem jest wtedy wymiana łożyska, gdyż przez środek pierścienia przechodzą liczne instalacje.



Rys. 3.5. Łoże kulowe jedno- i dwuszeregowe:

- 1 – kula, 2 – bieżnia górna, 3 – bieżnia dolna, 4 – koszyk, 5 – podłoże bieżni dolnej,
- 6 – podłoże bieżni górnej, 7 – pas górny dźwigara pierścieniowego podwozia,
- 8 – pas dolny dźwigara pierścieniowego nadwozia, 9 – śruby mocujące bieżnie,
- 10 – rynna wewnętrzna zbierająca olej, 11 – rynna zewnętrzna,
- 12 – uszczelnienie zewnętrzne, 13 – uszczelnienie wewnętrzne, 14 – osłona,
- 15 – trzpień ustalający łożysko

Przy wiotkich podzespołach wsporczych niemożliwe jest zapewnienie odpowiednich warunków pracy łożyska wałeczkowego, a nawet dla typowych łożysk dwurzędowych. Dlatego najczęściej stosowane są łożyska wieńcowe w postaci łoż kulowych o średnicy zapewniającej przenoszenie momentów poprzecznych przy dużych mimośrodkach siły pionowej przez jeden rząd. Przykłady łoż kulowych maszyny podstawowej przedstawiono na rysunku 3.5. Na rysunku pokazano sposób zabudowy oraz opisano najważniejsze elementy łożysk.

Łoża kulowe mają liczne zalety:

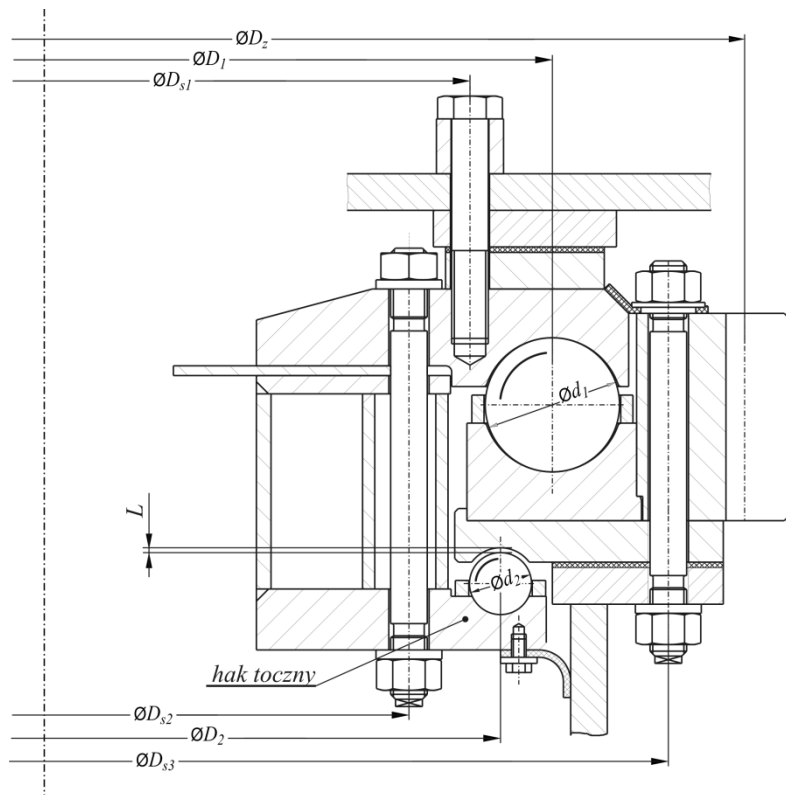
- prostota rozwiązania konstrukcyjnego,
- możliwość wykonywania bieżni w segmentach,
- mniejsza wrażliwość na deformacje podzespołów wsporczych,
- mniejsza wrażliwość na błędy montażu,
- łatwiejszy sposób dokonywania przeglądów stanu elementów tocznych i bieżni.

W przypadku łożysk silnie obciążonych, gdy nie można lub jest niewskazane zwiększenie średnicy podziałowej łożyska, stosuje się łożyska o 2 szeregach kul (rys. 3.5). Zwiększa to znacznie nośność łożyska, ale wskutek różnej liczby kul na bieżni wewnętrznej i zewnętrznej, naprzemiennym ich rozmieszczeniu, nierównomiernym obciążeniu kul na bieżni zewnętrznej i wewnętrznej, a szczególnie w wyniku deformacji skrętnych dźwigara pierścieniowego powstaje cyklicznie zmienny moment zginający połączenie pasa z płaszczem dźwigara pierścieniowego, co może być przyczyną szybkiej degradacji konstrukcji wsporczej.

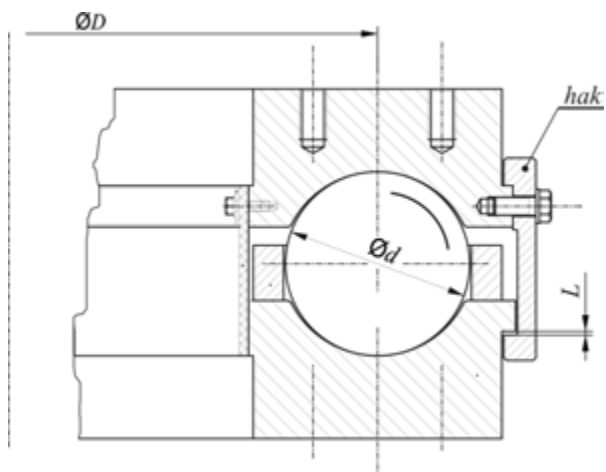
W łożyskowaniu obrotu mniejszych maszyn spotyka się łożyska dwurzędowe z powiększonym luzem (rys. 3.6). Ze względu na duży luz elementy toczne rzędu dolnego (podtrzymującego) przenoszą obciążenia wyłącznie w ekstremalnych, granicznych, poza normowych obciążeniach. Rząd ten pełni funkcję haka tocznego, zabezpieczającego nadwozie przed utratą stateczności. Łożysko takie obliczeniowo może być traktowane jak typowe łożo kulowe. W typowych łożach kulowych, w których mimośrody obciążenia osiowego mogą przekroczyć wartość $0,8R$, stosuje się zabezpieczenia w postaci haków zewnętrznych, będących częścią podzespołów wsporczych, jak w koparce SchRs-4600.30 i zwałowarce A2RsB-8800 lub wewnętrznych będących integralną częścią łożyska jak w koparce BWE-700L i zwałowarkach ZGOT-11500.100 (rys. 3.7). Takie rozwiązanie jest bardziej zwarte. Nie ma problemów z regulacją luzów na hakach. Wadą haków integralnych jest konieczność przenoszenia obciążeń przez hak, przez śruby mocujące łożysko.

Klasyczne, katalogowe dwurzędowe łożyska toczne znajdują zastosowanie w łożyskowaniu mniejszych elementów maszyny, takich jak niezależnie skrętne wysięgniki zrzutowe w koparkach, talerze zdawcze, mosty itp.

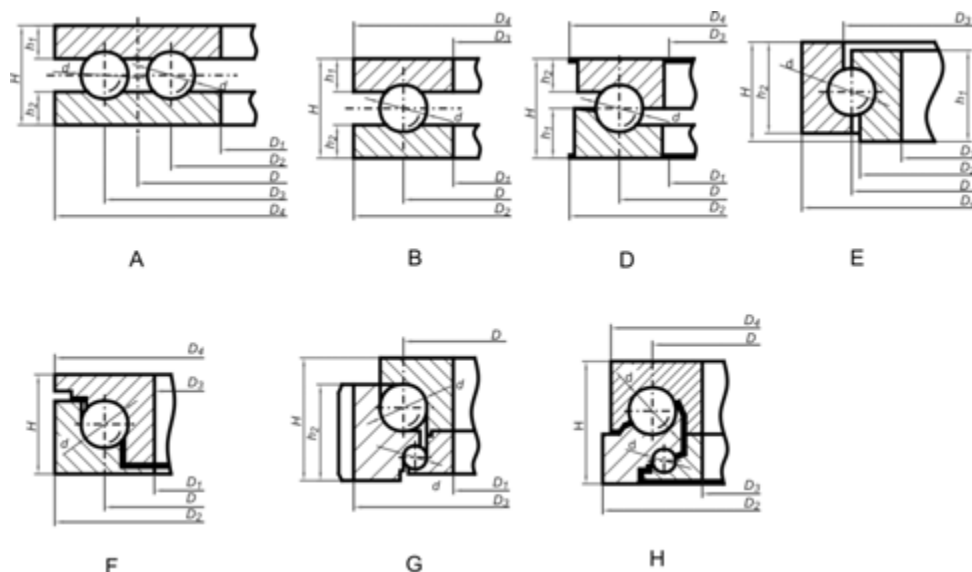
Na rysunku 3.8 pokazano schematy ideowe łożysk stosowanych w maszynach podstawowych eksploatowanych w polskich kopalniach węgla brunatnego. Podstawowe dane tych łożysk zestawiono w tabeli 3.1. W tabeli 3.2 zamieszczono podsta-



Rys. 3.6. Łoże kulowe z hakiem tocznym (luz rzędu podtrzymującego L około 5% średnicy kul)



Rys. 3.7. Łoże kulowe z hakiem integralnym



Rys. 3.8. Typy łożysk wieńcowych stosowanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego:
 A – łożo kulowe dwuszeregowe, B – łożo kulowe jednoszeregowe, D – łożo kulowe niesymetryczne,
 E – łożysko kulowe czteropunktowe, F – łożysko kulowe skośne,
 G – łożysko dwurzędowe z wieńcem zębatym, H – łożysko dwurzędowe

wowe dane geometryczne łożysk kulowych obrotu nadwozia z maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego produkcji niemieckiej oraz wartości maksymalnych obciążeń [51]. Porównanie podstawowych parametrów eksploatacyjnych, geometrycznych oraz masowych wybranych koparek oraz zwałowarek produkcji niemieckiej ze średnicą łożyska zestawiono w tabeli 3.3.

Kule

Kule są wykonywane podobnie jak dla innych łożysk tocznych. Największe stosowane mają średnicę równą 320 mm. W większości dużych łożysk średnica kuli nie przekracza jednak 250 mm, ponieważ wykonanie większych kul po zachowanych wysokich parametrach wytrzymałościowych jest technologicznie bardzo trudne i kosztowne, a duże masy takich elementów tocznych powodują znaczne oddziaływania dynamiczne podczas rozruchu i hamowania ruchu obrotu.

Pierścienie łożyska

Pierścień łożyska ma bieżnię do prowadzenia elementów tocznych. W łożach kulowych promień bieżni mierzony w płaszczyźnie zawierającej oś łożyska jest większy od promienia kuli o 4–5%. Pierścienie łożyska składają się z odkuwanych segmentów.

Typ łożyska	Typ maszyny	Łożyskowy zespół maszyny	Wymiary [mm]										Liczba kul z
			d	D	D _J	D ₂	D ₃	D ₄	H	h ₁	h ₂		
C	SchRs-4000	wysięgnik załadowczy	100	5000	4830	5110	4830	5170	210	87	97	112	
	SchRs-4600,30	mostu	70	1800	1690	1900	1700	1910	165	60	70	79	
	SchRs-4600,50		60	4800	4710	4950	4650	4890	160	80	60	128	
D	Rs-560	talerz	60	4100	4010	4250	3950	4190	150	55	55	112	
	ERS-710		4800	4700	4970	4630	4900	240	120	85	112		
	ERS-710		3000	2900	3170	2830	3100	215	75	105	104		
E	SchRs-4600,50	stoł załadowczy	42	3150	2990			3320	146		128	130	
	SchRs-4600,30		50	3687	3500	3687	3863	3881	154	126	126		
	SchRs-4000												
F	SchRs-900	most od strony koparki											
	SchRs-900	most od strony zwalwarki											
G	SchRs-4600,50	taśma zrzutowa	60	5000	4830	5140	4830	5066	190			130	
	SchRs-4600,30		48/38	5000	4750	5220			232			150/200	
H	SchRs-4000	wózek zrzutowy											
	SchRs-900	przenośnik załadowczy	50	4600	4330	4872	4965		178		160		
	ARsB-2500/4000	przenośnik załadowczy	32/20	1049		1225	910	1135	160			103/159	

Tabela 3.2. Przykładowe dane łożysk kulowych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego produkcji niemieckiej

Lp.	Średnica podziałowa łożyska D [m]	Średnica kuli d [mm]	Liczba kul z	Liczba rzędów n_{rz}	Promień bieżni r_p [mm]	Siła osiowa V_{max} [MN]	Mimośród działania siły osiowej e [-]
1	20,0	320	279	2	168	51,30	0,414
2	18,0	250	315	2	131	31,25	0,456
3	18,0	250	315	2	131	25,82	0,534
4	15,0	250	261	2	131	24,35	0,322
5	15,0	250	152	1	131	34,40	0,234
6	14,0	250	243	2	131	25,00	0,258
7	12,5	200	152	1	105	12,44	0,326
8	12,5	200	152	1	105	9,76	0,562
9	11,2	250	115	1	131	18,30	0,342
10	10,0	250	100	1	131	15,43	0,236
11	10,0	200	120	1	105	10,10	0,464
12	9,6	200	107	1	105	15,00	0,380
13	9,0	200	108	1	105	9,20	0,434
14	8,65	150	280	2	78	10,20	0,596
15	8,0	198	96	1	104	7,64	0,270
16	3,7	198	44	1	104	2,55	0,416

Tabela 3.3. Zestawienie średnic łożysk kulowych w odniesieniu do parametrów geometrycznych wybranych koparek i zwalówek produkcji niemieckiej

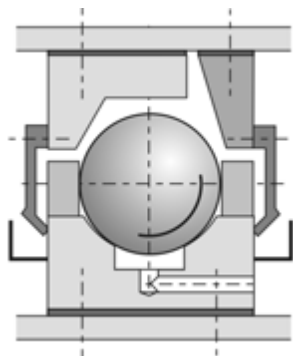
Wydajność teoretyczna	Pojemność czepaka	Odstęłość koła czepakowego /bębna rzutowego od osi łożyska	Masa maszyny	Położenie (odległość od osi łożyska) i masa balastu	Średnica łożyska
[m ³ /h]	[dm ³]	[m]	[tys. kg]	[m/ty.s. kg]	[m]
Koparki					
12500	5000	70	10500	55/900	20,0
6000	3500	70	6200	50/600+100	18,0
6000	4000	70	4600	55/650	16,0
Zwalowarki					
21500		100	4200	60/300	15,0
21500		100	4500	60/250	15,0
21500		100	4500	55/350	15,0
21500		100	4500	55/350	15,0
10000		100	2200	55/5	15,0
15500		120	2860	70/180	12,5
8800		150	2800	65/180	12,5
8800		110	1600	50/135	10,0

W mniej odpowiedzialnych łożyskach próbuje się wykonywać bieżnie z blach. Dla średnicy około 5 m każdy z pierścieni łożyska składa się z 2 segmentów. Przy średnicy około 14 m stosuje się już podział na 8 segmentów, a w przypadku łożysk o największych średnicach pierścieni może składać się nawet z 24 części. Poszczególne pierścienie łączone są ze sobą kształtowo za pomocą zamków.

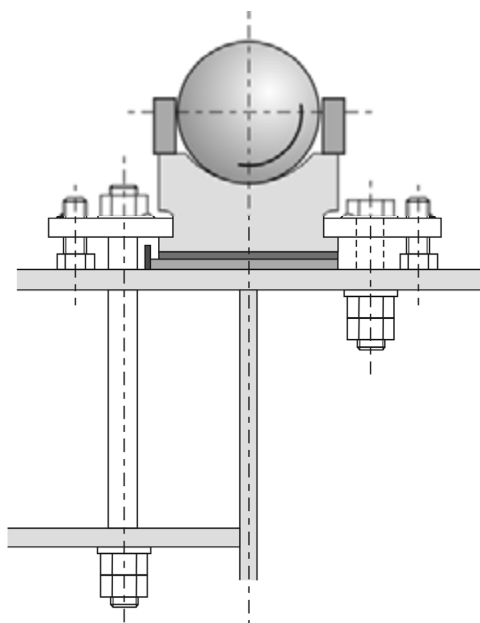
Ze względu na zaburzenie ciągłości bieżni na połączeniach segmentów, na końcu segmentów bieżni ma zmienioną geometrię przez obniżenie dna rowka, aby uniknąć inicjacji degradacji bieżni. Zazwyczaj obniżenie ma wartość około 5% średnicy kuli i jest wykonywane ze spadkiem około 1:10. Szczegółowe rozwiązania są objęte przez producentów tajemnicą. Rowki bieżni są wykonywane za pomocą wytaczarek lub tokarek karuzelowych. Bieżnie mogą mieć różną obróbkę cieplną oraz wykańczającą. Zaprojektowanie i wykonanie bieżni są zadaniami najbardziej złożonymi, a ich właściwa realizacja decyduje w największym stopniu o zdolności łożyska do spełniania swoich funkcji. W mało obciążonych strefach wykonuje się segmenty rewizyjne umożliwiające inspekcję łożyska bez konieczności podnoszenia nadwozia (rys. 3.9). W tym miejscu umieszczany jest także odpływ oleju smarującego łożysko.

Mocowanie pierścieni

Pierścienie łożyska są mocowane do podzespołów wsporczych bezpośrednio śrubami mocującymi (rys. 3.5–3.7, 3.9) lub przez elementy pośredniczące (rys. 3.10).

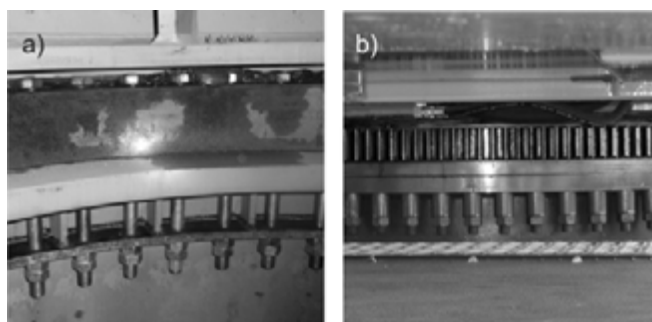


Rys. 3.9. Segmenty rewizyjne w łożu kulowym

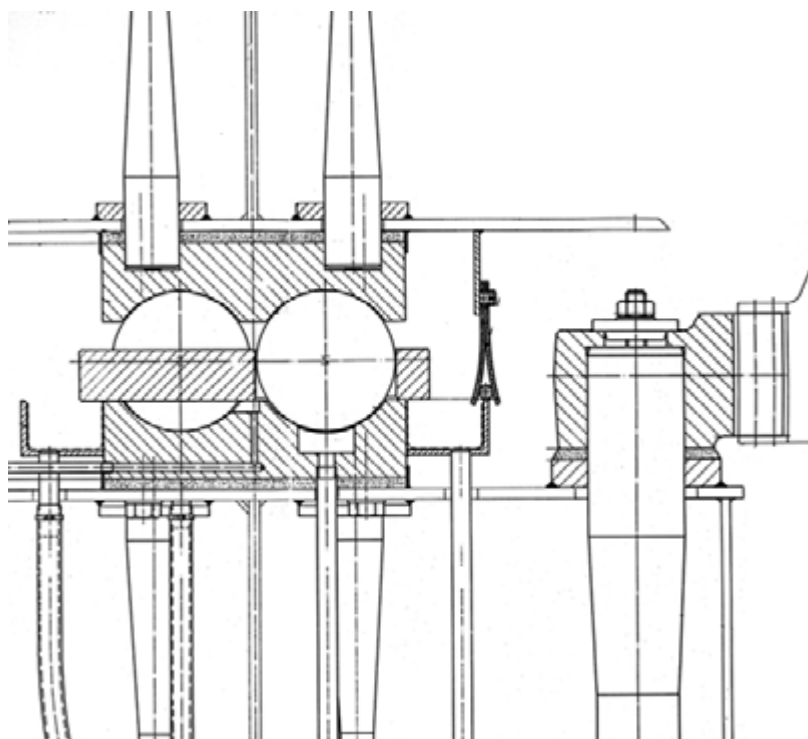


Rys. 3.10. Mocowanie przez elementy pośredniczące

Stosuje się śruby wytrzymałe klasy 8.8, 10.8, a nawet 12.9 z łbem, bezpośrednio wkręcane w pierścień łożyska lub w postaci szpilek (rys. 3.10). Wprowadzane są elementy dystansowe zwiększające podatność śrub i zmniejszające w ten sposób ich zakres naprężeń (rys. 3.10 i 3.11). Przenoszenie obciążeń promieniowych łoż kulowych i wieńców zębatych jest często realizowane przez dodatkowe trzpienie (rys. 3.5, poz. 15, rys. 3.12).



Rys. 3.11. Podatne śruby mocujące łożysko



Rys. 3.12. Trzpienie przenoszące siły promieniowe w łożu kulowym dwuszeregowym i wieńcu zębatym

Koszyki – separatory

Koszyk utrzymuje dystans pomiędzy elementami tocznymi, co zapewnia równomierną dystrybucję elementów tocznych po obwodzie łożyska, oraz zapobiega wzajemnemu tarcu elementów tocznych oraz nadmiernemu rozrzutowi kąta działania poszczególnych elementów tocznych (jeżeli koszyk prowadzi więcej niż 2 kule).

Koszyki w łożach kulowych maszyn podstawowych są wykonywane z grubej blachy i prowadzą od 2 kul (małe łożyska w koparkach łańcuchowych, np. Rs-560, średnica $D = 3,1$ m, kule $d = 110$ mm) do 5 kul w typowych łożyskach jednoszeregowych (SchRs-2000, średnica $D = 10$ m, kule $d = 150$ mm) i od 7 do 9 kul (koparka SchRs-4600.30) w łożyskach dwuszeregowych.

Grubość koszyka powinna być większa niż połowa odstępów pomiędzy bieżniami, aby nie następowało zakleszczanie koszyków przez zachodzenie jednego na drugi. Podczas wyznaczania odstępów powinno się uwzględnić możliwość luzowania elementów tocznych (większy odstęp między bieżniami nawet do kilkunastu milimetrów). Istnienie luzu między bieżnią górną a koszykiem umożliwia pracę łożyska.

W dużych łożyskach maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego o średnicy elementów tocznych większych niż 100 mm nie stosuje się zazwyczaj specjalnych elementów dystansowych w postaci wkładek ze stopów lekkich lub tworzyw sztucznych (rys. 3.13). W przypadku łożysk pozbawionych koszyków elementem dystansowym mogą być kule o średnicy mniejszej niż kule nośne o około 1,5%. Jest to rozwiązanie bardzo niekorzystne, gdyż liczba kul nośnych, czyli przenoszących obciążenie jest mniejsza o około 40% w odniesieniu do łożysk koszykowych. Nawet przy prawidłowo dobranych ze względu na obciążenia pojedynczej kuli łożyskach tego typu następuje szybka degradacja kul mimo dobrego stanu nawierzchni bieżni.

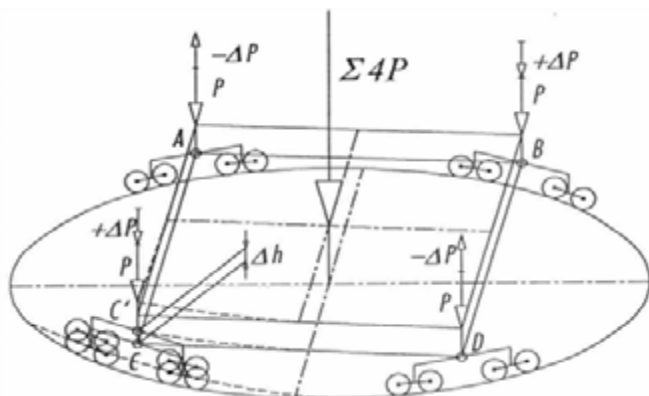


Rys. 3.13. Separatory w łożysku wieńcowym (TAKRAF)

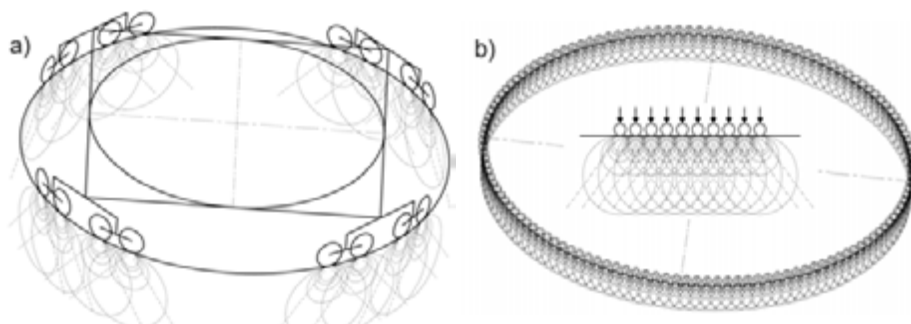
3.3. Wózki jezdne

Wózki jezdne były stosowane znacznie wcześniej niż łoża kulowe, co wiązało się z mniejszymi trudnościami technologicznymi rozwiązania konstrukcyjnego. Stosowano je w licznych koparkach wyprodukowanych w Polsce w latach 80. ubiegłego wieku. Na rysunku 3.14 pokazano schemat łożyskowania opartego na wózkach jezdnych. Obciążenie od nadwozia jest przekazywane przez układ wahaczy na zestaw kół jezdnych poruszających się po okręgu szyny (rys. 3.15).

W obrotnicach wózkowych powstają duże naciski punktowe pojawiające się na styku kół z bieżnią. W celu zapewnienia odpowiednio dużego pola stateczności stosuje się cztery wózki, przy czym w każdym wózku zamocowanych jest wahliwie kilka kół. Z powodu statycznie niewyznaczalnego podparcia przy każdej nierówności bieżni pojawia się nierównomierność obciążeń. Dlatego też niezwykle istotne jest dokładne wykonanie bieżni szynowej oraz zapewnienie jej odpowiedniej sztywności. Ponieważ



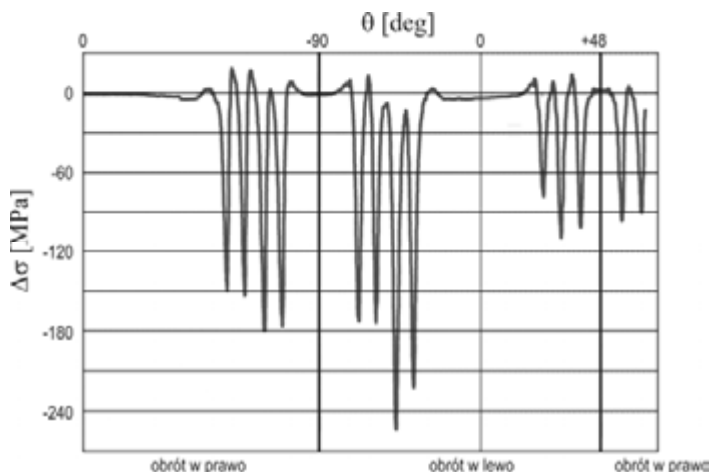
Rys. 3.14. Schemat łożyskowania wózkowego



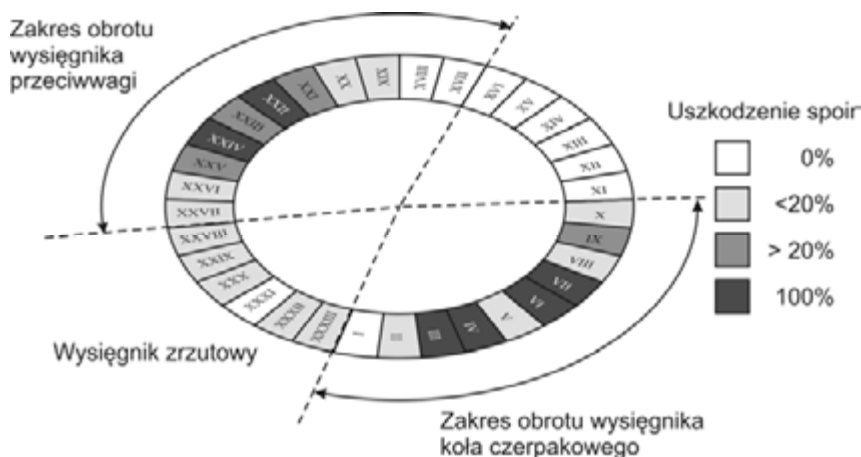
Rys. 3.15. Dystrybucja obciążenia na podspółce wsparczy:
a) „twardy” pod kołami wózków, b) „miękki” pod łożyskiem wieńcowym [245]

warunki te są trudne do spełnienia (praktycznie niemożliwe), poszukuje się innych rozwiązań obrotnic kołowych [372].

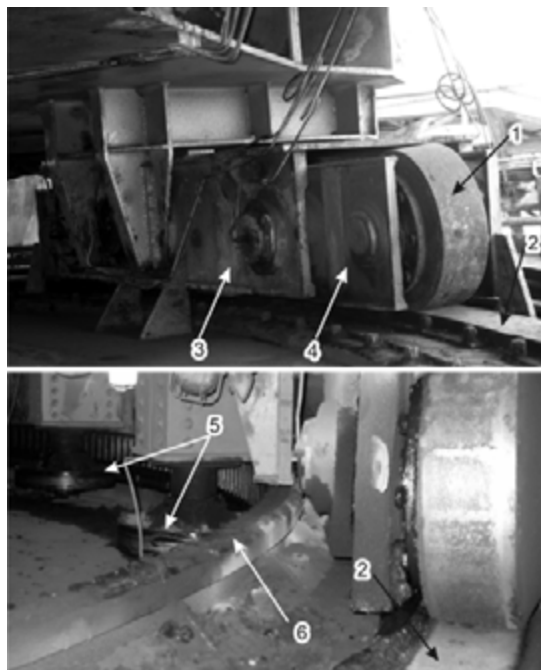
Dystrybucja obciążenia od kół jezdnych jest „twarda” w przeciwieństwie do dystrybucji wywoływanej przez łożysko wieńcowe, którą można określić jako „miękką” (rys. 3.15). Duże punktowo wprowadzane siły od kół jezdnych (rys. 3.16) są powodem szybkiej degradacji nie tylko szyny, ale konstrukcji wsporczej. W koparkach KWK–1500, w których nadwozie łożyskowane jest za pomocą obrotnicy wózkowej, w wyniku cyklicznych obciążeń nastąpiły pęknięcia spiny środka dźwigara pierścieniowego na długości od 30 do 50% obwodu (rys. 3.17).



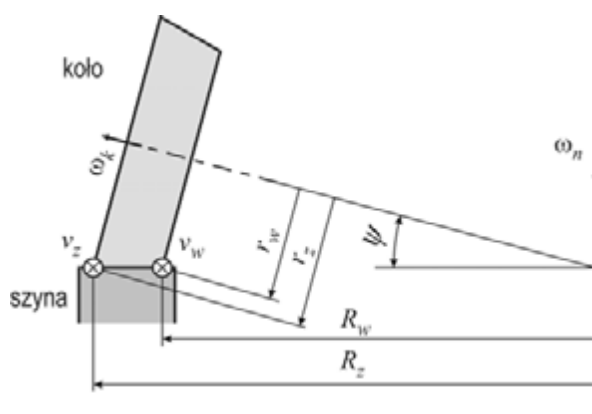
Rys. 3.16. Dystrybucja obciążenia na podzespół wsporczy – naprężenia w płaszczu dźwigara gąsienicowego pod szyną od kolejnych kół zestawu jezdnych [280]



Rys. 3.17. Procent uszkodzonej spoiny obwodowej w dźwigarze koparki kołowej KWK–500 [245]



Rys. 3.18. Wózek obrotu nadwozia koparki kołowej: 1 – koło, 2 – szyna jezdna, 3 – wahacz duży, 4 – wahacz mały, 5 – rolki prowadzące, 6 – wieniec zębaty



Rys. 3.19. Zależności geometryczne oraz kinematyczne w układzie koło jezdne – szyna

Koła jezdne są stożkowe, aby wyeliminować poślizgi wywołane różnicą promienia zewnętrznego i wewnętrznego szyny jezdnej (rys. 3.18).

Warunkiem koniecznym wystąpienia braku poślizgów jest równość stosunków promienia zewnętrznego r_z i wewnętrznego r_w koła jezdnego oraz promienia zewnętrznego R_z i wewnętrznego R_w szyny jezdnej (rys. 3.19):

$$\frac{r_w}{r_z} = \frac{R_w}{R_z} \quad (3.1)$$

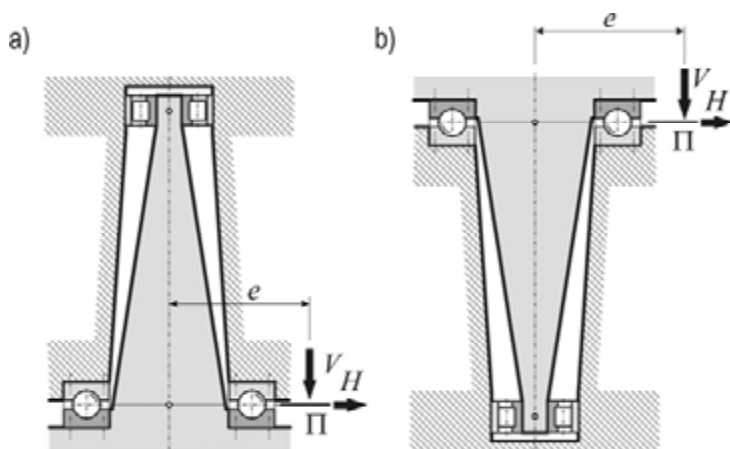
Wówczas istnieje możliwość przyjęcia wartości zerowej przez prędkości v_z i v_w . Ponieważ powierzchnia szyny jest płaska, oś koła musi być odchylona o kąt ψ , który można wyznaczyć z zależności:

$$\psi = \arcsin \frac{r}{R} \quad (3.2)$$

Koła jezdne nie przenoszą sił poziomych i niezbędne jest wprowadzenie dodatkowych kół: rolek, które przejmą siły poziome (rys. 3.17), lub zastosowanie czopa królewskiego. Wskutek deformacji podzespołów wsporczych koła jezdne poruszają się mimośrodowo względem osi szyny i nie przenoszą równomiernie obciążenia na całą tworzącą, przez co skręcany jest pas górny dźwigara pierścieniowego. Zatarłe sworznie wahaczy powodują dużą nierównomierność obciążenia kół jezdnych w zestawie (rys. 3.15).

3.4. Łożyskowanie słupowe

Łożyskowanie słupowe stosowano przed erą łożysk wieńcowych do przenoszenia obciążeń z nadwozia w maszynach roboczych i dźwigowych charakteryzujących się dużym momentem wywrotnym, gdy łożyskowanie wózkowe nie zapewniłoby odpowiedniej stateczności. Na rysunku 3.20 pokazano typowe schematy łożyskowania słupowego ze słupem stałym i słupem ruchomym. Słup stały jest związany z pod-



Rys. 3.20. Łożyskowanie słupowe: a) słup stały, b) słup ruchomy

woziem, słupek ruchomy obraca się razem z nadwoziem. Taką postać łożyskowania zastosowano między innymi w wiatraku z Sprowston, z którego pochodzi najstarsze zachowane łożysko.

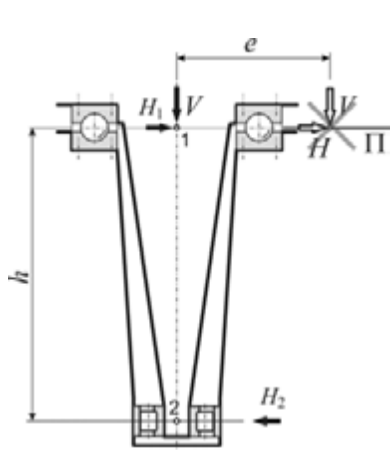
Słupek stały wykorzystywany był do łożyskowania koparek, słupek ruchomy najczęściej stosowano w żurawicach. Niezależnie od rodzaju słupa układ łożyskowania składa się z dwóch współosiowych łożysk, z których jedno przenosi wyłącznie obciążenia promieniowe (rys. 3.21). Taki schemat obciążenia jest statycznie wyznaczalny. Mimośrodowa siła osiowa V , obciążająca układ łożysk, może być zastąpiona siłą osiową o tej samej wartości i parą sił promieniowych równoważących moment wywrotny od mimośrodu e .

Z równań równowagi sił i momentów w płaszczyźnie Π łożyska przenoszącego zarówno siłę osiową, jak i promieniową można wyznaczyć wartości tych sił:

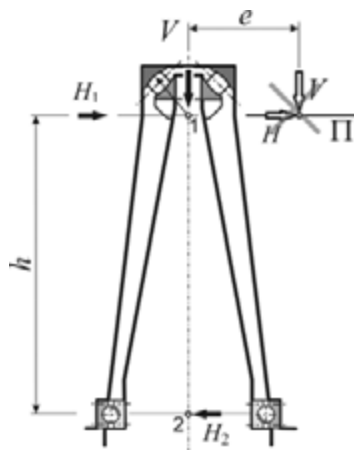
$$\sum H = 0, \quad \sum V = 0, \quad \sum M_1 = 0 \Rightarrow H_2 = \frac{eV}{h}, \quad H_1 = H + \frac{eV}{h} \quad (3.3)$$

Poszczególne łożyska układu mogą być realizowane przez różne rodzaje łożysk tocznych, koła jezdne w wózkach lub łożyska ślizgowe. Na rysunku 3.22 pokazano słupek prosty z łożyskiem skośnym, baryłkowym i schemat obciążeń tego układu. Żuraw *offshore*, przedstawiony na rysunku 3.23, ma górne łożysko toczne i dolne ślizgowe.

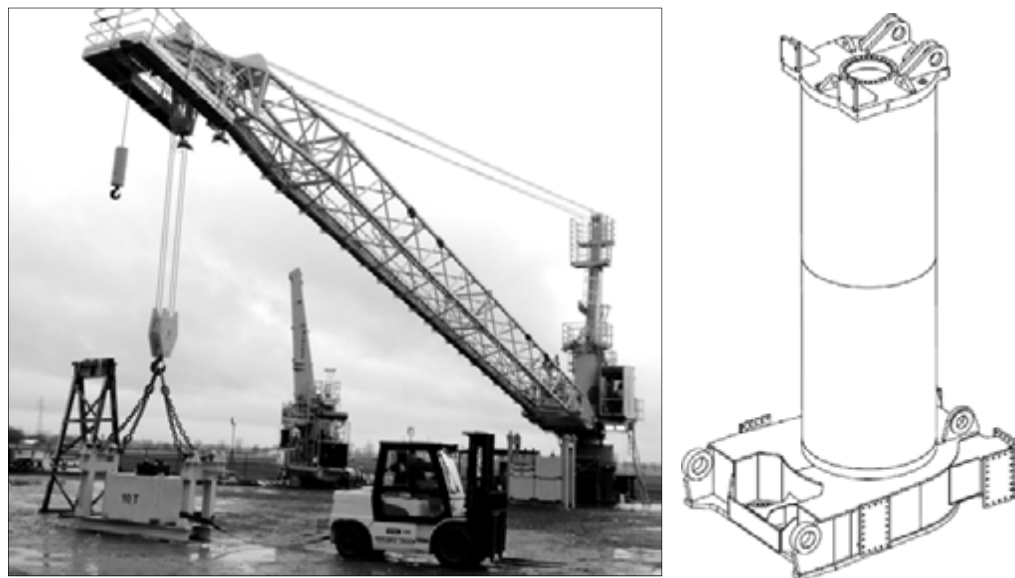
Wadą łożyskowania słupowego ze słupem jest silny wirujący moment zginający słupek stały. W słupie ruchomym słupek jest obciążony momentem działającym naprzemiennie. Zaletą łożyskowania słupowego jest prosta statycznie wyznaczalna struktura, mały rozmiar łożysk oraz duża zdolność do przenoszenia dużych momentów wywrotnych i obciążeń promieniowych.



Rys. 3.21. Schemat obciążeń łożysk – słupek odwrócony z łożem kulowym



Rys. 3.22. Schemat obciążeń łożysk – słupek prosty z łożyskiem baryłkowym



Rys. 3.23. Przykład łożyskowania słupowego ze słupem stałym
– żuraw *offshore* (PROTEA) i tuleja nadwozia

3.5. Stosunki wymiarowe w łożach kulowych

W projektowaniu łożyska konieczny jest wstępny dobór parametrów geometrycznych.

Najbardziej istotnymi parametrami wpływającymi na nośność łożyska są:

- wskaźnik średnicowy w_s definiowany jako stosunek średnicy podziałowej łożyska D_p do średnicy elementu tocznego d ,
- współczynnik wypełnienia rzędu łożyska w_w równy ilorazowi sumy średnic elementów tocznych leżących na okręgu podziałowym $z \times d$ przez długość okręgu πD_p ,
- w przypadku łożysk kulowych, współczynnik przystawiania kuli do bieżni s (stosunek promienia kuli r_k do promienia rowka bieżni r_b),
- kąt działania elementów tocznych φ , mierzony od płaszczyzny łożyska.

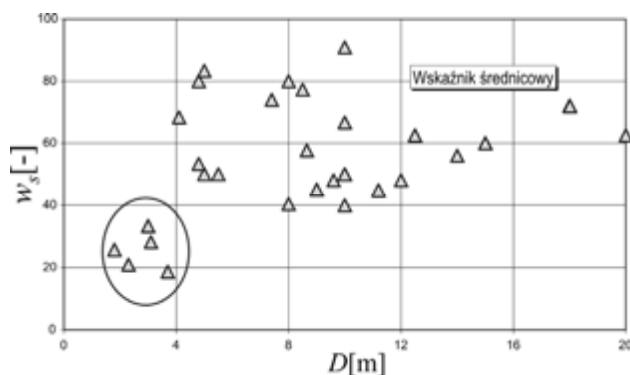
W tabeli 3.4 zestawiono wartości parametrów geometrycznych dla kilkudziesięciu eksploatacyjnie sprawdzonych łożysk wieńcowych ze szczególnym uwzględnieniem łożysk kulowych stosowanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego w Polsce i w Niemczech.

Tabela 3.4. Podstawowe parametry geometryczne łożysk wieńcowych

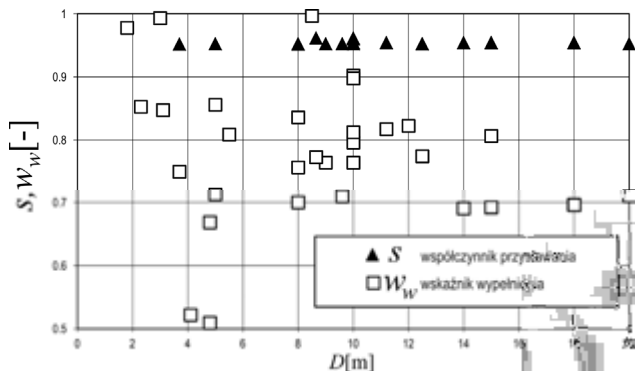
Parametr geometryczny	Liczba rzędów kul	Łożyska wieńcowe katalogowe wg [99, 194, 246, 297]			Łoża kulowe w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego wg [380]		
		min	średnia	max	min	średnia	max
Średnica łożyska D_p [m]				6	1,8	9,37	20
Średnica kul d_k [mm]				70	60	169	320
Liczba kul z					44	162	315
Wskaźnik średnicowy $w_s = D_p/d_k$	2	41		85			
	1	20		77	18,68	56	90,09
Współczynnik wypełnienia rzędu łożyska $w_w = z d_k / \pi D_p$	2	0,71	0,86	0,99			
	1	0,50	0,75	0,96	0,496	0,766	0,99
Współczynnik przystawania kulki do bieżni $s = d_k/2r_b$	2	0,96		0,97			
	1	0,90		0,97	0,952	0,954	0,962

Łoża kulowe stosowane w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego różnią się od typowych katalogowych łożysk wieńcowych. Przyjmuje się w nich większy wskaźnik średnicowy w_s , natomiast współczynnik wypełnienia rzędu łożyska w_w jest dla obydwu rodzajów łożysk porównywalny. W łożach kulowych można zauważyć wraz ze wzrostem średnicy podziałowej tendencję wzrostową współczynnika średnicowego w_s (rys. 3.24) oraz zmniejszenie spadku współczynnika wypełnienia w_w (rys. 3.25).

Wartość współczynnika przystawania kulki do bieżni s w łożach kulowych jest stała, niezależnie od producenta i średnicy łożyska, i wynosi ok. 0,96 (rys. 3.25).



Rys. 3.24. Wskaźnik średnicowy a średnica podziałowa łożyska



Rys. 3.25. Współczynnik przystawania (trójkąty – linia przerywana) i współczynnik wypełnienia rzędu (kwadraty – linia ciągła) a średnica podziałowa

Na przykładzie łoża kulowego z jednym szeregiem kul można pokazać wpływ poszczególnych parametrów geometrycznych na parametry łożyska.

Nośność jednej kuli C_k jest proporcjonalna do kwadratu średnicy elementu tocznego d :

$$C_k \sim d^2 \quad (3.4)$$

Liczba elementów tocznych z w rzędzie zależy od obwodu łożyska, średnicy kuli i współczynnika wypełnienia w_w , i jest równa:

$$z = \frac{\pi D}{d} w_w \quad (3.5)$$

Nośność całego łożyska C jest proporcjonalna do:

$$C \sim z d^2 \sim \frac{\pi D}{d} w_w d^2 \quad (3.6)$$

Po uwzględnieniu definicji wskaźnika średnicowego:

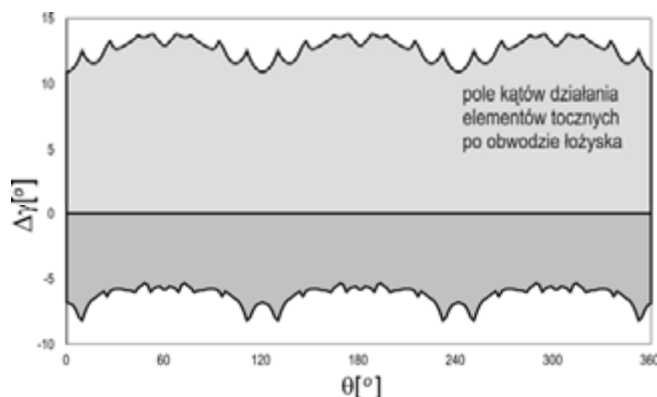
$$C \sim \pi D^2 \frac{w_w}{w_s} \quad (3.7)$$

Im mniejszy jest wskaźnik średnicowy, tym większa jest nośność łożyska. Ważną zaletą stosowania dużych elementów tocznych jest zmniejszenie wrażliwości na odchyłki wykonania podzespołów wsporczych oraz deformacje giętne podzespołów wsporczych po obciążeniu. Zwiększenie wielkości elementów tocznych okupione jest jednak mniej spokojnym ruchem oraz znacznym zwiększeniem masy łożyska. Jednak gdy masa nadwozia jest rzędu od kilkuset do kilku tysięcy ton, nie wydaje się to istotne. Znacznie ważniejsza jest możliwość zachowania lub nawet zmniejszenia średnicy łożyska, która jest wymiarująca dla całego ustroju nośnego podwozia oraz dużej części nadwozia.

Wzrost współczynnika wypełnienia rzędu łożyska liniowo zwiększa jego nośność. Jego wartość jest ograniczona ze względu na wytrzymałość koszyków.

Wzrost współczynnika przystawiania kuli do bieżni zmienia geometrię strefy kontaktu i zwiększa nośność pojedynczego elementu tocznego, z tym że przy dużych jego wartościach rosną opory ruchu i co jest najistotniejsze rośnie prawdopodobieństwo zakleszczania kul w wyniku względnych przemieszczeń poprzecznych pierścieni łożyska oraz ich deformacji.

W łożyskach dwurzędowych nominalne kąty działania elementów tocznych γ przyjmowane są w granicach $45 \div 80^\circ$ [194]. Im większy w obciążeniu łożyska udział sił poprzecznych, tym mniejsza powinna być wartość kąta działania elementów tocznych. W łożyskach jednorzędowych najczęściej przyjmuje się $\gamma = 0^\circ$. W wyniku działania luzów i odkształceń układu *bieżnia–element toczny* oraz deformacji pierścieni (ugięcia konstrukcji wsporczej) następuje zmiana kąta działania elementów tocznych. W łożyskach dwurzędowych wynieść ona może od 9 do 17° [194]. W łożyskach jednorzędowych (bieżnie kulowe) w dużych łożyskach odchyłki kąta działania $\Delta\gamma$ mogą wynieść nawet do 25° . Należy podkreślić, że kąt działania jest wartością zmienną i jest różny dla poszczególnych elementów tocznych w obrębie jednego szeregu, co zostało potwierdzone na drodze numerycznej i doświadczalnej. Na rysunku 3.26 pokazano przykładowy rozkład kątów działania elementów tocznych po obwodzie łożyska.



Rys. 3.26. Zakres zmienności kąta działania elementów tocznych w łożysku zwałowarki ZGOT–12500.75 (symulacja numeryczna)

3.6. Podsumowanie

Wielkogabarytowe toczne węzły obrotowe charakteryzują się zróżnicowaną budową. Obecnie najczęściej stosowanym rozwiązaniem konstrukcyjnym do łożyskowania typowych maszyn roboczych i dźwigowych, takich jak koparki jednonaczyniowe,

żurawie budowlane itp. są katalogowe łożyska wieńcowe. Przedstawione w rozdziale przykłady rozwiązań katalogowych łożysk wieńcowych obejmują najczęściej stosowane ich postaci. Oferta producentów łożysk katalogowych jest silnie zunifikowana, mimo braku skodyfikowanych norm. Różnice występują w rozmiarach charakterystycznych typoszeregów i sposobie obróbki cieplnej bieżni. W przypadku poszukiwania zamienników praktycznie niemożliwe jest zastąpienie uszkodzonego łożyska katalogowego nowym łożyskiem katalogowym oferowanym przez innego producenta, szczególnie w łożyskach z wieńcem zębatym. „Mniejsi” producenci oferują niekiedy wykonanie łożysk „na wymiar” przez dostosowanie rozmieszczenia śrub montażowych.

Duże łożyska, o średnicach podziałowych powyżej 5 m, są wykonywane jednostkowo na specjalne zamówienie. Najczęściej eksploatator łożyska ma uproszczoną dokumentację zawierającą wymiary gabarytowe łożyska, liczbę i średnicę kul. Identyfikacja geometrii nie stanowi wówczas problemu. W przypadku braku dokumentacji otwory pod śruby montażowe w bieżniach można wykonać podczas montażu łożyska. Odrębnym zagadnieniem jest odtworzenie waunków obróbki cieplnej bieżni łożyska oraz użębenia i uzyskanie odpowiedniej nośności. W przypadku stosowania zamienników od innego producenta konieczne jest ponowne przeliczenie nośności łożyska. Problemem jest długi czas oczekiwania na zamówione łożysko.

Rozwiązania wykorzystujące słupy mogą zawierać maszynowe łożyska katalogowe lub łożyska projektowane indywidualnie. Ze względu na przenoszenie momentów wyrotnych przez słup, łożyska te charakteryzują się stosunkowo małą średnicą i są relatywnie tanie.

Pozostałe rozwiązania, takie jak wózki jezdne i inne rozwiązania niestandardowe stosowane są rzadko, ze względu na ich archaiczność lub brak zdefiniowanych procedur obliczeniowych. Niektórzy klienci z krajów trzeciego świata preferują takie rozwiązania z uwagi na ich niską cenę, łatwość naprawy i możliwość jej realizacji na miejscu.

Przedstawione postaci niekatalogowych rozwiązań konstrukcyjnych obejmują wszystkie podstawowe ich grupy, co może stanowić podstawę do syntezy nowych rozwiązań.

4. Zjawiska na styku elementu tocznego i bieżni

Szybki rozwój techniki łożyskowej na przełomie XIX i XX wieku wyprzedził znacznie rozwój podstaw teoretycznych. Brak było rozpoznania zjawisk zachodzących w łożyskach oraz modeli obliczeniowych. W wyniku sprężystości materiałów, pod działaniem obciążenia, styk punktowy przechodzi w styk powierzchniowy. Zagadnienie ugięcia na styku dwóch ciał o sferycznych powierzchniach pierwszy w 1880 r. rozwiązał Heinrich Hertz (rys. 4.1) w *Über die Berührung fester elastischer Körper* [96], podczas prac nad dyfrakcją światła [379]. Polski uczoney z Politechniki Lwowskiej prof. Tytus Maksymilian Huber (rys. 4.2) w roku 1904 w pracy *Zur Theorie der Berührung fester elastischer Körper* podał rozwiązanie zagadnienia styku dwóch nieskończenie długich walców.

Zależności wyprowadzone przez obydwu uczonych i ich rozwinięcie do dziś, zwane często wzorami hertzowskimi, są z powodzeniem stosowane w analizie zagadnień związanych z przenoszeniem dużych obciążeń pomiędzy elementami przez niewielkie powierzchnie, a zatem w układach *element toczny-bieżnia*, *kolo-szyna* itp.



Rys. 4.1. Heinrich Hertz



Rys. 4.2. Tytus Maksymilian Huber

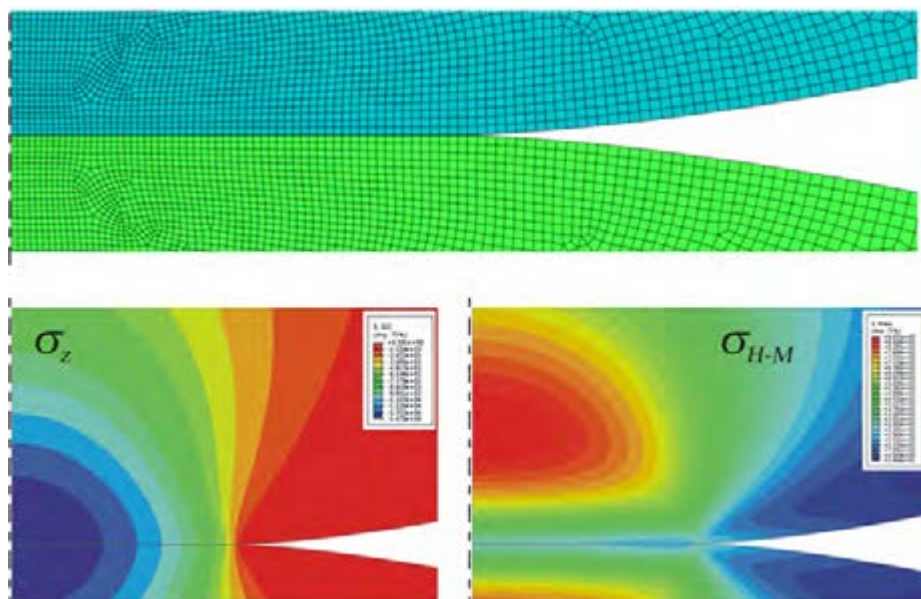
W licznych próbach doświadczalnych przeprowadzanych na przełomie XIX i XX wieku przez Auerbacha 1891 [1], Stribecka 1907 [359], Föppla 1936 [66] w celu określenia metod badania twardości, stwierdzano niezgodność pomiędzy wynikami eksperymentalnymi a teoretycznymi. Obecnie stosowane metody numeryczne umożliwiają uzyskanie bardzo dokładnych wyników. Na rysunku 4.3 pokazano skończoneelementowy model osiowosymetryczny styku dwóch kul oraz uzyskane wyniki w postaci ciśnienia oraz naprężeń Hubera–Misesa.

Na wykresie (rys. 4.4) porównano wyznaczone teoretycznie i zmierzone wartości maksymalnego naprężenia normalnego (ciśnienia) p_{\max} na powierzchni kontaktu w funkcji obciążenia właściwego kuli (siła F podzielona przez kwadrat średnicy kuli d):

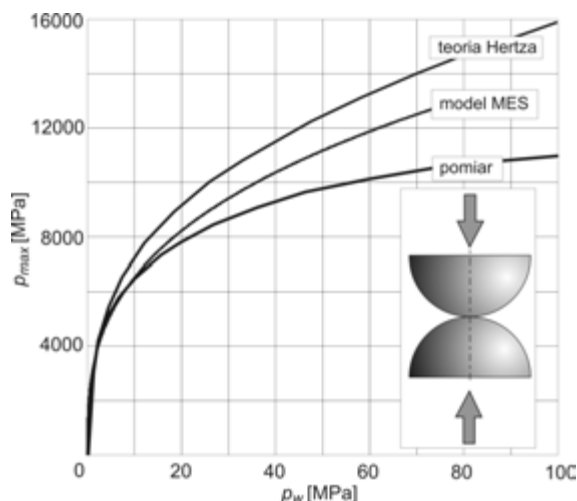
$$p_w = \frac{F}{d^2}$$

Maksymalne ciśnienie na styku dwóch nieskończenie długich walców podał, przyjmując podobne założenia, Huber [97].

Maksymalna wartość ciśnienia obliczonego według teorii Hertza $p_{H\max}$ stała się wskaźnikiem wymiarującym połączenia kontaktowe [97]. Z obserwacji wynikało jednak, że inicjacja zniszczenia nie następuje na powierzchni ciała, ale pod powierzchnią na pewnej głębokości. Dało to asumpt do wyznaczenia pola naprężeń wgłąb stykających się ciał. W I połowie XX wieku opublikowano liczne prace dotyczące rozkładu



Rys. 4.3. Wycinek modelu styku dwóch kul: siatka elementów skończonych (na górze) oraz warstwy naprężeń w kierunku prostopadłym do powierzchni styku oraz warstwy naprężeń Hubera–Misesa



Rys. 4.4. Maksymalny docisk na powierzchni kontaktu dwóch kul w funkcji obciążenia właściwego kuli: wg teorii Hertza, wyznaczony eksperymentalnie i obliczony metodą elementów skończonych

naprężeń pod powierzchnią styku (Bielajew [8], Weber [370], Lundberg [166], Jones [104]). Stwierdzono, że najbardziej wyteżony punkt według hipotezy Hubera–Misesa znajduje się pod powierzchnią. Punkt ten często nazywa się punktem Bielajewa.

Wyniki tych prac pozwoliły na obliczanie typowych łożysk tocznych przeznaczonych do łożyskowania elementów maszyn z dokładnością zadowalającą w praktyce inżynierskiej. Podwaliny pod do dziś stosowane algorytmy obliczeń trwałości łożysk położyli Lundberg i Palmgren [167, 168]. Wieloletnia praktyka potwierdziła przydatność tych metod do doboru łożysk dla typowych zastosowań. Większość norm [101, 219, 221] oraz zaleceń katalogowych [60] i podręczników [64] zaleca do dziś stosowanie tych zależności, często z niewielkimi tylko modyfikacjami uwzględniającymi np. parametry tribologiczne łożyska [296].

Z powszechności stosowania łożysk wynika obfitość publikacji dotyczących wszelkich aspektów łożysk tocznych i dlatego dalsze rozważania ograniczone zostaną wyłącznie do łożysk wielkogabarytowych.

4.1. Teoria Hertza

Model kontaktu wyprowadzony przez Hertza opierał się na założeniach [91, 97, 103], stanowiących znaczące ograniczenie jej stosowalności:

- powierzchnia kontaktu jest mała w stosunku do promieni krzywizny stykających się ciał,
- powierzchnia kontaktu jest płaska,

- pomiędzy ciałami nie ma tarcia, co oznacza, że wypadkowa obciążenia musi być normalna do powierzchni kontaktu,
- materiały obydwu ciał są jednorodne, i pozostają w zakresie liniowym $\sigma(\varepsilon)$,
- nie są uwzględniane ograniczenia geometryczne stykających się ciał,
- nie jest uwzględniane także ich niejednorodne podparcie,
- obciążenie jest statyczne.

Kształt powierzchni dwóch stykających się ciał jest określony przez promienie krzywizny r_{11} , r_{12} ciała pierwszego i r_{21} , r_{22} ciała drugiego. Dodatnia wartość promienia oznacza krzywiznę wypukłą, a ujemna wklęsłą (rys. 4.5). Powierzchnie główne obydwu ciał są obrócone względem siebie o kąt ω .

Równania powierzchni stykających się wokół punktu O ciał (rys. 4.6) mają postać:

$$z_i = A_i x^2 + B_i y^2 + 2C_i xy \Big|_{i=1,2} \quad (4.1)$$

gdzie A , B i C – współczynniki poszczególnych powierzchni.

Początkowa odległość pomiędzy dwoma punktami S_1 i S_2 mającymi te same współrzędne x i y jest równa:

$$z_1 + z_2 = \sum A_i x^2 + \sum B_i y^2 + 2 \sum C_i xy \quad (4.2)$$

Możliwy jest wybór nowego układu współrzędnych XY takiego, że ΣC będzie równe 0 i wówczas:

$$z_1 + z_2 = Ax^2 + By^2 \quad (4.3)$$

Jeżeli pod wpływem obciążenia ciała zbliżą się o wartość δ , a punkty S_1 i S_2 ulegną zetknięciu, przemieszczając się odpowiednio o δ_1 i δ_2 , to:

$$\delta_1 + \delta_2 = \delta - Ax^2 - By^2 \quad (4.4)$$

Przyjmując eliptyczny kształt powierzchni styku o nieznanach jeszcze półosiach a i b oraz mimośrodowości:

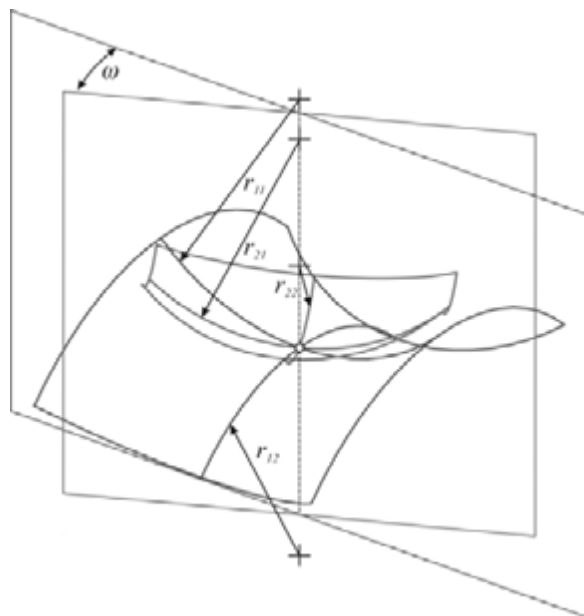
$$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \quad (4.5)$$

i stosunku $k = b/a$ oraz zakładając elipsoidalny kształt rozkładu nacisków:

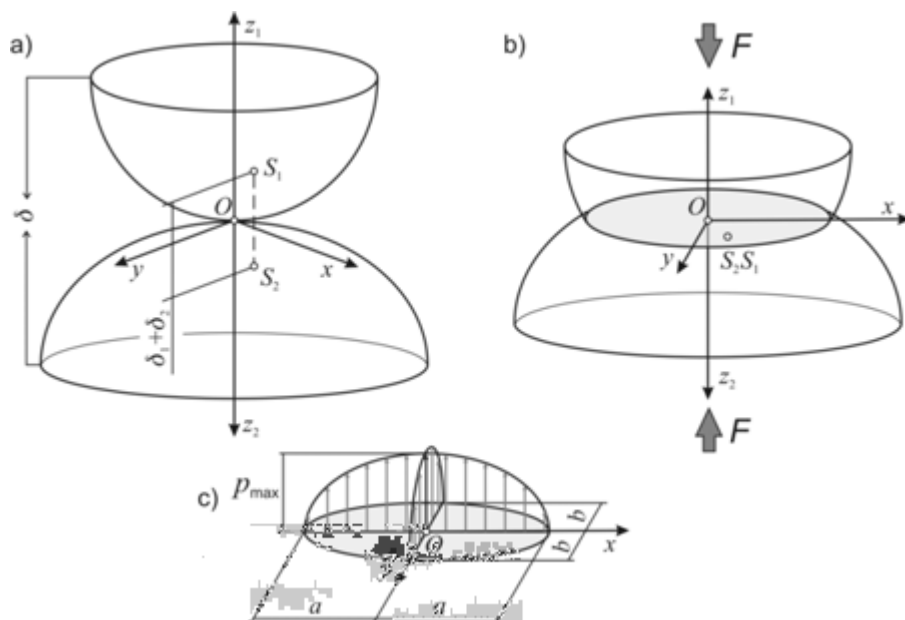
$$p = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (4.6)$$

uzyskuje się statyczne równanie równowagi:

$$F = \int_A p dA \quad (4.7)$$



Rys. 4.5. Położenie głównych płaszczyzn krzywizn stykających się ciał



Rys. 4.6. Styk dwóch krzywoliniowych ciał: a) przed ugięciem, b) ugięte o wartość δ pod wpływem działania siły, c) rozkład ciśnienia na powierzchni styku

a maksymalna wartość ciśnienia na powierzchni styku wynosi:

$$P_{\max} = \frac{3F}{2\pi ab} \quad (4.8)$$

Wykorzystując równanie Boussinesqa ugięcia półprzestrzeni sprężystej obciążonej siłą skupioną, otrzymuje się:

$$\delta_i = \frac{1-\nu_i}{E_i} b p_{\max} \left[K - \frac{1}{e^2} (K-L) \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(K - \frac{1}{e^2} (K-L) \right) \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right] \quad (4.9)$$

gdzie:

$$K = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 \varphi}}, \quad L = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \quad (4.10)$$

są całkami eliptycznymi po powierzchni styku zależnymi od mimośrodowości elipsy.

Równanie (4.9) przyjmuje wówczas postać:

$$\sum_{i=1,2} \frac{1-\nu_i}{E_i} b p_{\max} \left[K - \frac{1}{e^2} (K-L) \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(K - \frac{1}{e^2} (K-L) \right) \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right] = \delta - A_0 x^2 - B_0 y^2 \quad (4.11)$$

Po przyrównaniu wyrażen przy x^2 i y^2 uzyskuje się:

$$a = \mu^3 \sqrt{\frac{3}{2} \frac{F}{\sum \rho} \left(\sum_{i=1,2} \frac{(1-\nu_i)^2}{E_i} \right)}, \quad b = \mu k^3 \sqrt{\frac{3}{2} \frac{F}{\sum \rho} \left(\sum_{i=1,2} \frac{(1-\nu_i)^2}{E_i} \right)} \quad (4.12)$$

gdzie

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{2L}{\pi k^2}} \quad (4.13)$$

Zbliżenie ciał jest równe:

$$\delta = \frac{2K}{\pi \mu} \sqrt[3]{\frac{9}{32} F^2 \sum \rho \left(\sum_{i=1,2} \frac{1-\nu_i}{E_i} \right)^2} \quad (4.14)$$

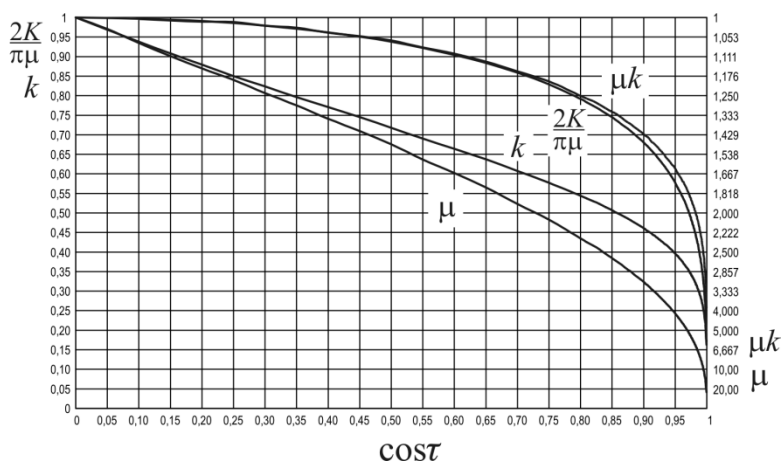
Z zależności geometrycznych wynika, że:

$$\cos \tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22}) \cos 2\omega + (\rho_{21} - \rho_{22})^2}}{\sum \rho} \quad (4.15)$$

Jednocześnie:

$$\frac{B-A}{B+A} = \frac{(1+k^2)L - 2k^2K}{(1-k^2)L}. \quad (4.16)$$

Po przyrównaniu stron otrzymuje się równanie, z którego można wyznaczyć mimośród elipsy pola styku e . Wówczas możliwe jest wyznaczenie μ (wzór (4.13)), a następnie wymiarów pola styku a i b (wzór (4.12)) i maksymalnej wartości ciśnienia na powierzchni styku p_{\max} (wzór (4.8)) i wartości ugięcia δ (wzór (4.14)). Ze względu na występowanie w równaniach (3.15) i (3.16) całek eliptycznych ich rozwiązanie sprawia wiele trudności, dlatego korzysta się z tablic lub wykresów, które podają wartości μ , k , μk , $2K / \pi\mu$ w funkcji $\cos\tau$ (rys. 4.7).



Rys. 4.7. Diagram do wyznaczania współczynników μ , k , μk i $(2K / \pi\mu)$

Do celów praktycznych możliwe jest skorzystanie z rozwiązań przybliżonych. Współczynniki są aproksymowane funkcjami wykładniczymi i potęgowymi. Przykładową postać funkcji aproksymujących i wartości współczynników zestawiono w tabeli 4.1.

4.2. Styk punktowy – układ kula–bieżnia

W wielkogabarytowych łożyskach tocznych materiałem stosowanym na elementy toczne i bieżnie jest stal, a płaszczyzny główne powierzchni obydwu współpracujących elementów są tożsame. Wówczas wzory wyprowadzone w rozdziale 4.1 ulegają wydatnemu uproszczeniu.

Tabela 4.1. Funkcje aproksymujące wartości całek eliptycznych

Postać funkcji aproksymującej w dziedzinie $\cos \tau \in [0; 0,9995)$	Wartości współczynników	R^2
$\mu = ab^\tau \tau^c$	$a = 1,89361165784469$	0,99998
	$b = 0,813372133534685$	
	$c = -0,736539259100891$	
$k = a + b\tau^3 + c\tau^{0,5}$	$a = 6,94539243599705 \times 10^{-2}$	0,99992
	$b = 5,32126573941789 \times 10^{-2}$	
	$c = 0,57554886991669$	
$\frac{2K}{\pi\mu} = a + b\tau^2 + c\tau^{0,5}$	$a = -2,22409668488327 \times 10^{-2}$	0,99999
	$b = -0,13879520959328$	
	$c = 1,08771414386937$	

Ugięcie układu *element toczny–bieżnia*

Pod wpływem działania siły F , w wyniku odkształcenia stykające się ciała zbliżają się o wartość δ (rys. 4.4):

$$\delta = 1,5 \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{(1-\nu^2)^2}{E^2} \frac{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}{3} F^2} \quad (4.17)$$

gdzie: E – moduł sprężystości podłużnej, ν – liczba Poissona.

Równanie (4.17) można zapisać dla kuli o średnicy d w postaci bezwymiarowej:

$$\frac{\delta}{d} = C_\delta \left(\frac{p_w}{E} \right)^\eta \quad (4.18)$$

gdzie: p_w – obciążenie właściwe kuli, d – średnica kuli.

Stałe C_δ , η dla łożyska wieńcowego kulowego są równe po uwzględnieniu definicji obciążenia właściwego p_w , współczynnika przystawiania kuli do bieżni s , wskaźnika średnicowego w_s (tab. 3.4) oraz kąta działania elementu tocznego φ

$$C_\delta = 1,5 \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{2}{3} (1-\nu^2)^2 \left(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s \right)} \quad (4.19)$$

$$\eta = 2/3 \quad (4.20)$$

W układzie *bieżnia–kula–bieżnia* (BKB) całkowite ugięcie jest równe sumie ugięć pojedynczych układów *element toczny–bieżnia*.

Pole styku

W łożysku wieńcowym kulowym po uwzględnieniu zależności (4.2) oraz współczynnika przystawiania kuli do bieżni s i wskaźnika średnicowego w_s (tab. 3.4), dla

równych wartości modułu sprężystości podłużnej i liczby Poissona półosie elipsy styku są równe (rys. 4.4):

$$\frac{a}{d} = 2\mu \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{(1-\nu^2)}{(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s)} \frac{p_w}{E}} \quad (4.21)$$

$$\frac{b}{d} = 2\mu \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{(1-\nu^2)}{(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s)} \frac{p_w}{E}} \quad (4.22)$$

Rozkład nacisków

Rozkład nacisków ma postać elipsoidy (rys. 4.6). Maksymalne ciśnienie dla łożyska wieńcowego jest równe:

$$p_{\max} = \frac{1,5}{\pi\mu\kappa} \sqrt[3]{\left(\frac{2}{3} \frac{E(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s)}{(1-\nu^2)}\right)^2} p_w \quad (4.23)$$

Naprężenia podpowierzchniowe

Bielajew stwierdził, że największe wyężenie materiału w strefie kontaktu, określone według hipotezy największych naprężeń stycznych, nie występuje na powierzchni styku, lecz znajduje się na pewnej głębokości h , na której naprężenia styczne osiągają maksymalną wartość [9].

$$h_{\tau_{\max}} = 0,467a \quad (4.24)$$

gdzie a – promień powierzchni styku.

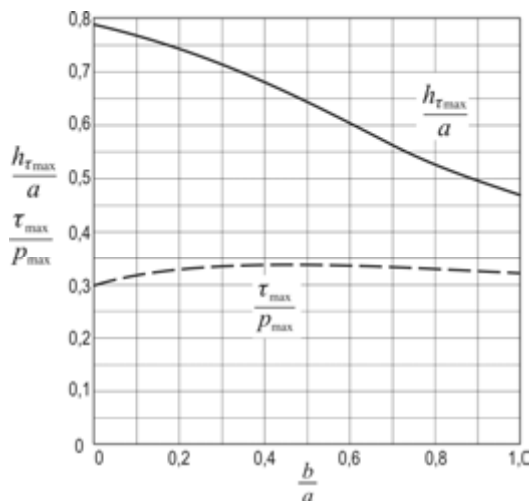
Podczas docisku dwóch kul położenie punktu najbardziej wyężonego określone według hipotezy energetycznej podał Huber [97]. Wówczas:

$$h_{\sigma_{\text{HM}}} = 0,48a \quad (4.25)$$

a maksymalne naprężenie zastępcze wynosi:

$$\sigma_{\max \text{ HM}} = 0,62p_{\max} \quad (4.26)$$

Rozkład naprężeń zależy od kształtu powierzchni styku. Na rysunku 4.8 pokazano wykres zmienności największego naprężenia stycznego oraz położenia najbardziej wyężonego punktu w funkcji stosunku półosi elipsy styku b/a .



Rys. 4.8. Wartość i położenie punktu największego naprężenia stycznego τ_{\max} [86]

Drugim, oprócz punktu największych naprężeń stycznych τ_{\max} , punktem charakterystycznym jest punkt występowania największych naprężeń stycznych w płaszczyźnie równoległej do powierzchni $\bar{\tau}_{\max}$ [91]. Wynika to z szczególnie niebezpiecznego charakteru zmienności tych naprężeń. Po obu stronach płaszczyzny symetrii mają one przeciwny znak. Podczas przetaczania elementów toczonej każdorazowo następuje zmiana znaku naprężenia i dlatego większość uszkodzeń zmęczeniowych jest inicjowana na tej właśnie głębokości.

Znając wzajemne stosunki wymiarowe powierzchni styku (4.21) i (4.22), wynikające z promieni krzywizny, można wyznaczyć pomocniczy parametr ξ z równania:

$$2\xi^3 - \xi^2 - 2\xi + 1 = \left(\frac{\kappa}{\mu}\right)^2 \quad (4.27)$$

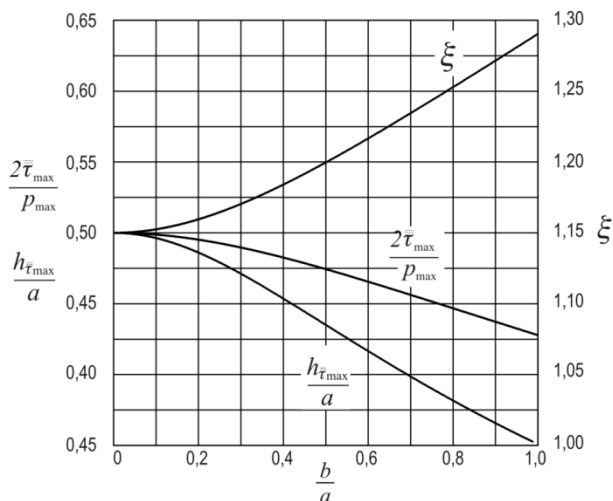
Wówczas punkt maksymalnego naprężenia stycznego równoległego do powierzchni $\bar{\tau}_{\max}$ znajduje się na głębokości:

$$h_{\bar{\tau}_{\max}} = \frac{b}{(\xi + 1)\sqrt{2\xi - 1}} \quad (4.28)$$

a amplituda względnej wartości naprężeń tnących jest równa:

$$\bar{\tau}_{\max} = \frac{\sqrt{(2\xi - 1)}}{2(\xi^2 + \xi)} p_{\max} \quad (4.29)$$

Diagram do wyznaczania parametru ξ zamieszczono na rysunku 4.9.



Rys. 4.9. Parametr ξ oraz wartość i położenie punktu największych naprężeń stycznych równoległych

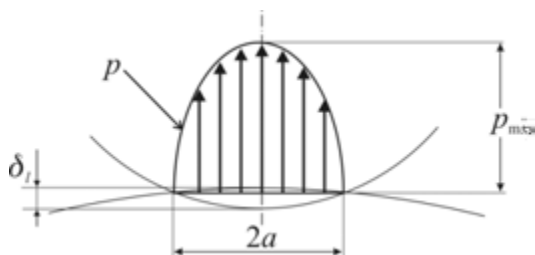
4.3. Styk liniowy – układ *walek-bieżnia*

Zależności dla styku liniowego są wyprowadzane dla dwóch nieskończenie długich walców.

Ugięcie układu *element toczny-bieżnia*

W przypadku styku liniowego ugięcia nie da się wyznaczyć z teorii Hertza. Wzór empiryczny wyprowadził Bochmann [12]. Pod wpływem działania siły F w wyniku odkształcenia stykające się ciała zbliżają się o wartość δ_l (rys. 4.10):

$$\delta_l = 4,05 \times 10^{-5} \frac{F^{0,925}}{l^{0,85}} \quad [\text{mm}] \quad (4.30)$$



Rys. 4.10. Geometria styku dwóch walców – rozkład nacisków na powierzchni styku

Zależność ta została potwierdzona doświadczalnie [142]. Inny wzór podał Lundberg [169]

$$\delta_l = 3,95 \times 10^{-5} \frac{F^{0,9}}{l^{0,8}} \quad (4.31)$$

przy czym: l – długość efektywna styku, [mm], F – siła, [N].

Należy zauważyć, że dla styku liniowego ugięcie układu *element toczny-bieżnia* nie zależy od średnicy elementu tocznego, a jedynie od efektywnej długości styku i wartości obciążenia.

Szerokość pola styku

Dla równych wartości modułu sprężystości podłużnej i liczby Poissona połowa szerokości styku jest równa:

$$a = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}} q \quad (4.32)$$

Rozkład nacisków

Maksymalny nacisk jest równy:

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{E(\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22})}{2\pi(1-\nu^2)}} q \quad (4.33)$$

gdzie q – liniowe obciążenie elementu tocznego.

Naprężenia podpowierzchniowe

W przypadku styku liniowego największe naprężenie styczne jest równe:

$$\tau_{\max} = 0,6 p_{\max} \quad (4.34)$$

i występuje na głębokości:

$$h_{\tau_{\max}} = 0,786 a \quad (4.35)$$

gdzie a – połowa szerokości powierzchni styku. Największe naprężenia zastępcze według hipotezy energetycznej wynoszą:

$$\sigma_{\text{red}} = 0,567 p_{\max} \quad (4.36)$$

4.4. Modele numeryczne

Klasyczne modele wytrzymałościowe układu *element toczny–bieżnia* powstały na podstawie dwóch modeli styku: punktowego, wyprowadzonego przez Hertza, i liniowego, dla którego zależność opisał Huber. O ile modele hertzowskie sprawdzają się w obliczaniu klasycznych łożysk tocznych i typowych zastosowaniach, o tyle w przypadku układów *kula–bieżnia* o dużym współczynniku przystawania s kuli do bieżni stosowanie podanych zależności nie jest adekwatne. Współczynnik przystawania s , definiowany jako stosunek promienia kuli r do promienia bieżni R , ma istotny wpływ na kształt powierzchni styku. Może on przyjmować wartości z przedziału $(0, 1]$. Powstają pytania: *do jakich wartości współczynnika przystawania, po założeniu wyęźnienia materiału na poziomie typowych stali łożyskowych, można stosować typowe zależności hertzowskie?* oraz *jakie zależności stosować dla dużych współczynników przystawania?*

Modele styku Hertza i Hubera dotyczą układów wyidealizowanych, natomiast bieżnie łożysk mają skończone wymiary i są niejednorodnie podparte. W przypadku łożysk wielkogabarytowych założenia tych teorii nie są nawet w przybliżeniu spełnione.

Zastosowanie modeli numerycznych opartych na metodzie elementów skończonych [40, 209, 325, 340, 345] umożliwi modelowanie zjawisk zachodzących na styku *element toczny–bieżnia*, z uwzględnieniem rzeczywistego kształtu powierzchni styku i wynikających stąd odstępstw od klasycznych teorii hertzowskich. Wadą tego typu rozwiązywania zagadnienia styku jest uzyskiwanie wyników dla jednego wybranego stosunku wymiarów geometrycznych, jednego przyjętego sposobu podparcia itp. Wyniki mają charakter szczególny w przeciwieństwie do ogólnych wyników uzyskiwanych z modeli klasycznych. Przez rozwiązanie większej liczby modeli można próbować zdefiniować modele fenomenologiczne przydatne do rozwiązywania rzeczywistych zadań inżynierskich.

Wyznaczenie dokładniejszych charakterystyk *siła–ugięcie* oraz ocena wyęźnienia elementów tocznych wymaga budowy ich modeli numerycznych [30, 103]. Liczne publikacje na ten temat dotyczą jednak układów o stosunkach wymiarowych lub danych materiałowych [40] odmiennych od spotykanych w łożyskach wielkogabarytowych. Wynikła stąd potrzeba budowy własnych modeli dyskretnych w celu:

- stwierdzenia granic stosowalności teorii Hertza w modelowaniu łożysk wielkogabarytowych,
- rozpoznania wpływu stałych materiałowych (granica plastyczności materiału) na charakterystykę *siła–ugięcie*, rozkład nacisków, wielkość odkształceń plastycznych, pole naprężeń,
- wyznaczenie zastępczych charakterystyk układu *element toczny–bieżnia* poprzez aproksymowanie wyników funkcjami ciągłymi,

- porównania uzyskanych wyników z dotychczas stosowanymi miarami wyężenia układu.

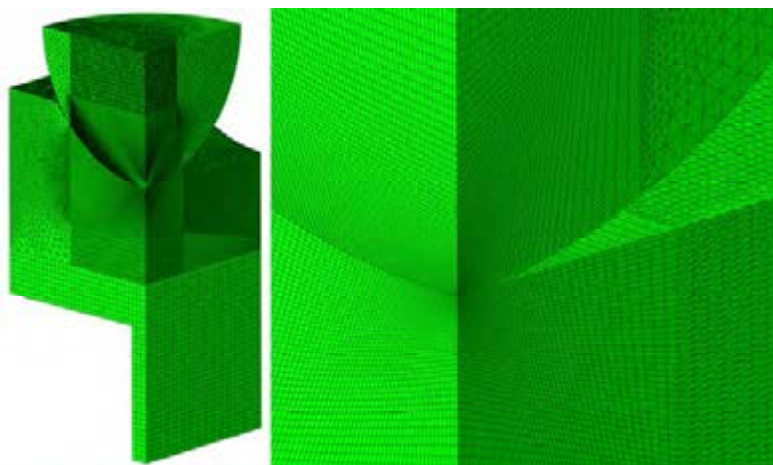
Poniżej opisano opracowane modele oraz zaprezentowano przykładowe wyniki.

4.4.1. Modele dyskretne układu *kula–bieżnia*

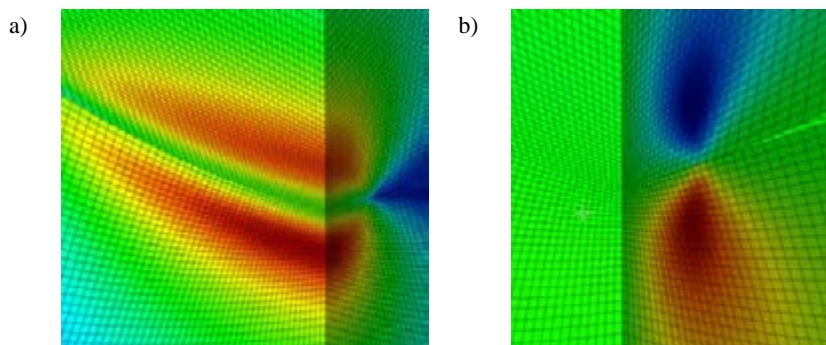
Metody numeryczne, w tym metoda elementów skończonych, są metodami przybliżonymi. Jakość rozwiązania zadania zależy od wielu czynników, takich jak sposób dyskretyzacji: liczby węzłów, jakości kształtu elementów skończonych; zgodności przyjętych funkcji aproksymujących – funkcji kształtu z rzeczywistym charakterem zjawisk fizycznych, wierności odwzorowania charakterystyk materiałowych i warunków brzegowo-początkowych.

Nieliniowy charakter zjawisk zachodzących na styku *element toczny–bieżnia* wymaga stosowania dużej gęstości siatki elementów skończonych. Przykładowy model dyskretne układu *kula–bieżnia–podzespół wsporczy* pokazano na rysunku 4.11.

Przyjmuje się, że do uzyskania wystarczająco dokładnych wyników jest konieczny rozmiar elementów skończonych w punkcie centralnym styku około 0,2% średnicy elementu tocznego d , tak aby pomiędzy strefą maksymalnego wyężenia (maksymalnych naprężeń stycznych) a powierzchnią elementu znajdowało się co najmniej 8 warstw elementów skończonych. Głębokość położenia strefy maksymalnego wyężenia zależy od wartości obciążenia układu, dlatego należy każdorazowo analizować adekwatność przyjętej siatki. Wcześniejsze modele przedstawiane np. w pracach Prebila i Kunca [153, 160] nie są wystarczająco dokładne ze względu na zbyt małą gęstość dyskretyzacji, która uniemożliwia uzyskanie wiarygodnych wyników pod względem ilościowym.



Rys. 4.11. Przykładowy model dyskretne układu *kula–bieżnia–podzespół wsporczy*

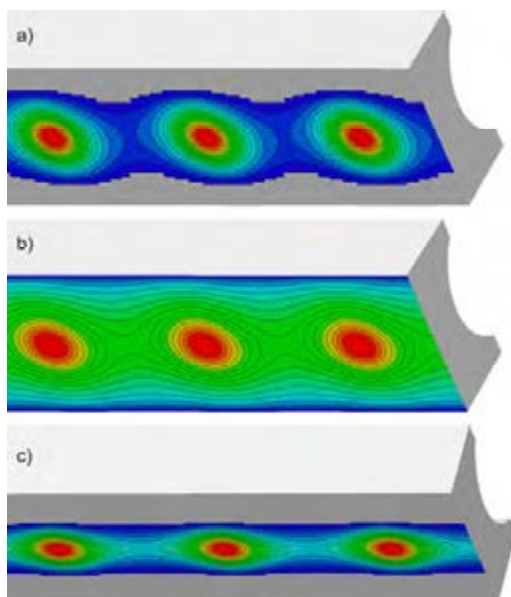


Rys. 4.12. Przykład dyskretyzacji: siatka elementów skończonych i rysunki warstwice:
a) naprężenia Hubera–Misesa, b) naprężenia styczne $\bar{\tau}$

Ze względu na możliwości obliczeniowe współczesnych komputerów konieczne jest zmniejszanie gęstości siatki w strefach bardziej odległych od punktu centralnego. Na rysunku 4.12 przedstawiono przykład dyskretyzacji oraz uzyskane warstwice naprężeń.

Istotna jest także jakość zastosowanych elementów. Konieczne jest stosowanie elementów heksagonalnych (HEXA), najlepiej z funkcjami kształtu wyższego rzędu. Elementy tetraedralne (TETRA) można stosować w rejonach peryferyjnych modelu w celu przyspieszonego rozgęszczenia siatki.

W analizie zachowania układu pod wpływem obciążeń normalnych możliwe jest uwzględnienie symetrii modelu i analiza modelu 1/8 kuli i odpowiadającego jej frag-



Rys. 4.13. Dystrybucja obciążenia między bieżnią a różnymi podłożami:
a) na podłożu stalowym o dużej grubości (ponad d), b) na wylewce epoksydowej o grubości $0,3d$,
c) na półce o grubości $0,3d$ opartej na środniku o grubości $0,2d$

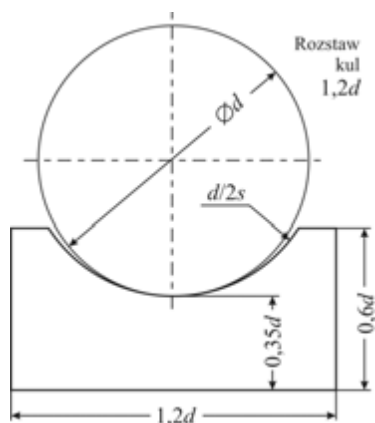
mentu bieźni. Na powierzchniach przekrojów należy odpowiednio odebrać stopnie swobody. Odrębnym zagadnieniem jest sposób zamodelowania oddziaływań między podzespołem wsporczym a bieźnią. Na rysunku 4.13 pokazano dystrybucję obciążenia między bieźnią a różnymi podłożami.

Nieuwzględnienie tych oddziaływań prowadzi do znacznych różnic w uzyskiwanych wynikach.

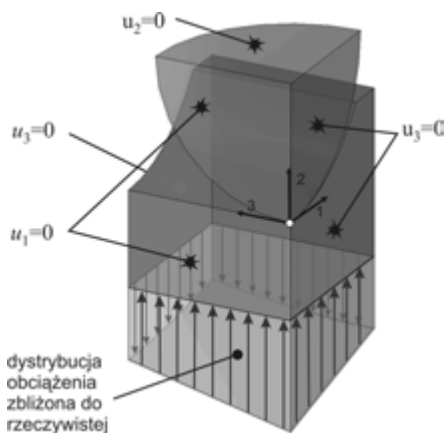
4.4.2. Styk *kula–bieźnia*, wyniki symulacji MES

Do obliczeń przyjęto model 1/8 układu *bieźnia–kula–bieźnia* o stosunkach geometrycznych typowych w wielkogabarytowych łożach kulowych (rys. 4.14). Sposób podparcia i obciążenia modelu przedstawiono na rysunku 4.15. Odzwierciedla on rzeczywistą dystrybucję obciążenia między bieźnią położoną na podatnym podłożu. Złożono jednakowe materiały kuli i bieźni.

Moduł sprężystości podłużnej E przyjęto równy 200 GPa, a ułamek Poissona ν równy 0,3. Zastosowano technikę przyrostową ze sterowaniem przemieszczeniem [286, 367] podstawy bieźni w zakresie od 0 do 0,25% średnicy elementu tocznego. Zbudowany model był parametryczny względem współczynnika przystawania kuli do bieźni s . Obliczenia przeprowadzono w zakresie $s \in [0,7–0,99]$, co 0,005, a w zakresie $s \in [0,99–0,998]$, co 0,001.



Rys. 4.14. Stosunki wymiarowe w modelu *bieźnia–kula*



Rys. 4.15. Sposób podparcia i obciążenia modelu

Przemieszczenia i charakterystyka sztywności

Na rysunku 4.16 zestawiono charakterystyki *obciążenie–ugięcie* układu *półkula–bieźnia* dla różnych współczynników przystawania s . Wykres sporządzono we współ-

rzędnych bezwymiarowych, aby uniezależnić go od rozmiaru kuli i modułu sprężystości podłużnej materiału E :

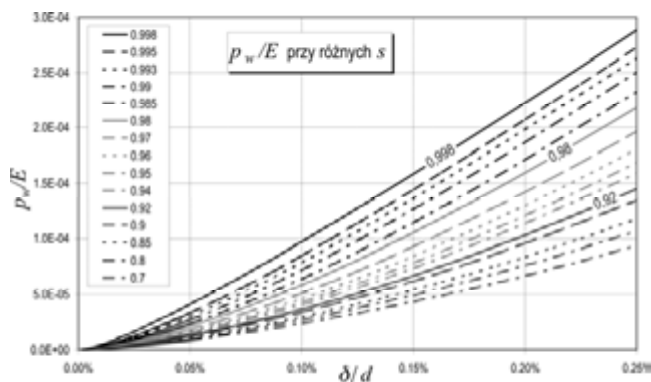
- ugięcie δ przedstawiono w odniesieniu do średnicy kuli d

$$\frac{\delta}{d}$$

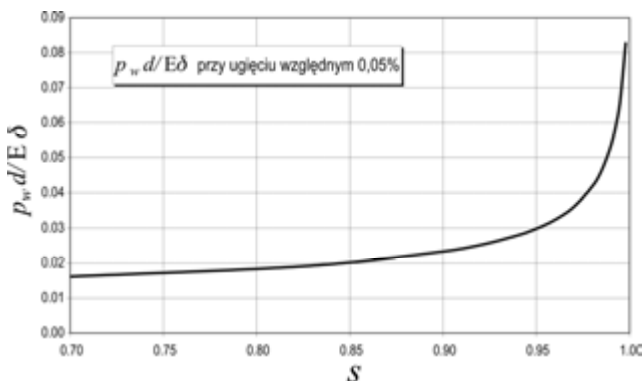
- obciążenie przedstawiono jako iloraz obciążenia właściwego p_w i modułu sprężystości podłużnej materiału E

$$\frac{p_w}{E} = \frac{F}{Ed^2}$$

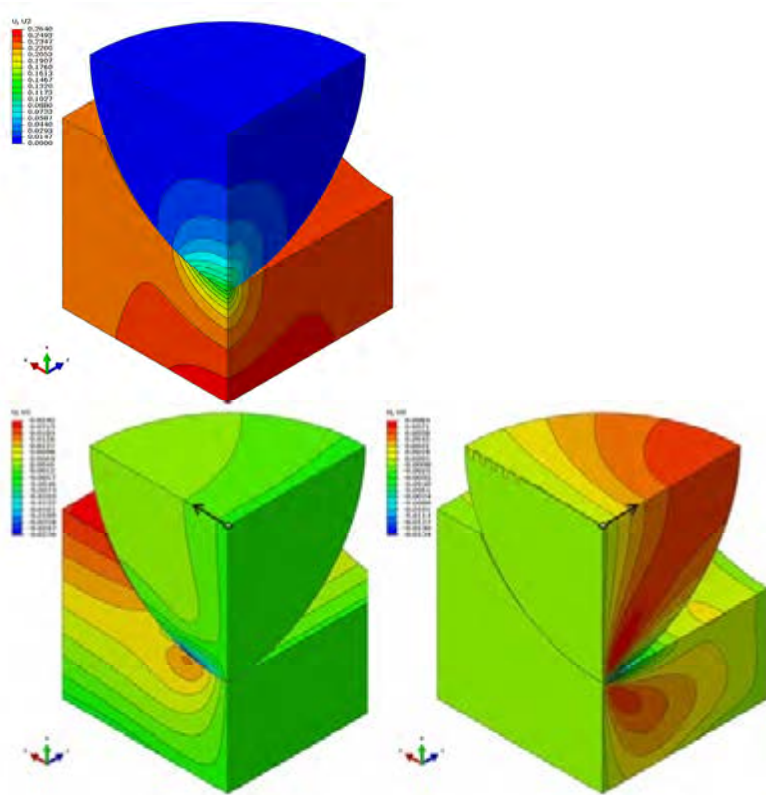
Stwierdzono znaczny wzrost sztywności układu wraz ze wzrostem współczynnika przystawania, szczególnie powyżej wartości s . Wykres względnej sztywności układu w funkcji współczynnika przystawania przedstawiono na rysunku 4.17



Rys. 4.16. Charakterystyki obciążenie-ugięcie układu półkula-bieżnia we współrzędnych bezwymiarowych dla różnych współczynników przystawania s



Rys. 4.17. Sztywność układu półkula-bieżnia (bezwymiarowa) w funkcji współczynnika przystawania s



Rys. 4.18. Warstwy przemieszczeń po kierunku działania siły (na górze) i w kierunkach poprzecznych (oznaczonych strzałkami)

Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci graficznej. Przykładowe warstwy przemieszczeń w układzie lokalnym pokazano na rysunku 4.18.

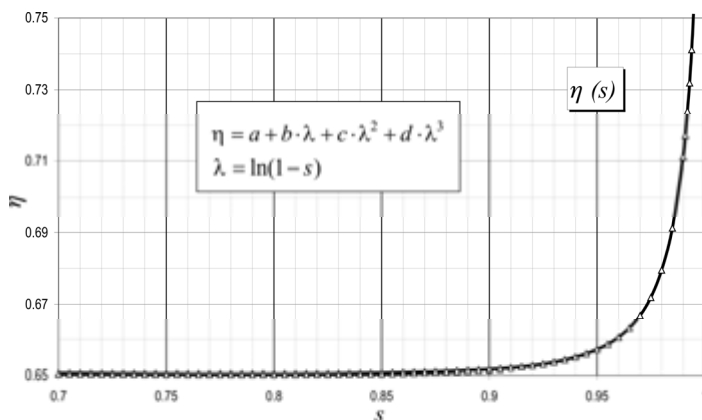
Przeprowadzono aproksymację charakterystyk *ugięcie–obciążenie* w układzie bezwymiarowym funkcją potęgową odpowiadającą klasycznym charakterystykom hertzowskim.

$$\frac{\delta}{d} = f\left(\frac{P_w}{E}\right) = C\left(\frac{P_w}{E}\right)^\eta \quad (4.37)$$

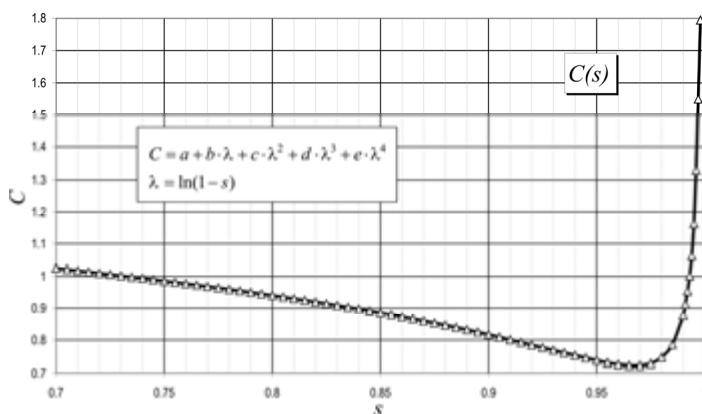
Wyznaczone wartości wykładnika η i mnożnika C zestawiono w tabeli 4.2 oraz pokazano na wykresach 4.19 i 4.20. Wykładnik η wzoru aproksymacyjnego do wartości $s = 0,945$ jest prawie niezmienny (różnica poniżej 1%), powyżej tej wartości jego wartość zaczyna rosnąć. Powyżej wartości 0,97 wzrost wartości η jest coraz szybszy. Oznacza to coraz większą linearyzację charakterystyki *ugięcie–obciążenie* wraz ze wzrostem współczynnika przystawania.

Tabela 4.2. Wartości parametrów we wzorze aproksymacyjnym dla różnych wartości s

s	C	η	s	C	η
0,998	1,79424	0,81211	0,96	0,72531	0,66056
0,995	1,16277	0,75353	0,95	0,73766	0,65710
0,993	1,00167	0,73190	0,94	0,75298	0,65497
0,99	0,87763	0,71114	0,92	0,78500	0,65255
0,985	0,78643	0,69123	0,9	0,81734	0,65154
0,98	0,74666	0,67954	0,85	0,88534	0,65049
0,97	0,72215	0,66682	0,8	0,94037	0,65027
0,96	0,72531	0,66056	0,7	1,02557	0,65042

$$\frac{\delta}{d} = C \left(\frac{p_w}{E} \right)^\eta$$


Rys. 4.19. Wartość wykładnika η w zależności od współczynnika przystawania s



Rys. 4.20. Wartość mnożnika C w zależności od współczynnika przystawania s

Mnożnik C we wzorze aproksymacyjnym maleje od wartości ponad 1 dla $s = 0,7$, by dla $s = 0,97$ osiągnąć minimum i następnie szybko wzrastać. Taki przebieg wartości współczynników pozwala wysunąć hipotezę, że od wartości współczynnika przystawania około 0,97 następuje zmiana charakteru styku z quasi-punktowego na quasi-liniowy.

W celu ułatwienia skorzystania z zamieszczonych w tabeli 4.2 i na wykresach 4.19 i 4.20 zależności wyznaczono wzory aproksymacyjne:

$$C = a + b\lambda + c\lambda^2 + d\lambda^3 + e\lambda^4 \quad (4.38)$$

$$\eta = a + b\lambda + c\lambda^2 + d\lambda^3 \quad (4.39)$$

gdzie $\lambda = \ln(1 - s)$.

Wartości współczynników zestawiono w tabeli 4.3.

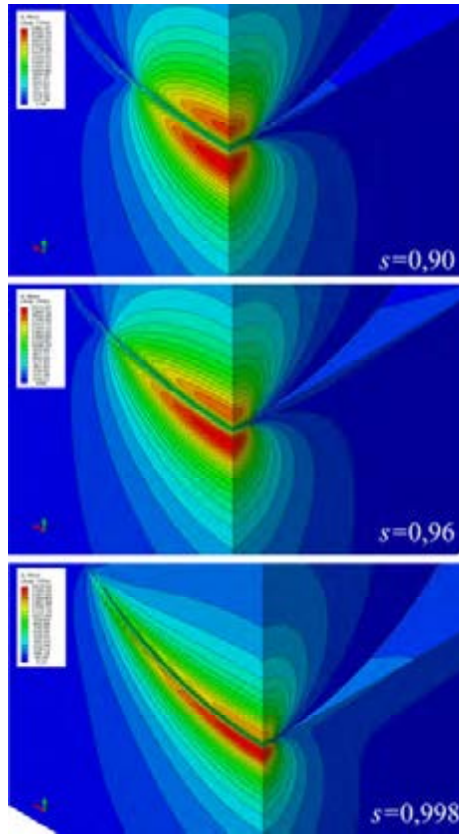
Tabela 4.3. Wartości współczynników w wielomianach aproksymujących C i η

Wzory aproksymacyjne	$C = a + b\lambda + c\lambda^2 + d\lambda^3 + e\lambda^4$ $\lambda = \ln(1 - s)$ $R^2 = 0,9997$	$\eta = a + b\lambda + c\lambda^2 + d\lambda^3$ $\lambda = \ln(1 - s)$ $R^2 = 0,997$
a	0,61661951802862	1,22576965081253
b	-0,059531044520325	0,115825502288554
c	$-3,63764153101647 \times 10^{-2}$	$-6,28755845279228 \times 10^{-2}$
d	$-8,73433279497595 \times 10^{-3}$	-0,015632691917125
e	$-5,79142171388768 \times 10^{-4}$	

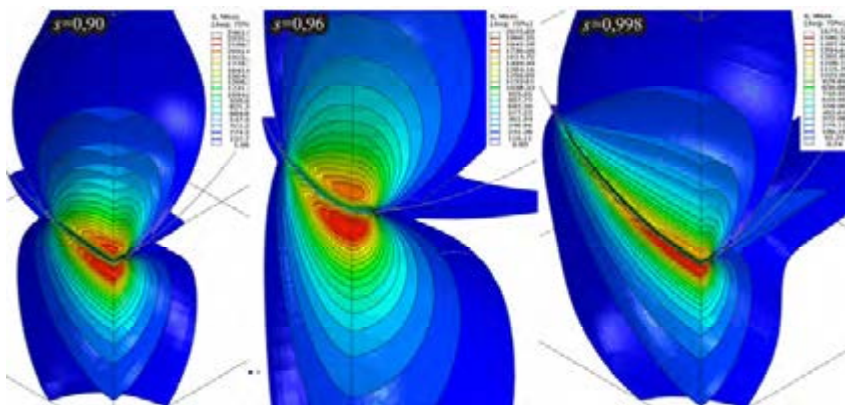
Rozkład naprężeń na powierzchni styku oraz wewnątrz elementów

W modelach hertzowskich za miarę wyteżenia przyjęto maksymalny nacisk na powierzchni styku p_{\max} znajdujący się w punkcie centralnym styku 0. Modele MES umożliwiają identyfikację pola naprężeń układów *element toczny-bieżnia*. Na rysunku 4.21 zestawiono obrazy warstwicy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa dla różnych współczynników przystawania $s = 0,9$; 0,96 i 0,998, dla tej samej wartości obciążenia. Widoczny silny wpływ współczynnika przystawania zarówno na kształt izolinii, jak i wartości naprężeń wynika z wzrostu rozmiarów pola styku w kierunku poprzecznym do bieżni i jednoczesnego spadku w kierunku wzdłuż bieżni. Naprężenia maksymalne pozostają w stosunku: 1,47:1,24:1.

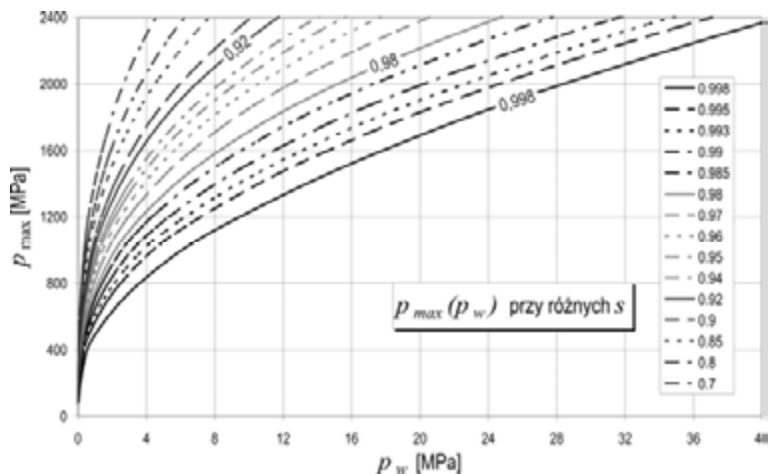
Na rysunku 4.22 pokazano wpływ współczynnika przystawania na kształt izopowierzchni naprężeń. Kształt izopowierzchni obrazuje zmianę charakteru styku w związku ze wzrostem współczynnika przystawania. Gdy współczynnik s jest równy 0,90 lub 0,96, powierzchnie mają lekko spłaszczony owalny kształt, a gdy $s = 0,998$ – wrzecionowaty, wygięty do krzywizny bieżni.



Rys. 4.21. Warstwy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera–Misesa dla różnych współczynników przystawania



Rys. 4.22. Izopowierzchnie naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera–Misesa dla różnych współczynników przystawania



Rys. 4.23. Zależność maksymalnego ciśnienia w punkcie styku od obciążenia właściwego dla różnych współczynników przystawania

Krzywe zależności maksymalnego ciśnienia w punkcie styku od obciążenia właściwego dla różnych współczynników przystawania zestawiono na rysunku 4.23. Wykres ten umożliwi odczytanie ciśnienia hertzowskiego $p_{\max} = p_0$ dla znanego obciążenia właściwego p_w i współczynnika przystawania s .

Wyznaczono wzór aproksymacyjny:

$$p_{\max} = a(p_w)^b \quad (4.40)$$

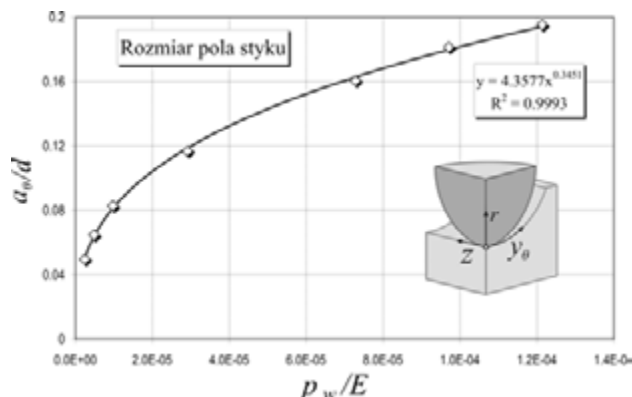
Dla takiej postaci wzoru aproksymacyjnego uzyskano $R^2 > 0,999$.

Wykres zmienności współczynników a i b przedstawiono na rysunku 4.24, a wartości podano w tabeli 4.4.

Tabela 4.4. Wartości parametrów we wzorze aproksymacyjnym dla różnych wartości s

s	a	b	s	a	b
0,998	445,0	0,45326	0,95	910,3	0,35416
0,995	541,1	0,41305	0,94	948,9	0,35257
0,993	584,0	0,39956	0,92	1014,3	0,35047
0,99	633,6	0,38685	0,9	1068,9	0,34935
0,985	694,8	0,37480	0,85	1180,0	0,34774
0,98	741,4	0,36790	0,8	1268,8	0,34721
0,97	810,2	0,36078	0,7	1413,4	0,34676
0,96	865,4	0,35665			

$p_{\max} = a(p_w)^b$



Rys. 4.24. Długość połowy pola styku w kierunku poprzecznym bieżni mierzona po łuku

W łożyskach wielkogabarytowych najczęściej przyjmuje się współczynnik przystawania z zakresu $s = 0,96 \pm 0,01$. Zbudowano model uwzględniający rzeczywisty kształt podzespołu wsporczego w postaci dwuteowej. Zamieszczono szczegółowe wyniki dla wartości $s = 0,96$ i różnych obciążeń właściwych:

- rozmiar pola styku (rys. 4.24),
- rozkład nacisków w strefie styku (rys. 4.25),
- rozkład naprężeń zredukowanych wzdłuż kierunku normalnego do powierzchni styku w układzie *kula–bieżnia–podzespół wsporczy* (rys. 4.26 i 4.27),
- rozkład naprężeń normalnych wzdłuż kierunku normalnego do powierzchni styku w układzie *kula–bieżnia–podzespół wsporczy* (rys. 4.28 i 4.29).

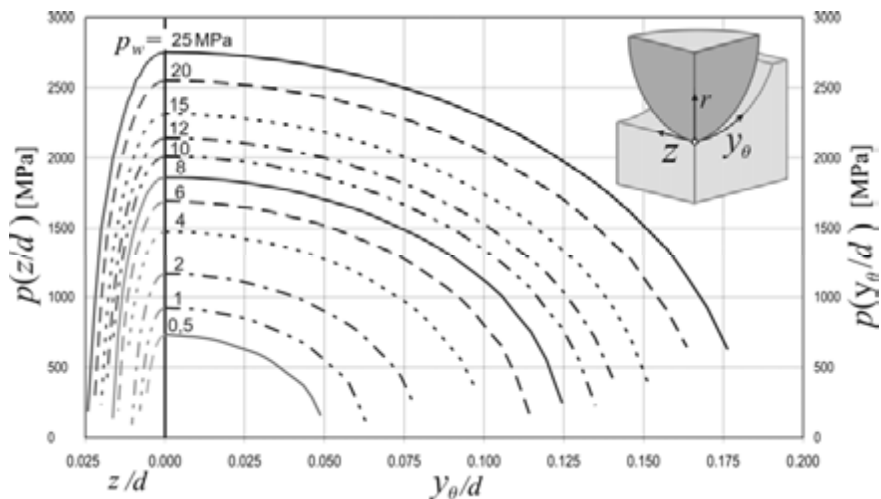
Rozmiar pola styku na rysunku 4.24 podano jako długość połowy pola styku a_θ w kierunku poprzecznym bieżni mierzona po łuku. We współrzędnych bezwymiarowych można go opisać zależnością potęgową:

$$\frac{a_\theta}{d} = 4,3577 \left(\frac{p_w}{E} \right)^{0,3451} \quad (4.41)$$

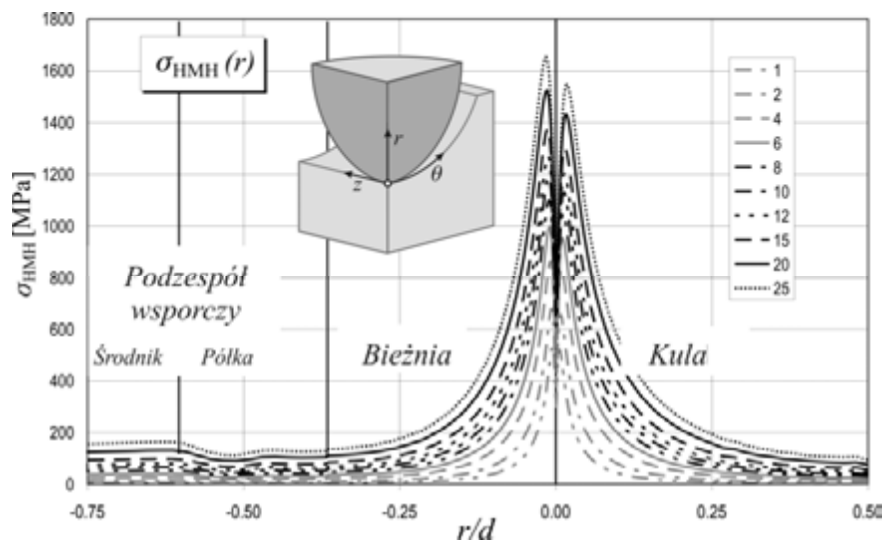
Punkt największego wyętwienia bieżni znajduje się pod punktem centralnym styku. Wyznaczono krzywe głębokości tego położenia od obciążenia właściwego p_w (rys. 4.30) – jest to zależność potęgowa, oraz od maksymalnego ciśnienia hertzowskiego p_{\max} (rys. 4.31) – jest to zależność liniowa:

$$\frac{h_{\max} \sigma_{\text{HMH}}}{d} = 0,3042 \left(\frac{p_w}{E} \right)^{0,3273} \quad (4.42)$$

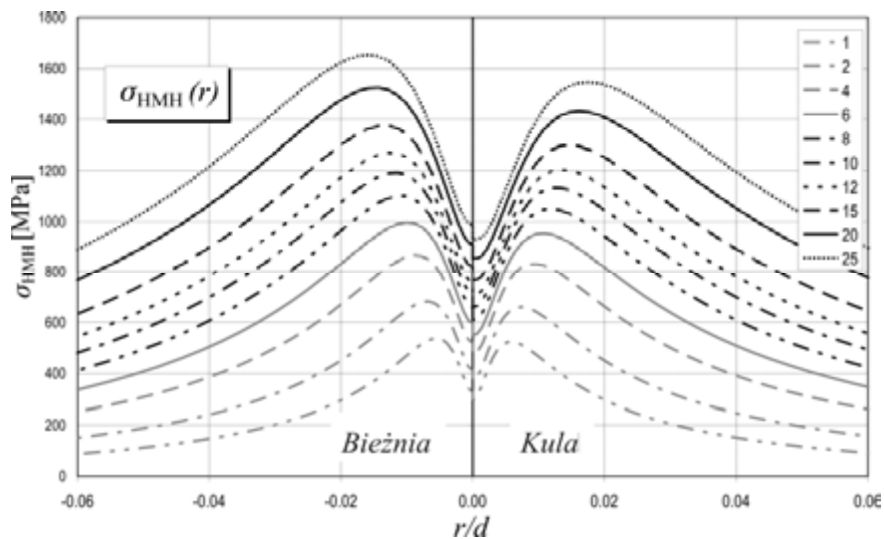
$$\frac{h_{\max} \sigma_{\text{HMH}}}{d} = 2,02 \left(\frac{p_{\max}}{E} \right) \quad (4.43)$$



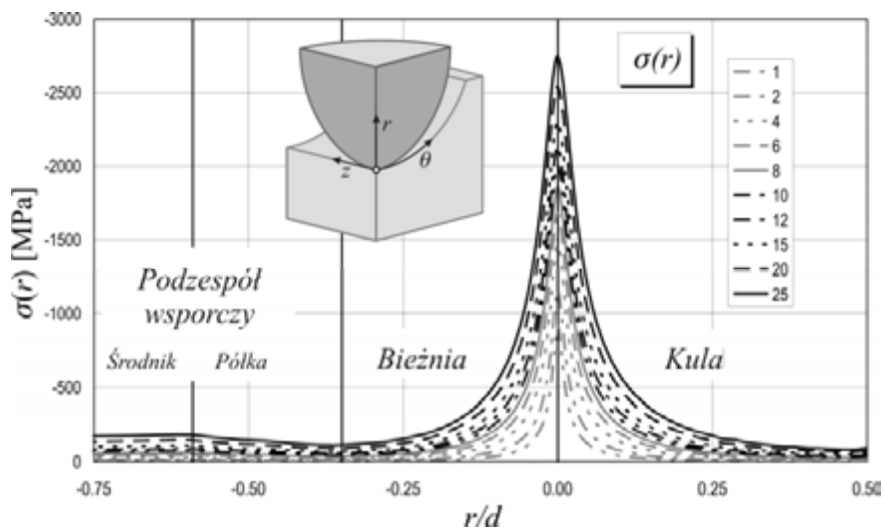
Rys. 4.25. Rozkład nacisków w strefie styku od obciążenia właściwego (współczynnik przystawania $s = 0,96$)



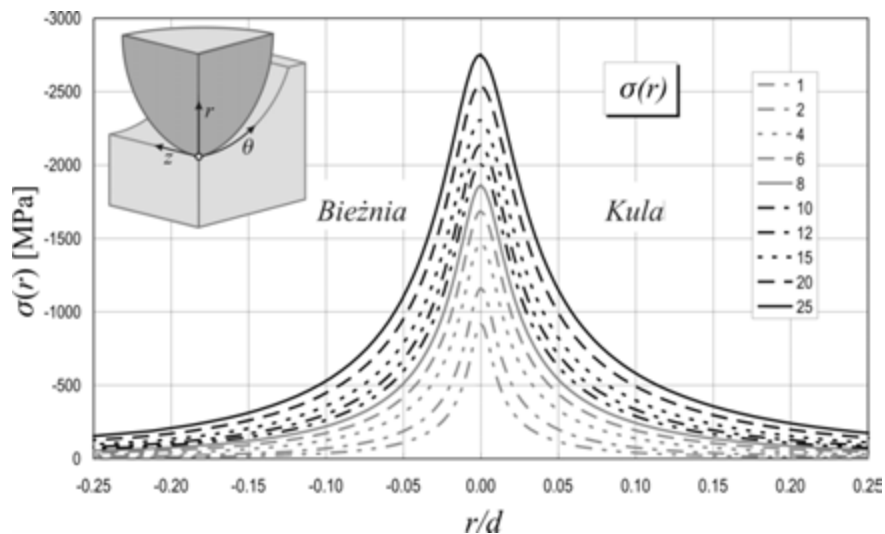
Rys. 4.26. Rozkład naprężeń zredukowanych wzdłuż kierunku normalnego do powierzchni styku w układzie kula-bieżnia-podzespół wsporczy (współczynnik przystawania $s = 0,96$)



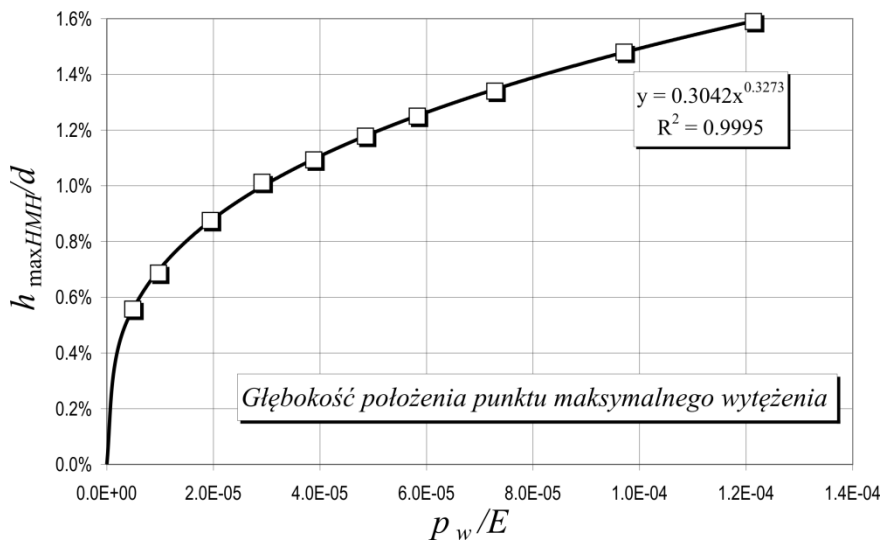
Rys. 4.27. Rozkład naprężeń zredukowanych wzdłuż kierunku normalnego do powierzchni styku w układzie kula-bieżnia-podszpół wsporczy (współczynnik przystawania $s = 0,96$)



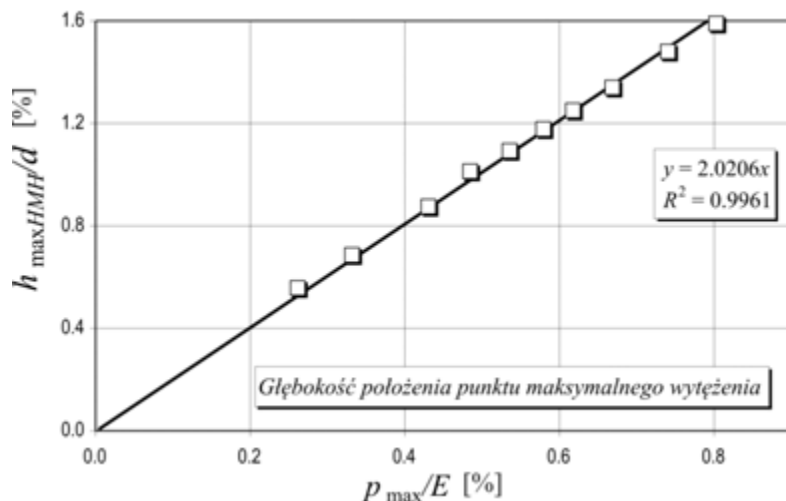
Rys. 4.28. Rozkład naprężeń normalnych wzdłuż kierunku normalnego do powierzchni styku w układzie kula-bieżnia-podszpół wsporczy (współczynnik przystawania $s = 0,96$)



Rys. 4.29. Rozkład naprężeń normalnych wzdłuż kierunku normalnego do powierzchni styku w układzie kula-bieżnia-podszpót wsporczy (współczynnik przystawania $s = 0,96$)



Rys. 4.30. Głębokość położenia punktu maksymalnego wytężenia w funkcji obciążenia właściwego (współczynnik przystawania $s = 0,96$)



Rys. 4.31. Głębokość położenia punktu maksymalnego wyętwienia w funkcji ciśnienia hertzowskiego (współczynnik przystawania $s = 0,96$)

Stosunek głębokości położenia punktu maksymalnego wyętwienia w stosunku do długość połowy pola styku a_θ w kierunku poprzecznym bieżni mierzoną po łuku wyznaczonym numerycznie wynosi:

$$\frac{h_{\max} \sigma_{HMH}}{a_\theta} = 0,084 \pm 0,002 \quad (4.44)$$

Wyznaczone zależności przedstawione zarówno w postaci wzorów aproksymacyjnych, jak i wykresów mogą służyć do identyfikacji charakterystyk *siła–ugięcie*, *obciążenie właściwe–wyętwienie*, do doboru parametrów geometrycznych oraz wymaganej głębokości obróbki cieplnej. Podano je w większości przypadków w układzie bezwymiarowym, co zwiększa ich uniwersalność. Mimo ich wyznaczenia metodą przybliżoną (MES) duża gęstość dyskretyzacji oraz pominięcie idealizacji hertzowskich powoduje, że są one bardziej adekwatne do zastosowań inżynierskich. Jednocześnie możliwości wizualizacji symulacji numerycznych pozwalają w sposób czytelny przedstawić wiele zjawisk zachodzących na styku *element toczny–bieżnia*.

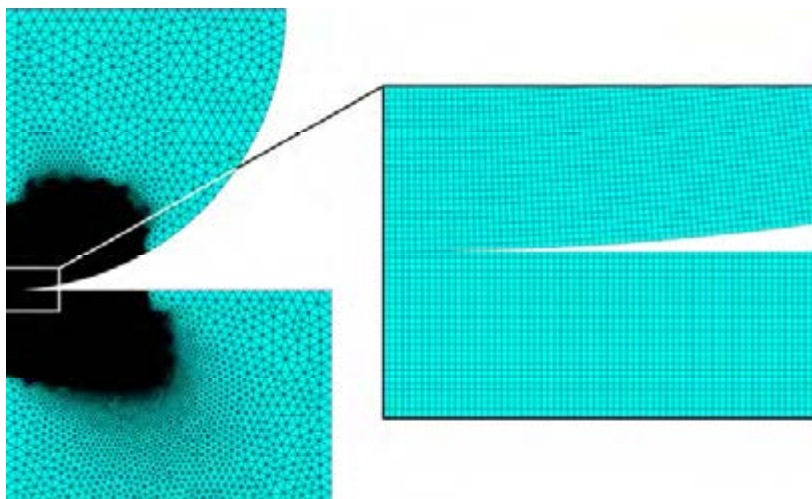
4.4.3. Modele dyskretne układu *waleczek–bieżnia*

Modele układu *waleczek (walek)–bieżnia* można podzielić na dwie grupy ze względu na przestrzeń modelowania, we której rozwiązujemy zagadnienie:

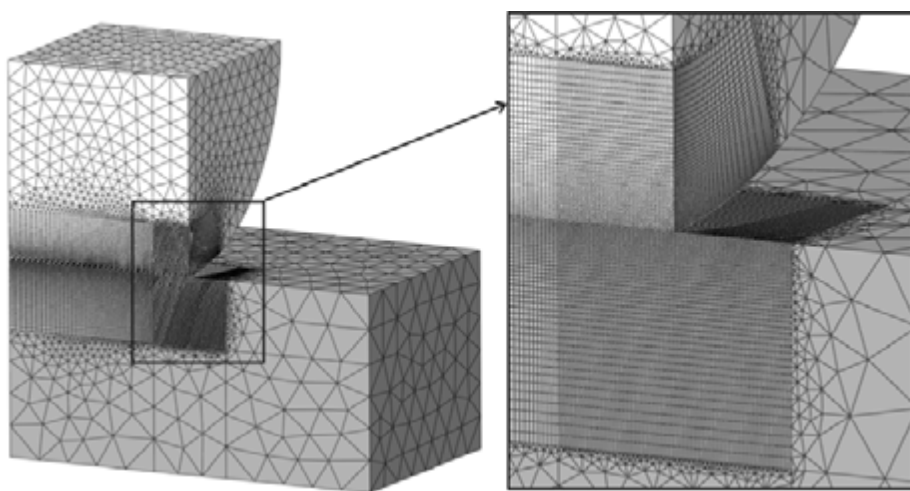
- modele w płaskim stanie odkształcenia oparte na elementach skończonych płaskich,
- modele objętościowe oparte na elementach skończonych typu HEXA.

W modelach tarczowych (rys. 4.32) zakłada się nieskończony wymiar poosiowy elementu tocznego i bieżni, analogiczny do modelu Hubera. Nie umożliwiają one analizy zjawisk zachodzących na krawędzi elementu tocznego.

W obiekcie fizycznym środkowe strefy wałka są w płaskim stanie odkształcenia, natomiast warstwy bliżej końców w pobliżu krawędzi w płaskim stanie naprężenia.



Rys. 4.32. Przykładowy model dyskretny układu *kula-bieżnia-podzespół* wsporczy



Rys. 4.33. Przykład dyskretyzacji układu *walek-bieżnia* elementami skończonymi objętościowymi

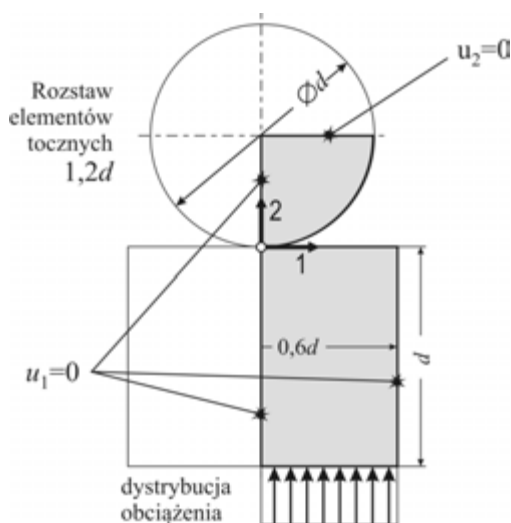
Dla podobnej gęstości dyskretyzacji liczba elementów skończonych w modelach objętościowych (3D) (rys. 4.33) jest od dwóch do trzech rzędów większa niż w mode-

lach powierzchniowych (2D). Szczególnie duża gęstość siatki elementów skończonych jest wymagana w strefie krawędzi wałeczka, ze względu na występującą w tym obszarze koncentrację naprężeń. Modele MES do rozpoznania zjawisk lokalnych na styku *kula–krawędź bieżni* oraz *bieżnia–krawędź wałeczka* przedstawiono w znacznie mniejszym uszczegółowieniu w pracach [115, 116].

4.4.4. Styk liniowy, wyniki symulacji MES

Model 2D

Do obliczeń przyjęto model w płaskim stanie odkształcenia układu $\frac{1}{4}$ wałka – wycinek bieżni o grubości d i długości $0,6d$ (rys. 4.34). Założono jednakowe materiały kuli i bieżni.



Rys. 4.34. Stosunki wymiarowe w modelu *bieżnia–wałeczek*, sposób podparcia i obciążenia modelu

Moduł sprężystości podłużnej E przyjęto równy 200 GPa, a ułamek Poissona ν równy 0,3. Zastosowano technikę przyrostową ze sterowaniem obciążeniem podstawy bieżni, w zakresie obciążenia odpowiadającego obciążeniu właściwemu od 0 do 100 MPa, krokiem 1.

Przemieszczenia i charakterystyka sztywności

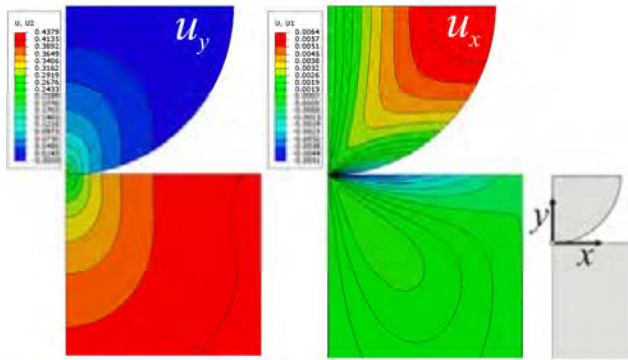
Z obliczeń metodą elementów skończonych uzyskano pole przemieszczeń. Na rysunku 4.35 przedstawiono przykładowe warstwy przemieszczeń układu *wałeczek–*

bieżnia w kierunku normalnym (ugięcie) i poprzecznym. Ugięcia układu *półwałek-bieżnia* oraz ugięcie połowy wałka od obciążenia właściwego pokazano w postaci wykresu (rys. 4.35). Zależności te są potęgowe:

$$\frac{\delta_b}{d} = 1,9661 \left(\frac{P_w}{E} \right)^{0,88375} \quad (4.45)$$

$$\frac{\delta_w}{d} = 0,9205 \left(\frac{P_w}{E} \right)^{0,88233} \quad (4.46)$$

Współczynnik R^2 wynosi ponad 0,9999. Wartość wykładnika jest zbliżona do wartości ze wzorów 4.30 i 4.31. Ugięcie półwałka stanowi 47% ugięcia układu *półwałek-bieżnia*.



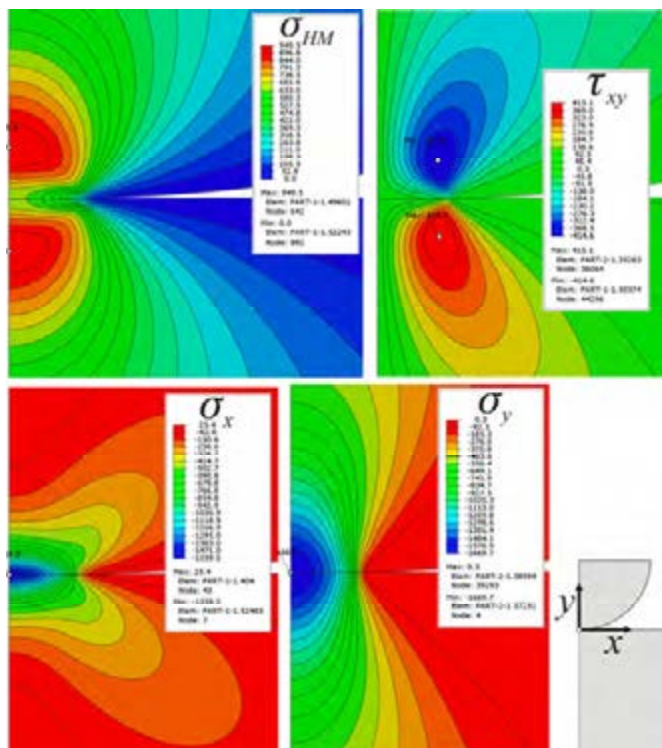
Rys. 4.35. Warstwicze przemieszczeń układu *wałek-bieżnia* w płaskim stanie odkształcenia

Rozkład naprężeń na powierzchni styku oraz wewnątrz elementów

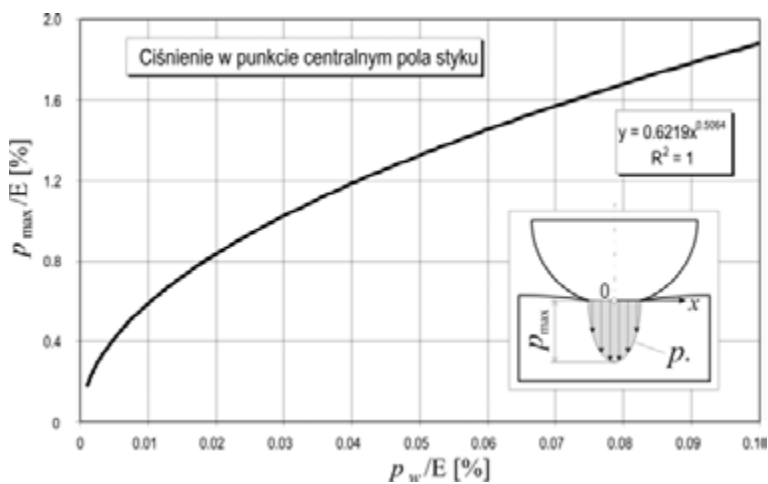
Przykładowe pole naprężeń wyznaczone MES pokazano w postaci warstwic na rysunku 4.36. W modelach hertzowskich za miarę wyężenia przyjęto maksymalny nacisk na powierzchni styku p_{\max} . W funkcji obciążenia ma on charakter potęgowy (rys. 4.37) i można go wyrazić wzorem:

$$\frac{p_{\max}}{E} = 0,622 \left(\frac{P_w}{E} \right)^{0,5064} \quad (4.47)$$

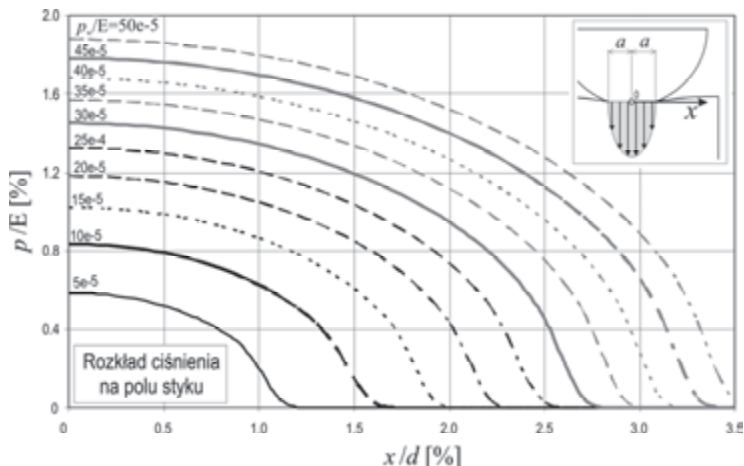
Rozkład nacisków na polu styku różnych obciążeń pokazano na rysunku 4.38, a wartość naprężeń zredukowanych wgłęb bieżni różnych obciążeń właściwych na rysunku 4.39. Punkt maksymalnego wyężenia według hipotezy Hubera-Misesa znajduje się pod punktem centralnym styku, natomiast pod kątem 60° od linii wyznaczonej przez te punkty znajduje się punkt maksymalnych naprężeń stycznych $\bar{\tau}$ (rys. 4.40).



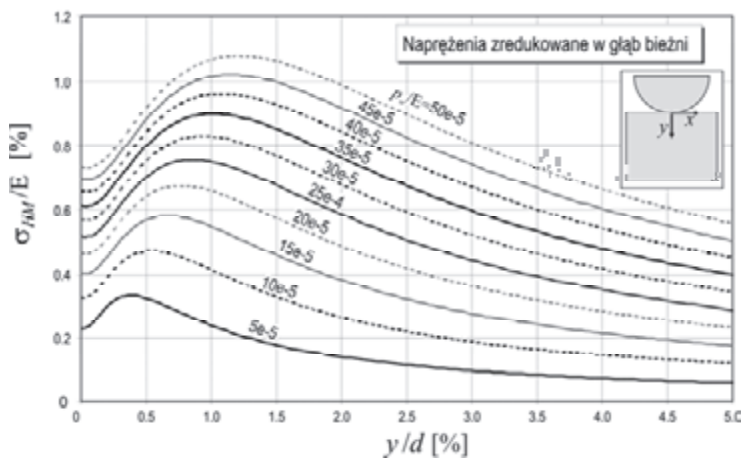
Rys. 4.36. Warstwy naprężeń zredukowanych oraz składowych w układzie wałek-bieżnia



Rys. 4.37. Zależność maksymalnego nacisku w punkcie styku od obciążenia właściwego (układ wałek-bieżnia)



Rys. 4.38. Rozkład nacisków w strefie styku od obciążenia właściwego (układ walek-bieżnia)

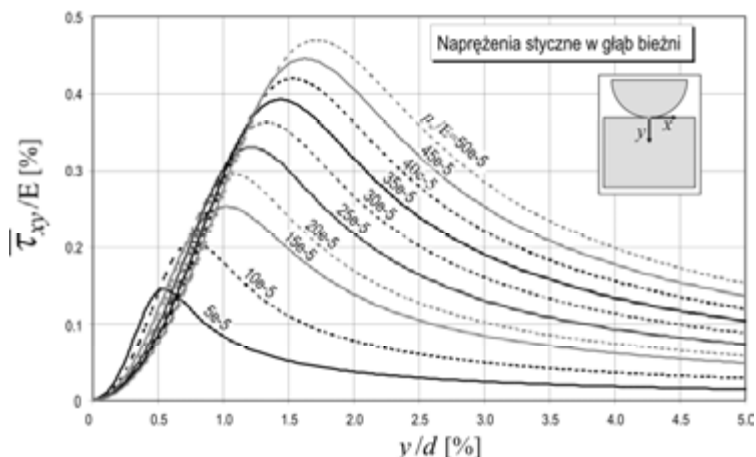


Rys. 4.39. Rozkład naprężeń zredukowanych w głębi bieżni dla różnych obciążeń właściwych (układ walek-bieżnia)

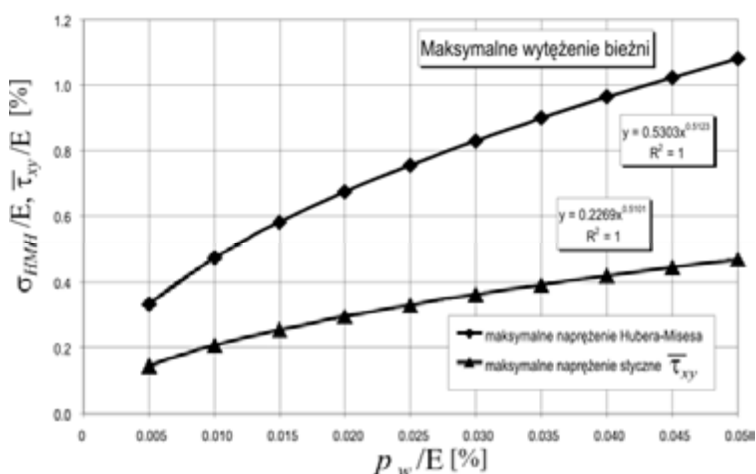
Wartość naprężeń zredukowanych w głębi bieżni dla różnych obciążeń właściwych pokazano na rysunku 4.41. Maksymalne wyężenie bieżni jest zależnością potęgową względem obciążenia (rys. 4.42) i wynosi:

$$\frac{\sigma_{HM}}{E} = 0,53 \left(\frac{P_w}{E} \right)^{0,51} \quad (4.48)$$

$$\frac{\tau_{max}}{E} = 0,23 \left(\frac{P_w}{E} \right)^{0,51} \quad (4.49)$$



Rys. 4.40. Rozkład naprężeń stycznych w głąb bieżni dla różnych obciążeniach właściwych (układ walek-bieżnia)



Rys. 4.41. Maksymalne wyężenie bieżni: zredukowane według hipotezy Hubera-Misesa i maksymalne naprężenie styczne

Wielkości te zależą od wartości p_{\max} i pozostają z nią w stosunku:

$$\sigma_{HM} = 0,57 p_{\max} \quad (4.50)$$

$$\bar{\tau}_{\max} = 0,25 p_{\max} \quad (4.51)$$

Głębokość położenia punktów maksymalnego wyężenia oraz szerokości styku zależą od obciążenia (rys. 4.42). Można je aproksymować za pomocą wzorów:

$$\frac{h_{\max} \sigma_{HM}}{d} = 1,51 \left(\frac{p_w}{E} \right)^{0,496} \quad (4.52)$$

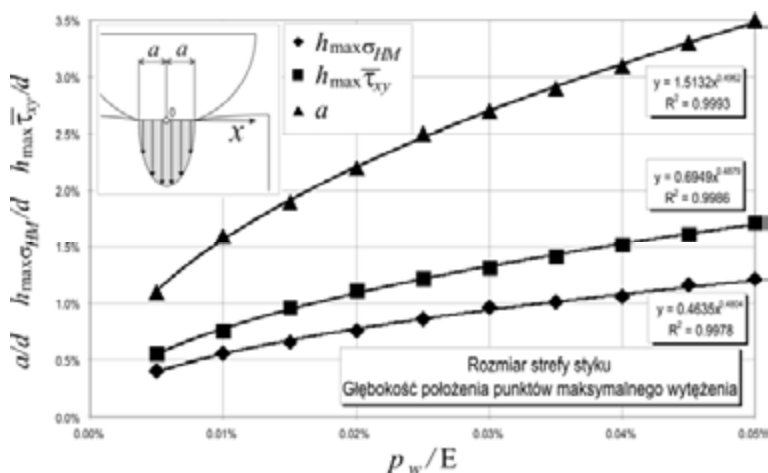
$$\frac{h_{\max} \bar{\tau}_{xy}}{d} = 0,69 \left(\frac{p_w}{E} \right)^{0,488} \quad (4.53)$$

$$\frac{a}{d} = 0,46 \left(\frac{p_w}{E} \right)^{0,48} \quad (4.54)$$

Wielkości te pozostają w stałym stosunku:

$$h_{\max} \sigma_{HM} = 0,35a \quad (4.55)$$

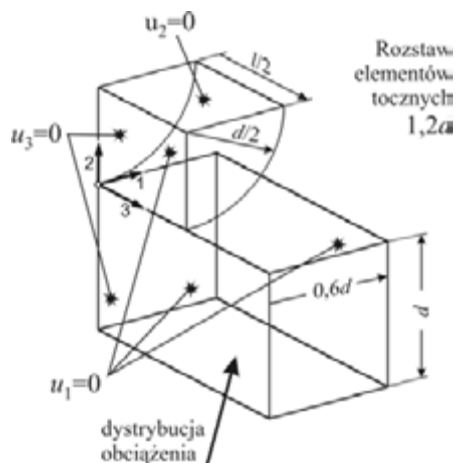
$$h_{\max} \bar{\tau}_{xy} = 0,49a \quad (4.56)$$



Rys. 4.42. Szerokość styku (połowa) oraz głębokość położenia punktów maksymalnego wyężenia: zredukowanego wg hipotezy Hubera–Misesa i maksymalnego napężenia stycznego

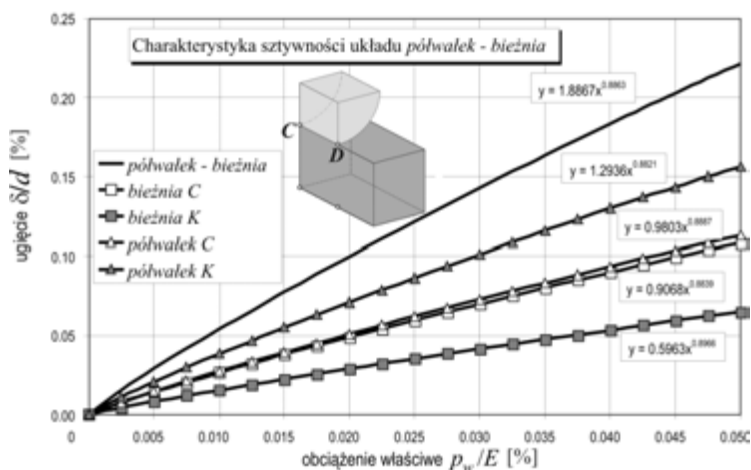
Model 3D

Do obliczeń przyjęto model 1/8 układu *bieżnia–wałek–bieżnia*. Założono rozstaw elementów toczonej równy $1,2d$. Długość wałka l była równa średnicy, a szerokość bieżni równa $2l$. Schemat stosunków wymiarowych w modelu oraz sposób odebrania stopni swobody pokazano na rysunku 4.43. Obciążenia właściwe zwiększano do wartości $0,05\%E$ w 20 krokach.

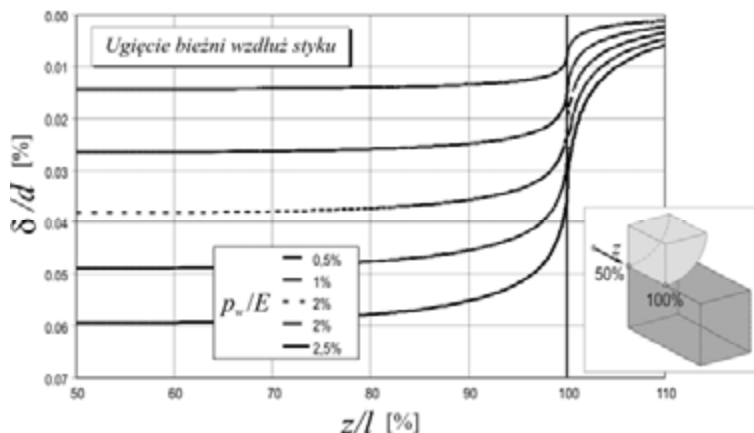


Rys. 4.43. Stosunki wymiarowe w modelu *bieźnia-walek*, sposób podparcia i obciążenia modelu

Model dyskretny przedstawiono na rysunku 4.33. Z obliczeń uzyskano pole przemieszczeń i pole naprężeń. Na rysunku 4.44 zestawiono krzywe *ugięcie-obciążenie* dwóch przekrojów charakterystycznych. Przekrój *C* zawiera środek pola styku układu, przekrój *D* płaszczyznę czołową wałka. Obok krzywych podano wzory aproksymacyjne. Linia bez znaczników dotyczy ugięcia całego układu *półwałka-bieźnia*. Linie ze znacznikami dotyczą ugięć cząstkowych jednego z elementów. W przekroju *C* obydwa ugięcia cząstkowe są prawie równe. W przekroju *D* ugięcie wałka jest ponad dwukrotnie większe niż ugięcie bieźni.



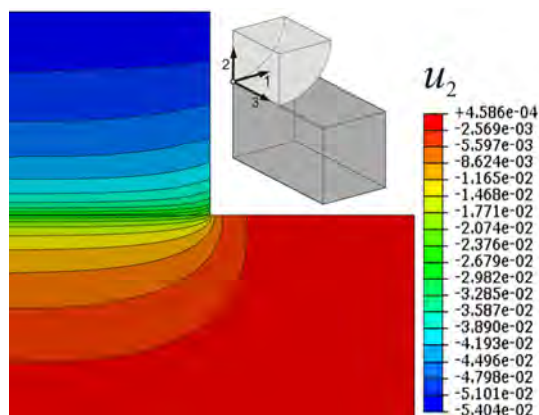
Rys. 4.44. Charakterystyka sztywności układu *półwałek-bieźnia*



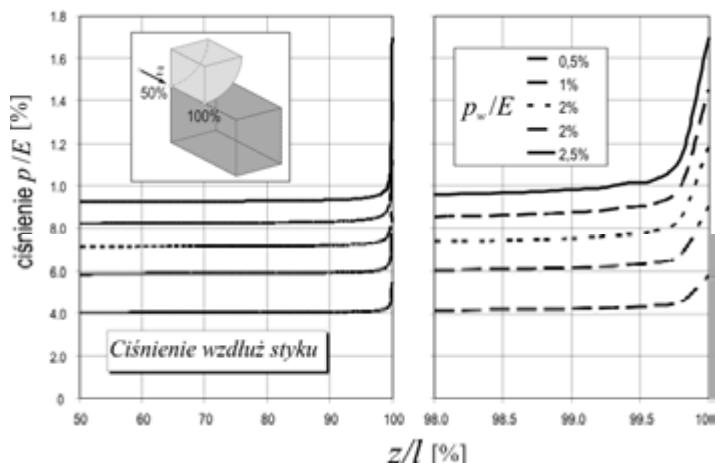
Rys. 4.45. Ugięcie bieżni wzdłuż styku – układ *półwałek–bieżnia*

Ugięcie bieżni jest zmienne wzdłuż tworzącej wałeczka – płaszczyzny symetrii pola styku. Maksymalne występuje w punkcie centralnym styku, w pobliżu krawędzi wałeczka gwałtownie spada, co wiąże się z przejściem końcowych warstw wałeczka z płaskiego stanu odkształcenia w płaski stan naprężenia, by następnie powoli spadać (rys. 4.45). Przykładowe warstwy przemieszczeń w płaszczyźnie symetrii pokazano na rysunku 4.46.

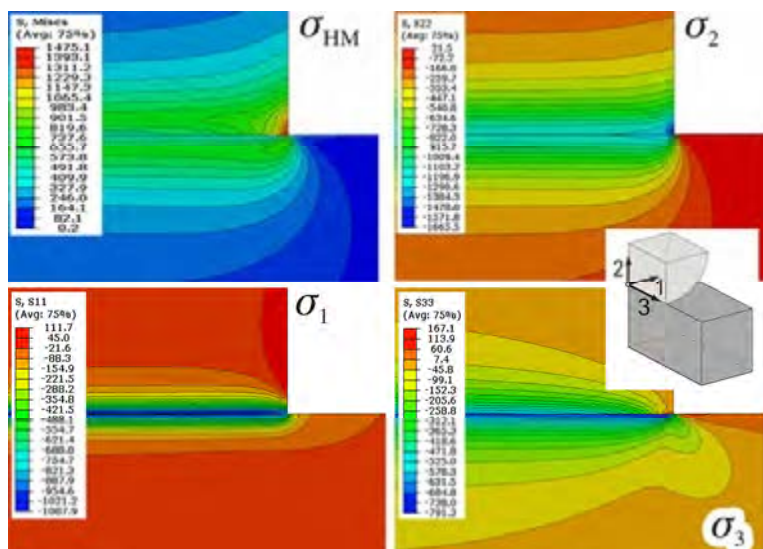
Ciśnienie na powierzchni styku gwałtownie rośnie przy krawędzi wałeczka (rys. 4.47). Stosuje się korekcje tworzącej wałeczka, aby zapobiec tym spiętrzeniom [126, 128]. W układzie *wałeczek–bieżnia* zachodzi złożony stan naprężenia. Warstwy naprężenia Hubera–Misesa oraz składowych tensora naprężenia w *parze tocznej wałek–bieżnia* przedstawiono na rysunku 4.48.



Rys. 4.46. Warstwy przemieszczeń w kierunku działania *pary tocznej wałek–bieżnia*



Rys. 4.47. Ciśnienie wzdłuż linii styku układ walek-bieżnia



Rys. 4.48. Warstwy naprężeń Hubera-Misesa oraz składowych tensora naprężeń w parze tocznej walek-bieżnia

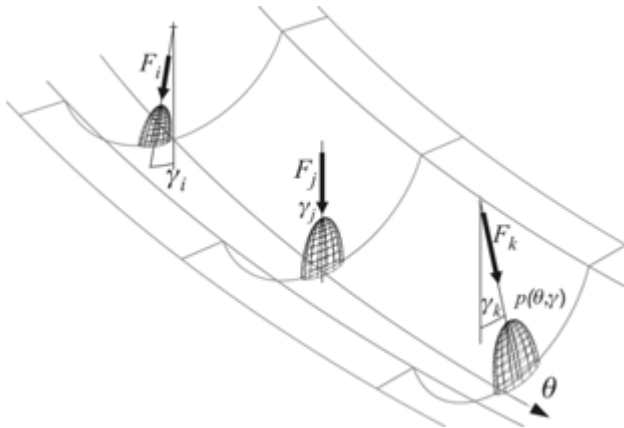
4.5. Podsumowanie

Zjawiska lokalne zachodzące w parze kinematycznej *element toczny-bieżnia* są bardzo złożone. Wzory analityczne zestawiono w podrozdziałach 4.2 i 4.3. Pomimo opisanego już na przełomie XIX i XX wieku, w dalszym ciągu brak jest modeli analitycznych, wystarczająco dokładnych do analizy obiektów technicznych, w których

założenia hertzowskie nie są spełnione. Otoczenie styku elementu tocznego i bieżni znacznie odbiega od przyjętych idealizacji. Nawet w obecnej możliwości numerycznego obliczania całek eliptycznych, co ułatwia rozwiązanie zagadnień pod względem matematycznym, błędy spowodowane zbyt dużymi uproszczeniami w geometrii obiektów, czynią rozwiązania klasyczne nieprzydatnymi do rozwiązywania układów o dużym współczynniku przystawania. Dyskusje tego zagadnienia przeprowadzono w podrozdziale 4.4. Za pomocą modeli numerycznych opartych na metodzie elementów skończonych zbudowano modele skończone elementowe uwzględniające rzeczywisty kształt powierzchni styku i wynikających stąd odstępstw od klasycznych teorii hertzowskich. Przez rozwiązanie bardzo dużego zbioru modeli, różniących się parametrami geometrycznymi spróbowano zdefiniować modele fenomenologiczne przydatne do rozwiązywania rzeczywistych zadań inżynierskich. Wyznaczone wartości parametrów zależności *ugięcie–obciążenie* zestawiono w tabeli 4.2. Wyznaczono także wzory aproksymacyjne w postaci wielomianów, których argumentem jest logarytm naturalny z dopełnienia do jedności współczynnika przystawania (rys. 4.19 i 4.20 oraz wzory (4.38) i (4.39)). Otrzymano łatwe do zastosowania spójne wzory, które dają bardzo dobre przybliżenie w szerokim zakresie współczynników przystawania. Podobne wzory wyznaczono przez regresję nieliniową do rozwiązania zagadnienia wyężenia strefy styku. Większość zależności i wykresów przedstawionych w tym rozdziale jest bezwymiarowych. Opisana metodologia budowy modeli dyskretnych może zostać zastosowana do rozwiązywania innych nietypowych zagadnień związanych a kontaktem między ciałami fizycznymi.

5. Metody obliczeniowe łożysk wielkogabarytowych

Istotą łożysk tocznych jest przenoszenie przez elementy toczne obciążenia między wzajemnie obracającymi się elementami. Elementy toczne oddziałują na bieżnię łożyska. Zbiory reakcji elementów tocznych na bieżnię pierścieni łożyska przedstawiają sobą określone dwuwymiarowe **rozkłady** statystyczne sił (*nacisków*) wokół bieżni łożyska. Teoretycznie rozkłady te zależą od liczby elementów tocznych oraz wektora siły wypadkowej przenoszonej przez łożysko i przedstawiają sobą zbiory paraboloid elipsowych nie nakładających się na siebie (rys. 5.1), tzn. **równych zeru, poza pewnym skończonym otoczeniem**. Można przyjąć, że dla układów fizycznych zbiory te tworzą trójwymiarowe nieskończenie gładkie powłoki (**funkcje $\varphi(\alpha)$ je opisujące mają w każdym punkcie ciągłe pochodne wszystkich rzędów**). Dla idealnych bieżni i nieskończenie sztywnego podłoża można powiedzieć, że są to rozkłady zdeterminowane, jednak w rzeczywistości – z uwagi na błędy wykonania bieżni i kul, postępującą ich degradację oraz podatność podłoża – są one statystyczne. Dopóki nadwozie nie wykonuje ruchu obrotowego są to ponadto rozkłady statyczne, o ściśle określonych wartościach maksymalnych, średnich itp.



Rys. 5.1. Chwilowy rozkład nacisków na bieżni łożyska
– zbiór paraboloid elipsowych

Najmniejszy nawet obrót nadwozia o kąt α sprawia, że ten statyczny dotychczas obraz radykalnie się zmienia. Kule zaczynają przenosić różnorodne, a z uwagi na odmienne warunki odkształcalnej ostoi, zmienne obciążenie. Chwilowe rozkłady – zależne od kąta obrotu nadwozia α – zachowują jednak swoją naturę i opisywane są w ten sam sposób. Zbiór D wszystkich funkcji $\varphi > (\alpha)$ nazywany jest **przestrzenią funkcji próbnych**.

Każdemu elementowi przestrzeni funkcji próbnych D przypisujemy określoną liczbę, w tym przypadku wartość maksymalną powłoki paraboloidalno-elipsowej. Jest to funkcjonal Ψ o wartościach liczbowych $\langle \Psi, \varphi(\alpha) \rangle$. Łatwo wykazać, że jest on na tej przestrzeni liniowy, tzn., dla dwóch różnych funkcji próbnych $\varphi_i(\alpha_i)$ oraz $\varphi_j(\alpha_j)$ spełnia warunki:

$$\begin{aligned} \langle \Psi, \varphi_\infty + \varphi_\epsilon \rangle &= \langle \Psi, \varphi_\infty \rangle + \langle \Psi, \varphi_\epsilon \rangle \\ \langle \Psi, \nabla \varphi_\infty \rangle &= \nabla \langle \Psi, \varphi_\infty \rangle \end{aligned} \quad (5.1)$$

Ponadto funkcjonal ten jest na przestrzeni D ciągły, tzn. dowolny ciąg funkcji próbnych $\{\langle \Psi, \varphi_n \rangle\}$ dąży do liczby $\langle \Psi, \varphi(\alpha) \rangle$ w zwykłym sensie. Taki funkcjonal jest właśnie **dystrybucją**.

Jest zatem dystrybucja w myśl definicji miarą chwilowych rozkładów nacisków zależnych od chwilowego kąta obrotu nadwozia. Każdą z parabolid elipsowych $p(\theta, \gamma)$ rozkładu nacisków od pojedynczego elementu tocznego i można opisać wartością siły wypadkowej F_i oraz jej kierunkiem γ_i .

Modele hertzowskie umożliwiły obliczanie typowych łożysk tocznych przeznaczonych do łożyskowania elementów maszyn z zadowalającą w praktyce inżynierskiej dokładnością. Podwaliny pod stosowane do dziś algorytmy obliczeń trwałości łożysk położyli Lundberg i Palmgren [97, 98]. Wieloletnia praktyka potwierdziła przydatność tych metod do doboru łożysk dla typowych zastosowań. Większość norm [101] oraz zaleceń katalogowych [60, 65] zaleca do dziś stosowanie tych zależności, często z niewielkimi modyfikacjami uwzględniającymi np. parametry tribologiczne łożyska [99, 296].

Z powszechności stosowania łożysk wynika liczebność publikacji dotyczących wszelkich aspektów łożysk tocznych i dlatego dalsze rozważania ograniczono wyłącznie do łożysk wielkogabarytowych.

Niedługo po zastosowaniu pierwszych łożysk wielkogabarytowych stwierdzono występowanie znacznych różnic w ich trwałości. Mimo stosowania podobnych materiałów oraz podobnego widma obciążeń i podobnych warunków pracy okazywało się, że czas pracy łożysk może być diametralnie różny [51, 237]. Analiza potencjalnych przyczyn wskazywała na znaczny wpływ sztywności podzespołu wsporczego [19, 20, 130, 222].

Nierównomierność rozkładu sztywności powoduje występowanie elementów obciążonych siłą F_{\max} o wartości większej niż siła nominalna F_n . Można zdefiniować współczynnik nierównomierności obciążenia W_n , będący stosunkiem tych wartości:

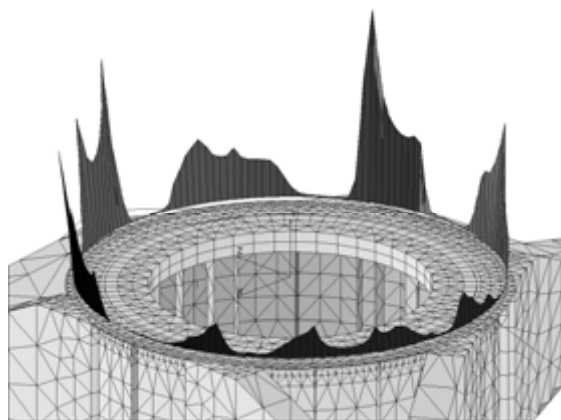
$$W_n = \frac{F_{\max}}{F_n} \quad (5.2)$$

Badania eksperymentalne łożysk obrotu żurawi przeprowadzone przez Kazanskiego [130] wykazały zależność dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne od rozkładu sztywności ustroju ostoi. Obiektami badań były dwurzędowe łożyska kulkowe oraz jednorzędowe rolkowe. Celem badań było wyznaczenie trwałości łożyska, do czego daną podstawową jest maksymalne obciążenie pojedynczego elementu tocznego. Uzyskany współczynnik nierównomierności obciążenia wynosił: $W_n = 1,26 \div 2,49$.

Podobne wartości nierównomierności rozkładu uzyskiwano w warunkach eksploatacyjnych: Gulianek [85], Pallini i Rumbarger [204], którzy badali łożysko zwałowarki, oraz w badaniach stanowiskowych: Takahashi i Omora [365]. Uzyskiwane z badań zależności empiryczne miały ograniczoną stosowność zarówno co do postaci ramy wsparczej, jak i zakresu sztywności.

Przeprowadzano także symulacje numeryczne wpływu sztywności na rozkład sił. Należy tu wymienić przede wszystkim liczne prace Brändleina [17–21], Cvekla [32] oraz prowadzone na Uniwersytecie w Bochum przez Woźniaka [375, 376], Breuckera [22] i Patza [210]. W Polsce symulacje komputerowe przeprowadzili Gibczyńska i Marciniec [72–74, 79], a także zespół z Politechniki Częstochowskiej: Kania, Mazanek i Mruk [113, 114].

Przykładowy chwilowy rozkład obciążeń elementów tocznych w łożysku zwałowarki o średnicy podziałowej $\varnothing 10$ m, uzyskaną numerycznie, pokazano na rysunku 5.2 [351].



Rys. 5.2. Chwilowy rozkład obciążenia z nadwozia zwałowarki na elementy toczne łożyska – wyniki z symulacji komputerowej

Najbardziej rozpowszechnionym w praktyce inżynierskiej sposobem doboru katalogowych łożysk wieńcowych jest korzystanie z diagramów sporządzanych przez producentów łożysk na podstawie badań, doświadczeń z eksploatacji i obliczeń, na których są naniesione krzywe dopuszczalnego obciążenia w funkcji siły osiowej i momentu poprzecznego [62, 63, 99, 246, 297, 382]. Algorytmy te opisano w podrozdziale 5.2.

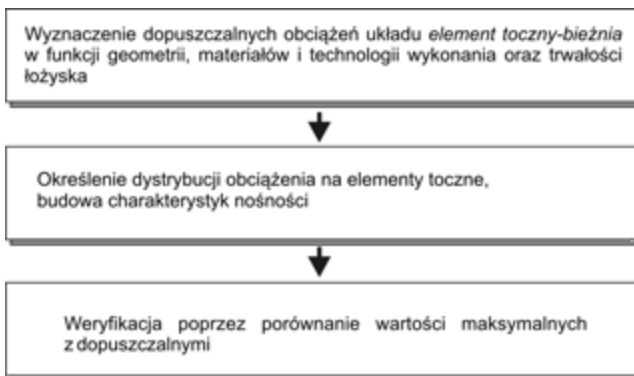
Na podstawie prowadzonego przez producentów monitorowania eksploatacji łożysk, sformułowano ogólne zalecenia dotyczące sztywności podzespołów wsporczych typowych łożysk [62, 99, 246].

W latach 90. ubiegłego wieku pojawiła się tendencja do ograniczania roli projektanta – konstruktora jedynie do zdefiniowania w formularzach warunków brzegowych: gabarytów, obciążeń zewnętrznych i wymaganego czasu pracy (liczby ekwiwalentnych obrotów). Argumentem za przyjęciem takiej procedury są wieloletnie doświadczenia firm produkujących łożyska. Można się z nim zgodzić w przypadku łożysk o niewielkich wymiarach, gdy podzespoły wsporcze są relatywnie sztywne (rys. 3.4).

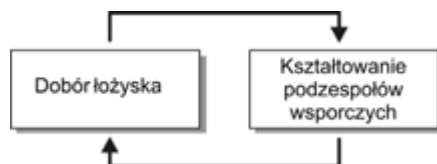
Projektowanie dużych łożysk w oderwaniu od postaci i parametrów podzespołów wsporczych jest jednak błędem, gdyż w tym przypadku podzespoły wsporcze przejmują funkcje elementów łożyska w zakresie zapewnienia sztywności giętnej i skrętnej [340]. Szczególnie istotne jest integralne projektowanie łożyska i podzespołów wsporczych, gdy struktura podzespołów wsporczych jest niejednorodna, czego nie można uniknąć podczas łożyskowania nadwozi maszyn o dużych gabarytach.

W przypadku produkowanych masowo łożysk maszynowych ogólnego przeznaczenia wynikiem ponad stuletnich doświadczeń w projektowaniu i z eksploatacji są dopracowane metody ich obliczania. Większość producentów łożysk stosuje podobne procedury wyznaczania nośności i trwałości. W przypadku łożysk wielkogabarytowych dotychczas brak jest metody uwzględniającej wszystkie istotne zjawiska zachodzące w systemie *łożysko–podzespoły wsporcze*, a jednocześnie wygodnej w praktycznym zastosowaniu.

Wszystkie metody obliczania łożysk wieńcowych przyjmują następujący tok postępowania:



Są to więc metody obliczeń *post factum*, wymagające uprzedniego określenia parametrów układu. Wynika to z braku możliwości miarodajnego doboru łożyska wielkogabarytowego bez znajomości podzespołów wsporczych. W łożyskach wielkogabarytowych konieczny jest koherentny dobór cech i parametrów układu *łożysko–podzespoły wsporcze*.



W dalszych podrozdziałach przedstawiono ważniejsze metody klasyczne i numeryczne obliczania łożysk wieńcowych. Sformułowano wymagania co do metody obliczania łożysk wielkogabarytowych.

5.1. Metody analityczne

Wyznaczenie dystrybucji obciążenia jest zadaniem wielokrotnie statycznie niewyznaczalnym. Klasyczne metody obliczeń łożysk wieńcowych wprowadzają dodatkowe zależności geometryczne i fizyczne pozwalające na rozwiązanie tego zagadnienia w sposób jawny, bez wykorzystania metod numerycznych.

Tabela 5.1. Porównanie metod klasycznych obliczania łożysk wieńcowych [340]

Założenia	Metoda		
	Ohnrich	Matthias	Gibczyńska
Podatność pierścieni łożyskowych i podzespołów wsporczych (giętnie i skrętnie)	nie	nie	nie
Kształt geometryczny pierścieni z imperfekcjami	nie	nie	nie
Materiał elementów tocznych i bieżni niejednorodny, odkształcenia plastyczne,	nie	nie	nie
Niejednakowe elementy toczne,	nie	nie	nie
Zmienny kąt działania elementów tocznych,	nie	nie	tak
Wykroczenie poza założenia hertzowskie: <ul style="list-style-type: none"> • duży styk, • wypukła powierzchnia styku, 	nie	nie	nie
Siły promieniowe	tak	nie	tak
Superpozycja siły osiowej i momentu poprzecznego i siły bocznej,	tak	nie	nie
kąt działania elementów tocznych różny od 90°	tak	nie	tak
Luz lub zacisk wstępny	tak	tak	tak

Najczęściej stosowanymi klasycznymi metodami obliczania łożysk wielkogabarytowych są metody Ohnricha [200] i Matthiasa [177–180]. W Polsce oryginalną metodę obliczania łożysk wieńcowych zaproponowała Gibczyńska [75, 77, 78], oraz Dziurski, Kania, Mazanek [52, 53], Kania [127, 128]. Metodę Ohnricha zmodyfikowano w pracy [340], eliminując superpozycję obciążenia osiowego i momentu. Przeglądu metod klasycznych dokonano w pracach [71, 195, 182, 183, 340].

Wszystkie te metody cechują się znacznymi uproszczeniami (tabela 5.1), ograniczającymi ich przydatność do łożysk o dużej średnicy.

5.1.1. Metoda Ohnricha

W metodzie Ohnricha przyjęto następujące założenia upraszczające [200, 340]:

- pierścienie łożyskowe są sztywne giętnie i skrętnie,
- elementy toczne są jednakowe,
- bieżnie nie mają imperfekcji,
- materiały kuli i bieżni są jednorodnie i liniowosprężyste,
- w przypadku łożysk momentowych siła napinająca śruby zapewnia stały docisk na powierzchniach łączonych pierścieni.

Wyprowadzenie metody Ohnricha oparte jest na równaniu hertzowskim:

$$F = c\delta^{1/\eta} \quad (5.3)$$

gdzie: F – siła w elemencie tocznym, δ – ugięcie, c, η – współczynniki wyznaczone z teorii Hertza lub numerycznie, oraz na proporcji określającej zależność między siłami F i ugięciami δ skrajnego elementu tocznego (indeks $_{\max}$) oraz dowolnego innego (indeks $_i$) określa wzór:

$$\frac{F_{\max}}{F_i} \sim \left(\frac{\delta_{\max}}{\delta_i} \right)^{\frac{1}{\eta}} \quad (5.4)$$

W styku hertzowskim współczynnik η przyjmuje wartość $\eta = 2/3$, i taki przyjmuje Ohnrich w swojej metodzie. W celu zachowania ogólności rozwiązania pozostawiono w dalszych wzorach zapis symboliczny.

Metodą Ohnricha w celu uproszczenia obliczeń dokonuje się superpozycji przemieszczeń δ od obciążeń elementarnych: siły osiowej V , momentu wywrotnego w płaszczyźnie osiowej M oraz siły poziomej H :

$$\delta = \delta(V) + \delta(M) + \delta(H) \quad (5.5)$$

i odrębnie wyznacza rozkład obciążenia elementów tocznych od każdego obciążenia elementarnego.

Przy dużej liczbie kul z maksymalne $F_{V_{\max}}$ i minimalne $F_{V_{\min}}$ obciążenia kuli są odpowiednio równe:

$$F_{V_{\max}} = \frac{V}{z} + \frac{4,37M}{2zR}; \quad F_{V_{\min}} = \frac{V}{z} - \frac{4,37M}{2zR} \quad (5.6)$$

Podobnie przy obciążeniu promieniowym H . Zakładając niezmiennosc geometryczną pierścieni łożyskowych oraz uwzględniając kształt przekroju poprzecznego ich bieżni kulowych, zależność pomiędzy odkształceniami promieniowymi δ_{H_i} , wywołanymi poziomą siłą H , przyjmie (zgodnie z Ohnrlichem) postać

$$\frac{\delta_{H_i}}{\delta_{H_{\max}}} = \cos \beta_i \quad (5.7)$$

Z warunku równowagi pierścienia obciążonego siłą H otrzymujemy

$$F_{H_{\max}} = \frac{4,37H}{2z} \quad (5.8)$$

Ze wzoru (5.6) można wyznaczyć graniczną wartość mimośrodów działania obciążenia, dla której następuje zerwanie kontaktu na kuli po stronie odciążanej:

$$e_o = 0,458R \quad (5.9)$$

Metodę Ohnricha stosowano między innymi w polskiej normie branżowej z roku 1971, dotyczącej kulkowych łożysk dwurzędowych [11], oraz Kahn [106] i Murzyński [190].

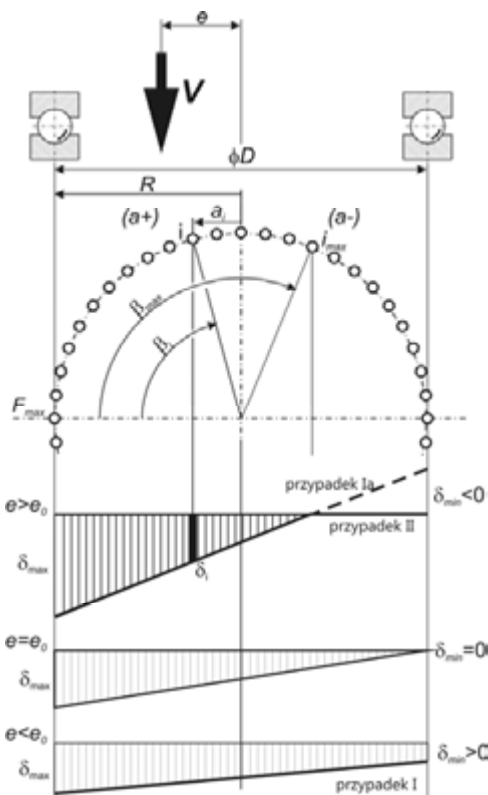
5.1.2. Modyfikacja metody Ohnricha

Podstawową wadą metody Ohnricha jest stosowanie superpozycji siły osiowej i momentu wywrotnego z uwzględnieniem nieliniowej charakteryki układu *element toczy-bieżnia*. W celu wyeliminowania tej wady w pracy [340], zaproponowano całościową analizę obciążenia, bez rozbicia na składową od siły osiowej V i od momentu M .

Schemat obliczeniowy przy jednej bieżni łożyska przedstawiono na rysunku 5.3. Siła V działając na mimośrodku e obciąża łożysko momentem M . W zależności od wielkości mimośrodu działania siły pionowej e w odniesieniu do promienia podziałowego łożyska R :

$$\bar{e} = \frac{e}{R} \quad (5.10)$$

można wyróżnić dwa przypadki rozkładu obciążenia. Graniczną wartość zredukowanego mimośrodu oznaczono przez e_o .



Rys. 5.3. Rozkład ugięć układu *element toczny-bieżnia* w rzędzie łożyska dla różnych mimośrodków działania siły pionowej

Przypadek I – $\bar{e} \leq \bar{e}_0$ w łożysku jednorzędowym

Obciążenie jest przenoszone przez wszystkie kule łożyska. Wówczas:

$$\beta_{\max} = 180^\circ$$

Kula szczytowa przenosi siłę F_{\max} , natomiast ugięcia szczytowe par *bieżnia-element toczny-bieżnia* są odpowiednio równe: δ_{\max} i δ_{\min} .

Ramię działania siły i -tej kuli wynosi:

$$a_i = R \cos \beta_i \quad (5.11)$$

a ugięcie na i -tej kuli:

$$\delta_i = \delta_{\min} + (\delta_{\max} - \delta_{\min}) \frac{R + a_i}{2R} \quad (5.12)$$

Po uwzględnieniu (5.11) i założeniu $\delta_{\max} = 1$ uzyskuje się:

$$\bar{\delta}_i = \bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \quad (5.13)$$

a po unormowaniu

$$\bar{F}_i = \frac{F_i}{F_{\max}} \quad (5.14)$$

Po uwzględnieniu (5.4) uzyskuje się:

$$\bar{F}_i = \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{1/\eta} \quad (5.15)$$

Warunki równowagi pierścienia łożyska obciążonego mają postać:

$$\sum F_i = V \quad (5.16)$$

$$\sum F_i a_i = V e \quad (5.17)$$

Po uwzględnieniu wcześniejszych wyprowadzeń:

$$F_{\max} \sum_{i=1}^z \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{1/\eta} = V \quad (5.18)$$

stąd:

$$F_{\max} = \frac{V}{\sum_{i=1}^z \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{1/\eta}} \quad (5.19)$$

Podobnie dla równania momentów:

$$F_{\max} \sum_{i=1}^z \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{1/\eta} \cos \beta_i = V e \quad (5.20)$$

można uzyskać:

$$e = \frac{F_{\max} \sum_{i=1}^z \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{1/\eta} \cos \beta_i}{V} R \quad (5.21)$$

W ten sposób po założeniu $\delta_{\min}/\delta_{\max}$ pod znanym obciążeniem V uzyskuje się maksymalne obciążenie kuli i mimośród działania siły pionowej e . Przez interpolację można odwrócić zagadnienie i na podstawie znanych V i e uzyskać F_{\max} i F_{\min} .

Wyprowadzone zależności można zastosować także do łożyska dwurzędowego o jednakowych elementach toczyń (przypadek Ia).

Przypadek II – $\bar{e} > \bar{e}_0$ w łożysku jednorzędowym

Obciążenie jest przenoszone przez kule łożyska z zakresu $[-\beta_{\max}, \beta_{\max}]$. Kula szczytowa przenosi siłę F_{\max} , kula na kącie β_{\max} siłę 0, natomiast ugięcie *bieżnia–element toczny–bieżnia* kuli szczytowej jest równe: δ_{\max} .

Ramię działania siły i -tej kuli wynosi:

$$a_i = R \cos \beta_i \quad (5.22)$$

a ugięcie na i -tej kuli:

$$\delta_i = \delta_{\max} \frac{a_i - a_{\beta_{\max}}}{R - a_{\beta_{\max}}} \quad (5.23)$$

Po uwzględnieniu (5.22) i założeniu $\delta_{\max} = 1$ uzyskuje się:

$$\bar{\delta}_i = \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{\max}}{1 - \cos \beta_{\max}} \quad (5.24)$$

a po unormowaniu (5.49) i po wstawieniu do (5.4) uzyskuje się:

$$\bar{F}_i = \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{\max}}{1 - \cos \beta_{\max}} \right)^{1/\eta} \quad (5.25)$$

Z warunków równowagi (5.16) i (5.17), po uwzględnieniu wcześniejszych wyprowadzeń:

$$F_{\max} \sum_{i=z_{-\beta_{\max}}}^{z_{\beta_{\max}}} \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{\max}}{1 - \cos \beta_{\max}} \right)^{1/\eta} = V \quad (5.26)$$

Stąd:

$$F_{\max} = \frac{V}{\sum_{i=z_{-\beta_{\max}}}^{z_{\beta_{\max}}} \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{\max}}{1 - \cos \beta_{\max}} \right)^{1/\eta}} \quad (5.27)$$

Analogicznie z równania momentów:

$$F_{\max} \sum_{i=z_{-\beta_{\max}}}^{z_{\beta_{\max}}} \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{\max}}{1 - \cos \beta_{\max}} \right)^{1/\eta} \cos \beta_i = V\bar{e} \quad (5.28)$$

można uzyskać:

$$e = \frac{F_{\max} \sum_{i=z_{-\beta_{\max}}}^{z_{\beta_{\max}}} \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{\max}}{1 - \cos \beta_{\max}} \right)^{1/\eta} \cos \beta_i}{V} R \quad (5.29)$$

W ten sposób po założeniu β_{\max} pod znanym obciążeniem V uzyskuje się wartość maksymalną obciążenia kuli i mimośród działania siły pionowej e . Pozwala to przez interpolację odwrócić zagadnienie i na podstawie znanych V i e uzyskać F_{\max} i połówkowy kąt działania łożyska β_{\max} .

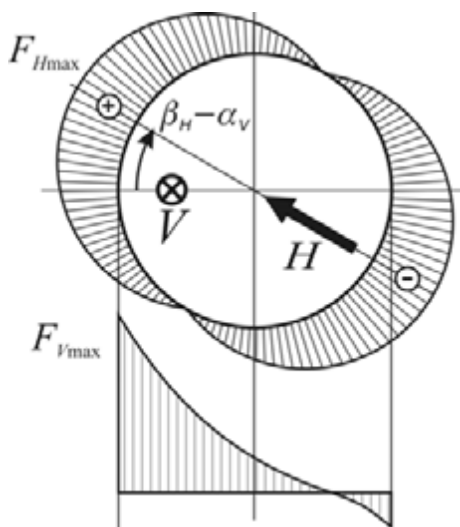
Można wykazać, że przy spotykanych zwykle w łożyskach dużej liczbie kul z i dla $\eta = 1,5$ spełniona jest zależność:

$$e_0 \approx 0,6 \quad (5.30)$$

Jest to wartość znacznie większa niż wartość uzyskana za pomocą metody Ohnricha.

Wpływ poziomych sił H obciążających łożysko i działających na elementy toczne (rys. 5.4) określa się przez geometryczne sumowanie sił składowych, z uwzględnieniem różnicy kątów między linią mimośrodu działania siły pionowej V a kierunkiem działania siły poziomej ($\alpha_V - \beta_H$)

$$F_{\max} = \sqrt{(F_{\max})^2 + (F_{H_{\max}})^2 \cos^2(\alpha_V - \beta_H)} \quad (5.31)$$



Rys. 5.4. Geometryczne sumowanie sił składowych z uwzględnieniem różnicy kątów między linią mimośrodu działania siły pionowej V a kierunkiem działania siły poziomej ($\alpha_V - \beta_H$)

Podane założenia można rozwinąć dla większej liczby rzędów (bieżni) o różnych elementach tocznych i z uwzględnieniem luzu (luzów) dla rzędu dolnego. Dla łożysk kulowych sztywność układu *element toczny-bieżnia* przy zachowaniu stałych materiałowych (E , ν) i współczynników przystawania s rośnie proporcjonalnie do średnicy

kuli d . Dla różnych kątów działania elementów tocnych sztywność poszczególnych rzędów w kierunku osiowym łożyska zależy także od sinusa kąta działania elementów tocnych γ . Wówczas można zapisać:

$$\frac{F_{1\max}}{F_{ji}} \sim \left(\frac{\delta_{1\max}}{\delta_{ji} \frac{d_1 \sin \gamma_1}{d_j \sin \gamma_j}} \right)^{1/\eta} \quad (5.32)$$

gdzie indeks 1 dotyczy zewnętrznego rzędu górnego (tam zazwyczaj znajduje się najbardziej wyężony element tocny), a indeks j – j -tego rzędu elementów tocnych. Można wprowadzić stałą:

$$\kappa_j = \frac{d_1 \sin \gamma_1}{d_j \sin \gamma_j} \quad (5.33)$$

Wówczas w łożyskach bez luzu, gdy $e \leq e_0$

$$F_{\max} = \frac{V}{\sum_j \sum_{i=1}^z \left(\kappa_j \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right) \right)^{1/\eta}} \quad (5.34)$$

i

$$e = \frac{F_{\max} \sum_j \sum_{i=1}^z \left(\kappa_j \left(\bar{\delta}_{\min} + (1 - \bar{\delta}_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right) \right)^{1/\eta} \cos \beta_i}{V} R \quad (5.35)$$

a gdy $e > e_0$

$$F_{\max} = \frac{V}{\sum_j \sum_{i=z-\beta_{\max}}^{z\beta_{\max}} \left(\kappa_j \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} \right)^{1/\eta}} \quad (5.36)$$

i

$$e = \frac{F_{\max} \sum_j \sum_{i=z-\beta_{\max}}^{z\beta_{\max}} \left(\kappa_j \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} \right)^{1/\eta} \cos \beta_i}{V} R \quad (5.37)$$

Maksymalny kąt działania elementów tocnych poszczególnych rzędów $\beta_{j\max}$ można wyznaczyć z zależności geometrycznych:

$$\beta_{j\max} = \begin{cases} \arccos\left(\frac{d_1}{d_j} \cos \beta_{1\max}\right) & \text{dla } \frac{d_1}{d_j} \cos \beta_{1\max} \leq 1 \\ \pi & \text{dla } \frac{d_1}{d_j} \cos \beta_{1\max} > 1 \end{cases} \quad (5.38)$$

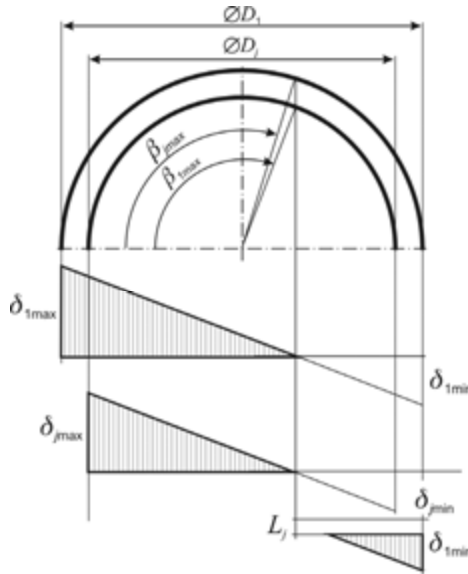
W przypadku łożysk z luzem rozwiązanie zagadnienia jest trudniejsze. Schemat ugięć elementów toczyńnych dla łożyska z luzem pokazano na rysunku 5.5.

Warunki równowagi pierścienia łożyska obciążonego mają postać:

$$V = \sum_j \sum_{i=z-\beta_{\max}}^{z\beta_{\max}} C_j \left(\kappa_j \left(\delta_{\max} \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} - l_j \right) \right)^{1/\eta} \quad (5.39)$$

i

$$e = \frac{\sum_j \sum_{i=z-\beta_{\max}}^{z\beta_{\max}} C_j \left(\kappa_j \left(\delta_{\max} \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} - l_j \right) \right)^{1/\eta} \cos \beta_i}{\sum_j \sum_{i=z-\beta_{\max}}^{z\beta_{\max}} C_j \left(\kappa_j \left(\delta_{\max} \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} - l_j \right) \right)^{1/\eta}} R \quad (5.40)$$



Rys. 5.5. Schemat ugięć elementów toczyńnych dla łożyska z luzem

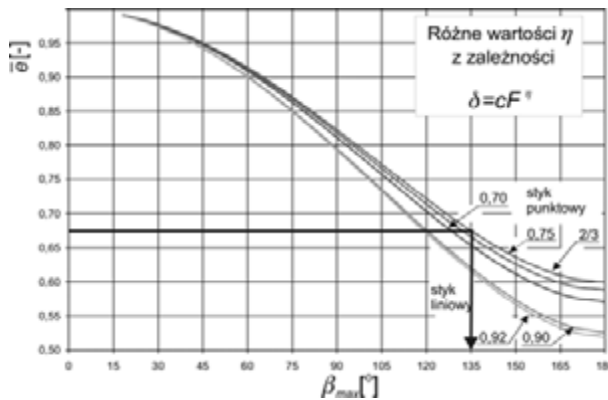
W tym układzie równań po uwzględnieniu już wyprowadzonych zależności są dwie niewiadome:

- δ_{\max} – ugięcie maksymalnie obciążonego układu *element toczy–bieżnia*,
- β_{\max} – połówkowy kąt działania zewnętrznego górnego rzędu.

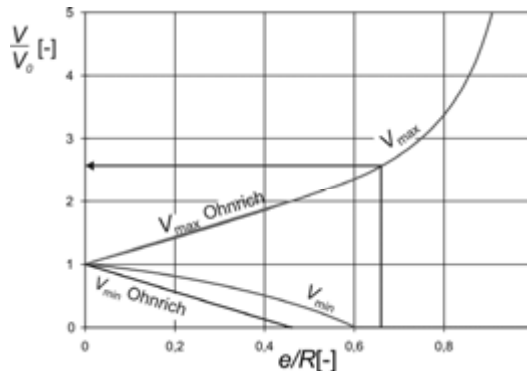
Podane równanie jest rozwiązywane iteracyjnie w przestrzeni $\delta_{\max} \times \beta_{\max}$. Metoda ta jest wykorzystana w autorskim programie ROLK 6.5.

Aby ułatwić interpretację uzyskanych zależności, na rysunku 5.6 pokazano zależność połówkowego kąta działania elementów toczywnych łożyska β_{\max} (łuk nośny) od unormowanego mimośrodu siły pionowej e/R . Do wartości e_0 przenoszą się wszystkie kule w łożysku. Powyżej tej wartości tylko w zakresie $[-\beta_{\max}, \beta_{\max}]$. Wykresy wykonano dla różnych charakterystyk sztywności *element toczywny–bieżnia*:

$$\delta = cF^\eta \quad (5.41)$$



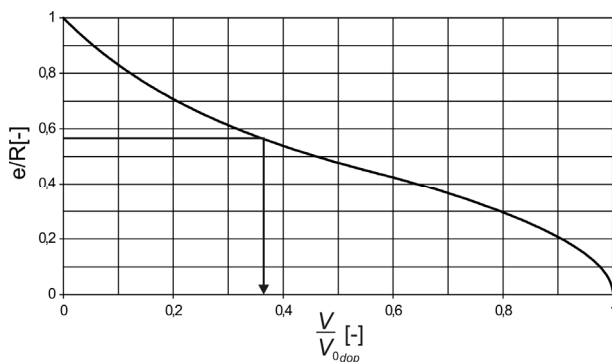
Rys. 5.6. Połówkowy kąt działania elementów toczywnych w funkcji mimośrodu działania siły pionowej dla różnych charakterystyk układu *element toczywny–bieżnia*



Rys. 5.7. Unormowana wartość obciążenia kul szczytowych według metody Ohnricha i metody zmodyfikowanej

Wartość współczynnika $\eta = 2/3$ wynika z teorii Hertza styku punktowego kuli z bieżnią, wartości $\eta = 0,7$ i $0,75$ wyznaczono z modeli MES kuli z bieżnią, dla dużych współczynników przystawania. Wartości $\eta = 0,9$ i $0,925$ odpowiadają wzorom empirycznym styku liniowego. Uzyskana wartość mimośrodu granicznego e_0 wynosi: od $0,6R$ przy styku hertzowskim do $0,539R$ przy styku liniowym (model Bochmana).

Na rysunku 5.7 zamieszczono wykresy obciążeń kul maksymalnie wyęzonych i maksymalnie odciążonych dla współczynnika $\eta = 2/3$. Dla porównania zestawiono wykresy uzyskane sposobem Ohnricha.



Rys. 5.8. Charakterystyka nośności łożyska kulowego

5.1.3. Metoda Matthiasa

Założenia poczynione przez Matthiasa [177–180] są podobne do przyjętych przez Ohnricha:

- pierścienie łożyskowe sztywne giętnie i skrętnie,
- elementy toczne jednego rzędu jednakowe,
- bieżnie nie mają imperfekcji,
- materiały kuli i bieżni jednorodnie i liniowo sprężyste,
- styk spełnia warunki hertzowskie (mała płaska powierzchnia styku),
- w przypadku łożysk momentowych siła napinająca śruby zapewnia stały docisk na powierzchniach łączonych pierścieni, uniemożliwiający przesunięcia.

Ponadto:

- łożysko nie przenosi sił promieniowych i obwodowych,
- elementy toczne jednego rzędu jednakowe,
- kąt działania elementów tocznych wynosi 90° ,
- liczba elementów tocznych jest duża (duży wskaźnik średnicowy w_s).

Ostatnie wymienione założenie pozwala na przejście z modelu dyskretnego dystrybucji sił w łożysku na model ciągły. Obciążenie elementu tocznego na obwodzie łożyska można obliczyć z równania:

$$F_i = q_\beta R_j \Delta\beta \quad (5.42)$$

gdzie: F_i – siła w elemencie tocznym, q_β – obciążenie liniowe bieżni odpowiadające elementowi tocznemu (kąt β od kuli szczytowej), R_j – promień podziałowy j -tego rzędu łożyska, $\Delta\beta$ – podziałka odpowiadająca jednemu elementowi tocznemu.

Jeżeli zależność pomiędzy obciążeniem elementu tocznego F_i a jego ugięciem δ_i przyjmie się zgodnie z wzorem (5.41), to można zapisać zależności pomiędzy obciążeniami ciągłymi dla j -tego rzędu łożyska w postaci:

$$q_j = q_{j\max} \left(\frac{\delta}{\delta_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.43)$$

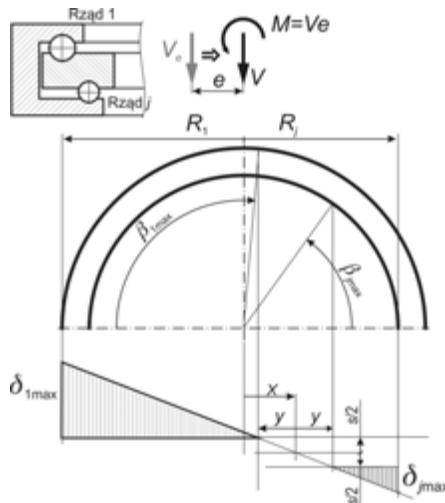
a pomiędzy rzędami łożyska:

$$q_{j\max} = q_{1\max} \frac{R_1 \Delta\beta_1}{R_j \Delta\beta_j} \left(\frac{\delta_{j\max}}{\delta_{1\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.44)$$

Pozwala to na zapisanie warunków równowagi pierścieni łożyska, po uwzględnieniu zależności geometrycznych wyprowadzonych na podstawie rysunku 5.9, w postaci całki po rzędach łożyska:

$$V = \sum_j 2 \int_0^{\beta_{j\max}} q_j R_j d\beta \quad (5.45)$$

$$M = Ve = \sum_j 2 \int_0^{\beta_{j\max}} q_j R_j^2 \cos \beta d\beta \quad (5.46)$$



Rys. 5.9. Schemat obliczeniowy łożyska według metody Matthiasa

Z proporcji na rysunku 5.9 dla łożyska dwurzędowego można wyprowadzić:

$$\beta_{1,2\max} = \arccos \frac{y \pm x}{R_{1,2}} \quad (5.47)$$

Wprowadzenie zmiennych zredukowanych siły:

$$\bar{V} = \frac{F \Delta \beta_1}{2} \left(\frac{2C}{s} \right)^{\frac{1}{\eta}} \quad (5.48)$$

i momentu

$$\bar{M} = \frac{M \Delta \beta_1}{2R_1} \left(\frac{2C}{s} \right)^{\frac{1}{\eta}} \quad (5.49)$$

pozwala zapisać równania (5.45) i (5.46) w postaci:

$$\bar{V} = \left(\frac{R_1}{y} \right)^{\frac{1}{\eta}} (J_1 - \Psi J_2) \quad (5.50)$$

i

$$\bar{M} = \left(\frac{R_1}{y} \right)^{\frac{1}{\eta}} \left(\frac{y-x}{R_1} J_1 - \Psi \frac{y+x}{R_2} J_2 + J_3 + \frac{R_2}{R_1} \Psi J_4 \right) \quad (5.51)$$

gdzie całki J i zmienna pomocnicza Ψ są równe:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 = \int_0^{\beta_{\max 1}} \left(\cos \beta - \frac{y-x}{R_1} \right)^{\frac{1}{\eta}} d\beta \\ J_2 = \int_0^{\beta_{\max 2}} \left(\cos \beta - \frac{y+x}{R_2} \right)^{\frac{1}{\eta}} d\beta \\ J_3 = \int_0^{\beta_{\max 1}} \left(\cos \beta - \frac{y-x}{R_1} \right)^{1+\frac{1}{\eta}} d\beta \\ J_4 = \int_0^{\beta_{\max 2}} \left(\cos \beta - \frac{y+x}{R_2} \right)^{1+\frac{1}{\eta}} d\beta \end{array} \right. \quad (5.52)$$

$$\psi = \frac{\Delta\beta_1}{\Delta\beta_2} \left(\frac{R_2 C_1}{R_1 C_2} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (5.53)$$

Układ równań (5.50) i (5.51) ma dwie niewiadome x i y . Ze względu na występowanie w układzie całek eliptycznych Matthias rozwiązywał je, budując nomogramy dla różnych wartości parametrów x i y odniesionych do promienia R_1 . Obecnie właściwsze wydaje się znalezienie rozwiązania na drodze numerycznej.

Na podstawie metody Matthiasa trudno jest w sposób bezpośredni (bez zastosowania metod numerycznych) uzyskać charakterystyki nośności łożyska, stąd nie nadaje się ona do doboru łożyska, a jedynie może służyć do obliczeń sprawdzających łożyska. Istotną wadą jest też ograniczenie kąta działania elementów tocznych γ do 90° , chociaż można zastosować modyfikacje podobne do opisanych w punkcie 5.1.2, pozwalające ominąć podane ograniczenie.

Metoda Matthiasa stosowana była przez firmy wschodnioniemieckie [203].

5.2. Katalogowy dobór łożysk

W katalogowych metodach doboru łożysk wieńcowych wykorzystuje się klasyczne ohnrichowskie modele łożysk i hertzowskie modele par tocznych, liczne doświadczenia eksploatacyjne związane z charakterem pracy maszyn, w których stosowano łożyska, postacią podzespołów wsporczych oraz badania materiałowe przeprowadzane przez producentów łożysk. Przy doborze łożyska producenci stawiają wymagania co do:

- nośności statycznej i dynamicznej,
- trwałości,
- bezpieczeństwa pracy.

Nośność statyczna jest to takie obciążenie wolnoobracającego się łożyska, które nie wynika ze zmęczenia materiału, lecz z odkształceń na styku *kula-bieżnia*.

Katalogowe łożyska wieńcowe są dobierane na podstawie zdefiniowanych przez producenta diagramów charakterystyk granicznych: statycznych i dynamicznych, w układzie *siła osiowa–moment poprzeczny*.

Charakterystyki statyczne wyznacza się na podstawie obliczenia obciążeń poszczególnych elementów tocznych w łożysku, po założeniu dopuszczalnego naprężenia hertzowskiego na styku *element toczny–bieżnia*. Wartość ta jest przyjmowana w zależności od rodzaju elementu tocznego i materiału. Przykładowe wartości wyznaczane z zależności hertzowskich podano w tabeli 5.2.

W przypadku typowych łożysk maszynowych, zgodnie z normą ISO 76:2006 [101], nominalna nośność statyczna odpowiada obciążeniu statycznemu, które powoduje powstanie między bieżnią a najbardziej obciążonym elementem tocznym naprężeń stykowych określonych w tabeli 5.2. Przy tym naprężeniu łączne trwałe odkształ-

Tabela 5.2. Dopuszczalne naciski hertzowskie przyjmowane do wyznaczania charakterystyk statycznych łożysk wieńcowych [221]

	Element toczny	Łożyska wieńcowe		Łożyska maszynowe
	$P_{H_{dop}}$ [MPa]	Materiał	42CrMo4	50Mn
kula		3850	3400	4200 4600*
wałeczek		2700	2100	4000

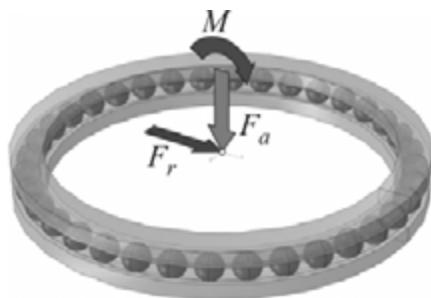
* Łożyska kulkowe wahlwe

cenie elementu tocznego i bieżni wynosi około 0,01% średnicy elementu tocznego. Zakłada się, że obciążenia są ściśle promieniowe dla łożysk poprzecznych i ściśle osiowe dla łożysk wzdłużnych.

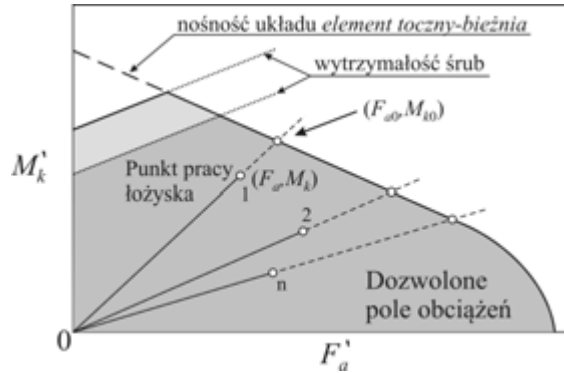
Charakterystyki dynamiczne (zmęczeniowe) są zazwyczaj przyjmowane przy niezawodności 90% oraz liczbie ekwiwalentnych obrotów równej 30 tys. Są one wyznaczane na podstawie wytrzymałości zmęczeniowej bieżni w strefie styku.

Drugim ograniczeniem nośności łożyska jest wytrzymałość śrub mocujących łożysko. W charakterystykach zakłada się, że długość swobodna śruby jest równa 4 jej nominalnym średnicom, a napięcie wstępne wynosi 70%.

Ze względu na spójność z katalogami głównych producentów tocznych łożysk wieńcowych [62, 99, 246] w rozdziale tym zachowano katalogowe oznaczenie sił obciążających łożysko. Łożysko wieńcowe w płaszczyźnie elementów tocznych jest obciążone siłą osiową F_a , siłą promieniową F_r i momentem wywrotnym $M - F_a \cdot e$ (rys. 5.10). W charakterystykach (rys. 5.11) pomijane jest obciążenie siłą poprzeczną i dlatego konieczne jest wyznaczanie obciążenia zastępczego. Obciążenie zastępcze uwzględnia złożony stan obciążenia łożyska, jego postać konstrukcyjną oraz charakter pracy związany z przeznaczeniem. Producenci różnie definiują wzory redukcyjne oraz współczynniki obciążeń f_{stat} . Definiowane są dwie różne charakterystyki: wytrzymałości statycznej oraz dynamicznej (trwałości).



Rys. 5.10. Siły przekrojowe w łożysku: osiowa, promieniowa i moment poprzeczny (wywrotny)



Rys. 5.11. Przykładowa charakterystyka łożyska wieńcowego

Poniżej porównano przykładowe wzory redukcyjne i współczynniki stosowane przez różnych producentów. Zachowano oznaczenia stosowane w katalogach.

Metoda doboru firmy Rotheerde

Wprowadzono wzory redukcyjne do uwzględnienia obciążeń promieniowych odmiennie dla różnych typów łożysk:

- Jednorzędowe czteropunktowe:
Kojarzenie obciążeń I

$$F'_a = (F_a + 5,046F_r) f_{\text{stat}}$$

$$M'_k = M_k f_{\text{stat}}$$

- Kojarzenie obciążeń II

$$F'_a = (1,225F_a + 2,676F_r) f_{\text{stat}}$$

$$M'_k = 1,225M_k f_{\text{stat}}$$

- Wałeczkowe krzyżowe

$$F'_a = (F_a + 2,05F_r) f_{\text{stat}}$$

$$M'_k = M_k f_{\text{stat}}$$

- Dwurzędowe kulowe i wałeczkowo-kulowe:

Gdy $F_r \leq 0,1F_a$, wówczas wpływ siły promieniowej jest pomijany:

$$F'_a = F_a f_{\text{stat}}$$

$$M'_k = M_k f_{\text{stat}}$$

Gdy $F_r > 0,1F_a$, wtedy konieczne jest uwzględnienie kąta działania, sprawdzenia dokonuje producent łożysk.

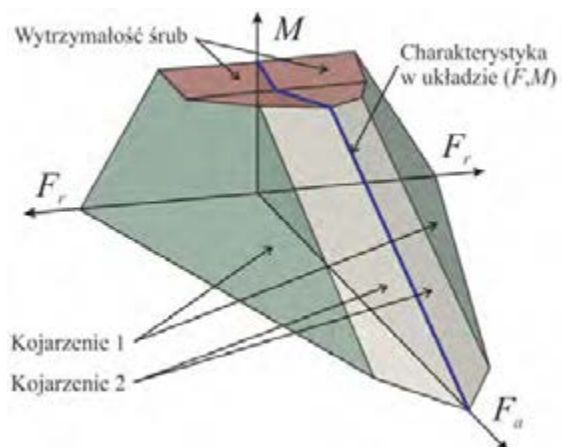
W trzyczęściowych łożyskach wałeczkowych siła promieniowa przenoszona jest przez dodatkowy rząd wałeczków i jej wpływ jest pomijany:

$$F'_a = F_a f_{\text{stat}}$$

$$M'_k = M_k f_{\text{stat}}$$

Współczynnik obciążenia f_{stat} zależy od przeznaczenia łożyska i w typowych zastosowaniach zmienia się w zakresie od 1,1 do 1,75 (tab. 5.3).

Na podstawie wzorów redukcyjnych można zbudować charakterystykę nośności w postaci powierzchni w przestrzeni (F_a, F_r, M) . Przykładową charakterystykę jednorzędowego łożyska czteropunktowego przedstawiono na rysunku 5.12. Jest ona przekrojem charakterystyk z kojarzenia I, II oraz charakterystyki nośności śrub.



Rys. 5.12. Charakterystyka nośności łożyska jednorzędowego czteropunktowego w przestrzeni (F_a, F_r, M)

Firma Rotheerde oprócz charakterystyki statycznej zamieszcza także charakterystykę nośności ze względu na trwałość. W obliczeniach trwałości charakterystyka nośności jest przedstawiana dla liczby 30 tys. ekwiwalentnych obrotów. Trwałość łożyska n (w liczbie obrotów) definiowana jest na podstawie współczynnika f_L :

$$f_L = \frac{F_{a0}}{F'_a} = \frac{M_{k0}}{M'_k}$$

wówczas:

$$n = (f_L)^p 3 \times 10^4,$$

gdzie wykładnik $p = 3$ w łożyskach kulowych i $p = 10/3$ w łożyskach wałeczkowych.

Tabela 5.3. Współczynniki obciążenia do doboru łożysk oraz ekwiwalentna liczba obrotów według firmy Rotheerde [246]

Obiekt		f_{stat}	f_L	n_{eq}	
Dźwigi pływające, żurawie samochodowe – drobnicowe, Dźwigi pokładowe – chwytakowe, Stoły spawalnicze, platformy obrotowe		1,10	1,0	30 000	
Żurawie budowlane	mocowane na wieży*	$M_{k-Q} / M_{k_Q} \leq 0,5$	1,25	1,0	30 000
		$0,5 < M_{k-Q} / M_{k_Q} < 0,8$		1,15	45 000
		$M_{k-Q} / M_{k_Q} \geq 0,8$		1,25	60 000
	mocowanie na podłożu			1,0	30 000
Żurawie obrotowe, załadownicze			1,15		
Żurawie hutnicze			1,5	100 000	
Żurawie, mosty przeładunkowe, dźwigi pływające – chwytakowe		1,45	1,7	150 000	
Koparki kołowe – obrót nadwozia, ładowarki, zwałowarki			2,15	300 000	
Żurawie kolejowe		1,10			
Żurawie pokładowe – drobnicowe		1,0			
Zwałowarki, mosty przerzutowe		1,10			
Koparki linowe, koparki zgarnikowe		1,25			
Żurawie na platformach wiertniczych					
Koparki hydrauliczne	łożyska dwurzędowe kulowe	1,25			
	pozostałe do 1,5m ³	1,45			
	pozostałe powyżej 1,5m ³				
Transportery kadzi odlewniczych		1,75			

Jeżeli łożysko jest eksploatowane w kilku kojarzeniach obciążeń, to trwałość wyznacza się z trwałości n_i uzyskanych dla poszczególnych kojarzeń, z uwzględnieniem ich udziału procentowego q_i :

$$n = \frac{100}{\sum_{i=1}^n \frac{q_i}{L_i}}$$

Wartości współczynników obciążenia zależą od rodzaju maszyny i liczby ekwiwalentnych obrotów n_{eq} , a w przypadku żurawi budowlanych z łożyskiem posadowionym na wieży od stosunku wartości bezwzględnej momentu wywrotnego bez nosiwa M_{k-Q} i z nosiwem M_{k_Q} .

W charakterystykach uwzględnia się wytrzymałość śrub mocujących po założeniu ich klasy 10.9, długości części swobodnej równej 5 średnicom śruby oraz napięciu wstępnemu w wysokości 70% wytrzymałości na rozciąganie. Sprawdzenia wytrzymałości śrub dokonuje się bez uwzględniania dodatkowych współczynników. Przyjmuje się, że podzespoły wsparcze spełniają wymagania producenta określone w katalogu. Wymagane jest sprawdzenie połączeń śrubowych na docisk (tab. 5.4).

Tabela 5.4. Śruby mocujące łożysko wieńcowe – docisk dopuszczalny

Materiał		Docisk dopuszczalny σ_d [MPa]
Stale normalizowane	St37	260
	St50, St52, C45N, 46Cr2N, 46Cr4N	420
Stale ulepszone cieplnie	C45V, 46Cr4V, 42CrMo4V	700
	GG20	800

Metoda doboru firmy INA

Firma INA nie zamieszcza odrębnych charakterystyk nośności statycznych i dynamicznych.

Nośność statyczna

Punkt pracy łożyska wyznacza się ze wzoru:

$$F_{oeq} \geq F_{oa} f_A f_S f_R$$

$$M_{oeq} \geq M_{oa} f_A f_S f_R$$

gdzie: F_{oeq} , M_{oeq} – zastępcza ekwiwalentna statyczna siła osiowa i moment wywrotny, F_{oa} , M_{ok} – statyczna siła osiowa i moment wywrotny, f_A , f_S , f_R – współczynniki zastosowania, dodatkowego bezpieczeństwa, mimośrodowości obciążenia.

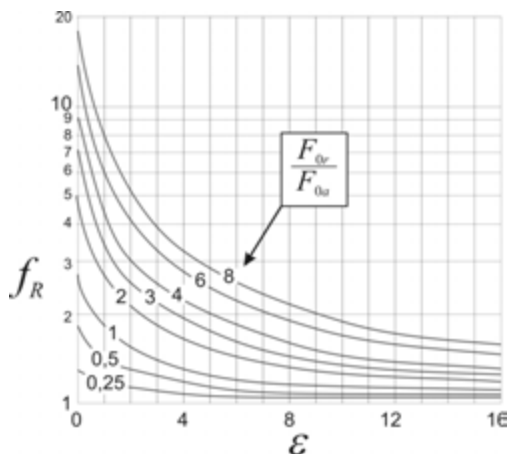
Współczynnik zastosowania f_A zależy od przeznaczenia maszyny i przyjętego kryterium (tab. 5.5). W tabeli 5.6 zamieszczono przykładowe wartości współczynnik zastosowania podawane przez firmę Rollix.

Tabela 5.5. Współczynnik zastosowania [99]

Zastosowanie	Kryterium	Współczynnik zastosowania f_A
Przemysł odlewniczy	szerokie widmo obciążeń	1,5
Maszyny budowlane np. dźwigi, koparki	szerokie widmo obciążeń	1,25
Pojazdy i zabudowa pojazdów	szerokie widmo obciążeń	1,25
Układarka	lekkie udary	1,1
Oczyszczalnia ścieków	drżania	1,25
Siłownie wiatrowe	drżania	2
Roboty	stateczność	1,25
Anteny	dokładność	1,5
Obrabiarki	dokładność	1,5
Technika pomiarowa	spokojna praca	2
Technika medyczna	spokojna praca	1,5

Tabela 5.6. Współczynniki zastosowania K_A
i średnia prędkość obrotowa wybranych obiektów (Rollix)

Obiekt	Średnia prędkość obrotowa [obr/min]	Współczynnik zastosowania K_A
Betoniarka	5,0	2,40
Karuzela	5,0	2,40
Szybko obracający się radar	5,0	2,00
Zagęszczacz wibracyjny	2,5	2,00
Maszyny kopalniane	1,5	2,00
Zagęszczacz	2,5	1,80
Dźwig z osprzętem chwytakowym	1,5	1,80
Żuraw samochodowy hakowy	1,5	1,80
Żuraw samojezdny chwytakowy	1,0	1,80
Żuraw na platformie wiertniczej	1,0	1,80
Żuraw wieżowy (łożysko na dole)	1,0	1,80
Szybko obracający się skaner	3,5	1,65
Robot	3,5	1,65
Zgarniarka linowa	2,0	1,65
Silnie obciążone wciągarki	2,0	1,65
Koparka jednonaczyniowa	1,5	1,65
Pompa do betonu	1,5	1,65
Koparka zgarniakowa	1,5	1,65
Żuraw stoczniowy	1,0	1,65
Żuraw portowy	1,0	1,65
Żuraw samojezdny teleskopowy	1,0	1,65
Żuraw wieżowy (łożysko na górze)	1,0	1,65
Siłownia wiatrowa	0,8	1,65
Wolno obracający się radar	0,8	1,65
Wieża armatnia	1,5	1,50
Koła wózków widłowych	1,5	1,50
Podnośnik koszowy hydrauliczny	1,0	1,50
Żuraw samojezdny o niewysuwym wysięgniku	1,0	1,50
Żurawie kolejowe	1,0	1,50
Żuraw samochodowy	1,0	1,50
Podnośnik widłowy	1,0	1,35
Dźwig wspornikowy	1,0	1,35
Wolno obracający się aparat rentgenowski	1,0	1,35
Stół obrotowy	1,0	1,35
Zwijacz cumy	0,8	1,35
Żuraw serwisowy	0,8	1,35
Automat spawalniczy	0,8	1,35
Oczyszczalnia (wody, ścieków)	0,6	1,35



Rys. 5.13. Diagram do wyznaczenia współczynnika obciążenia promieniowego w funkcji mimośrodowości obciążenia

Uwzględnienie siły promieniowej F_{ro} jest realizowane przez wprowadzenie dodatkowego współczynnika obciążenia promieniowego f_R wyznaczonego z diagramu (rys. 5.13) na podstawie współczynnika mimośrodowości ε definiowanego następująco:

$$\varepsilon = \frac{2000M_{0k}}{F_{0a}D}$$

Nośność dynamiczna

Nośność dynamiczna jest definiowana na podstawie zjawiska zmęczenia materiału i zależy od obciążenia łożyska, liczby obrotów i statystycznego prawdopodobieństwa wystąpienia pierwszego obciążenia [219]. Miarą nośności dynamicznej jest nośność dynamiczna C oraz trwałość wyrażona w liczbie obrotów L lub godzinach pracy L_h .

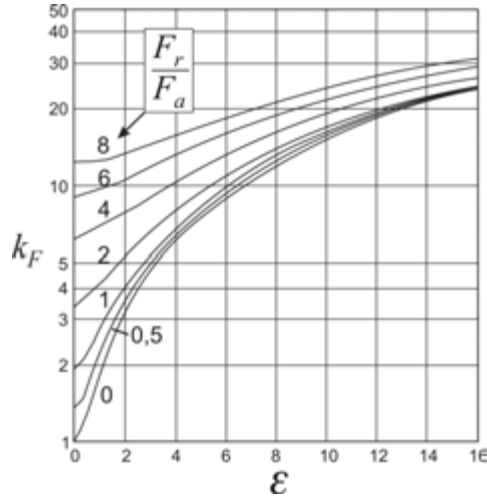
Współczynnik mimośrodowości ε definiowany jest następująco:

$$\varepsilon = \frac{2000 M_k}{F_a D}$$

Dynamiczna ekwiwalentna siła osiowa P_a jest obliczana jako iloczyn współczynnika obciążenia dynamicznego i siły osiowej:

$$P_a = k_F F_a$$

Przykładowe wartości współczynnika dynamicznego k_F można wyznaczyć z diagramu (rys. 5.14).



Rys. 5.14. Diagram do wyznaczenia współczynnika obciążenia dynamicznego w funkcji mimośrodowości obciążenia

Trwałość wyznacza się z typowych wzorów:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad L_h = \frac{16\,667}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

gdzie p jest równe 3 przy łożyskach kulowych i $10/3$ przy łożyskach wałeczkowych.

W przypadku niepełnych obrotów liczbę obrotów n wyznacza się na podstawie półwkowego kąta skręcenia γ i liczby oscylacji n_{osz} :

$$n = n_{osz} \frac{\gamma}{90^\circ}$$

Tabela 5.7. Wzory redukcyjne stosowane przez firmę LYC

Typ łożyska	Zastępcze obciążenie statyczne		Zastępcze obciążenie dynamiczne	
Kulowe czteropunktowe	$V' = (V + 2,3H)f_s$ $M' = Mf_s$	gdym $H \leq 0,44V$	$V' = (0,59V + 1,18H)f_i$	gdym $H \geq 0,8V$
			$V' = (V + 0,66H)f_i$	gdym $H < 0,8V$
			$M' = Mf_i$	
Kulowe dwurzędowe	$V' = Vf_s$ $M' = Mf_s$	gdym $H \leq 0,1V$	$V' = Vf_i$ $M' = Mf_i$	gdym $H \leq 0,1V$
Wałeczkowe krzyżowe	$V' = (V + 2,3H)f_s$ $M' = Mf_s$	gdym $H \leq 0,44V$	$V' = (0,67V + 1,5H)f_i$	gdym $H \geq 0,67V$
			$V' = (V + H)f_i$	gdym $H < 0,67V$
			$M' = Mf_i$	
Wałeczkowe trzyczędowe	$V' = Vf_s$ $M' = Mf_s$		$V' = Vf_i$ $M' = Mf_i$	

Sprawdzania doboru śrub wkonuje się na podstawie punktu pracy łożyska (F_{oeg} , M_{oeg}) z odrębnych diagramów.

Metoda doboru firmy LYC

Firma LYC wzoruje się na metodzie firmy Rotheerde. Rozbudowane są wzory do wyznaczenia obciążenia zastępczego. Zależą one od rodzaju łożyska oraz stosunku wartości poszczególnych obciążeń. Przykładowe wzory zestawiono w tabeli 5.7.

Trwałość łożyska ma charakter stochastyczny. Wykazuje także odchyłkę względem obliczonego za pomocą podanych wzorów wskutek zużycia lub zmęczenia z powodu:

- nieprawidłowej postaci konstrukcyjnej podzespołów wsporczych,
- nieprawidłowego montażu, niedopasowania,
- przeciążeniu śrub mocujących,
- oscylacyjnego ruchu łożyska o małej amplitudzie kątowej γ ,
- drgań przy nieruchomym łożysku,
- nieprawidłowej konserwacji i smarowaniu,
- zanieczyszczeń,
- występującej wysokiej temperatury eksploatacji.

Bardziej dokładne metody wyznaczenia charakterystyk katalogowych na podstawie modeli MES uwzględniających podatność pierścieni łożyskowych i śrub proponowali Kania, Krynke i Mazanek [108, 109].

5.3. Metody numeryczne

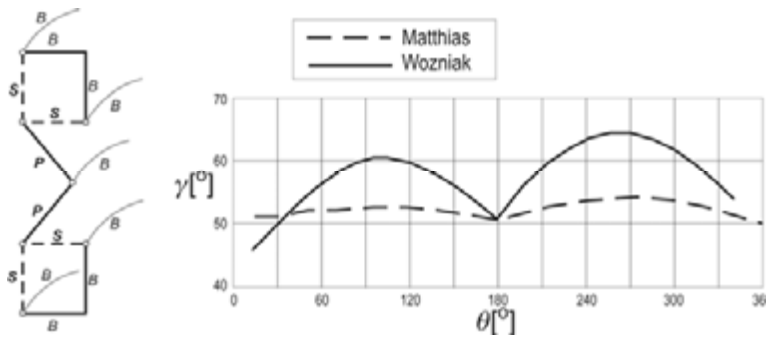
Wszystkie metody przedstawione w podrozdziałach 5.1 i 5.2 opierały się na założeniu sztywnych podzespołów wsporczych i stałego kąta działania elementów tocznych. Poniżej opisano kilka metod numerycznych stosowanych dawniej i dziś do analizy katalogowych łożysk wieńcowych.

W latach 90. XX w., wraz ze zwiększaniem mocy obliczeniowej komputerów, pojawiło się kilka metod analizowania zjawisk zachodzących w łożysku za pomocą metod numerycznych. Najciekawsza jest metoda zaproponowana przez Prebila, polegająca na integracji obliczeń sztywności podzespołów wsporczych metodą elementów skończonych z własnymi algorytmami dystrybucji obciążenia w łożysku [225, 227]. W Niemczech podobne metody rozwinęli w swoich nowszych pracach Matthias [175, 181], Handreck [90], Wozniak [375, 376]. W Polsce numeryczne metody wyznaczania dystrybucji obciążenia proponowali także Gibczyńska i Marciniec [72, 79] oraz Dziurki, Kania i Mazanek [54–57, 182].

5.3.1. Modele FEM Woźniaka

Pierwsze obliczenia zmiany kąta działania elementów tocnych w łożysku z wykorzystaniem metod numerycznych wykonał Woźniak, który stwierdził znaczną rozbieżność pomiędzy wynikami uzyskanymi metodą Matthiasa a wynikami badań eksperymentalnych (na rys. 5.15 zamieszczono przykładowy wykres zmiany kąta działania: uzyskany z obliczeń i z eksperymentu [376]) dla stosunkowo niewielkiego łożyska o średnicy podziałowej około 0,9 m.

Woźniak zaproponował (rys. 5.15) zamodelowanie podzespołu wsporczego od strony nadwozia oraz pierścienia wewnętrznego za pomocą elementów belkowych B (rama przestrzenna), a elementy tocne przez układ dwóch elementów prętowych P . Sztywność elementów pierścienia zewnętrznego i podzespołu wsporczego od strony podwozia zastąpiono przez układ czterech elementów typu sprężyna S . Różnica w wartości maksymalnej siły z modelu MES i z badań wyniosła 30%, a błąd wyznaczenia kąta działania elementów tocnych około 6° .



Rys. 5.15. Model łożyska FEM zaproponowany przez Woźniaka [375] :
 B – element belkowy, P – element prętowy, S – element sprężyny
 Zmiana kąta działania w łożysku obliczona metodą Matthiasa [181]
 (linia przerywana) i zmierzona doświadczalnie (linia ciągła) [375]

5.3.2. Modele Gibczyńskiej i Marcińca

Modele te stanowią rozwinięcie analitycznego modelu Gibczyńskiej [75, 76]. Do modelu łożyska dwurzędowego na podstawie własnych dokonań i prac z teorii łożysk klasycznych [91] wyprowadzono zależności matematyczne opisujące ruch środków krzywizny bieżni, w postaci macierzy translacji i obrotu [71]. Po uwzględnieniu zależności hertzowskich pomiędzy siłą a ugięciem elementów tocnych wykorzystano podane związki geometryczne do budowy równań równowagi (trzy równania dla składowych sił i dwa równania dla momentów), analogicznych do opisanych w punkcie

4.2.3. Otrzymano pięć równań z pięcioma niewiadomymi (trzy przemieszczenia liniowe u_x, u_y, u_z i dwa obroty r_x, r_y).

Do zbudowanego układu równań możliwe jest wprowadzenie luzu i imperfekcji geometrii bieżni.

Przyjęto założenia, że podzespół wsporczy nadwozia jest sztywny, podobnie pierścien wewnętrzny, natomiast podzespół wsporczy podwozia jest odkształcalny. Kolejność obliczeń jest następująca: zakłada się, że najpierw odkształca się podzespół wsporczy pierścienia zewnętrznego, a dopiero potem następuje ruch pierścienia wewnętrznego jako bryły sztywnej. Możliwe jest więc wprowadzenie do równań jedynie uprzednio wyznaczonych (przyjętych) ugięć podzespołów wsporczych pierścienia zewnętrznego, co jest podstawową wadą tej metody.

Podobny sposób (przyjęcie a priori ugięć podzespołów wsporczych) zastosował Marciniak dla trzyczęściowego łożyska wałeczkowego [174, 175].

Wszystkie przykłady analizowanych łożysk dotyczyły łożysk wieńcowych średniej wielkości (średnica podziałowa do 2,5 m), posadowionych na podzespołach wsporczych o relatywnie dużej sztywności. Metoda ta nie znalazła szerszego zastosowania.

5.3.3. Metoda Prebila

Metoda opracowana przez Prebila [227, 228] jest podobna do metody opracowanej przez Gibczyńską. Metoda polega na wyznaczeniu globalnych macierzy sztywności podzespołów wsporczych nadwozia i podwozia traktowanych jako superelement [386], a następnie wykorzystanie ich do rozwiązania zagadnienia dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne. Metodę tę stosowali autorzy do łożysk o niewielkich średnicach podziałowych (około 1,2 m), np. łożysk obrotu żurawi samojezdnych i wieży pojazdów pancernych, przy obciążeniu znacznym momentem (mimośród działania obciążenia pionowego $e/R \approx 3$).

Procedura wyznaczenia macierzy sztywności superelementu podzespołów wsporczych podwozia $[K_p]$ i nadwozia $[K_n]$ w węzłach na pierścieniach łożyskowych odpowiadających położeniu elementów tocznych była następująca:

1. Budowa modeli dyskretnych do obliczeń metodą elementów skończonych MES.
2. Obliczenie pola przemieszczeń, przy obciążeniu podzespołów wsporczych siłą jednostkową najpierw osiąwą F_{1R} , a potem promieniową $F_{1\theta}$ dla kolejnych położen elementów tocznych.
3. Wyznaczenie liczby wpływu $\lambda_{j\min}$ siły przyłożonej w i -tym węźle po kierunku m , na przemieszczenia węzła j po kierunku n dla położen i kierunków kolejnych sił obciążających.
4. Budowa macierzy podatności podzespołu wsporczego $[D_{p,n}]$.

5. Wyznaczenie macierzy sztywności $[K_{p,n}]$ nadwozia i podwozia poprzez odwrócenie macierzy podatności.

6. Budowa równań równowagi (podobnych jak sformułowane przez Gibczyńską) pierścienia łożyskowego (trzy równania dla składowych sił, dwa równania dla składowych momentu) z uwzględnieniem zależności hertzowskich.

7. Wyznaczenie macierzy sztywności $[K]$ nadwozia i podwozia poprzez odwrócenie macierzy podatności

8. Budowa i rozwiązanie układu równań równowagi.

9. Wyznaczenie sił w elementach skończonych zastępujących elementy toczne

Wadą tej metody jest konieczność wielokrotnego powtarzania obliczeń obydwu ustrojów wsporczych. Dla liczby elementów tocznych równej n należy rozwiązać aż $4n$ zadań składowych. W przypadku występowania kilku złożonych układów obciążeń zewnętrznych nadwozia, problematyczne jest odebranie stopni swobody w modelu FEM nadwozia odwzorowujące te układy. Zmiana układu obciążenia nadwozia powoduje konieczność ponownego wyznaczenia liczby wpływu λ_{jmin} .

Metodę stosowano przede wszystkim do analizy dystrybucji w niewielkich kulkowych łożyskach dwurzędowych.

5.3.4. Metoda określenia sił wewnętrznych w łożysku

Rozwinięciem modyfikacji metody Ohnricha opisanej w pracy [340] jest metoda określenia sił wewnętrznych w wielorzędowym łożysku kulowym (rys. 5.16) obciążonym siłą V w kierunku osiowym, działającą na mimośrodkie e oraz siłą promieniową H , której wektor nie musi leżeć w płaszczyźnie działania momentu wywrotnego od siły V . Łożysko może mieć dowolną liczbę szeregów i rzędów kul z luzem bądź zaciśkiem w kierunku osiowym i promieniowym.

Położenie środka kuli szczytowej przyjmuje się w punkcie C :

$$C(R \quad 0 \quad h)$$

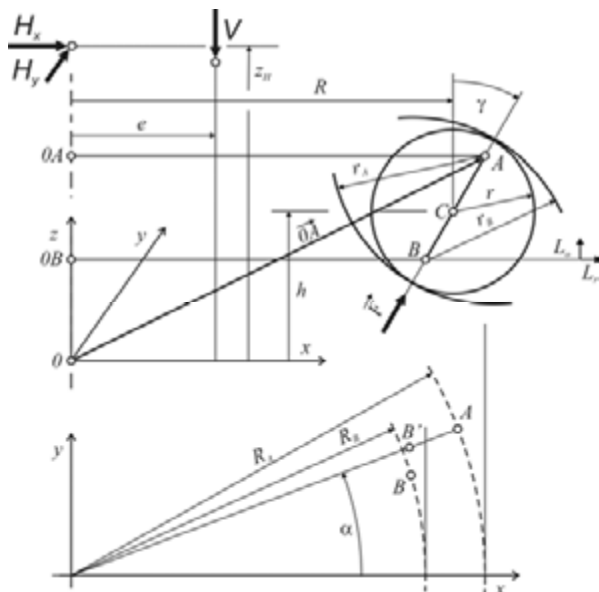
Położenie środków krzywizn bieżni A i B :

$$\begin{aligned} A(R + (r_A - r) \sin \gamma \quad 0 \quad h + (r_A - r) \cos \gamma) \\ B(R - (r_B - r) \sin \gamma \quad 0 \quad h - (r_B - r) \cos \gamma) \end{aligned} \quad (5.54)$$

Po uwzględnieniu luzu osiowego i promieniowego:

$$\begin{aligned} A(R + (r_A - r) \sin \gamma \quad 0 \quad h + (r_A - r) \cos \gamma) \\ B_L(R - (r_B - r) \sin \gamma + L_r \quad 0 \quad h - (r_B - r) \cos \gamma + L_o) \end{aligned} \quad (5.55)$$

Położenie elementów tocznych na bieżni A wynika z podziałki; i -ty punkt ma współrzędne:



Rys. 5.16. Zależności geometryczne w układzie bieźnia–kula–bieźnia w łożysku z luzem osiowym i promieniowym

$$A \left((R + (r_A - r) \sin \gamma) \cos \left(2\pi \frac{i-1}{z} \right) (R + (r_A - r) \sin \gamma) \sin \left(2\pi \frac{i-1}{z} \right) h + (r_A - r) \cos \gamma \right) \quad (5.56)$$

Odpowiadający mu punkt bieźnia B ma współrzędne:

$$B \left((R + (r_A - r) \sin \gamma + L_r) \cos \left(2\pi \frac{i-1}{z} \right) (R + (r_A - r) \sin \gamma) \sin \left(2\pi \frac{i-1}{z} \right) h + (r_A - r) \cos \gamma + L_o \right) \quad (5.57)$$

Pierścień A traktuje się jako nieruchomy, pierścień B ma 5 stopni swobody:

- przemieszczenie osiowe u_z ,
- przemieszczenia poziome u_x i u_y ,
- obroty α_x , α_y wokół osi x i y .

Wskutek przemieszczeń punkty B_i , związane z pierścieniem O_B , odpowiadające elementom tocznym na pierścieniu O_B , ulegają przesunięciu. Konieczne jest znalezienie nowych punktów przecięcia B_i' przemieszczonego okręgu O_B' z półpłaszczyzną Π_{A_i} wyznaczoną przez oś z i odcinek OA_i .

Równanie półpłaszczyzny Π_{A_i} ma postać:

$$x \sin \left(2\pi \frac{i-1}{z} \right) - y \cos \left(2\pi \frac{i-1}{z} \right) = 0 \quad (5.58)$$

Punkt okręgu OB o współrzędnej kątovej α , po uwzględnieniu luzów ma współrzędne:

$$B_L \left((R + (r_A - r) \sin \gamma + L_r) \cos(\alpha) (R + (r_A - r) \sin \gamma) \sin(\alpha) h + (r_A - r) \cos \gamma + L_o \right) \quad (5.59)$$

Nowe położenie punktu B po obrocie o α_x , α_y i przemieszczeniu o wektor $\{u_x, u_y, u_z\}$ można zapisać w postaci:

$$B' = \begin{Bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_y & 0 & \sin \alpha_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha_y & 0 & \cos \alpha_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_x & -\sin \alpha_x \\ 0 & \sin \alpha_x & \cos \alpha_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (R + (r_A - r) \sin \gamma + L_r) \cos(\alpha) \\ (R + (r_A - r) \sin \gamma) \sin(\alpha) \\ h + (r_A - r) \cos \gamma + L_o \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix} \quad (5.60)$$

Iteracyjnie dla każdego i -tego elementu tocznego należy znaleźć

$$\alpha_i : x'(\alpha_i) \sin\left(2\pi \frac{i-1}{z}\right) - y'(\alpha_i) \cos\left(2\pi \frac{i-1}{z}\right) = 0 \quad (5.61)$$

a następnie wyznaczyć współrzędne punktu B'_i :

$$B'_i = \begin{Bmatrix} x'_i \\ y'_i \\ z'_i \end{Bmatrix} \quad (5.62)$$

Zmiana odległości pomiędzy bieżniami jest równa:

$$\delta_i = |A_i B'_i| - |A_i B_i| \quad (5.63)$$

Na podstawie wartości δ_i wyznacza się wartość siły F_i przenoszanej przez element toczny:

$$F_i = \begin{cases} \left(\frac{\delta_i}{C}\right)^{\frac{1}{n}} E d^{2-\frac{1}{n}} & \delta > 0 \\ 0 & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (5.64)$$

Wektor siły przenoszanej przez element toczny można zapisać:

$$\vec{F}_i = F_i \frac{\vec{B}'_i A_i}{|B'_i A_i|} \quad (5.65)$$

Jeżeli pierścień B jest obciążony siłą osiową V , położoną na mimośrodku e i siłą poziomą H , o składowych H_x i H_y , przyłożoną na wysokości z_H , to można zapisać warunki równowagi:

$$\sum X = 0, \quad \sum Y = 0, \quad \sum Z = 0, \quad \sum M_x = 0, \quad \sum M_y = 0 \quad (5.66)$$

Sumę sił elementów toczych działających na pierścieniu łożyska można zapisać:

$$\begin{Bmatrix} -V \\ H_x \\ H_y \end{Bmatrix} + \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^{z_j} \overline{F_{ji}} = 0 \quad (5.67)$$

a sumę momentów działających na pierścieniu B:

$$\begin{Bmatrix} -H_y z_H \\ Ve + H_x z_H \\ 0 \end{Bmatrix} + \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^{z_j} \overline{0A} \times \overline{F_{ji}} = 0 \quad (5.68)$$

Podany układ równań należy rozwiązać iteracyjnie, aby znaleźć przemieszczenia uogólnionego pierścienia B: $u_x, u_y, u_z, \alpha_x, \alpha_y$; takich, że praca sił zewnętrznych W obciążających łożysko osiągnie maksimum:

$$(u_x, u_y, u_z, \alpha_x, \alpha_y): W_V + W_{H_x} + W_{H_y} = \max \quad (5.69)$$

Następnie możliwe jest wyznaczenie siły F_{ji} w poszczególnych elementach toczych oraz zmiany kąta działania poszczególnych elementów toczych:

$$\Delta\gamma = \arccos \frac{AB' \cdot AB}{|AB'| \cdot |AB|} \quad (5.70)$$

5.4. Wymagania stawiane metodom obliczeniowym

Opisane analityczne metody obliczania łożysk były stosowane ze względnie dobrymi rezultatami do łożysk, które posadowione były na sztywnych konstrukcjach wsporczych.

Łożyska wieńcowe wielkogabarytowych maszyn górniczych i innych dużych obiektów istotnie różnią się od konwencjonalnych łożysk toczych i dlatego dotychczas brak jest zamkniętych wytycznych ich obliczania i konstruowania.

Wstępny dobór parametrów geometrycznych łożysk oraz podzespołów wsporczych prowadzono dotychczas w sposób uproszczony, bazujący na nabytym przez konstruktora doświadczeniu oraz prostych obliczeniach. Następnie po przyjęciu podstawowych wymiarów prowadzono dokładniejsze obliczenia metodami tradycyjnymi. Nie pozwalało to na uzyskanie rozwiązań umożliwiających jak najlepsze wykorzystanie miejsca i materiału.

Centralnym elementem każdej metody obliczeń łożyska jest określenie rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczone. Jest to możliwe jedynie w kompleksowej analizie łożyska wraz z konstrukcjami wsporczymi (stanowiącymi sztywność

konstrukcyjną łożyska) podczas analizy prowadzonej ze względu na różną skalę zjawisk, równoległe w skali całej maszyny oraz w skali lokalnej (rys. 4.15).

Analiza musi zapewnić syntezę występujących dla poszczególnych elementów tocznych zjawisk lokalnych, uwzględnić rozkład sztywności podzespołów wsporczych oraz warunki brzegowe z makroanalizy: obciążenia zewnętrzne wpływające w obszar łożyska i wymuszenia kinematyczne.

Dysponując metodą analizy dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne, można:

- przeprowadzić analizę sprawdzającą układu *łożysko–podzespoły wsporcze–warunki brzegowe*,
- z zestawienia wyników analizy numerycznej z doświadczeniem eksploatacyjnym dla większej liczby łożysk sformułować wytyczne dotyczące:
 - doboru łożyska,
 - doboru podzespołów wsporczych.
 - opracować metodę ewaluacji układu *łożysko–podzespoły wsporcze–warunki brzegowe*.



Rys. 5.17. Schemat ideowy analizy dystrybucji obciążeń w łożysku [340]

W metodzie obliczania wielkogabarytowych łożysk należy brać pod uwagę kilka dotychczas pomijanych zjawisk:

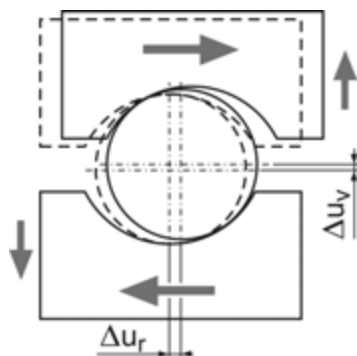
1. Podatność podzespołów wsporczych. Na nośność i trwałość łożyska zasadniczy wpływ ma sztywność podzespołów wsporczych zarówno nadwozia, jak i podwozia. Z porównania sztywności istniejących podzespołów wsporczych i sztywności układu *element toczny–bieżnia* (rys. 3.4) wynika, że dla dużych średnic podziałowych

deformacja pierścieni po kierunku poosiowym jest znacznie większa niż ugięcie poszczególnych par *bieżnia–element toczny*. Dlatego niemożliwe jest określenie rzeczywistego rozkładu nacisków bez uwzględnienia sztywności podzespołów wsporczych. Ze względu na ograniczenia masy ustroju nośnego, jego wysokości, niemożliwe jest osiągnięcie korzystnego, równomiernego rozkładu obciążeń w łożysku. Sposób przepływu obciążenia z nadwozia na zestawy gąsienicowe powoduje, że powstają tzw. „twarde punkty” (strefy mało podatne, sztywne) zarówno w wymiarze globalnym (miejsca wyprowadzenia podpór), jak i w wymiarze lokalnym (przepony, usztywnienia itp.), powodujące znaczną nierównomierność rozkładu nacisków. Jest ona zmienna w czasie z obrotem nadwozia, ma więc charakter dystrybucji grzebieniowej $A(t) \parallel(t)$.

Pomiędzy „punktami twardymi” występują strefy o większej podatności, w których elementy toczne są mniej obciążone, bądź nie przenoszą obciążenia. Strefy takie nazywano „strefami miękkimi”.

2. Zmienność kąta działania elementu tocznego. W wyniku działania składowej promieniowej obciążenia, deformacji pierścieni łożyska, odkształceń układu oraz luzów następuje zmiana kąta działania poszczególnych elementów tocznych, zależna od chwilowych, lokalnych składowych obciążenia. W wyniku tego następuje nie tylko zmiana kierunku działania siły przenoszonej przez ten element, ale także znaczna nierównomierność obciążenia.

W łożyskach kulowych zmianie kąta działania towarzyszy często zjawisko przewyższenia elementu tocznego. W wyniku względnego przesunięcia dolnego i górnego pierścienia w kierunku prostopadłym do kierunku bieżni. W przypadku różnicy promieni kuli i bieżni kuli następuje wówczas podtoczenie kuli po bocznej ścianie bieżni (rys. 5.18), które nawet dla niedużych kątów odchylenia siły od pionu powoduje przemieszczenie poosiowe środka kuli, większe od przemieszczenia spowodowanego sprężystym ugięciem styku kuli i bieżni. Obserwowana jest wówczas pozorna ujemna sztywność poosiowa układu.



Rys. 5.18. Przewyższenie kuli w wyniku poprzecznego przemieszczenia pierścieni łożyskowych

Na rysunku 5.19. zamieszczono wykres zredukowanych przemieszczeń pionowych środka kuli w funkcji obciążenia właściwego kuli dla różnych wartości odchyłki kierunku działania elementu toczonego. W strefie ugięć ujemnych następuje przewyższenie środka kuli. Wartość współczynnika przystawania s jest typowa dla większości stosowanych obecnie w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego łoż kulowych. Zakres obciążenia właściwego kuli odpowiada łożyskom przeciętnie obciążonym. Wartość odchyłki kąta działania $\gamma = \pm 15^\circ$ jest obserwowana w wielu łożyskach na wiotkich podzespołach wsporczych. Kule, które ulegają przewyższeniu są obciążone kilkakrotnie większą siłą niż kule współpracujące z dnem rowka.

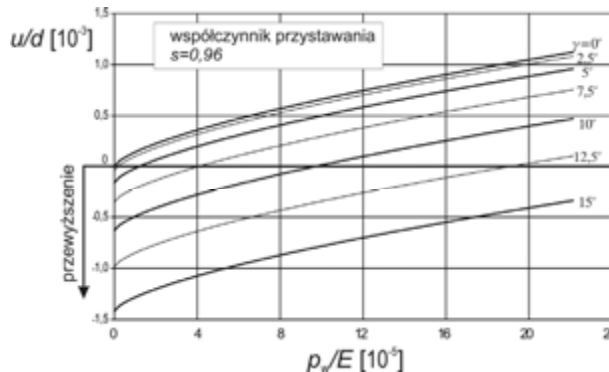
3. Imperfekcje kształtu. Pierścienie łożysk wielkogabarytowych, mimo zaawansowanych technologii wykonania i montażu, mają imperfekcje kształtu, które wpływają na amplitudę dystrybucji obciążeń. Wynikają one z:

- dużych rozmiarów, przez co nawet mała wartość względnej tolerancji wykonania, skutkuje jej znaczną wartością bezwzględną,
- małej sztywności giętej pierścieni i łożyska, co powoduje podatność na odkształcenia trwałe podczas transportu oraz dostosowanie się do kształtu podzespołów wsporczych.

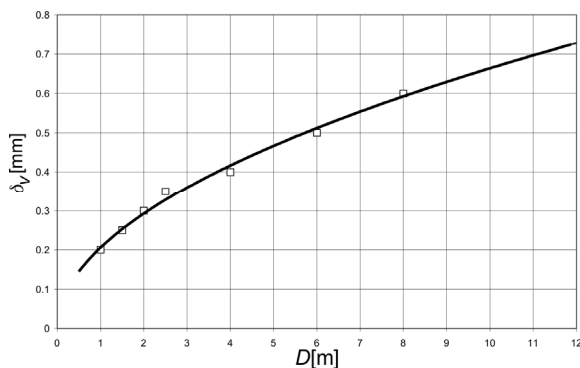
Przykładowy wykres dopuszczalnych wartości tolerancji wykonania powierzchni podzespołów wsporczych pod łożysko wieńcowe wykonany na podstawie zaleceń firmy Rothe Erde pokazano na rysunku 5.20. Przykładowy zmierzony rozkład odchyłek płaskości dla dźwigara pierścieniowego zwałowarki pokazano na rysunku 5.21.

Elementy toczone także nie są jednakowe. W tabeli 5.8 zestawiono dokładności wykonania kul. Poprzez odpowiednie sortowanie elementów toczonej możliwe jest zminimalizowanie skutków różnic średnicy dla poszczególnych kul.

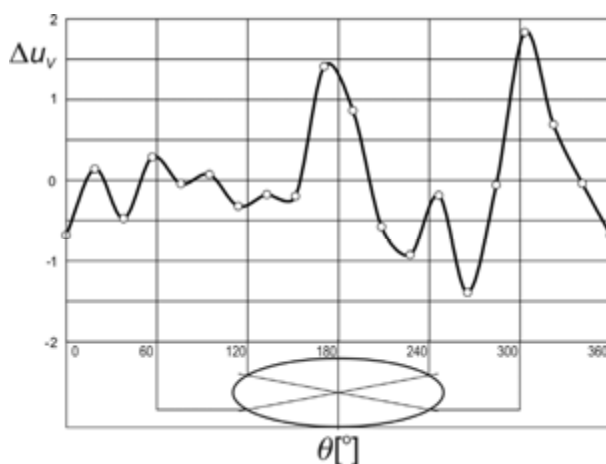
Nowa metoda wyznaczania dystrybucji obciążenia w łożysku musi umożliwiać uwzględnienie imperfekcji kształtu, a w łożyskach momentowych luzów (zacisków) montażowych promieniowych i osiowych.



Rys. 5.19. Występowanie przewyższenia (przemieszczenie środka kuli u/d ujemne), dla różnych kierunków działania elementu toczonego $\gamma [^\circ]$ i obciążeń właściwych kuli p_w , odniesionych do modułu sprężystości podłużnej E



Rys. 5.20. Dopuszczalna odchyłka wykonania w kierunku poosiowym podzespołu wsporcze go łożyska wielkogabarytowego według firmy Rothe Erde



Rys. 5.21. Odchyłki płaszczyzny dźwignar pierścieniowego zwałowarki o średnicy podziałowej łożyska $\varnothing 10$ m

Tabela 5.8. Dokładność wykonania kul wg [212]

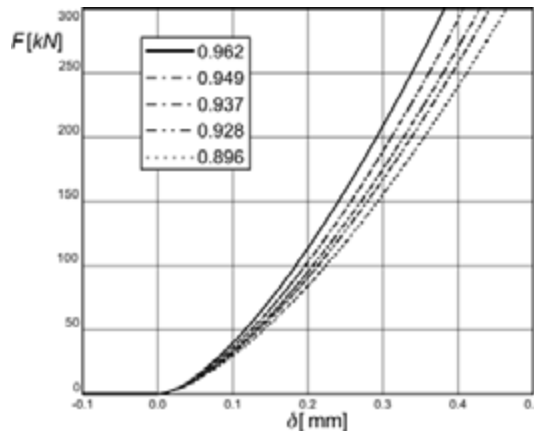
Klasa dokładności wykonania kulek P0 i P6			
Zakres średnic d_k [mm]	30÷50	50÷80	80÷120
Odchyłka dopuszczalna Δd_k [mm]	$\pm 0,0225$	$\pm 0,026$	$\pm 0,030$
Selekcja [mm]	$\pm 0,003$	$\pm 0,004$	$\pm 0,005$

4. Charakterystyka sztywności element toczny–bieżnia. Kluczem do poprawnego modelu całego łożyska jest właściwe odzwierciedlenie zjawisk zachodzących dla jednego elementu tocznego. Asymetryczna, nieliniowa charakterystyka *sila–ugięcie* układu *element toczny–bieżnia* stanowi daną wejściową przy budowie modelu całego łożyska. Ze względu na duży stopień przystawania elementu tocznego do bieżni oraz

nieliniowość materiału do jej wyznaczenia najwygodniej posłużyć się metodą elementów skończonych.

Na rysunku 5.22 pokazano przykładowe charakterystyki *ugięcie–siła* materiału liniowo-sprężystego uzyskane teoretycznie z równań Hertza [96]. Ze względu na odstępstwo geometrii kontaktu od założeń Hertza (płaska, mała strefa styku) oraz szczególnie ze względu na nieliniowość materiału pożądane jest wyznaczenie tych charakterystyk na drodze numerycznej. Wówczas na podstawie wartości ugięć trwałych (odkształceń plastycznych) oraz rozkładów naprężeń można określić dopuszczalną wartość obciążenia elementu tocznego, co jest dodatkową zaletą tego trybu postępowania.

Uwzględnienie podanych wymagań nie jest możliwe za pomocą modeli teoretycznych!



Rys. 5.22. Charakterystyki $F(\delta)$ układu *element toczny–bieżnia* dla różnych współczynników przystawania. Materiał liniowo-sprężysty, styk hertzowski, średnica kuli $d_k = 150$ mm

5.5. Metody uwzględniające podatność podzespołów wsporczych

Łożysko wielkogabarytowe jest obiektem wielokrotnie statycznie niewyznaczalnym, o dużym stopniu nieliniowości geometrycznej i fizycznej. Metoda obliczeniowa takich łożysk musi uwzględniać następujące zjawiska:

- podatność podzespołów wsporczych,
- zmienność kąta działania elementu tocznego,
- imperfekcję kształtu,

- nieliniową, asymetryczną charakterystykę sztywności układu *element toczny-bieżnia*,
- zacisk lub luz wstępny.

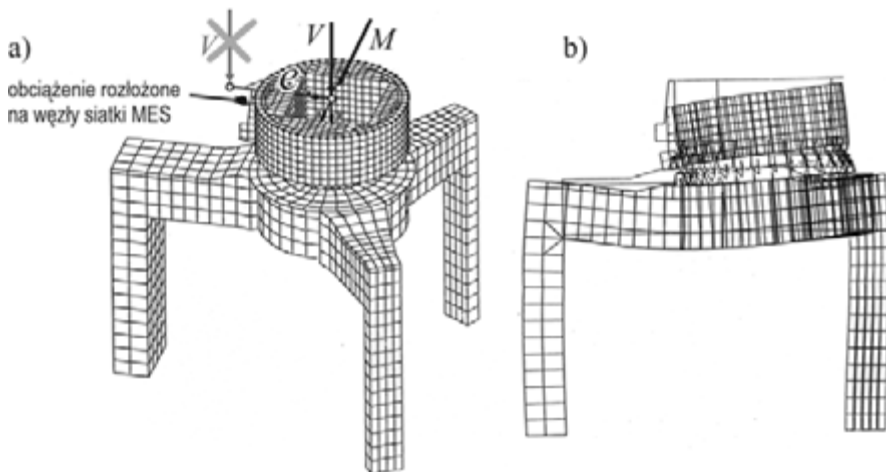
Uwzględnienie tych złożonych zjawisk w metodach analitycznych nie jest możliwe. Do tego celu najbardziej adekwatna, ze względu na jej zaawansowanie, uniwersalność i dostępność programów narzędziowych, jest metoda elementów skończonych MES [133, 135, 165, 202, 362], szczególnie ze względu na możliwości modelowania zagadnień nieliniowych [6, 229, 253].

Ze względu na swoje zalety, metoda elementów skończonych była stosowana do analizy rozkładów obciążeń w łożysku przez Brändleina [15, 16], Dellingera [41], a w Polsce przez Marcińca [72] i Mazanka [182]. Na rysunku 5.23 pokazano przykład zastosowania metody elementów skończonych do analizy ramy wsporczej żurawia [22].

Stosowane wcześniej modele MES łożysk wielkogabarytowych charakteryzowały się dużymi uproszczeniami. W najbardziej zaawansowanych modelach elementy toczne zastępowano elementami skończonymi, uwzględniającymi wyłącznie nieliniowość charakterystyki układu *element toczny-bieżnia*, ale pomijającymi dużą zmienność kąta działania elementów tocznych [15, 41, 59, 189]. Korzystając z tych modeli, wyznaczano deformację podzespołów wsporczych, a nie określano dystrybucję obciążeń.

Inne prace sprowadzały modele MES jedynie do roli służebnej, wyłącznie do wyznaczenia sztywności podzespołów wsporczych [174, 175], a dalsze obliczenia wykonywano już bez wykorzystania MES.

Wytyczne do sformułowania rozwiązania wyłącznie metodą elementów skończonych zaproponowano w pracy [171]. Przedstawiona tam w zarysie kompleksowa metoda analizy wielkogabarytowego łożyska tocznego polega na wydzieleniu układu



Rys. 5.23. Rama wsporcza żurawia [22, 246]

a) model dyskretny FEM 3D i schemat obciążenia, b) deformacja

element toczny–bieżnia, wyznaczeniu dla tego układu potrzebnych do dalszej analizy charakterystyk, a następnie ich zaaplikowaniu przez nowo wprowadzony specjalny nieliniowy element zastępczy [264, 340, 345] do modelu globalnego ostoji i łożyska.

Późniejsze prace Dziurskiego [53], Kani i Mazanka [109, 110, 112, 117, 127, 128], Krynkego [146, 147], Śpiewaka [364] umożliwiały uwzględnianie podatności pierścieni łożyska a nawet śrub mocujących pierścienie do podzespołów wsporczych. Przełomem było uwzględnienie podatności podzespołów wsporczych. W Niemczech były to prace realizowane przez Breuckera [22], Patza [210], w Słowenii przez Glođeza, Potocnika i Goncza [81–83], Zupana [388], w Hiszpanii Olawę [201] w Polsce liczne prace prowadzone na Politechnice Wrocławskiej [299, 311, 318, 336, 338, 340, 347, 350] oraz także na Politechnice Częstochowskiej [113, 184].

5.5.1. Element zastępczy układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*

Model strefy styku jednego elementu tocznego z bieżnią o dostatecznej dokładności zawiera od kilkanastu do kilkudziesięciu tysięcy stopni swobody, a łożyska wielkogabarytowe mają od kilkudziesięciu do kilkuset elementów tocznych. Z różnicy skali układu *element toczny–bieżnia* i podzespołów wsporczych wynikają trudności w budowie modelu oraz w uzyskaniu odpowiedniej dokładności obliczeń i osiągnięciu zbieżności rozwiązania numerycznego, ponieważ istnieje zbyt duża różnica sztywności pomiędzy poszczególnymi elementami skończonymi.

Wyznaczenie rozkładu jest możliwe dopiero po zastosowaniu elementów zastępczych, upraszczających budowę modelu i ograniczających liczbę stopni swobody układu. Wprowadzenie takich elementów umożliwia kompleksową analizę ustrojów wsporczych łożyskowanych członów razem z łożyskiem.

Można wyróżnić elementy zastępcze proste oraz o złożonej strukturze. Najprostszym rozwiązaniem jest wprowadzenie elementu w postaci sprężyny o nieliniowej charakterystyce *siła–ugięcie* [5, 132, 253]. Takie rozwiązanie można spotkać w pracach [54–57, 125, 373]. Niemożliwa jest jednak weryfikacja stanu układu *element toczny–bieżnia* (kontakt–brak kontaktu) i dlatego element taki można stosować do modelowania łożysk jednorzędowych, na sztywnych ustrojach wsporczych o małym mimośrodku działania siły osiowej, gdy wszystkie lub prawie wszystkie elementy uczestniczą w przenoszeniu obciążenia.

Wobec braku przenoszenia przez elementy toczne obciążenia, przy zwiększeniu odległości pomiędzy pierścieniami, konieczne jest zastosowanie podatnych elementów kontaktowych [150, 209]. Można wówczas także uwzględnić tarcie pomiędzy elementem tocznym a bieżnią. Taki element zastępczy układu *element toczny–bieżnia* nadaje się dobrze do budowy modeli łożysk wałeczkowych oraz kulowych, w których nie występują znaczne zmiany kąta działania poszczególnych elementów tocznych.

Wprowadzenie elementu zastępczego układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BEB) [340, 345] umożliwiło uwzględnienie wszystkich zjawisk, istotnie wpływających na dystrybucję obciążenia w łożysku.

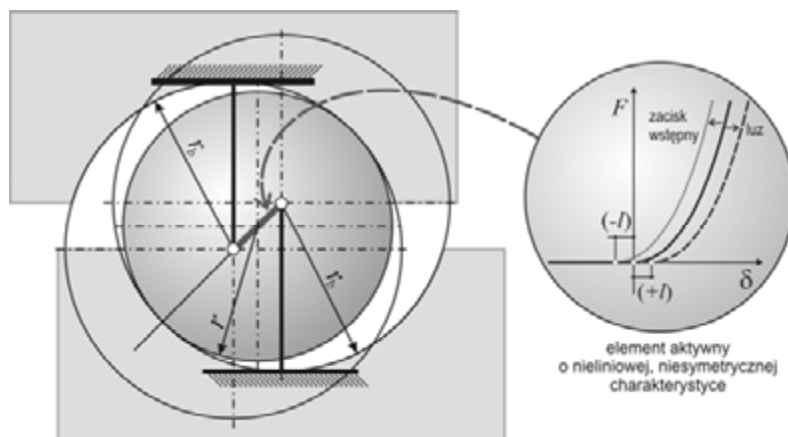
Schemat ideowy elementu zastępczego BEB pokazano na rysunku 5.24. Element ten ma początkową długość l_{BKB} równą:

$$l_{\text{BKB}} = r_{b_1} + r_{b_2} - d \quad (5.71)$$

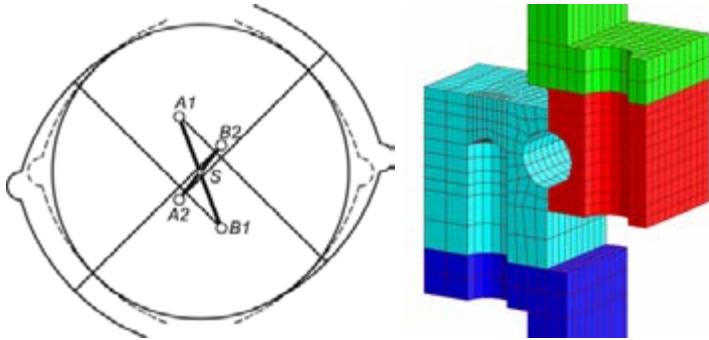
gdzie: r_{b_i} – promień bieżni, d – średnica kuli.

Do budowy elementu wykorzystano skończone elementy belkowe z przegubami (*beam*) [88, 229, 346, 378], sprężynę o nieliniowej charakterystyce *siła–ugięcie* (*non-linear spring*) [5] oraz element kontaktowy (*gap*) [150]. Wszystkie elementy powinny być dostosowane do analizy nieliniowej geometrycznie [132, 253]. Procedury rozwiązywania układu powinny być sterowane przyrostem siły z iteracjami na każdym kroku, realizowanymi metodą Newtona–Raphsona [5, 132] lub metodą Arc-length. Możliwe jest także wykorzystanie bardziej złożonych elementów skończonych mających właściwości grupy elementów BEB. W przegubach możliwe jest wprowadzenie tarcia, odpowiadającego tarcia tocznemu kuli na bieżni.

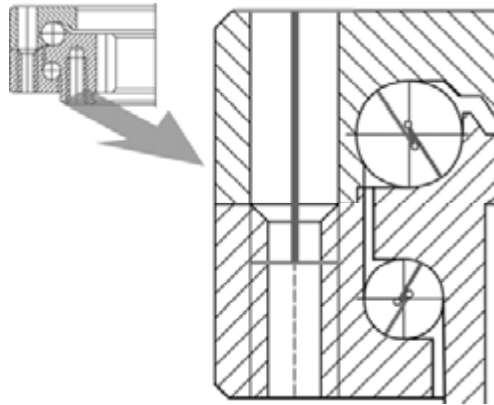
Na rysunku 5.25 pokazano schemat ideowy elementów zastępczych do modelowania kuli w łożysku czteropunktowym. Przykłady zastosowania elementów zastępczych BEB do modelowania wieńcowych łożysk kulowych dwurzędowych, jednorzędowych czteropunktowych oraz łoża kulowego dwuszeregowego pokazano na rysunkach 5.26–5.28. Do zamodelowania śrub łączących pierścienie zewnętrzne można wykorzystać elementy skończone typu sprężyna z napięciem wstępnym.



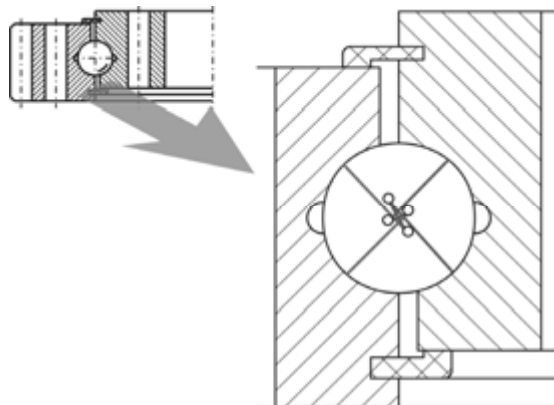
Rys. 5.24. Schemat ideowy elementu zastępczego *bieżnia–element toczny–bieżnia*



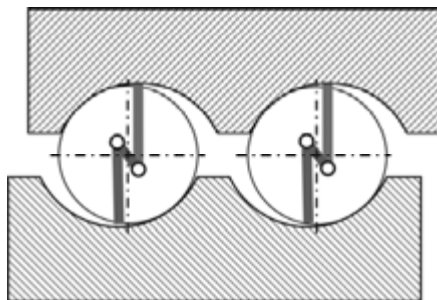
Rys. 5.25. Schemat ideowy układu elementów zastępczych do modelowania łożyska jednorzędowego czteropunktowego, model dyskretny pierścieni łożyska i podzespołów wsporczych



Rys. 5.26. Zastępcze elementy toczne w łożysku dwurzędowym



Rys. 5.27. Zastępcze elementy toczne w jednorzędowym łożysku czteropunktowym



Rys. 5.28. Zastępcze elementy toczone w kulowym łożu dwuszeregowym

Elementy toczone w postaci wałeczka zastępuje się przez nieliniowe elementy sprężyste lub też przez układ dwóch elementów sprężystych i dwóch elementów prętych, co umożliwia zamodelowanie niesymetrycznego przenoszenia obciążenia przez wałeczki.

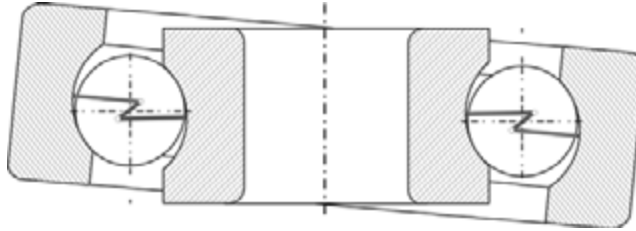
Elementy zastępcze wprowadza się w podziałce odpowiadającej podziałce elementów toczonech w łożysku, co umożliwia dowolne położenie nadwozia względem podwozia (z krokiem równym podziałce łożyska), dowolne obciążenie oraz imperfekcje bieżni (błędy wykonania, montażu, nierównomierne zużycie).

Pierścienie łożyskowe, w zależności od rodzaju łożyska i struktury ostoi, są modelowane za pomocą różnych elementów. Gdy model dyskretny ostoi składa się z elementów powierzchniowych (elementy powłokowe) lub liniowych (belki i cięgna), wówczas pierścienie łożyska zazwyczaj dyskretyzowane są elementami belkowymi. Wiernie modelowanie kształtu pierścieni za pomocą elementów bryłowych (solid) rzadziej się stosuje. Gdy model podzespołu wsporczego jest odwzorowany elementami bryłowymi, wówczas i pierścienie łożyska wymagają takiego odwzorowania.

Odrębnym problemem jest połączenie elementów liniowych modelujących elementy toczone z elementami bryłowymi pierścieni łożyska. Pożądany jest wówczas rozmiar siatki elementów skończonych, porównywalny z przeciętnymi rozmiarami strefy kontaktu pomiędzy elementem toczone a bieżnią. Podczas łączenia elementów belkowych o 6 stopniach swobody w węźle (3 przemieszczenia liniowe i 3 obroty) konieczne jest wprowadzenie dodatkowych powiązań pomiędzy węzłem belki a sąsiednimi węzłami bryły.

Dla typowych łożysk toczonech istnieją dobre rozwiązania teoretyczne, wyprowadzone po założeniu sztywnych giętnie i skrętnie pierścieni łożyskowych. W przypadku małej sztywności zabudowy tego typu łożyska można jednak wykorzystać opisane elementy zastępcze. Na rysunku 5.29 pokazano elementy zastępcze w modelu łożyska kulkowego poprzecznego.

Przykłady zastosowania elementów zastępczych do modelowania czteropunktowych i ośmiopunktowych łożysk kulowych można znaleźć w licznych pracach opu-



Rys. 5.29. Elementy zastępcze w łożysku kulkowym zwykłym

blikowanych po roku 2009 przez zespoły kierowane przez Gao [68–70], Olave [201] i Kanię [111, 117–122].

5.5.2. Charakterystyka elementu zastępczego

Element zastępczy musi odwzorowywać charakterystykę *sila–ugięcie* układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*. Charakterystykę tę można wyznaczyć na podstawie wzorów (4.37)÷(4.39) przy styku punktowym i (4.45) i (4.46) przy styku liniowym.

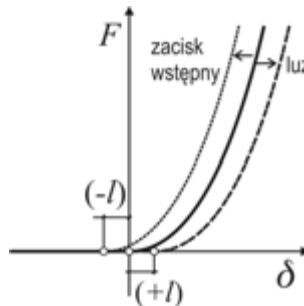
W zależności od początkowego luzu lub zacisku (można przyjąć, że zacisk jest to luz ujemny) pierwotna charakterystyka ulega przesunięciu (rys. 5.30) [231]

$$F = F(\delta - l) \quad (5.72)$$

Aby właściwie wprowadzić charakterystykę elementu tocznego przy pierścieniach modelowanych elementami bryłowymi, należy zauważyć, że ugięcie układu *element toczny–bieżnia* δ_{BE} jest sumą ugięć elementu tocznego δ_E i bieżni δ_B :

$$\delta_{EB} = \delta_E + \delta_B \quad (5.73)$$

Model bryłowy pierścienia powtórnie wprowadza podatność pierścienia łożyskowego. Błędem byłoby wtedy nieskorygowanie tego w charakterystyce układu *element*

Rys. 5.30. Przesunięcie charakterystyki *sila–ugięcie* w zależności od luzu (zacisku wstępnego)

toczny–bieżnia. Podatność modelu pierścienia podczas obciążenia siłą punktową wynika z jego kształtu, gęstości siatki elementów skończonych oraz ich rodzaju.

Algorytm przeprowadzenia korekcji jest następujący: na modelu bryłowym pierścienia obciążonym siłą punktową wyznacza się sztywność pierścienia na obciążenie siłą pionową:

$$k_{\text{FEM}_B} = \frac{F}{\delta_{\text{FEM}_B}} \quad (5.74)$$

Łączne ugięcie elementu zastępczego *bieżnia–element toczny–bieżnia* δ_{BEB} pod wpływem działania siły F musi być równe podwojonemu ugięciu układu *kula–bieżnia* z odjętym ugięciem modeli dyskretnych obydwu pierścieni:

$$\delta_{\text{BEB}} = 2\delta_{\text{BE}}(F) - \frac{F}{k_{\text{FEM}_{B1}}} - \frac{F}{k_{\text{FEM}_{B2}}} \quad (5.75)$$

Jeżeli pierścienie modelowane są elementami powierzchniowymi lub liniowymi, przeprowadzenie korekcji nie jest potrzebne.

Wyznaczenie charakterystyk zastępczych wałeczków opisano w pracach [124, 125, 184, 340].

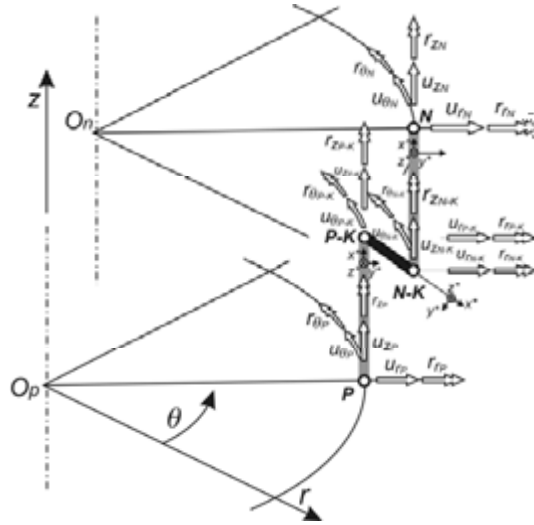
5.5.3. Macierz sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*

Macierz sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* $[\mathbf{K}]$ można zapisać jako sumę macierzy sztywności dwóch elementów belkowych o dużej sztywności z przegubami $[k_{Bp}]$ (bieżnia od strony podwozia) i $[k_{Bn}]$ (bieżnia od strony nadwozia) oraz elementu prętowego uwzględniającego nieliniową charakterystykę styku *element toczny–bieżnia* $[k_K]$:

$$[\mathbf{K}] = [k_{Bp}] + [k_K] + [k_{Bn}] \quad (5.76)$$

Na rysunku 5.31 pokazano schemat ideowy elementu, na którym zaznaczono stopnie swobody w układzie walcowym $r\theta z$. Element ma cztery węzły, na rysunku oznaczone jako P, P–K, N–K, N. Elementy łączące element aktywny z bieżniami mają po sześć stopni swobody w każdym z węzłów (3 przemieszczenia i 3 obroty). Element aktywny ma tylko 3 stopnie swobody w węźle. Aby umożliwić wzajemny obrót pierścieni łożyskowych osi łożyska, zastosowano rozprężenie stopnia swobody u_θ w węźle N–K na u_θ^+ od strony nadwozia i u_θ^- od strony podwozia. Jednocześnie wprowadzono dodatkowe równanie:

$$u_{\theta_{N-K^-}} = u_{\theta_{P-K}} \quad (5.77)$$



Rys. 5.31. Schemat elementu układu
bieźnia–element toczny–bieźnia, stopnie swobody

Element układu *bieźnia–element toczny–bieźnia* ma ogółem 25 stopni swobody, w tym 12 zewnętrznych (dla węzłów P i N), łączących się z innymi elementami skończonymi:

$$\{u\} = \left[u_{r_p}, u_{\theta_p}, u_{z_p}, r_{r_p}, r_{\theta_p}, r_{z_p}, u_{r_{p+k}}, u_{\theta_{p+k}}, u_{z_{p+k}}, r_{r_{p+k}}, r_{\theta_{p+k}}, r_{z_{p+k}}, u_{r_{n+k}}, u_{\theta_{n+k}}^{(1)}, u_{\theta_{n+k}}^{(2)}, u_{z_{n+k}}, r_{r_{n+k}}, r_{\theta_{n+k}}, r_{z_{n+k}}, u_{r_n}, u_{\theta_n}, u_{z_n}, r_{r_n}, r_{\theta_n}, r_{z_n} \right]^T \quad (5.78)$$

Wektor sił węzłowych ma postać:

$$\{F\} = \left[F_{r_p}, F_{\theta_p}, F_{z_p}, M_{r_p}, M_{\theta_p}, M_{z_p}, F_{r_{p+k}}, F_{\theta_{p+k}}, F_{z_{p+k}}, 0, 0, 0, F_{r_{n+k}}, 0, 0, F_{z_{n+k}}, 0, 0, 0, F_{r_n}, F_{\theta_n}, F_{z_n}, M_{r_n}, M_{\theta_n}, M_{z_n} \right]^T \quad (5.79)$$

Zerami oznaczono siły węzłowe w przegubach.

Parametry geometryczne powinny zapewnić dużą sztywność elementów łączących, tak aby ich odkształcenia były pomijalnie małe.

W przestrzennym stanie obciążenie elementu aktywnego ma w każdym węzle trzy translacje (u_x, u_y, u_z). Wektor współrzędnych uogólnionych w układzie lokalnym elementu prętowego ma postać:

$$\{u\} = \left[u_{x_i}, u_{y_i}, u_{z_i}, u_{x_j}, u_{y_j}, u_{z_j} \right]^T \quad (5.80)$$

Jeżeli oś elementu aktywnego x^* tworzy z osiami r, θ i z układu walcowego odpowiednio kąty γ_r, γ_θ i γ_z , (kosinusy kierunkowe osi x^*), to podstawiając oznaczenia:

$a = \cos \gamma_r$, $b = \cos \gamma_\theta$, $c = \cos \gamma_z$, otrzymuje się jawną postać macierzy sztywności dla elementu aktywnego leżącego w przestrzeni [186, 202]:

$$[\mathbf{k}] = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} a^2 & ab & ac & -a^2 & -ab & -ac \\ & b^2 & bc & -ab & -b^2 & -bc \\ & & c^2 & -ac & -bc & -c^2 \\ & & & a^2 & ab & ac \\ & sym & & b^2 & bc & \\ & & & & & c^2 \end{bmatrix} \quad (5.81)$$

Wystarczy teraz zaaplikować charakterystyki sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* $F(\delta)$ w postaci funkcji sztywności $k_{\text{BEB}}(F)$ (5.72) i otrzymuje się chwilową wartość macierzy sztywności (macierz styczna) elementu aktywnego uwzględniającego nieliniową charakterystykę styku *element toczny–bieżnia* $[k_K]$:

$$[k_K(\gamma_r, \gamma_\theta, \gamma_z)] = k_{\text{BEB}}(\mathbf{F}) \begin{bmatrix} a^2 & ab & ac & -a^2 & -ab & -ac \\ & b^2 & bc & -ab & -b^2 & -bc \\ & & c^2 & -ac & -bc & -c^2 \\ & & & a^2 & ab & ac \\ & sym & & b^2 & bc & \\ & & & & & c^2 \end{bmatrix} \quad (5.82)$$

Po agregacji macierzy sztywności elementów składowych przetransformowanych do układu walcowego uzyskuje się macierz sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*, łatwy do aplikacji w programach metody elementów skończonych. Podczas korzystania z profesjonalnych systemów obliczeniowych opartych na elementach skończonych możliwe jest wykorzystanie elementów predefiniowanych, jeżeli spełniają podane równania. We wzorze (5.76) macierz sztywności układu *bieżnia–kula–bieżnia* zapisano w cylindrycznym układzie współrzędnych. Funkcja sztywności $k_{\text{BEB}}(F)$ jest zależna od wartości siły w elemencie tocznym, a kosinusy kierunkowe $a = \cos \gamma_r$, $b = \cos \gamma_\theta = 0$, $c = \cos \gamma_z$ zależą od kierunku działania elementu tocznego.

5.5.4. Superelement podzespołów wsporczych

Modele MES podzespołów wsporczych są obecnie stosowane do analizy wytrzymałościowej ustrojów nośnych, liczą obecnie od kilkudziesięciu do kilkuset tysięcy stopni swobody. Tak duża liczba stopni swobody niezbędna jest do identyfikacji pola naprężeń w złożonych węzłach konstrukcyjnych, karbach geometrycznych, połącze-

niach. Zazwyczaj analiza wytrzymałościowa odbywa się w zakresie liniowosprężystym materiału bez uwzględniania nieliniowości geometrycznych. Analiza dystrybucji obciążeń w łożyskach wymaga wielokrotnego rozwiązania zadań nieliniowych: fizycznie i geometrycznie, ale nieliniowości koncentrują się jedynie w obszarze łożyska. Rozwiązywanie tak dużych modeli z uwzględnieniem nieliniowości prowadzi do długotrwałości obliczeń oraz olbrzymiej liczby wyników. Prostym rozwiązaniem może być zastąpienie poszczególnych podzespołów wsporczych przez superelement, którego stopnie swobody zostają ograniczone do tych, w których w obszar podzespołu wprowadzane lub wyprowadzane są obciążenie, a zatem stopnie swobody:

- połączone z superelementem *bieżnia–element toczny–bieżnia*,
- utwierdzone,
- w miejscu i kierunku przyłożenia sił.

Procedura wyznaczenia macierzy sztywności superelementu na bazie istniejącego modelu MES jest następująca:

1. Wyznaczenie podzbioru wymaganych stopni swobody ze zbioru węzłów modelu MES podzespołu wsporczego:

$$\Omega_S(u_1 \ u_2 \ \dots \ u_n) \subset \Omega_{\text{FEM}} \quad (5.83)$$

2. Rozwiązanie n zadań statyki liniowej poszczególnych stopni swobody dla warunków brzegowych w i -tym równaniu:

$$\hat{\bigwedge}_{i=1,n} \begin{cases} u_j = 0 & j \neq i \\ u_j \neq 0 & j = i \end{cases} \quad (5.84)$$

3. Wyznaczenie reakcji podporowych i -tego stopnia swobody przy niezerowym j -tym stopniu swobody R_{ij} .

4. Wyznaczenie wyrazów macierzy sztywności:

$$\hat{\bigwedge}_{\substack{i=1,n \\ j=1,n}} \left\{ k_{ij} = \frac{R_{ij}}{u_j} \quad u_j \neq 0 \right. \quad (5.85)$$

Wyznaczona macierz sztywności ma wymiar $n \times n$. Wprowadzenie jej zamiast modelu MES podzespołu wsporczego o kilka rzędów zmniejsza zadanie numeryczne.

5.6. Przykładowe modele łożysk

Modele dyskretne łożyska, łączące modele zastępcze układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* z modelami dyskretnymi podzespołów wsporczych, stanowią nową jakość w metodach analizy łożyska. Wszystkie istotne zjawiska, zachodzące zarówno w skali makro (analiza całego ustroju), jak i mikro (analiza styku elementu tocznego i bieżni) mogą zostać tą metodą zamodelowane. Spełnione są wytyczne do budowy modelu

łożyska sformułowane w rozdziale 5.4. Modele dyskretne łożyska opracowane na bazie elementów zastępczych uwzględniają:

- deformację podzespołów wsporczych,
- niejednorodne wprowadzanie (wyprowadzanie) obciążenia w strefę (ze strefy) łożyska,
- dowolne położenie łożyskowanych zespołów (nadwozia i podwozia),
- wstępną deplanację i owalizację pierścieni w wyniku błędów wykonania i montażu,
- luz (zacisk wstępny) w układzie *element toczny-bieżnia*,
- zmienny kąt działania elementów tocznych (przewyższanie),
- dowolną charakterystykę siła – ugięcie w układzie *element toczny-bieżnia*,
- zmienną geometrię bieżni: konstrukcyjną np. w miejscu łączenia segmentów lub eksploatacyjną w miejscu zwiększonego zużycia.

Dzięki tym modelom możliwa jest:

- łączna analiza łożyskowanych zespołów maszyny,
- określenie obciążenia (wytężenia) i kierunku działania dla każdego elementu tocznego i każdego miejsca na obwodzie bieżni dla łożysk jedno- i wielobieżniowych,
- przeanalizowanie wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych ustrojów wsporczych na współpracę elementów tocznych i bieżni,
- wprowadzanie korekcy dźwigarów pierścieniowych i bieżni łożyska na podstawie wyników ilościowych, a nie tylko jakościowych,
- symulacja długotrwałej pracy łożyska, określenie wpływu zużycia na dystrybucję obciążenia.

Wcześniej stosowane modele nie dawały możliwości tak zaawansowanych rodzajów analizy lub pozwalały na nią w bardzo ograniczonym zakresie.

Bezsporną zaletą modeli jest także możliwość stosowania do budowy modelu łożyska takich samych modeli dyskretnych ustrojów nośnych jak do analizy wytrzymałościowej MES.

W podrozdziałach pokazano szczegółowo możliwości zastosowania modeli numerycznych w analizie łożysk tocznych posadowionych na wiotkich podzespołach wsporczych.

5.6.1. Współpraca elementów tocznych i bieżni

Położenie elementów tocznych w łożysku jest uwarunkowane charakterystyką ustrojów wsporczych, ich wzajemnym położeniem i chwilowym układem obciążeń. Kąty działania poszczególnych elementów tocznych różnią się, wskutek czego różne są kierunki siły przenoszonej przez te elementy. Wpływa to także na dystrybucję obciążeń. Przeprowadzone symulacje numeryczne wykazują odchyłki kątów działania od

kierunku siły wypadkowej nawet o kilkanaście stopni, a wartości sił mogą być nawet trzykrotnie większe niż wynikające z modelu o sztywnych ustrojach wsporczych i stałym kącie działania elementów tocnych.

Identyfikacja funkcji dystrybucji obciążeń w łożysku polega na określeniu:

- wartości obciążenia poszczególnych elementów tocnych F_i ,
- kierunków działania elementów tocnych γ_i .

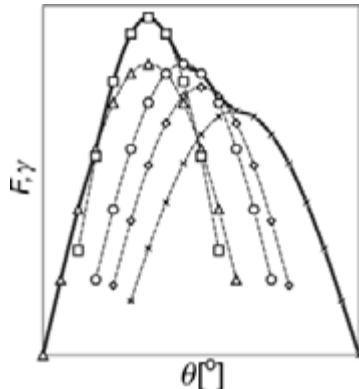
Dystrybucję taką dla łożyska m -bieżniowego, o z_j elementach tocnych, dla chwilowego położenia nadwozia względem podwozia można zapisać w postaci macierzy:

$$\Psi_F = \begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & \cdots & F_{1z_1} \\ \gamma_{11} & \gamma_{12} & \cdots & \gamma_{1z_1} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ F_{m1} & F_{m2} & \cdots & F_{mz_m} \\ \gamma_{m1} & \gamma_{m2} & \cdots & \gamma_{mz_m} \end{bmatrix} \quad (5.86)$$

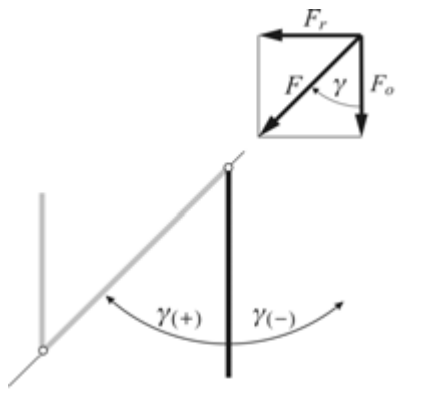
Ponieważ nadwozie obraca się względem podwozia, więc ze względu na obliczenia trwałościowe łożyska istotne jest wyznaczenie obwiedni obciążeń maksymalnych dla różnych położeń:

$$\max \Psi_F = \left[\max F_{ij}, \left(\min \gamma_{ij}, \max \gamma_{ij} \right) \right] \quad (5.87)$$

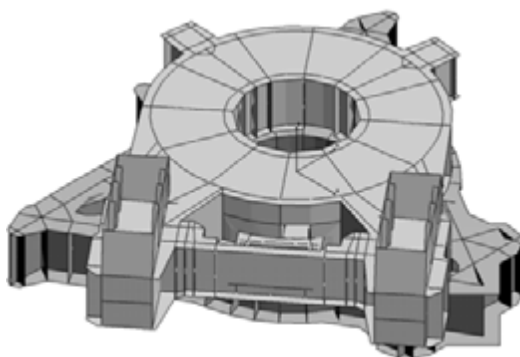
Graficzny sposób wyznaczenia obwiedni pokazano na rysunku 5.32. Obwiednie są różne dla bieżni nadwozia i podwozia. Zazwyczaj do analizy przyjmuje się kolejne położenia nadwozia względem podwozia obrócone o podziałkę elementów tocnych. Pomiędzy punktami wyznaczania maksimum stosuje się linearyzację.



Rys. 5.32. Sposób wyznaczenia obwiedni na podstawie wyników dla różnych położeń nadwozia względem podwozia



Rys. 5.33. Sposób wyznaczenia kąta działania elementu tocznego



Rys. 5.34. Model dyskretny łożyska koparki klasy C z podzespołami wsporczymi [258, 268, 269]

Kąty działania elementu tocznego γ wyznacza się w oparciu o znajomość siły F w przegubie elementu belkowego z układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* oraz składowej osiowej F_o i wypadkowej. Gdy siła jest zerowa, nie oznacza się kąta działania elementu tocznego.

$$\gamma = \arccos \frac{F_o}{F}, \quad \text{dla } F_o > 0 \quad (5.88)$$

Poniżej zaprezentowano przykładowy model obliczeniowy (rys. 5.34) i wyniki analizy dystrybucji obciążenia. Podstawowe dane maszyny zestawiono w tabeli 5.9.

Do wybranych zestawów obciążeń łoża kulowego wyznaczono zmodyfikowaną metodą Ohnricha maksymalne wartości sił w elemencie tocznym F_{\max} i obciążenia właściwego $p_{w_{\max}}$ (tab. 5.10). Oznaczenia w tabelach są zgodne z rozdziałem 4.

Tabela 5.9. Podstawowe dane maszyny i łożyska, w których określono dystrybucję obciążenia

Rodzaj maszyny	Koparka kołowa klasy C
Masa nadwozia [Mg]	1037
Pojemność czepaka [dm ³]/Wydajność teoretyczna [10 tys. m ³ /h]	700
Średnica łożyska [m]	8
Średnica kul	200
Liczba kul	105
Maksymalny mimośród obciążenia pionowego [m]	3,1

Tabela 5.10. Obciążenia kul łożyska podporowego koparki wyznaczone zmodyfikowaną metodą Ohnricha

Nr	\bar{e}	β_{\max} [°]	F_V [kN]	$F_{V_{\max}}$ [kN]	$\frac{F_{\max}}{d^2}$ [MPa]	$F_{H_{\max}}$ [kN]	$\frac{F_{H_{\max}}}{d^2}$ [MPa]	$\cos(\beta_H - \alpha_V)$	$p_{W_{\max}}$ [MPa]
1	0,295	180	101,3	164,2	4,10	0	0	-0,94	4,10
3a	0,560	180	103,7	232,8	5,82	11,32	0,28	-0,74	5,82
8	0,688	130	104,8	281,3	7,03	15,81	0,40	-0,52	7,03
13	0,775	104	111,1	352,3	8,81	14,23	0,36	-0,00	8,81

Wartości wyznaczone tą metodą, zakładającą sztywne ustroje wsporcze, stanowią punkt odniesienia dla wyników z obliczeń numerycznych oraz mogą być porównywane z wartościami dopuszczalnymi obciążeń właściwych elementów tocznych uzyskanych na podstawie wieloletniej eksploatacji.

Rama portalowa podwozia koparki składa się z dźwigara pierścieniowego oraz podpór. Dźwigar pierścieniowy o przekroju zamkniętym, skrzynkowym jest niski (stosunek wysokości h do średnicy D wynosi 0,21). Przepony usztywniające są rozmieszczone po obwodzie w sposób nieregularny, wynikający ze sposobu wyprowadzenia podpór. Podpory o przekroju otwartym dwuteowym, w pobliżu płaszcza przechodzą w skrzynkowe. Są one wprowadzane w dźwigar pierścieniowy na całej jego wysokości.

Dźwigar pierścieniowy nadwozia jest niski. Obciążenia od pylonu wprowadzane są poprzez dwa szerokie dźwigary skrzynkowe. Ponadto część obciążenia od wysięgnika zrzutowego jest wprowadzana na górny pas dźwigara pierścieniowego przez łożysko wielkogabarytowe.

W modelu łożyska uwzględniono całą ramę portalową podwozia, a nadwozie zostało zamodelowane do dolnej części pylonów.

Na rysunku 5.35 zamieszczono przykładową dystrybucję obciążenia na elementy toczne po obwodzie łożyska dla pokazanego położenia nadwozia względem podwozia oraz kierunku mimośrodu siły pionowej V . Siła pozioma H działa pod kątem 90°

w kierunku działania mimośrodowo siły pionowej. Kąt położenia kuli θ jest określany zgodnie ze schematem.

Miejsca występowania szczytowych obciążeń oznaczono na wykresie dystrybucji oraz schemacie układu cyframi rzymskimi. Wszystkie te punkty znajdują się w globalnych punktach „twardych”, w miejscu wprowadzenia podpór. Obok punktów podano dokładny kąt określający położenie punktu. Obciążenie najbardziej wyężonej kuli wyznaczone za pomocą MES jest około 3,6 razy większe niż wyznaczone za pomocą modelu o sztywnych giętnie pierścieniach łożyska i sztywnych ustrojach wsporczych.

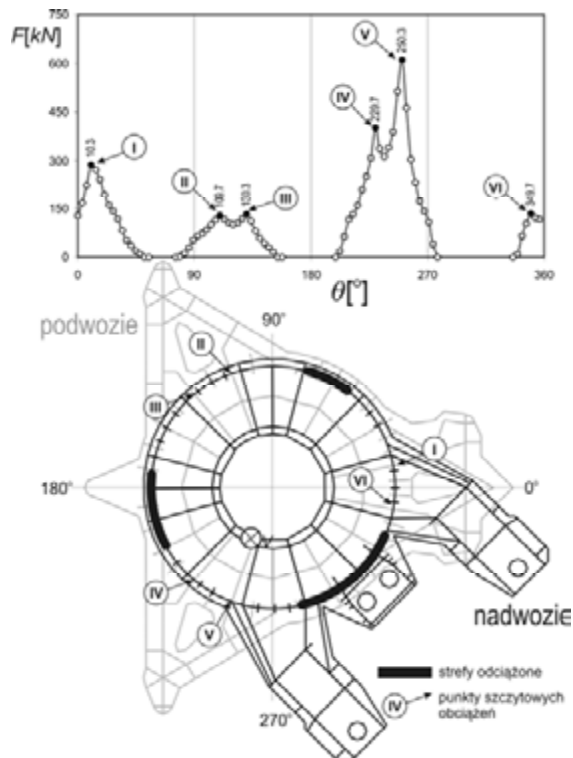
Na rysunku oznaczono położenie stref, w których nie zachodzi przenoszenie obciążenia. Mimo mniejszego mimośrodowo działania siły pionowej ($e/R = 0,295$) rozmiar tych stref jest znacznie większy niż w łożysku zwałowarki. Na wykresie dystrybucji obciążenia nie można zaobserwować lokalnych punktów „twardych”. Zróznicowanie pomiędzy wartościami sił nad przeponami i w punktach leżących pomiędzy nimi jest prawie niewidoczne. Jest to wpływ znacznie większej sztywności skrętnego dźwigara pierścieniowego, co pozwala na bardziej równomierne przenoszenie sił bocznych.

Pod tym samym obciążeniu powtórzono wyznaczenie dystrybucji w kolejnych położeniach nadwozia względem podwozia (z podziałką elementu tocznego, co $3,43^\circ$). Wartości maksymalnej siły obciążającej element toczny zmieniają się w zależności od położenia nadwozia względem podwozia. Na rysunku 5.35 zamieszczono wykresy maksymalnej siły F w funkcji kąta α określającego położenie nadwozia (i kierunku mimośrodowo działania siły pionowej V) dla czterech różnych mimośrodkowo działania siły V :

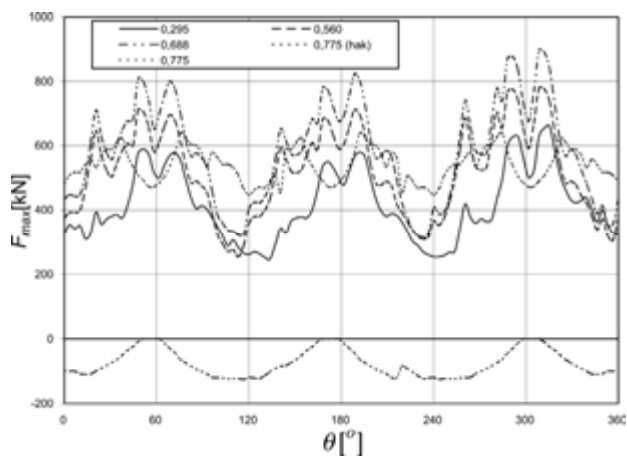
$$e/R = 0,295; 0,560; 0,688; 0,775.$$

Przy mimośrodkowo równym 0,775 obciążenie przenoszone jest przez elementy toczne i haki podchwytowe (luz na haku $l = 5$ mm). Na wykresie oprócz wartości siły w kuli podana została także siła przypadająca na wycinek segment haka odpowiadający podziałce elementów tocznych. Na podstawie uzyskanych wykresów można stwierdzić, że gdy punkt „twardy” nadwozia znajduje się nad punktem „twardym” podwozia (położenia wokół $\alpha = 60; 180; 300^\circ$) siła w maksymalnie obciążonej kuli jest większa niż siła wyznaczona z modelu ohnrichowskiego np. 3,6 razy przy mimośrodkowo 0,295. Przy większych mimośrodkowo wartość mnożnika powoli maleje (2,88 razy przy mimośrodkowo 0,560). Zadziałanie haków powoduje znaczne odciążenie kul (1,8 razy przy mimośrodkowo 0,750).

Gdy punkt „twardy” nadwozia znajduje się nad punktem „miękkim” podwozia i odwrotnie (położenia wokół $\alpha = 0; 120; 240^\circ$) obciążenie elementów tocznych jest znacznie mniejsze (najwyżej 1,6 razy większe od ohnrichowskiego, a w przypadku



Rys. 5.35. Siły wewnętrzne w łożu kulowym koparki przy obciążeniu siłą V – położenie punktów szczytowych i stref odciążonych

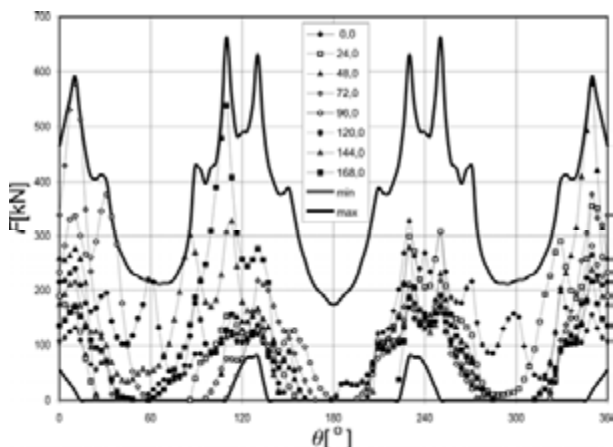


Rys. 5.36. Wykres siły maksymalnej F_{\max} w funkcji położenia nadwozia α dla różnych wartości mimośrodu działania siły pionowej e/R

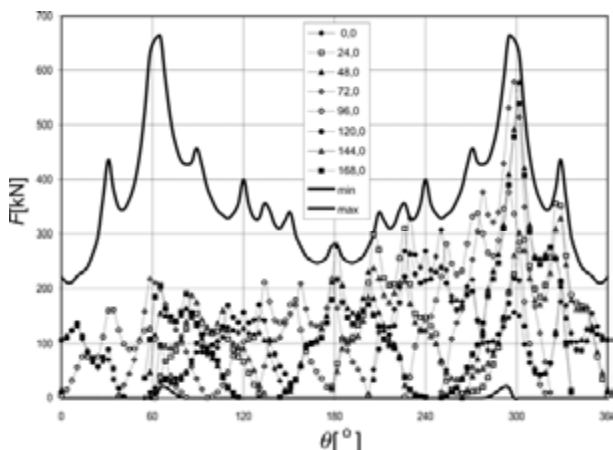
zadziałania haka 2 razy). Dlatego w wyznaczaniu maksymalnego obciążenia elementu tocznego, wystarczające jest wykonanie obliczeń jedynie przy położeniu punktu „twardego” nad punktem „twardym”.

Wykres na rysunku 5.35 nie daje informacji, w którym miejscu znajdują się najbardziej wyęteżone strefy bieźni. Do tego celu niezbędne jest wyznaczenie obwiedni sił i kątów działania elementów tocznych.

Obwiednie sił F_{\max} (wartości maksymalne) i F_{\min} (wartości minimalne) wykreślono na rysunku 5.37 w bieźni podwozia, a na rysunku 5.38 w bieźni nadwozia. Razem



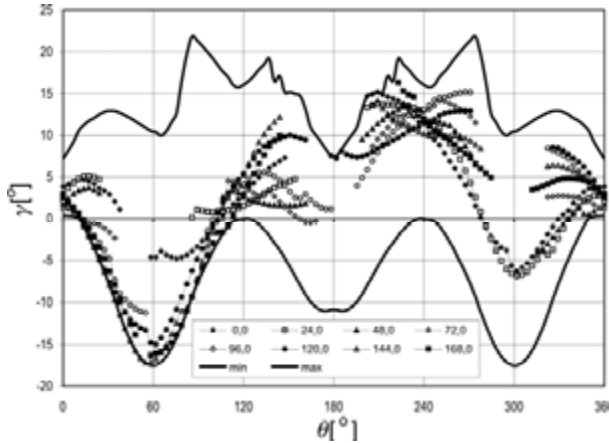
Rys. 5.37. Dystrybucje obciążenia w łożysku zwalówki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia F_{\max} i F_{\min} . Układ współrzędnych związane z podwoziem. Obciążenie 1



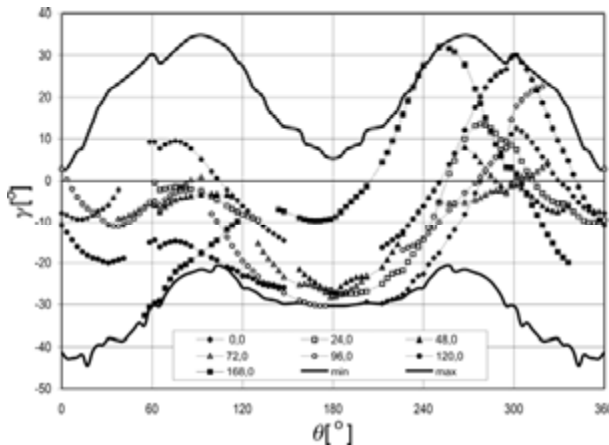
Rys. 5.38. Dystrybucje obciążenia w łożysku koparki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia F_{\max} i F_{\min} . Układ współrzędnych związane z nadwoziem. Obciążenie 1

z obwiedniami na wykres naniesiono dystrybucje obciążenia dla kąta nadwozia $\alpha = 0 \div 180^\circ$, co 24° . Bieżnia podwozia obciążona jest najbardziej w obszarach przyległych do podpór ($\theta = 0, 120, 240^\circ$). Widoczny jest negatywny wpływ usztywnień w miejscach połączenia środników podpór z płaszczem dźwigara pierścieniowego. W nadwoziu można wyróżnić dwie strefy bardziej wytężone w miejscach połączenia z pylonem (wokół $\theta = 60$ i 300°).

Kąty działania elementów tocnych zmieniają się w zakresie $(-17,5) \div (+22^\circ)$ (rys. 5.39 i 5.40). Znacznie większa zmienność kąta działania elementów tocnych γ niż



Rys. 5.39. Kierunek działania elementów tocnych w łożysku koparki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia γ_{\max} i γ_{\min} . Układ współrzędnych związany z podwoziem. Obciążenie 1



Rys. 5.40. Kierunek działania elementów tocnych w łożysku zwałowarki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia γ_{\max} i γ_{\min} . Układ współrzędnych związany z nadwoziem. Obciążenie 1

w przypadku zwałowarki wynika z większego udziału sił poprzecznych, jednostronnego ich wprowadzenia w dźwigar pierścieniowy oraz z dużej sztywności skrętnej dźwigara pierścieniowego i giętej w kierunku poprzecznym.

Wykresy obwiedni nie dają informacji, jaki jest rozkład obciążeń na danym przekroju poprzecznym bieżni i na jakim kącie γ działają największe siły. Na podstawie wyników obliczeń z poszczególnych przypadków możliwe jest wykreślenie wektorów siły wypadkowej obciążającej bieżnię na konturze bieżni osobno dla bieżni dolnej (podwozia) i dla bieżni górnej (nadwozia). Z takich wykresów łączących informację o wartości siły i jej kierunku, można wygodnie odczytać, które strefy bieżni są najbardziej wyciężone i jaki jest rozkład tych obciążeń po przekroju poprzecznym bieżni. Na rysunkach 5.41 i 5.42 pokazano przykładowe wykresy.

Oprócz ogólnego widoku, pokazano powiększenie najbardziej wyciężonych stref, w bieżni podwozia w zakresie kąta $\theta = 126 \div 157^\circ$, a w bieżni nadwozia w zakresie $284 \div 305^\circ$. Poszczególne przekroje zostały ponumerowane. Kąt θ odpowiadający n -temu przekrojowi można obliczyć ze wzoru:

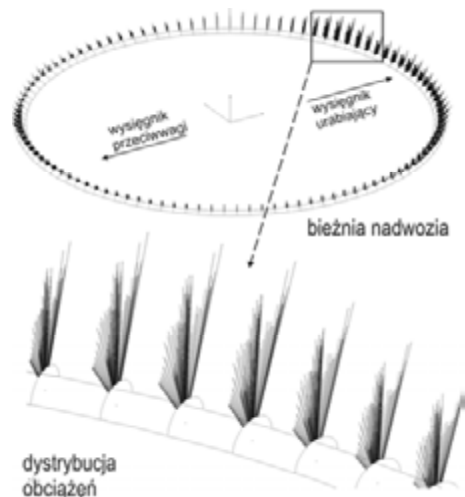
$$\theta = t(n-1) \quad (5.89)$$

gdzie t – podziałka obrotu nadwozia, $[\circ]$.

Z zaprezentowanych wykresów wynika, że w zależności od położenia na obwodzie łożyska możliwe są różne postaci współpracy kuli z bieżnią. W przekroju nr 38 ($\theta = 126,8^\circ$) bieżni dolnej kierunek działania elementów tocących jest prawie stały, niezależny od położenia nadwozia. Kula toczy się po dnie bieżni. Inaczej jest w przekroju nr 45 ($\theta = 150,8^\circ$), dla którego można zaobserwować szeroki zakres działania elemen-



Rys. 5.41. Wektory sił wypadkowych działających na bieżnię dolną (podwozia) łożyska dla różnych położen nadwozia koparki względem podwozia



Rys. 5.42. Wektory sił wypadkowych działających na bieżnię górną (nadwozia) łożyska dla różnych położen nadwozia koparki względem podwozia

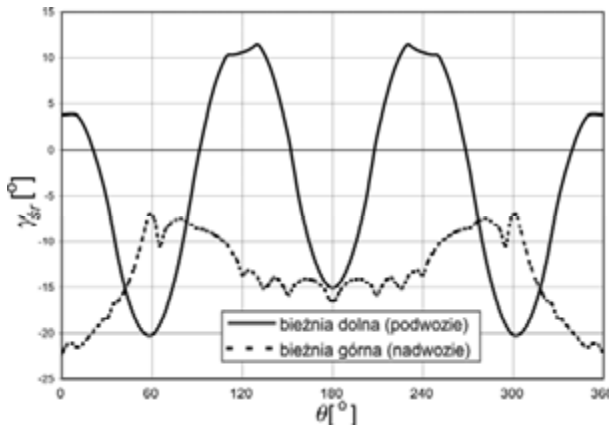
tu tocznego. Punkt nr 38 znajduje się nad miejscem wprowadzenia wewnętrznego średnika podpory (rys. 5.35), a punkt nr 45 nad zewnętrznym średnikiem podpory.

W bieźni dolnej w najbardziej wyężonych przekrojach (punkty nr 87, 88 i 89) można wyróżnić przynajmniej dwa kąty działania elementu tocznego, dla których wartość siły jest bardzo duża.

W modelu Lundberga i Palmgrena oraz w metodzie SKF, w obliczeniach trwałości lub nośności typowych łożysk tocznych, liczba cykli, którą może przenieść bieźnia jest odwrotnie proporcjonalna do sześciątku siły obciążającej [87]. Aby określić najbardziej prawdopodobne miejsce wystąpienia potencjalnych uszkodzeń, wyznaczona została wartość średnia kąta działania elementu tocznego dla danego miejsca na bieźni:

$$\gamma_{sr} = \frac{\sum_i \gamma_i F_i^3}{\sum_i F_i^3} \quad (5.90)$$

Wykresy dla bieźni górnej i dolnej zestawiono na rysunku 5.43.



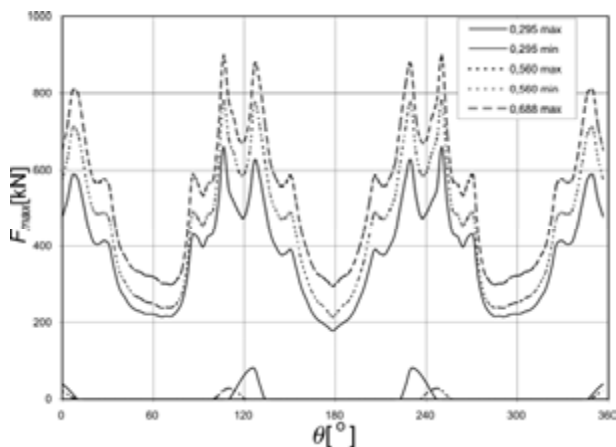
Rys. 5.43. Wartości średnie kąta działania elementu tocznego γ na bieźnię górną i dolną

W celu określenia wpływu wielkości mimośrodów działania siły pionowej na dystrybucję obciążenia, przeprowadzono obliczenia dla różnych wartościach mimośrodu działania siły pionowej:

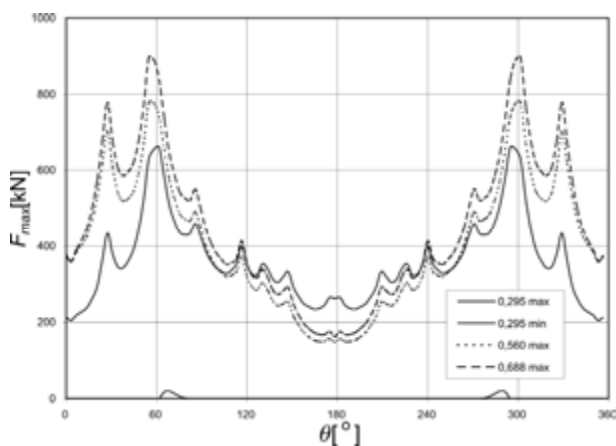
$$e/R = 0,295; 0,560; 0,688$$

i położen nadwozia względem podwozia z podziałką elementu tocznego.

Uzyskane obwiednie pokazano na rysunku 5.44 dla bieźni dolnej i na rysunku 5.45 dla bieźni górnej. Zwiększanie mimośrodu w bieźni dolnej (podwozia) wywołuje szybki wzrost obciążenia w najbardziej wyężonych strefach, a w strefach o mniej-



Rys. 5.44. Maksymalne i minimalne wartości sił w elementach toczyń dla bieżni podwozia – koparka

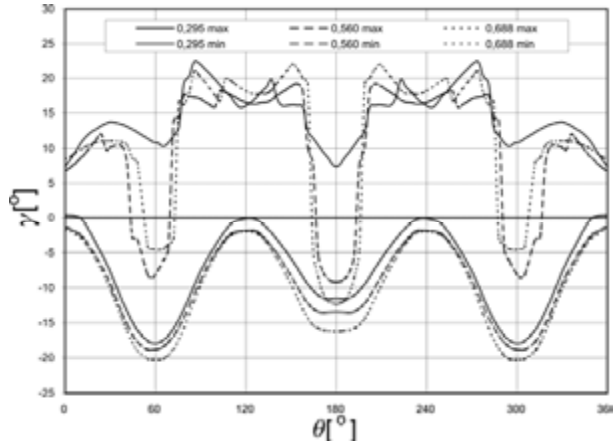


Rys. 5.45. Maksymalne i minimalne wartości sił w elementach toczyń dla bieżni nadwozia – koparka

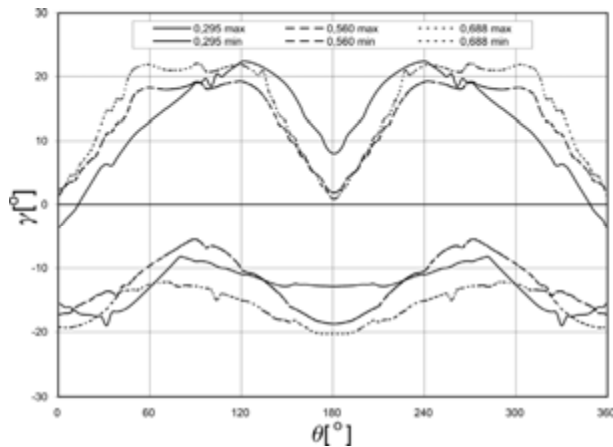
szym obciążeniu tempo wzrostu jest mniejsze. W bieżni górnej, obciążanej momentem o stałym kierunku, w wyniku zwiększania wartości mimośrodu następuje wzrost obciążenia po stronie działania siły pionowej i odciążanie po stronie przeciwległej.

Na rysunkach 5.46 i 5.47 zamieszczono obwiednie kąta działania elementu toczonego dla bieżni górnej i dolnej. Zwiększeniu mimośrodu towarzyszy większa nierównomierność przebiegu obwiedni.

W dwóch wybranych położeniach nadwozia względem podwozia $\alpha = 0$ i 309° wyznaczono wartości siły w najbardziej wyężonym elemencie przy zmiennym mimośrodku działania siły $e = 0 \div 0,9$. Na wykresie (rys. 5.48) odniesiono je do obciążenia no-



Rys. 5.46. Maksymalne i minimalne kąty działania elementów toczyńskich dla bieżni podwozia – koparka



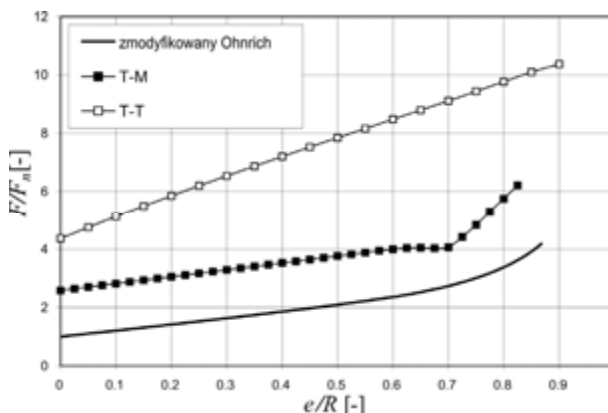
Rys. 5.47. Maksymalne i minimalne kąty działania elementów toczyńskich dla bieżni nadwozia – koparka

minalnego przy obciążeniu osiowym. W pierwszym położeniu nadwozia względem podwozia „twarde” punkty jednego podzespołu odpowiadają punktom „miękkim” w drugim (ozn. T–M). Drugie położenie jest najbardziej niekorzystne, gdyż punkty „twarde” współpracują z „twardymi” (ozn. T–T). Dla porównania na wykresie zamieszczono także wykres uzyskany ze zmodyfikowanego modelu Ohnricha.

Gdy kąt $\alpha = 0^\circ$ obciążenie wzrasta liniowo w zakresie $e/R = 0 \div 0,6$, co jest zgodne z modelem Ohnricha, ale na wyższym poziomie, można to wytłumaczyć lokalnymi rozkładami sztywności. W zakresie $e/R = 0,6 \div 0,7$ następuje chwilowa stabilizacja wartości, prawdopodobnie w wyniku odciążenia punktu „twardego” wywołanego zbyt

dużym przechyleniem nadwozia, by w dalszym zakresie zanotować bardzo szybki wzrost. Przy tym kącie przebieg przypomina przebieg ohnrichowski.

W drugim położeniu ($\alpha = 309^\circ$) siła w badanym zakresie rośnie liniowo w funkcji mimośrodru e/R . Obciążenia są znacznie większe i to położenie jest wymiarujące dla łożyska.



Rys. 5.48. Zmiana stosunku siły maksymalnej do nominalnej w funkcji mimośrodu działania siły osiowej dla modelu FEM i modelu teoretycznego

5.6.2. Porównanie różnych modeli łożyska

Przeprowadzono porównanie różnych modeli układu *element toczy–bieżnia* oraz pokazano przykładowe rozkłady obciążeń z symulacji numerycznych [345]. Obiektem badań było łożysko zwalówarki. Zbudowano trzy różne modele dyskretnie:

- uproszczony belkowy model podzespołów wsporczych, element zastępczy BEB – ozn. F1,
- powłokowy model podzespołów wsporczych, element zastępczy BEB – ozn. F2,
- powłokowy model podzespołów wsporczych, sztywny element zastępczy BEB, który przenosi ściskanie, ale nie odkształca się – ozn. F3.

Wszystkie trzy modele pozwalały na zmianę kąta działania poszczególnych elementów toczych. Dla porównania przeprowadzono obliczenia za pomocą zmodyfikowanego modelu Ohnricha – ozn. O.

Przeprowadzono analizę rozkładu obciążenia dla najbardziej niekorzystnego przypadku położenia nadwozia względem podwozia (obróconego o kąt $\alpha = 60^\circ$) i zestawu obciążeń dla jazdy maszyny po łuku. Przypadek ten charakteryzuje się złożonym zestawem obciążeń, a jednocześnie jest przypadkiem występującym podczas normalnej eksploatacji.

Tabela 5.11. Porównanie modeli łożyska

Oznaczenie	Model zmodyfikowany Ohnricha	Model MES		
	O	F1	F2	F3
Model podzespołów wsporczych	sztynny	belkowy	powłokowy	
Model układu kula–bieżnia	Hertz	BEB		sztynny BEB
Przewyższenie	–	–	+	+
Twarde punkty globalne	–	+	+	+
Twarde punkty lokalne	–	–	+	+
Nieliniowa charakterystyka sztywności element toczny–bieżnia	+	+	+	–
Maksymalna siła na element toczny: wartość bezwzględna i odniesiona do modelu F2 $F \text{ [kN]}/(F/F_{F2}) \text{ [-]}$	98/29,4%	205/60,3%	340/100%	430/126%

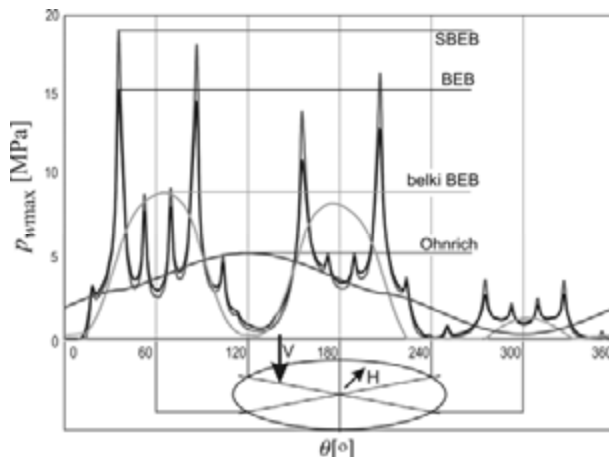
W tabeli 5.11 zestawiono podstawowe cechy poszczególnych modeli: maksymalne obciążenie elementu tocznego w wartościach bezwzględnych i w odniesieniu do powłokowego modelu podzespołów wsporczych z elementem zastępczym BEB.

Przeprowadzono obliczenia rozkładu sił na elementy toczne łożyska dla różnych modeli układu *element toczny–bieżnia* i różnych modeli podzespołów wsporczych. Punktem odniesienia w ocenie wyników był z jednej strony model teoretyczny według Ohnricha, zakładający nieodkształcalność giętą pierścieni łożyskowych, z drugiej strony model wykorzystujący oryginalny element zastępczy *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BEB), z uwzględnieniem sztywności podzespołów wsporczych, które zamodelowano elementami powierzchniowymi. Model ten uwzględnia najwięcej zjawisk zachodzących w łożysku i najlepiej odzwierciedla rzeczywisty rozkład sił na poszczególne elementy toczne.

Na rysunku 5.49 pokazano rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska z zastosowaniem opisanych modeli.

Już z porównania jakościowego jest widoczna nieprzydatność modelu teoretycznego. Model podzespołów wsporczych z wykorzystaniem elementów liniowych prawidłowo „rozpoznaje” globalne punkty sztywne (podpory), ale lokalne już nie (przepony, żebra itp.). Najbardziej zbliżony do modelu odniesienia jest model o sztywnych elementach tocznych SBEB, pozwalających jednak na wzajemne poprzeczne przesuwanie się pierścieni łożyskowych i zmianę kąta działania.

Pod względem ilościowym w analizowanym łożysku model teoretyczny zaniżył maksymalne wartości sił o 70%, model z podzespołami wsporczymi zamodelowanymi elementami 1D – o 40%, a model powierzchniowy o sztywnych elementach tocznych zawiżył o 25%.



Rys. 5.49. Rozdział sił na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska. Oznaczono kierunek mimośrodu działania siły pionowej V i kierunek działania siły poziomej H

Z analizowanego przykładu wynika jednoznacznie, że do analizy jakościowej, a także do wstępnej analizy ilościowej, dopuszczalne jest pominięcie sztywności układu *kula-bieżnia*, ale konieczne trzeba uwzględnić zjawisko przewyższenia i strukturę ustrojów wsporczych przez zastosowanie modeli powierzchniowych. W obliczeniach sprawdzających konieczna jest aplikacja do modelu charakterystyki układu *element toczny-bieżnia*. Stosowanie metod tradycyjnych opartych na modelu teoretycznym, nie zapewnia dostatecznych informacji do oceny jakości przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych.

Jednocześnie przykład ten pokazuje, że dominujący wpływ na dystrybucję obciążenia poszczególnych elementów tocznych ma względne przemieszczanie się pierścieni łożyska po kierunku poprzecznym i to zjawisko należy przede wszystkim uwzględnić.

5.7. Metoda superpozycji podzespołów wsporczych

Metoda elementu zastępczego *bieżnia-element toczny-bieżnia* (BEB) jest metodą, która uwzględnia najwięcej z istotnych zjawisk zachodzących w łożysku wielkogabarytowym. Za jej pomocą otrzymuje się rozkłady sił wewnętrznych w łożysku zbliżone do rzeczywistych. Metoda ta posiada jednak kilka ograniczeń, z których głównym jest czasochłonność. Jeden cykl obliczeń dla jednego położenia podzespołu wsporczego względem drugiego wymaga rozwiązania wielokrokowego z iteracjami. Pełna analiza dystrybucji obciążeń wymaga przeprowadzenia liczby pojedynczej analizy równej liczbie elementów tocznych (obrotów nadwozia względem podwozia o kąt równy

podziałce elementów tocznych). Wybrane fakultatywne przypadki wzajemnego położenia członów maszyny nie gwarantują otrzymania maksymalnego obciążenia elementu tocznego łożyska [340].

Wobec podanych ograniczeń Przybyłek i Smolnicki [230, 231, 299, 311] zaproponowali nową metodę wyznaczenia sił wewnętrznych, która umożliwia:

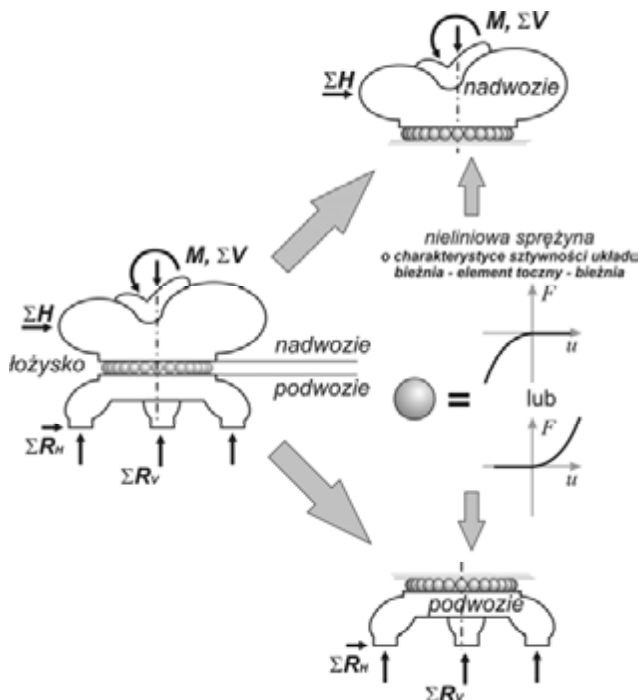
- ocenę wpływu przyjętych parametrów globalnych i lokalnych podzespołów wsporczych na dystrybucję obciążeń w łożysku,
- porównanie wpływu kilku rozwiązań konstrukcyjnych, np. ten sam podzespół, ale inne grubości, bez przepon albo z przeponami itp. na dystrybucję obciążeń w łożysku.

Istota metody polega na podzieleniu całościowego modelu obliczeniowego na dwa modele połówkowe: członu górnego i dolnego. Wówczas analizę przeprowadza się dla każdego członu oddzielnie (rys. 5.50). Po zastosowaniu takiej procedury nie jest wymagana analiza wzajemnych położenia obydwu podzespołów wsporczych.

W przypadku analizy nadwozia maszyny podwozie zastępujemy sztywną ostoją. Wprowadzone do modelu obliczeniowego siły i momenty odzwierciedlają obciążenia własne wynikające z eksploatacji maszyny. Podobnie można postąpić w przypadku podwozia, z tym że obciążenie modelu obliczeniowego stanowią wówczas siły reakcji przyłożone w miejscach podpór. Elementy toczne w modelach numerycznych zostają zastąpione zastępczym elementem sprężystym o nieliniowej, niesymetrycznej charakterystyce sztywności (rys. 5.50). Może być to charakterystyka odwrotna, umożliwiająca zmianę kąta działania tak, jak w elemencie zastępczym BEB. Wówczas element aktywny przenosi rozciąganie. Można także zastosować element aktywny o charakterystyce prostej, gdy przenosi on wyłącznie ściskanie. W tym drugim przypadku element ten nie powinien zmieniać kąta działania.

Na podstawie analizy numerycznej uzyskuje się rozkład obciążenia właściwego p_w elementów tocznych zarówno w nadwoziu, jak i podwoziu maszyny. Porównanie rozkładów ze sobą pozwala wskazać maksymalną wartość obciążenia właściwego p_w elementu tocznego, która jest wartością wymiarującą łożysko. Obliczenia zawierają się w jednym cyklu obliczeniowym i jest możliwe było zastosowanie procedur optymalizujących. Do obliczeń jest możliwe wykorzystanie typowego modelu podzespołu wsporczego zbudowanego, aby przeprowadzić analizę wytrzymałościową metodą elementów skończonych.

Ocenie zostały poddane cztery węzły obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego: koparka klasy C (opis rozdział 5.6.1, model rys. 5.34), koparka o pełnej geometrii (opis rozdział 8.2.1, schemat kinematyczny rys. 8.9, model rys. 8.21–8.23), ładowarko-zwałowarka (opis rozdział 8.6, schemat kinematyczny rys. 8.65, model rys. 8.66). Maszyny wybrano ze względu na zróżnicowanie formy ustrojów nośnych oraz różny charakter pracy (obciążeń).



Rys. 5.50. Schemat metody superpozycji podzespołów wsporczych

Analizę przeprowadzono za pomocą metody elementów skończonych. Na podstawie dokumentacji technicznej zbudowano wirtualne, przestrzenne modele geometryczne maszyn. Na modelach geometrycznych rozpięto modele dyskretne podzespołów wsporczych. Dyskretyzację przeprowadzono elementami powłokowymi, a Pierścienie łożysk zastąpiono elementami belkowymi, aby uwzględnić ich sztywność.

Następnie przeprowadzono analizę układów *łożysko–podzespół wsporczy* wybranych maszyn. Zastosowano rozwiązanie metodą przyrostową, gdzie parametrem sterującym było obciążenie („sterowanie siłą”), a na każdym kroku przeprowadzono rozwiązanie iteracyjne wg schematu Newtona–Raphsona [288]. Taki sposób pozwolił na uzyskanie wyników dla różnych poziomów obciążenia łożyska.

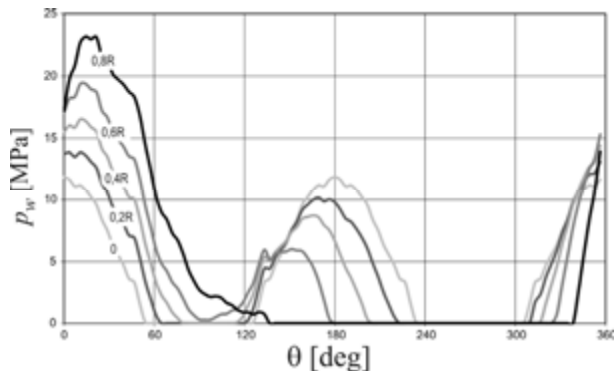
Z przeprowadzonej analizy otrzymuje się wyniki w postaci sił wewnętrznych (obciążeń właściwych) dla różnych poziomów obciążenia. Określono, które elementy toczne są najbardziej obciążone, a które nie przenoszą obciążeń. Zidentyfikowano miejsca na podzespołach wsporczych, które odpowiadają wartościom szczytowym („punkty twarde”) i strefy nieobciążone. Wartości maksymalne zestawiono w tabeli 5.12 z wartościami uzyskanymi z modelu całego węzła obrotu.

Tabela 5.12. Porównanie wyników uzyskanych z modelu całej maszyny i modeli podzespołów wsporczych

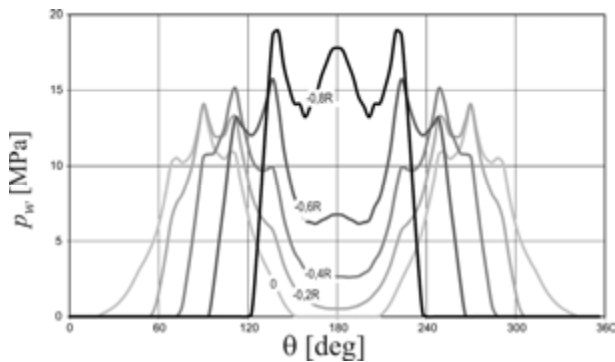
Maszyna	Model			max (podwozie/nadwozie)	Porównanie
	cały	podwozie	nadwozie		
	Maksymalne obciążenie właściwe $p_{w,max}$ [MPa]				
Ładowarko-zwałowarka $e = 0$	14,02	11,86	13,99	13,99	99,8%
Ładowarko-zwałowarka $e = 0,8R$	20,91	23,15	18,93	23,15	110,7%
Ładowarko-zwałowarka $e = 0,8R$	19,1	23,15	18,24	23,15	121,2%
Koparka kołowa klasy C	4,02	3,52	3,97	3,97	98,8%
Koparka kołowa o pełnej geometrii	5,76	4,31	6,98	6,98	121,2%

Wyniki z modeli cząstkowych ładowarko-zwałowarki przedstawiono w postaci wykresów sił wewnętrznych przy różnych mimośrodkach siły obciążającej na rysunkach 5.51–5.53. Maksymalne wartości zestawiono na wykresie 5.54. Maksymalne obciążenie właściwe elementu tocznego jest generowane przez podzespół wsporczy podwozia maszyny w związku z czym to rozkład sztywności podwozia jest wymiarującym łożysko i ten podzespół wsporczy nadwozia należy przede wszystkim modyfikować.

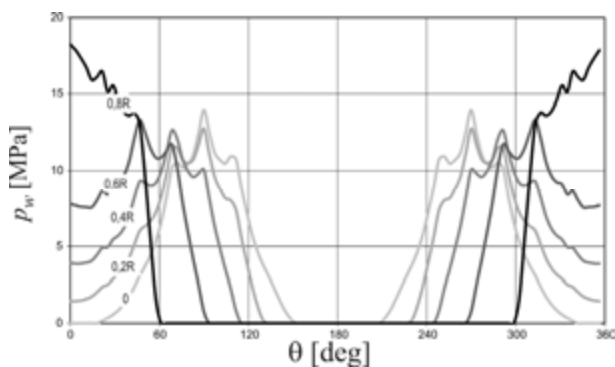
Na rysunkach 5.56 i 5.57 porównano wartości maksymalne obciążeń właściwych przy modelu pełnym i przy zastosowaniu superpozycji nadwozia i podwozia. Uzyskane wyniki z superpozycji zawierają się w zakresie około 100–120% wartości uzyskanych z modelu pełnego, a zatem po bezpiecznej stronie. Przyczyna zawyżenia wyników tkwi w zastąpieniu drugiego podzespołu wsporczego podzespołem nieodkształcalnym.



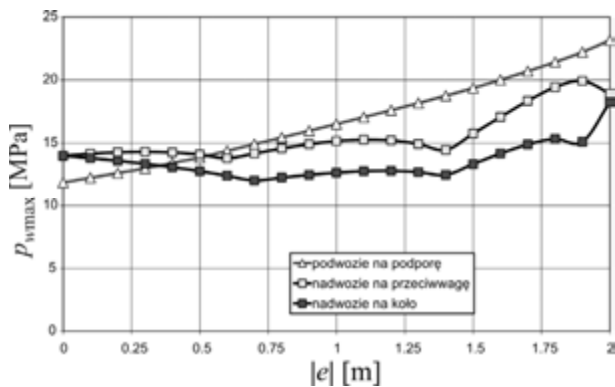
Rys. 5.51. Obciążenie właściwe elementów tocznych w łożysku wieńcowym ładowarko-zwałowarki wynikające z postaci konstrukcyjnej ramy portalowej podwozia, dla wartości mimośrodków z zakresu $e = 0-0,8R$; mimośród w kierunku na podporę



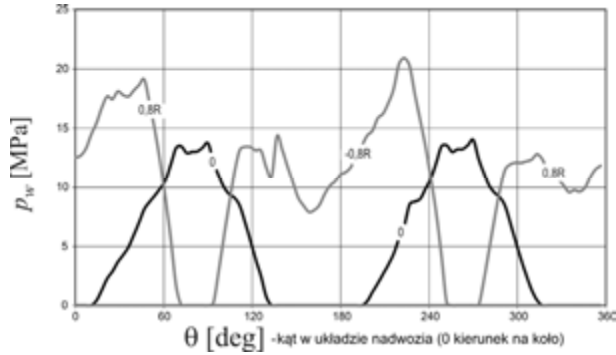
Rys. 5.52. Obciążenie elementów toczyń w łożysku wieńcowym ładowarko-zwałowarki wynikające z postaci konstrukcyjnej platformy nadwozia, dla wartości mimośrodków z zakresu $e = 0-0,8R$; mimośród na przeciwwagę



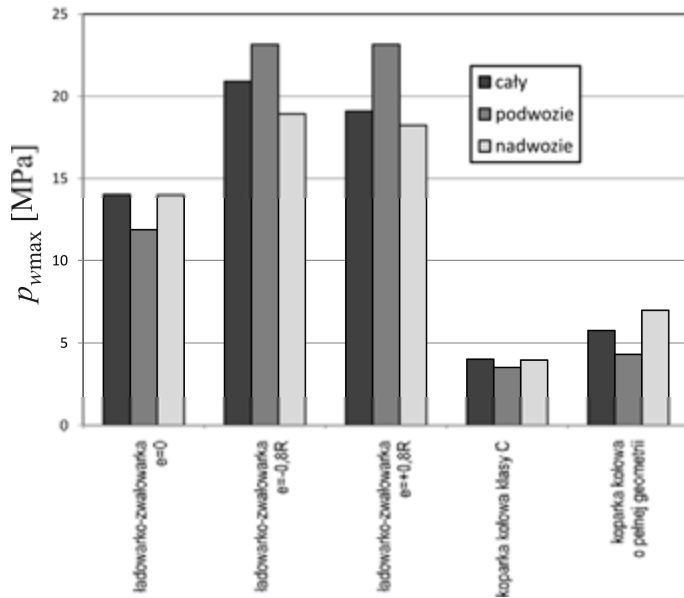
Rys. 5.53. Obciążenie elementów toczyń w łożysku wieńcowym ładowarko-zwałowarki wynikające z postaci konstrukcyjnej platformy nadwozia, przy wartościach mimośrodków z zakresu $e = 0-0,8R$, mimośród w na koło czepakowe



Rys. 5.54. Maksymalne obciążenie właściwe elementu toczyńskiego w łożysku wieńcowym ładowarko-zwałowarki w funkcji wartości mimośrodu działania obciążenia osiowego e

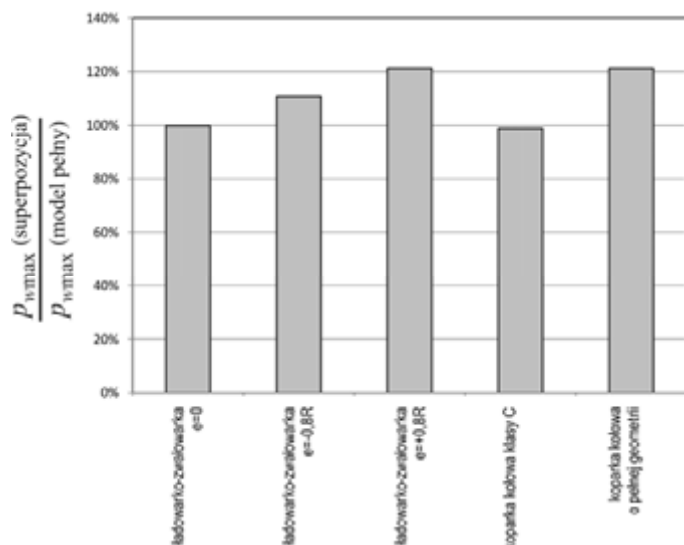


Rys. 5.55. Obciążenie elementów toczyń w łożysku dla trzech wybranych mimośrodków działania obciążenia osiowego: $e = 0$ m (obciążenie w osi), $e = 0,8R$ (kierunek na koło), $e = -0,8R$ (kierunek na przeciwwagę)



Rys. 5.56. Porównanie maksymalnych wartości obciążeń właściwych uzyskanych z modelu całej maszyny i modeli poszczególnych podzespołów wsporczych analizowanych maszyn

Proponowana metoda superpozycji nadwozia i podwozia przeznaczona jest przede wszystkim do dużych obiektów, w których sztywność ustroju wsporczego jest porównywalna ze sztywnością układu *element toczyń-bieżnia*. Metoda ta uwzględnia większość zjawisk występujących w łożyskach wielkogabarytowych. Metoda superpozycji nadwozia i podwozia pozwala jednoznacznie określić, który z podzespołów jest wyznaczający dla łożyska.



Rys. 5.57. Względne wartości maksymalnych obciążeń właściwych w odniesieniu do wartości uzyskanych z modelu pełnego

Do metody oceny rozkładu sztywności podzespołów wsporczych wykorzystuje się metodę elementów skończonych. Dzięki temu możliwe jest równoległe otrzymanie wyników analizy wytrzymałościowej podzespołów wsporczych. Jest to bardzo przydatne, gdyż pozwala dodatkowo kształtować wytrzymałościowo ustroje wsporcze na etapie projektowania lub modyfikować na etapie modernizacji.

Opracowana metoda oceny podzespołu wsporczego węzła obrotu w aspekcie użytkowania wymaganego ze względu na nośność i trwałość rozkładu obciążeń daje następujące korzyści:

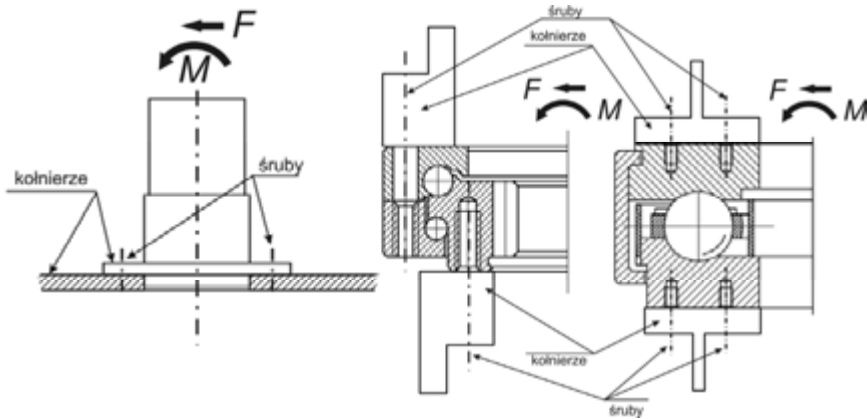
- po przeprowadzeniu tylko jednego cyklu obliczeń nieliniowych (nieliniowość fizyczna – element aktywny prosty lub fizyczna i geometryczna – element aktywny odwrócony) uzyskuje się wyniki dla różnych poziomów obciążeń,
- wskazuje, który podzespołów wsporczych jest wymiarujący dla łożyska (powoduje maksymalne obciążenie elementu tocznego),
- umożliwia lokalizację miejsc węzła obrotu najbardziej obciążonych, tzw. „punktów twardych” oraz stref, które nie przenoszą obciążeń, co pozwala kształtować konstrukcję ustrojów wsporczych na etapie projektowania i modyfikować na etapie modernizacji,
- jest bardzo praktyczna, jeśli chodzi o przeprowadzanie analiz porównawczych; daje informacje o wpływie parametrów globalnych (przekroje, grubości, rozstawy podpór) oraz umożliwia ocenę wpływu elementów lokalnych (żebra, przepony itp.); pozwala na wstępny dobór parametrów podzespołów wsporczych,

- umożliwia wstępną ocenę nośności łożyska przy zadanym podzespole wsporczym (na podstawie maksymalnego obciążenia elementu tocznego),
- w tym samym cyklu obliczeniowym daje równocześnie wyniki analizy wytrzymałościowej podzespółów wsporczych w postaci pola przemieszczeń, odkształceń i naprężeń,
- obliczenia zawierające się w jednym cyklu obliczeniowym umożliwiają łatwe zastosowanie dalszych procedur optymalizacyjnych.

Jednym z ograniczeń tej metody jest fakt, iż nie uwzględnia ona przypadku, gdy bieżnia łożyska wykonana z materiału miękkiego dopasowuje się do ostoi wsporczej maszyny. Zjawisko to powstaje na pewnym poziomie obciążenia, podczas kilkudziesięciu do kilkuset pierwszych przytoczeń.

5.8. Modelowanie połączeń śrubowych w węzłach obrotowych

Połączenia kołnierzone śrubowe znajdują zastosowanie do łączenia członów maszyn roboczych i urządzeń. Podstawowym zadaniem tego połączenia jest przeniesienie obciążeń własnych i technologicznych pomiędzy członami. Połączenie śrubowo-kołnierzone (rys. 5.58) jest powszechnie stosowane w połączeniach członów konstrukcyjnych maszyn i urządzeń. Przykładem takich połączeń są połączenia elementów łożysk wielkogabarytowych z podzespółami wsporczymi. Połączenia te są poddawane złożonym obciążeniom o zmiennym charakterze. Innym obszarem zastosowania jest łączenia poszczególnych elementów w układach hydraulicznych. Wówczas ich podstawowym zadaniem jest zapewnienie szczelności połączenia.



Rys. 5.58. Przykłady połączenia śrubowo-kołnierzonego obciążonego siłą poprzeczną F i momentem gnącym M

Gdy łączone są elementy cienkościenne o dużej podatności i poddawane złożonym, zmiennym w czasie obciążeniom, tradycyjne metody obliczeniowe, polegające na prostej multiplikacji nośności pojedynczego połączenia śrubowego, nie są adekwatne i albo prowadzą do przewymiarowania konstrukcji, albo też grożą zniszczeniem połączenia, co może spowodować zagrożenie życia pracowników obsługi i duże straty ekonomiczne.

5.8.1. Numeryczna identyfikacja wyężenia połączeń śrubowych

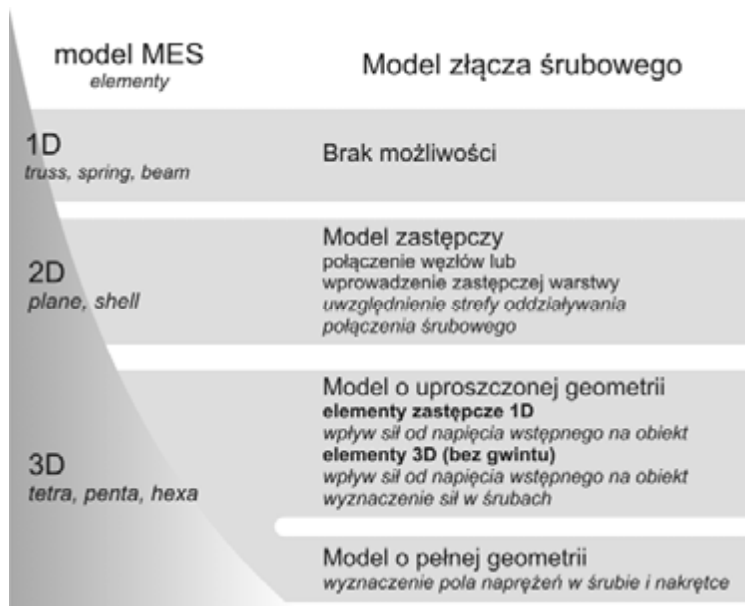
W połączeniach śrubowo-kołnierzowych wiotkich elementów konstrukcyjnych śruby są poddawane nie tylko rozciąganiu i skręcaniu, ale także zginaniu [58, 107, 114, 306]. Identyfikacja wyężenia poszczególnych śrub jest możliwa jedynie metodami numerycznymi, np. metody elementów skończonych. W przypadku dużych obiektów problemem obliczeniowym jest wierne oddanie zjawisk zachodzących w bezpośredniej strefie kontaktu pary śruba–nakrętka [316]. Konieczne staje się zastosowanie globalnych modeli ekwiwalentnych całego połączenia, umożliwiających w miarę dokładne wyznaczenie obciążeń wewnętrznych w poszczególnych śrubach oraz następnie modeli lokalnych do wyznaczenia pól naprężeń, niezbędnych do wyznaczenia trwałości.

Im większa jest średnica połączenia, tym większy jest wpływ podatności giętej kołnierzy oraz podatności łączonych członów. Szczególnie istotny jest ten wpływ w przypadku połączeń elementów wirujących, takich jak wały pędne, wirniki, łożyska wieńcowe itp., gdyż wówczas połączenie poddawane jest naprzemiennemu zginaniu. Precyzyjne sprawdzenie kryterium trwałości wymaga dużej dokładności w wyznaczeniu pola naprężeń. Najbardziej wyężonym elementem połączenia są śruby o wysokiej zazwyczaj klasie wytrzymałości. Śruby oprócz obciążenia siłą napięcia wstępnego oraz skręcaniem (jeżeli nie jest stosowany klucz hydrauliczny lub elektryczny) są poddawane dodatkowemu rozciąganiu lub odciążaniu oraz zginaniu (rys. 5.59.).

Klasyczne metody obliczeniowe umożliwiają jedynie uwzględnienie w śrubie naprężeń osiowych oraz naprężeń stycznych od ścinania wywołanego skręcaniem. Nie uwzględniany jest wpływ podatności giętej kołnierzy i wpływ luzów promieniowych.



Rys. 5.59. Schemat obciążeń śruby: rozciąganej siłą osiową F , skręcającej momentem M_T i zginanej momentem giętym M_B



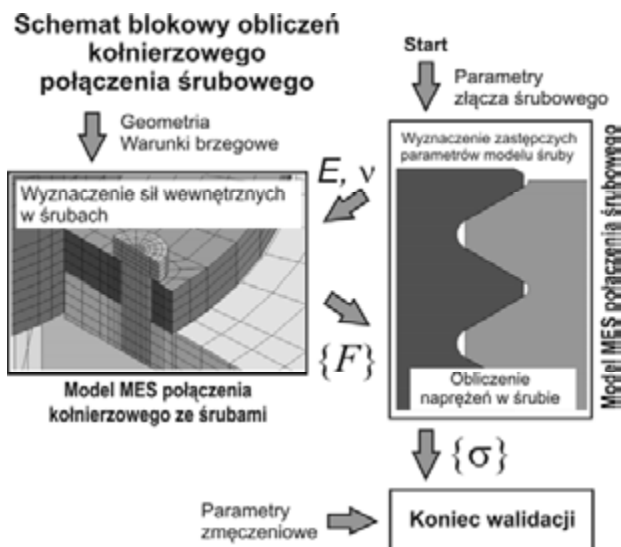
Rys. 5.60. Różne poziomy modelowania złącza śrubowego

Do wiarygodnej identyfikacji wyężenia elementów połączenia niezbędne jest zastosowanie metod numerycznych, np. metody elementów skończonych MES [316]. Modele te mogą być realizowane na różnych poziomach (rys. 5.60).

Metodologia

Podstawowym problemem obliczeniowym w połączeniach kołnierzowo-śrubowych jest identyfikacja zjawisk zachodzących w połączeniu śrubowym w strefie gwintu oraz pomiędzy łbem śruby a kołnierzem. Przy zastosowaniu metody elementów skończonych niezbędne w tej strefie jest zapewnienie odpowiedniej jakości siatki elementów skończonych. Strefy dla każdej z śrub połączenia mają w odniesieniu do gabarytów całego obiektu niewielkie rozmiary. Wynika stąd podstawowa sprzeczność: albo możliwe jest obliczenie całego obiektu, ale wówczas prawidłowe odwzorowanie strefy gwintu jest niemożliwe, albo też dokładnie analizuje się pojedyncze połączenie śrubowe, bez uwzględnienia złożonego wpływu podatności obiektu.

Rozwiązanie problemu może polegać na wprowadzeniu zastępczych modeli połączenia gwintowanego wiernie oddających sztywność połączenia. Na schemacie blokowym (rys. 5.61) zaprezentowano przyjętą procedurę postępowania, opartą na zastosowaniu koherentnych modeli globalnego – całego połączenia kołnierzowego i lokalnego – pojedynczego połączenia śrubowego.



Rys. 5.61. Schemat blokowy obliczeń złącza śrubowego [316]

Obliczenia przeprowadzane są w pięciu etapach (rys. 5.61).

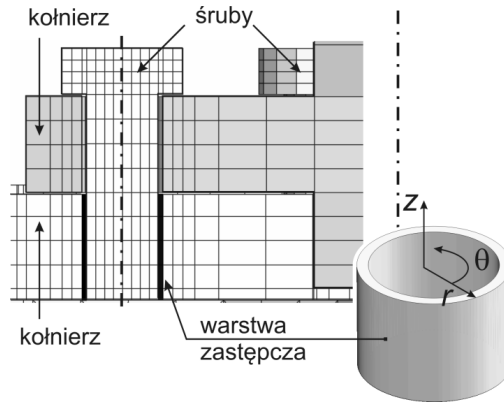
Etap 1. Budowany jest szczegółowy model FEM pojedynczego połączenia śrubowego, w pełni odzwierciedlający geometrię śruby i fragmentu kołnierzy. W modelu uwzględniane są oddziaływania kontaktowe pomiędzy elementami, w tym tarcie na gwincie oraz sprężysto-plastyczny model materiału. Wyznaczone zostają sztywności połączenia przy elementarnych obciążeniach (rys. 5.59): rozciągania siłą osiową F , skręcania M_S i zginania M_g , śruby obciążonej siłą napięcia wstępnego.

Etap 2. Na podstawie uzyskanych wyników definiowane są parametry modelu zastępczego połączenia śrubowego (rys. 5.62). W modelu tym w miejsce gwintu wprowadza się zastępczą anizotropową warstwę materiału. Moduły materiału warstwy E_r , E_θ i E_z obliczane są na podstawie sztywności wyznaczonych w etapie 1.

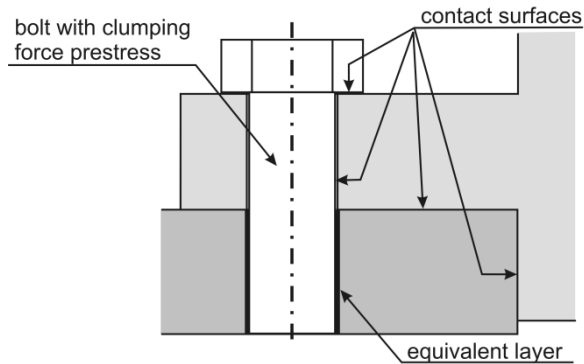
Etap 3. Budowany jest model globalny połączenia kołnierzego z elementami zastępczymi (rys. 5.63). Uwzględniane są zjawiska kontaktowe oraz wstępne napięcie połączeń śrubowych. Wyznaczane są uogólnione siły przekrojowe dla poszczególnych śrub $\{F\}$, dla reprezentatywnych zestawów obciążeń.

Etap 4. Uogólnione ekstremalne siły przekrojowe $\{F\}_{\max}$ i $\{F\}_{\min}$ aplikowane są do modelu szczegółowego. Z przeprowadzonych obliczeń uzyskuje się pola naprężeń w połączeniu śrubowym. Wyznaczane są tensory: naprężeń średnich $\{\sigma_m\}$, amplitudy naprężeń $\{\sigma_a\}$ i zakresu naprężeń $\{\Delta\sigma\}$. Obliczane są wielkości ekwiwalentne według hipotezy Hubera–Misesa: σ_m , σ_a i $\Delta\sigma$.

Etap 5. Ocena końcowa połączenia kołnierzego. Na podstawie wyznaczonych uprzednio wielkości przeprowadzana jest analiza zmęczeniowa metodami numerycznymi bądź klasycznymi.



Rys. 5.62. Zastępcza warstwa elementów skończonych odzwierciedlająca sztywność połączenia gwintowanego



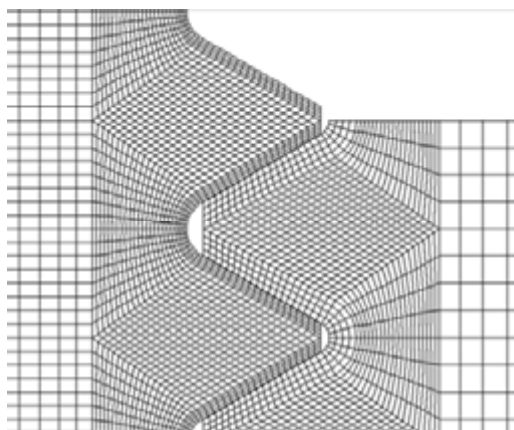
Rys. 5.63. Podstawowe zjawiska uwzględniane w modelu globalnym połączenia kołnierzowego

Przykład obliczeniowy

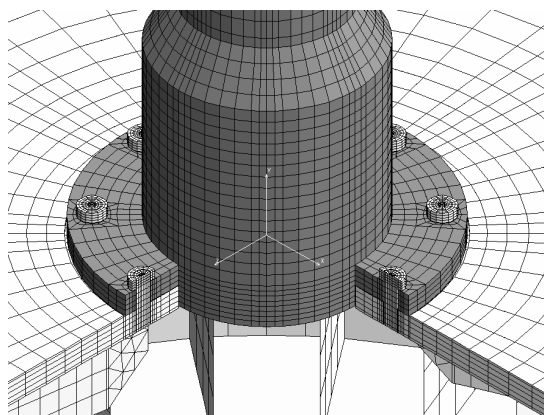
Opracowane algorytmy postępowania zostały zastosowane do oceny przyczyn uszkodzenia połączenia kołnierzowego w obrotowym podgrzewaczu powietrza fluidalnego kotła energetycznego. Połączenie było realizowane przez 8 śrub M42 klasy 8.8. Powierzchnie zniszczenia poszczególnych śrub miały charakter zmęczeniowy, a postać zniszczenia (rys. 5.64) świadczyła o zginaniu śruby. Zbudowany został model szczegółowy oparty na elementach wyższego rzędu (rys. 5.65). Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wyznaczono parametry modelu ekwiwalentnego. Następnie zbudowano model globalny (rys. 5.66). Na rysunku 5.67 przedstawiono postać deformacji połączenia.



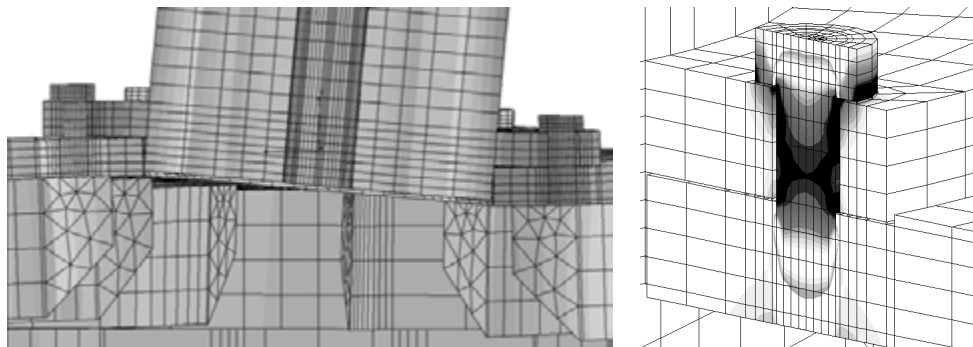
Rys. 5.64. Zniszczona śruba M42 połączenia kołnierzewego



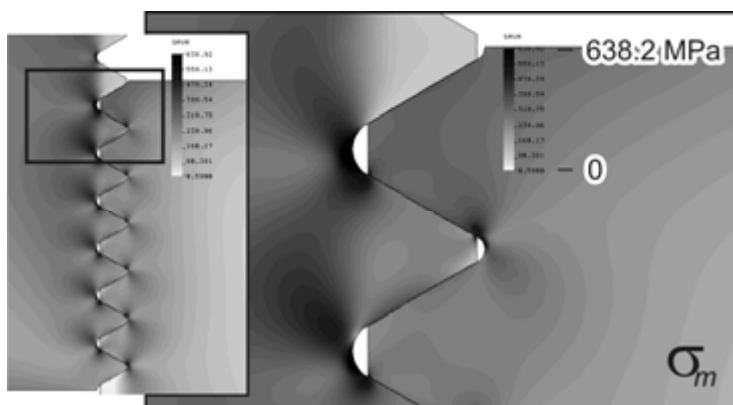
Rys. 5.65. Fragment siatki modelu szczegółowego



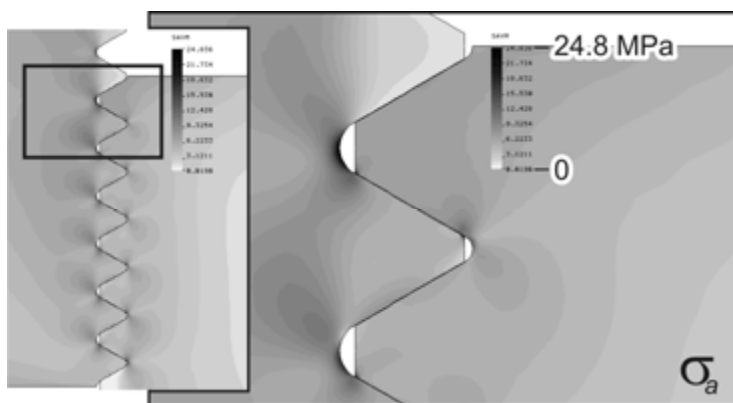
Rys. 5.66. Model globalny połączenia kołnierzewego – widok w przekroju



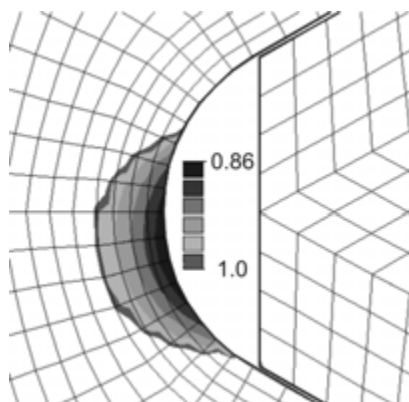
Rys. 5.67. Postać deformacji (skala 50:1) oraz warstwie naprężeń w śrubie



Rys. 5.68. Warstwie ekwiwalentnych naprężeń średnich



Rys. 5.69. Warstwie ekwiwalentnych amplitud naprężeń



Rys. 5.70. Współczynniki bezpieczeństwa wyznaczone numerycznie

Wyznaczone uogólnione siły przekrojowe zostały zaaplikowane jako dane wejściowe do ponownych obliczeń na modelu szczegółowym. Na rysunkach 5.68 i 5.69 pokazano uzyskane warstwicę ekwiwalentnych średnich naprężeń oraz amplitudy naprężeń.

Uzyskane wyniki posłużyły do analizy zmęczeniowej, przeprowadzonej w przestrzeni (σ_m , σ_a). Przykładowe wyniki dla napięcia wstępnego M_{nap} równego 1000 N·m i współczynnika tarcia na gwincie $\mu = 0,08$ pokazano na rysunku 5.70, na którym podano warstwicę współczynnika bezpieczeństwa względem linii granicznej na wykresie Soderberga. Wartość 1 oznacza położenie punktu pracy na linii Soderberga, wartości mniejsze niż 1 oznaczają jej przekroczenie.

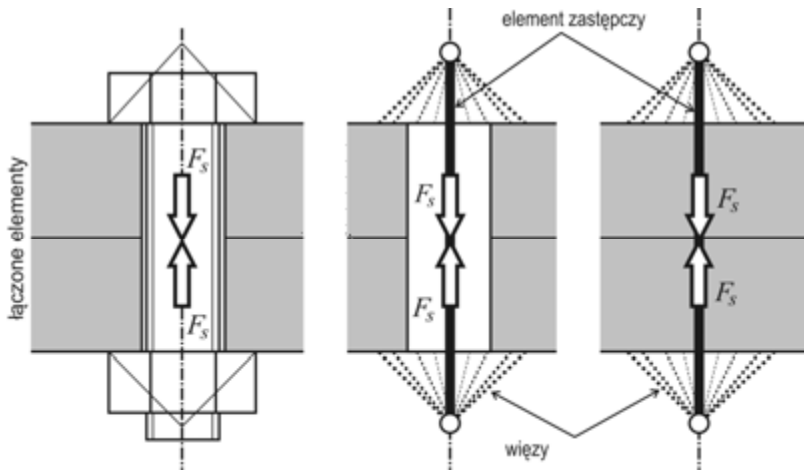
Zaprezentowana metodologia może być z powodzeniem stosowana do analizy obiektów o dużych gabarytach, mających jednakże istotne cechy geometryczne o małych w stosunku do wymiarów całego obiektu wymiarach, np. do połączeń kołnierzowych. Dzięki zastosowaniu dwóch koherentnych modeli możliwe jest odwzorowanie w modelu MES wszystkich istotnych zjawisk zarówno w skali globalnej – całego obiektu, jak i lokalnej – istotnego fragmentu połączenia.

W przytoczonym przykładzie obliczeniowym uzyskano odpowiedź na pytanie o przyczynę uszkodzenia odpowiedzialnego połączenia konstrukcyjnego w obrotowym podgrzewaczu powietrza fluidalnego kotła energetycznego. Przyczyna uszkodzenia tkwiła w zastosowaniu śrub o dużej sztywności napiętych zbyt dużą siłą, zamiast śrub podatnych.

5.8.2. Modelowanie połączeń śrubowych

Odrębnym zagadnieniem jest modelowanie połączenia śrubowego w metodzie elementów skończonych, gdy celem obliczeń nie jest weryfikacja tego połączenia, a jedynie określenie wpływu parametrów tego połączenia na dystrybucję obciążeń

w połączeniu podzespołów wsporczych na rozkład sił wewnętrznych w łożysku wieńcowym. Rozmiar zadań numerycznych wymusza stosowanie elementów zastępczych w dużym stopniu uproszczenia. Na rysunku 5.71 pokazano typowe sposoby modelowania śruby z nakrętką w połączeniu dwóch elementów. Możliwe jest wykonanie modelu z uwzględnieniem uproszczonej geometrii śruby, bez gwintu i drobnych szczegółów geometrycznych. W modelu tym niezbędne jest modelowanie zjawiska kontaktu pomiędzy powierzchniami łączonych elementów, nakrętki i łba śruby, co zasadniczo ogranicza możliwość stosowania tego modelu.



Rys. 5.71. Modele połączenia śrubowego – od lewej: model ze śrubą, element zastępczy z otworem, element zastępczy bez otworu

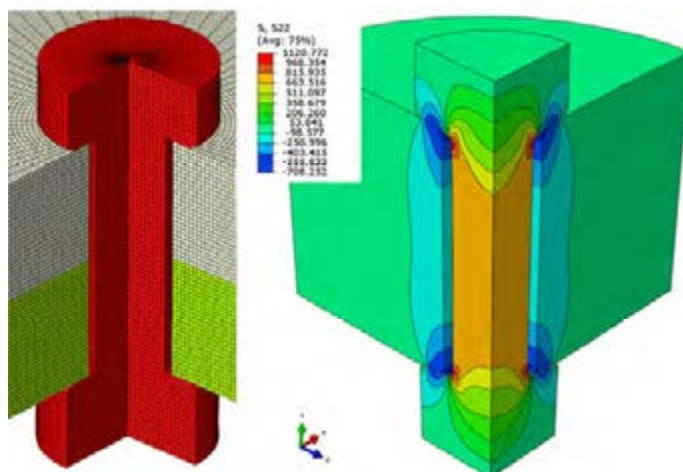
Chętnie stosowanym rozwiązaniem jest wprowadzanie zastępczego elementu jednowymiarowego i połączenie jej z powierzchnią pod łeb śruby, nakrętkę przy pomocy więzów [274]. Jako element zastępczy stosuje się elementy skończone: sprężynę (*spring*), pręt (*truss*) lub belkę (*beam*). Elementy muszą umożliwić wprowadzenia napięcia wstępnego śruby. Zastosowanie belki pozwala uwzględnić wpływ sztywności giętej śruby. Połączenie węzłów elementu zastępczego z węzłami siatki MES łączonych podzespołów może być realizowane przez wprowadzenie elementów sztywnych (*rigid*), elementów podatnych (*spring*, *truss*) lub dystrybucji.

Powstają pytania: *jaki stopień uproszczenia można zastosować, aby model uznać za wystarczająco dokładny? Jaki jest wpływ uproszczeń na zjawiska zachodzące w pewnej odległości od połączenia?*

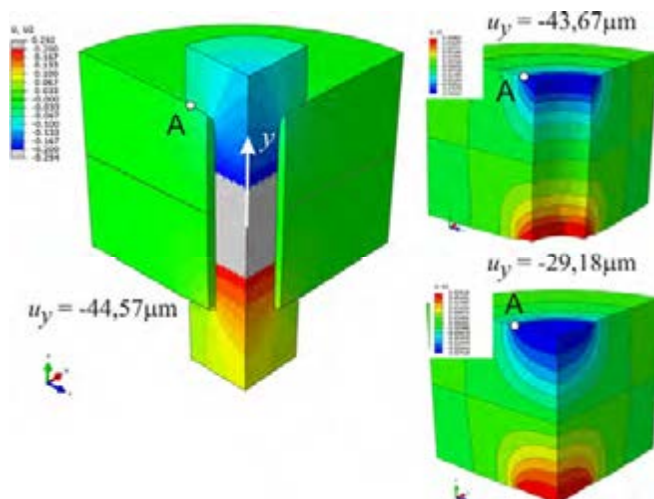
Zbudowano trzy modele połączenia śrubowego, których schematy pokazano na rysunku 5.71. W modelu ze śrubą przyjęto średnicę walca geometrii śruby równą średnicy obliczeniowej. Uwzględniono tarcie o współczynniku $\mu = 0,15$. Długość elementu zastępczego przyjęto za sumę grubości łączonych elementów i średnicy powierzchni styku łba śruby, nakrętki. Połączenie elementu z blachami wykonano za

pomocą elementów sztywnych. Wprowadzono napięcie wstępne zalecane przez producenta. Na rysunku 5.72 pokazano model MES połączenia i uzyskane pole osiowej składowej naprężenia.

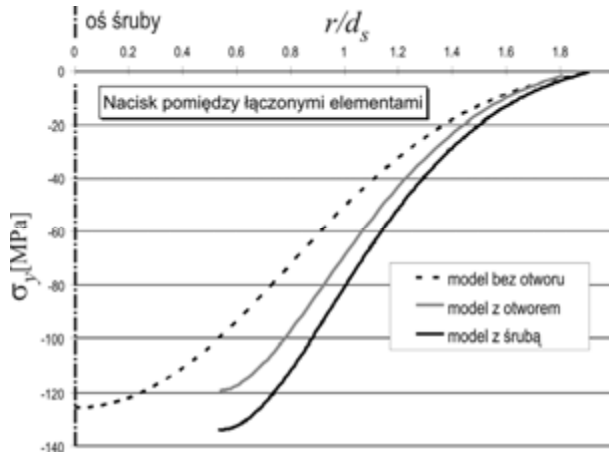
Porównano wartość przemieszczeń punktu A (rys. 5.72) leżącego na brzegu styku łba śruby i łączonego elementu. W przypadku elementu zastępczego i uwzględnienia otworu w łączonych elementach, wartość tego przemieszczenia różni się tylko o 2% od przemieszczenia uzyskanego z modelu ze śrubą. W przypadku modelu bez otworu różnica jest znaczna i wynosi ponad 30%.



Rys. 5.72. Model objętościowy połączenia śrubowego oraz pole składowej osiowej naprężenia



Rys. 5.73. Pole przemieszczeń osiowych w poszczególnych modelach, wartość przemieszczenia pod łbem śruby



Rys. 5.74. Rozkład nacisków pomiędzy łączonymi elementami

Sprawdzono także rozkład nacisków między łączonymi elementami. Na rysunku 5.74 przedstawiono wykres przebiegu nacisku w kierunku promieniowym. Na osi rzędnych podano odległość od osi śruby odniesioną do nominalnej średnicy śruby. W modelu z otworem różnica pomiędzy modelami z zamodelowanym otworem nie przekracza 15%. Na podstawie podanych wyników należy stwierdzić, że modelowanie otworów jest konieczne, w przeciwnym razie wyniki obliczeń należy traktować z dużą ostrożnością. W modelu bez otworu można skorygować wartość naprężenia wstępnego, aby zachować zgodność przemieszczeń. Zagadnieniem tym zajmował się Kania z zespołem, który badał wpływ modelowania śrub na wałeczkowe łożysko krzyżowe [109] oraz obciążenia śrub mocujących łożysko [112] i ich wpływ na obciążenie wewnętrzne [114, 240].

Na rysunku 5.25 pokazano przykładowy model dyskretny bieżni czteropunktowego łożyska kulowego oraz kołnierzy podzespołów wsporczych z zamodelowanymi otworami pod śruby.

5.9. Podsumowanie

W rozdziale dokonano przeglądu metod obliczeniowych łożysk wielkogabarytowych. Mimo coraz bardziej powszechnego stosowania metod numerycznych, metody analityczne, takie jak metoda Ohnricha i jej modyfikacja są nadal stosowane ze względu na prostotę obliczeń, niewielką liczbę niezbędnych danych wejściowych. Stosuje się je w większości katalogowych algorytmów doboru łożysk. Wykazano znaczne odstępstwa wyników uzyskanych tymi metodami w stosunku do modeli bardziej złożonych, uwzględniających podatność podzespołów wsporczych. Metoda zmodyfikowana (podrozdział 5.1.2) może stanowić podstawę do metod przybliżonych.

Jej nowe rozwinięcie w zapisie macierzowym, uwzględniające wszystkie składowe obciążenia łożyska oprócz momentu obrotowego opisano w podrozdziale 5.3.4. Rozwinięcie to jest istotne ze względu na możliwość eliminacji wzorów redukcyjnych do uwzględniania składowej promieniowej obciążenia.

Przeprowadzona dyskusja wymagań stawianych metodom obliczeniowym wykazuje jednak zjawiska, które należy uwzględnić. Szczegółowo opisano modelowanie elementów tocznych (podrozdział 5.5) za pomocą elementów zastępczych. Zamieszczone przykłady ograniczono do dwóch rozbudowanych przykładów. Od czasu zastosowania elementów zastępczych (superelementów) do modelowania wielkogabarytowych łoż kulowych [340] ten sposób modelowania stał się powszechny.

Całkowicie nowe podejście stanowi metoda superpozycji podzespołów wsporczych z dobrymi wynikami stosowana w Zakładzie Komputerowego Wspomagania Projektowania Politechniki Wrocławskiej. Przedstawiona metodyka modelowania połączeń śrubowych umożliwi weryfikację wyężenia połączeń śrubowych.

6. Kryteria nośności łożysk wielkogabarytowych

Nośność klasycznych łożysk tocznych wynika z kryterium zużycia bieżni oraz warunków wytrzymałości zmęczeniowej. Nośność łożyska określa jego zdolność do przenoszenia obciążeń. Definiuje się nośność spoczynkową i ruchową [219, 221].

Nośność spoczynkowa

Nośność spoczynkowa C_0 jest to zdolność do przenoszenia obciążenia przez łożysko, będące w spoczynku lub obracające się z niewielką prędkością obrotową z ściśle zdefiniowanym kierunkiem działania łożyska. Wartość graniczna prędkości obrotowej jest równa 10 obr/min. Nośność wyraża się w jednostkach siły i dotyczy całego łożyska. Wartość nośności wynika z dopuszczalnego odkształcenia plastycznego bieżni, przyjmowanego zgodnie z normą ISO 76 jako 0,01% średnicy elementu tocznego [221]. Inną metodą określania nośności spoczynkowej jest jej uzależnienie od maksymalnego nacisku w strefie styku elementu tocznego i bieżni. Dla twardości kuli i bieżni 63 HRC dopuszczalne wartości wynoszą od 4000 do 4600 MPa. W przypadku bieżni wykonanych z materiału o mniejszej twardości stosuje się wzór korekcyjny:

$$C'_0 = f_H C_0 \quad (6.1)$$

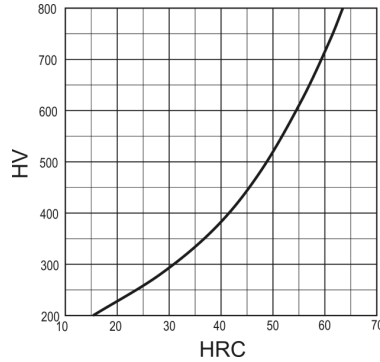
w którym

$$f_H = \left(\frac{HV}{800} \right)^2 \quad (6.2)$$

gdzie: C'_0 – skorygowana nośność statyczna, f_H – współczynnik twardości, HV – twardość Vickersa.

Diagram do przeliczania twardości według skali Rockwella C i Vickersa [215] zamieszczono na rysunku 6.1.

Wzór korekcyjny (6.2) nie ma podstaw fizycznych i nie powinien być stosowany w szerokim zakresie twardości, a szczególnie do łożysk normalizowanych lub ulepszonych do twardości mniej niż 440 HB. W ostatnich latach trwają prace nad modyfikacją wzoru. Pytlarz w pracy [115] zaproponował korekcję wykładnika zależności (6.2) do wartości 2,15.



Rys. 6.1. Diagram do przeliczania twardości według skali Rockwella C i Vickersa [218]

Z nośnością spoczynkową C_0 porównywana jest wartość zastępczego (ekwiwalentnego) obciążenia statycznego P_0 , które jest kombinacją liniową siły promieniowej i osiowej obciążającej łożysko:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (6.3)$$

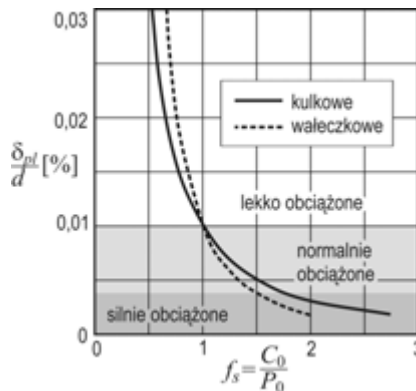
Stosowane są oczywiście współczynniki związane z charakterem pracy: *Czy łożysko jest ruchome, czy też pracuje w spoczynku? Jakie są warunki ruchu?* itp.

Związek między dopuszczalnym obciążeniem statycznym a nośnością spoczynkową ma postać:

$$C_0 = f_s P_0 \quad (6.4)$$

gdzie f_s – współczynnik bezpieczeństwa obciążenia spoczynkowego.

Na rysunku 6.2 pokazano wykres zależności współczynnika bezpieczeństwa obciążenia spoczynkowego od odkształcenia plastycznego bieżni.



Rys. 6.2. Zależność pomiędzy odkształceniem plastycznym a współczynnikiem bezpieczeństwa obciążenia spoczynkowego

Nośność ruchowa C

Nośność ruchowa C jest to zdolność do przenoszenia obciążenia przez łożysko, którego prędkość obrotowa przekracza graniczną wartość 10 obr/min i jest definiowana jako obciążenie łożyska P , przy którym 90% łożysk osiąga trwałość L_{10} równą 1 mln cykli, przy obracającym się pierścieniu wewnętrznym i ściśle zachowanym kącie działania elementów toczyń. Wartość nośności wynika ze zjawisk zmęczeniowych zachodzących w materiale elementów łożyska oraz ze zużycia ściernego.

Zależność między obciążeniem łożyska P , nośnością ruchową C a trwałością jest potęgowa:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (6.5)$$

Wykładnik p przyjmuje wartość 3 w łożyskach kulkowych i 10/3 w łożyskach wałeczkowych. Gdy bieżnia łożyska jest wykonana ze stali o mniejszej twardości niż 58 HRC to stosuje się wzór korekcyjny:

$$C' = C \left(\frac{HRC}{58} \right)^{3,6} \quad (6.6)$$

Podobnie jak w przypadku nośności spoczynkowej ma on charakter empiryczny i stosowanie jego w szerszym zakresie twardości bieżni, na przykład przy bieżniach normalizowanych lub ulepszonych cieplnie do niewielkiej twardości nie ma podstaw.

W przypadku złożonego obciążenia stosuje się wzory redukcyjne:

$$P = XF_r + YF_a \quad (6.7)$$

Ze względu na wymaganą niezawodność materiał oraz warunki pracy łożyska stosuje się współczynniki określające nominalną trwałość L_{na} . Według normy ISO 281 [219]:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L \quad (6.8)$$

gdzie: a_1 – współczynnik uwzględniający wymaganą niezawodność, a_2 – współczynnik materiału, a_3 – współczynnik warunków pracy, a według nowej metody opracowanej przez firmę SKF:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L \quad (6.9)$$

gdzie: a_1 – współczynnik uwzględniający wymaganą niezawodność, a_{23} – współczynnik materiału i warunków pracy.

Współczynnik a_{23} zależy od lepkości środka smarowego oraz jego czystości.

Katalogowy dobór łożysk jest szeroko omówiony przez producentów łożysk, a jego podstawy szeroko opisane w licznych publikacjach [14, 37, 91, 131, 148, 149, 206, 207, 383, 384] i katalogach producentów łożysk. Wartość dopuszczalnych naci-

sków hertzowskich przyjmowane do wyznaczania charakterystyk statycznych łożysk wieńcowych podano w tabeli 5.2.

Łożyska wielkogabarytowe

W łożyskach wielkogabarytowych stosowane są odmienne materiały, znacznie mniejsze twardości oraz znacznie większe obciążenia par tocznych niż w klasycznych łożyskach maszynowych [196]. W związku z tym, nie jest możliwa bezpośrednia aplikacja przedstawionych zależności. Dotyczy to zwłaszcza wzorów (6.2) i (6.6), które służą do uwzględniania różnicy w twardości bieżni. Mechanizmy uszkodzenia bieżni są takie same jak w łożyskach klasycznych, ale inne są ich wagi. Zostanie to szerzej opisane w rozdziale 11.

Podczas eksploatacji łożyska następuje cykliczne obciążanie bieżni, w wyniku przetaczania się elementów tocznych. Nośność ruchowa wynika z wytrzymałości zmęczeniowej materiału.

Liczba przetoczeń (liczba cykli obciążenia) L w łożysku obrotu nadwozia typowej koparki kołowej o dużym natężeniu pracy, po założeniu 10 lat eksploatacji łożyska, 4000 godzin pracy rocznie i prędkości obrotowej nadwozia 4 obr/h w przypadku 135 kul wynosi:

$$L = 10,8 \text{ mln}$$

W tabeli 6.1 zestawiono liczbę ekwiwalentnych całkowitych obrotów nadwozia w typowych maszyn roboczych, przeładunkowych i podstawowych górnictwa odkrywkowego według firm RKS i SKF [297].

W łożyskach wielkogabarytowych obciążenia od poszczególnych elementów tocznych mieszczą się w szerokim przedziale wartości. Niektóre elementy w ogóle nie przenoszą obciążenia [340]. Liczbę cykli obciążenia, z uwzględnieniem rozkładu obciążenia, można wyznaczyć ze wzoru:

$$L_r = \Gamma L_{eq} \frac{z}{2} \quad (6.10)$$

gdzie Γ – współczynnik uwzględniający rozkład wartości obciążeń od poszczególnych elementów tocznych.

Tabela 6.1. Liczba ekwiwalentnych całkowitych obrotów dla różnych maszyn roboczych i przeładunkowych

Maszyny robocze i przeładunkowe	L_{eq} [obr]	Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego	L_{eq} [obr]
Żuraw samojezdny	3200	Zwałowarka	40 000
Żuraw kontenerowy	63 000	Koparka zgarniakowa	160 000
Koparka jednonaczyniowa	60 000÷190 000	Koparka kołowa klasy C	160 000
Żuraw portowy	200 000	Koparka kołowa klasy C-D	330 000

Współczynnik ten można np. zdefiniować następująco na poziomie histogramu obciążeń:

$$\Gamma = \sum_{i=1}^h n_i \left(\frac{F_i}{F_{\max}} \right)^p \quad (6.11)$$

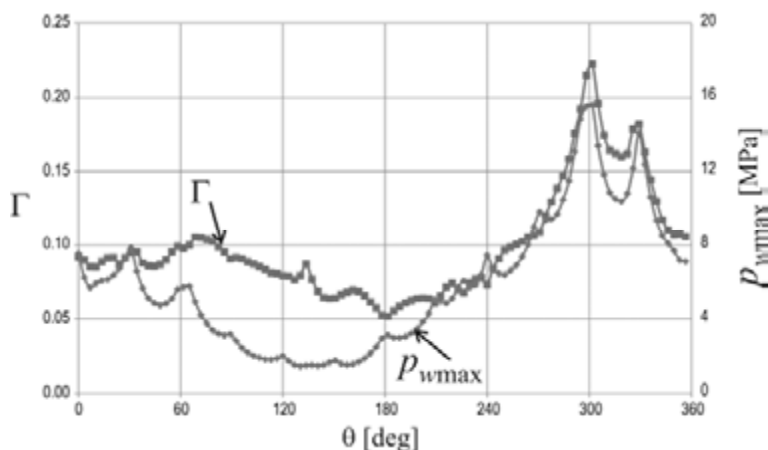
gdzie: h – liczba poziomów obciążenia histogramu, n_i – liczba kul na i -tym poziomie, F_{\max} – obciążenie elementu tocznego na maksymalnym poziomie, F_i – obciążenie elementu tocznego na i -tym poziomie, p – wykładnik zależności (6.5).

Możliwe jest także wyznaczenie współczynnika na poziomie elementów tocznych, co można zapisać:

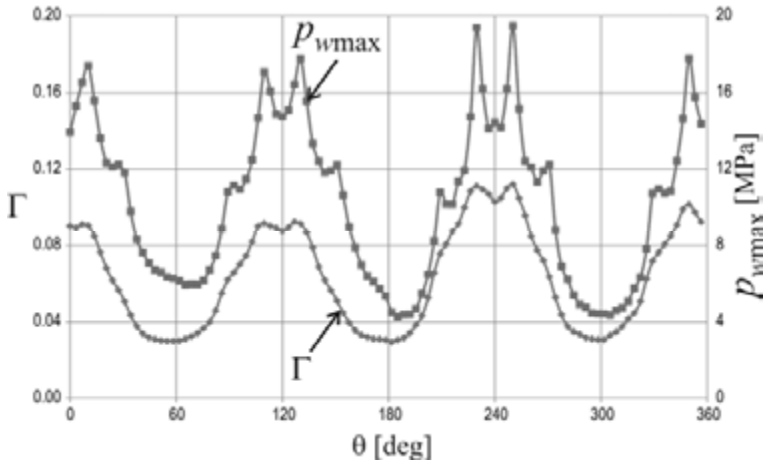
$$\Gamma = \sum_{i=1}^z \left(\frac{F_i}{F_{\max}} \right)^p \quad (6.12)$$

W przypadku łoż kulowych górnictwa odkrywkowego współczynnik Γ nie przekracza wartości 20–25% w członach obracających się wraz z obciążeniem (nadwozie) i 10% w członach stałych (podwozie). Na rysunkach 6.3 i 6.4 podano wartości współczynnika Γ w łożysku obrotu nadwozia koparki o średnicy 14 m dla różnych mimośrodków obciążenia. Obciążenie nadwozia jest niesymetryczne względem osi wzdłużnej (duża siła boczna). Na wykresach oznaczono także wartość maksymalnego obciążenia właściwego $p_{w\max}$. Współczynnik Γ i wartość maksymalna obciążenia wykazują dużą korelację.

Liczba przetoczeń (liczba cykli obciążenia) L w łożysku obrotu nadwozia typowej koparki kołowej o dużym natężeniu pracy, po założeniu 10 lat eksploatacji łożyska,



Rys. 6.3. Współczynnik Γ w bieźni nadwozia łożyska koparki o średnicy 8 m i 105 elementach tocznych



Rys. 6.4. Współczynnik Γ w bieźni podwozia łożyska koparki o średnicy 8 m i 105 elementach tocznych

4000 godzin pracy rocznie i prędkości obrotowej nadwozia 4 obr/h dla 135 kul wynosi [340]:

$$L = 10,8 \text{ mln}$$

W opisanej maszynie liczba cykli po uwzględnieniu rozkładu jest równa:

$$L_{\Gamma} = \Gamma L_{eq} \frac{z}{2} = 0,1 \cdot 160000 \frac{135}{2} = 1,08 \times 10^6$$

i jest znacznie mniejsza niż wyznaczona bez uwzględnienia nierównomierności dystrybucji.

Mniejsze łożyska wieńcowe, np. stosowane w żurawicach portowych, charakteryzują się większą szybkobieżnością, z czego wynika znacznie większa liczba cykli obciążenia niż dla maszyn podstawowych.

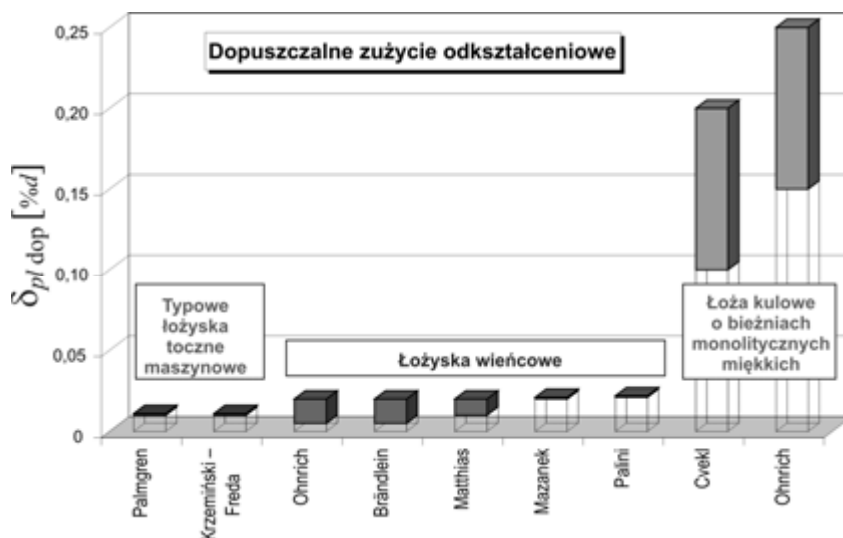
Należy zauważyć, że na liczbę cykli obciążenia ma także wpływ zmiana konfiguracji członu łożyskowanego, w wyniku której następuje zmiana położenia środka ciężkości, nawet przy braku jego obrotu. W przypadku zwałowarki może to np. być zmienny strumień transportowanego urobku.

Wyświetlenie materiału bieźni w wyniku nacisku elementu tocznego przekracza granicę plastyczności materiału. Dla takich warunków niemożliwe jest zapewnienie nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej. Z wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego wynika, że aby zapewnić odpowiednią trwałość bieźni jest konieczne zastosowanie stali, o dużej wytrzymałości zmęczeniowej także w stanie plastycznym [51, 157].

Odmienne niż dla konwencjonalnych łożysk należy wprowadzić oprócz pojęcia trwałości L , określanej jako liczba przetoczeń (cykli obciążenia) do wystąpienia

pierwszych uszkodzeń (pittingu), także pojęcie trwałości użytkowej L_u , definiowanej jako liczba przetoczeń do utraty wypełniania przez łożysko swojej funkcji. W wolno-bieżnych łożyskach może zachodzić duża rozbieżność między trwałością a trwałością użytkową.

W łożyskach wielkogabarytowych stosuje się różne wartości dopuszczalnego odkształcenia plastycznego (rys. 6.5). W praktyce eksploatacyjnej spotyka się zużycie odkształceniowe na poziomie nawet 5–10%. Zagadnieniu temu poświęcono rozdział 12.

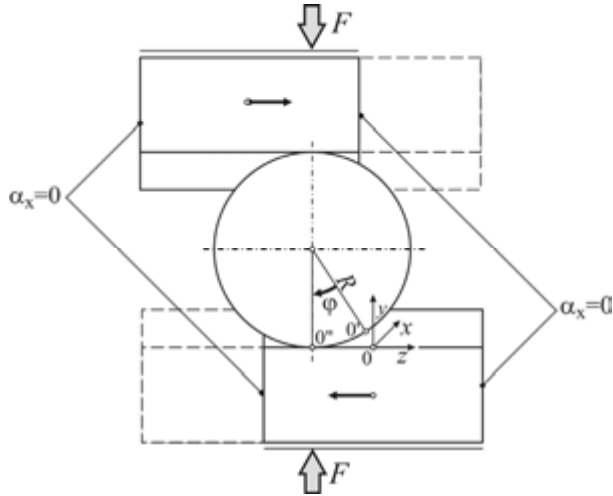


Rys. 6.5. Dopuszczalne zużycie plastyczne według różnych autorów

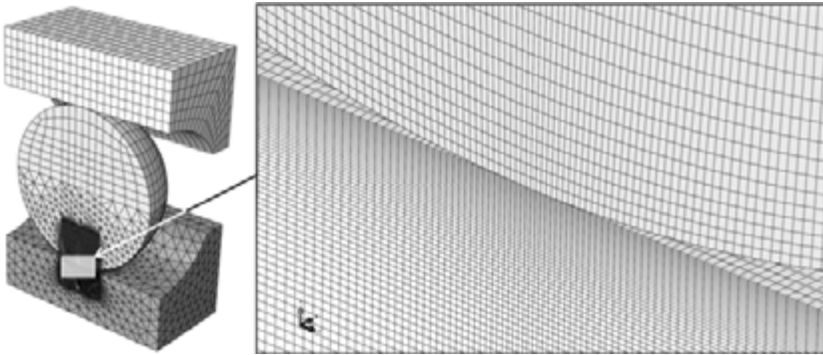
6.1. Kryteria trwałości zmęczeniowej

Podczas przetaczania się jednego ciała po drugim następuje zmiana naprężeń zarówno co do wartości, jak i do kierunku naprężeń głównych. W złożonych układach rozpatrywanych z tarciem jedyną drogą do rozpoznania przebiegów składowych naprężeń jest zastosowanie przybliżonych metod identyfikacji continuum. Na rysunku 6.6 przedstawiono schemat ideowy modelu do wyznaczenia przebiegów naprężeń w układzie *bieżnia–element toczny–bieżnia*.

Dwa wydzielone fragmenty bieżni, ściskane parą sił F , wykonują naprzemienny ruch liniowy. Wymuszenie jest realizowane na drodze kinematycznej. Przez sprzężenie cierne o współczynniku $\mu = 0,05$ ruch jest przekazywany na kulę. Ze względu na symetrię możliwe było zamodelowanie połowy układu. Końce bieżni mają odebrany obrót w kierunku osi obrotu kuli. Przyjęto współczynnik przystawania $s = 0,96$, moduł



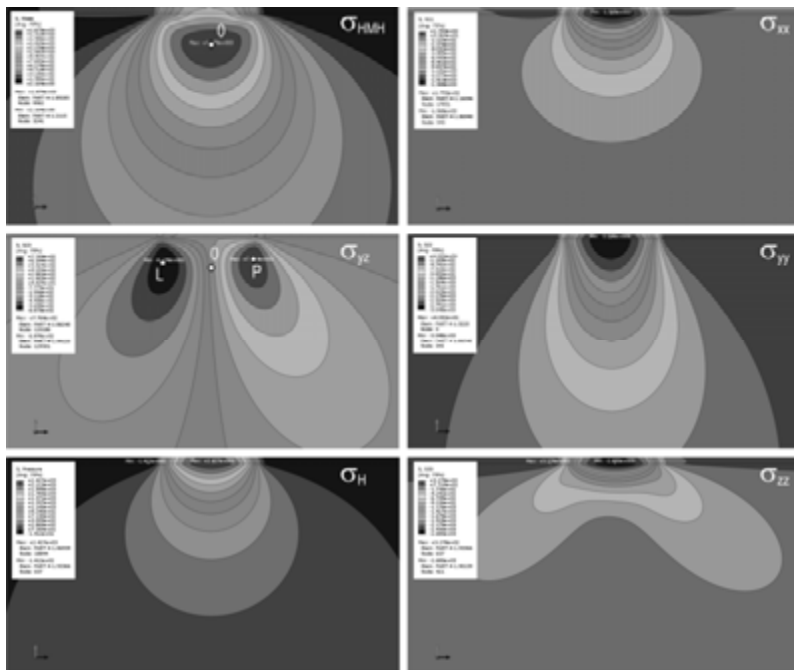
Rys. 6.6. Schemat ideowy modelu do wyznaczenia przebiegów tensora naprężeń w układzie *bieżnia-kula-bieżnia*



Rys. 6.7. Model dyskretny układu *bieżnia-kula-bieżnia*

sprężystości materiału $E = 200$ GPa, liczbę Poissona $\nu = 0,3$ i obciążenie właściwe równe $p_w = 34,4$ MPa. Oznaczono układ współrzędnych.

Na rysunku 6.7 pokazano zastosowaną dyskretyzację. W wydzielonym fragmencie zastosowano siatkę elementów skończonych o bardzo dużej gęstości. Przeprowadzono obliczenia metodą MES. Wyznaczono przebiegi składowych tensora naprężeń oraz naprężenia hydrostatycznego i zredukowanego według hipotezy HMM. Tarcie powoduje asymetrię rozkładu warstwic (rys. 6.8). Do dokładniejszej analizy wybrano głębokość (odległość od powierzchni bieżni) trzech punktów: 0 – w miejscu największych naprężeń HMM, L i P w miejscach ekstremalnych naprężeń stycznych σ_{yz} odpowiednio za (po lewej stronie punktu 0) i przed przetaczającym się elementem (po



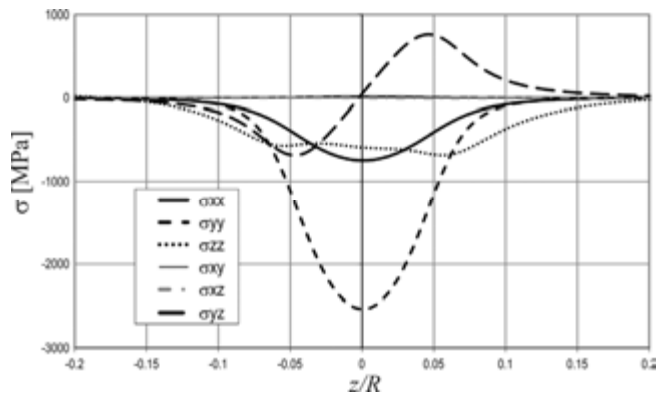
Rys. 6.8. Warstwy naprężeń HMH, hydrostatycznego oraz wybranych składowych tensora naprężeń w układzie *bieżnia-kula-bieżnia* z tarciami

prawej stronie punktu 0). W analizowanym przypadku punkty te znajdowały się na głębokościach: $1,659\%d$, $1,351\%d$ i $1,264\%d$. Głębokość zależy od poziomu obciążenia.

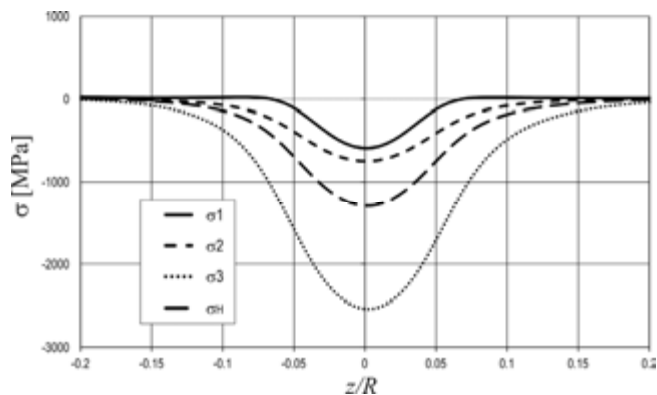
Przebiegi składowych tensora naprężeń na głębokości punktu występowania maksymalnych naprężeń HMH zestawiono na rysunku 6.9.

Naprężenia styczne σ_{xy} i σ_{xz} mają bardzo małe znaczenie. Dominujące jest naprężenie normalne σ_{yy} i naprężenie styczne σ_{yz} . Kształt przebiegu naprężenia normalnego σ_{zz} w kierunku toczenia jest zdeformowany przez siły tarcia.

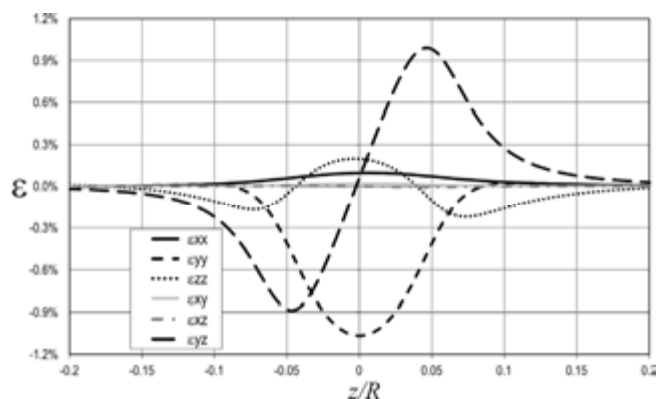
Po transformacji do układu głównego otrzymano przebiegi naprężeń głównych σ_1 , σ_2 , σ_3 i ciśnienia hydrostatycznego σ_H (rys. 6.10). Różnica pomiędzy naprężeniami głównymi σ_1 i σ_3 a ciśnieniem hydrostatycznym jest istotna ze względu na trwałość zmęczeniową. Kierunki naprężeń głównych przy przetaczaniu ulegają zmianie. Wyznaczono także przebiegi składowych tensora odkształceń (rys. 6.11). Podobnie jak w tensorze naprężeń dominujące jest odkształcenie normalne ε_{yy} i odkształcenie postaciowe ε_{yz} . Te postaci odkształcenia trzeba uwzględnić w badaniach zmęczeniowych. Zakres odkształceń postaciowych ε_{yz} jest prawie dwa razy większy niż zakres odkształceń normalnych ε_{yy} .



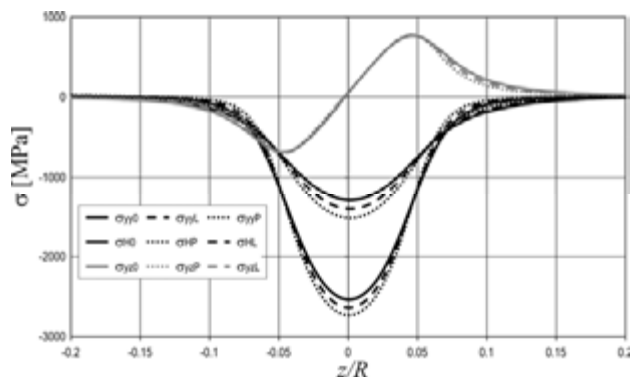
Rys. 6.9. Przebiegi składowych tensora naprężeń w punkcie 0 (maksymalna wartość σ_{HMH})



Rys. 6.10. Przebiegi naprężeń głównych σ_1 , σ_2 , σ_3 i ciśnienia hydrostatycznego σ_H w punkcie 0 (maksymalna wartość σ_{HMH})



Rys. 6.11. Przebiegi składowych tensora odkształceń w punkcie 0 (maksymalna wartość σ_{HMH})



Rys. 6.12. Porównanie przebiegów naprężeń w kierunku działania siły σ_{yy} , hydrostatycznych σ_H oraz stycznych σ_{yz} w punkcie 0 (maksymalna wartość σ_{HMH}) i punktach L i P

Porównano wybrane przebiegi składowych tensora naprężeń na głębokości punktów 0, L i P (rys. 6.12). Stwierdzono istotną różnicę w zakresie naprężeń stycznych σ_{yz} natomiast bardziej istotny w naprężeniach normalnym σ_{yy} i naprężeniu hydrostatycznym σ_H . Różnica pomiędzy nimi jest jednak prawie niezmienna. Największy stosunek σ_{yy} do σ_H występuje na głębokości punktu HMH. Na podstawie uzyskanych przebiegów możliwa jest weryfikacja trwałości zmęczeniowej.

Przy określaniu wysokocyklowej trwałości zmęczeniowej stosowane są liczne kryteria. Wzory najczęściej stosowanych zestawiono w tabeli 6.2. Najprostsze kryterium Crosslanda nie wymaga określania płaszczyzny krytycznej [31]. Nadaje się ono do oceny w układach z proporcjonalnymi obciążeniami, w których kierunki główne nie ulegają zmianie, a naprężenia są zgodne w fazie. W układzie *kula-bieżnia* przebiegi poszczególnych składowych tensora naprężeń są nieproporcjonalne. Kryteria Dang Vana [39] i Papadopoulosa [208] wymagają określenia płaszczyzny krytycznej, a w przypadku kryterium Papadopoulosa także wyznaczenie uogólnionej amplitudy naprężeń stycznych T_a przez całkowania τ_a po kącie χ w płaszczyźnie krytycznej. Wymagana jest duża gęstość dyskretyzacji siatki elementów skończonych. Najlepiej zastosować interpolację funkcją kształtu elementów o ile jest znana.

Lepszym podejściem wydaje się zastosowanie hipotezy energetycznej Łagody-Macha i zastosowanie kryterium maksymalnej wartości parametru gęstości energii odkształceń postaciowych i normalnych w płaszczyźnie maksymalnej gęstości energii odkształceń postaciowych.

W pracach [234, 235] Romanowicz dokonał przeglądu metod i ich przydatności do wyznaczenia wysokocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej do takich obiektów, jak np. koło szynowe. W przypadku łożysk wielkogabarytowych występuje zmiana geometrii wskutek zużycia odkształceniowego i po stosunkowo małej liczbie cykli na wysokim poziomie obciążenia, następuje dużo cykli na znacznie niższym poziomie obciążenia. Konieczne jest zatem często uwzględnienie zmęczenia niskocyklowego [136, 137]

Tabela 6.2. Przegląd kryteriów stosowanych w analizie zmęczeniowej par tocnych

Hipoteza	Kryterium	Uwagi
Crossland	$\tau = \frac{(\sigma - \sigma_m)_{II}}{\sqrt{3}} + a\sigma_{H, \max} \leq Z_{so}$	$a = \begin{cases} 0 & \text{gdy } 3 \frac{Z_{so}}{Z_{go}} \leq \sqrt{3} \\ 3 \frac{Z_{so}}{Z_{go}} - \sqrt{3} & \text{gdy } 3 \frac{Z_{so}}{Z_{go}} > \sqrt{3} \end{cases}$
Dang Van	$\tau = \tau + a\sigma_H \leq Z_{so}$	$a = \begin{cases} 0 & \text{gdy } 2Z_{so} \leq Z_{go} \\ 3 \frac{Z_{so}}{Z_{go}} - 1,5 & \text{gdy } 2Z_{so} > Z_{go} \end{cases}$
Dang Van zmodyfikowany	$\tau = \tau + a\sigma_H \leq Z_{so}$	$a = \begin{cases} 0 & \text{gdy } 2Z_{so} \leq Z_{go} \vee \sigma_H \leq 0 \\ 3 \frac{Z_{so}}{Z_{go}} - 1,5 & \text{gdy } 2Z_{so} > Z_{go} \wedge \sigma_H > 0 \end{cases}$
Papadopoulos 2	$\tau = T_{a, \max} + a \cdot \sigma_{H, \max} \leq Z_{so}$	$a = \begin{cases} 0 & \text{gdy } 2Z_{so} \leq Z_{go} \\ 3 \frac{Z_{so}}{Z_{go}} - 1,5 & \text{gdy } 2Z_{so} > Z_{go} \end{cases}$ $T_{a, \max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_{\chi} \tau_a^2 d\chi}$
Łagoda–Macha	$W_{eqv} = \beta W_{ns} + \kappa W_n \leq W_{af}$	$W_n = \frac{\sigma_n (\varepsilon_n - \varepsilon_{n,m})}{2} \operatorname{sgn}(\sigma_n, (\varepsilon_n - \varepsilon_{n,m}))$ $W_{ns} = \frac{\sigma_s (\varepsilon_s - \varepsilon_{s,m})}{2} \operatorname{sgn}(\sigma_s, (\varepsilon_s - \varepsilon_{s,m}))$ $k = \left(\frac{Z_{go}}{Z_{so}} \right)^2, \quad \kappa = \frac{4-k}{1-\nu}, \quad \beta = \frac{k}{1+\nu}$
Oznaczenia:		
σ – tensor naprężeń,		
σ_H – naprężenie hydrostatyczne,		
τ – naprężenie styczne,		
T_a – uogólniona miara naprężeń stycznych,		
χ – kąt wokół analizowanego punktu w płaszczyźnie krytycznej,		
ε – odkształcenie,		
a, β, κ – stałe kryteriów zależne od właściwości wytrzymałościowych materiału,		
W – gęstość energii,		
Z_{so}, Z_{go} – granica zmęczenia; obustronne skręcanie, obustronne zginanie,		
W_{af} – krytyczna gęstość energii odkształcenia		
Indeksy		
II – drugi niezmiennik,		
a – amplituda cyklu,		
max – wartość maksymalna w cyklu,		
n – normalnych,		
s – postaciowych		

6.2. Materiały

Stal na łożyska toczne musi charakteryzować się dużą wytrzymałością oraz odpornością na zużycie. Określenie przydatności stali do pracy o dużych cyklicznych obciążeniach, nie jest możliwe wyłącznie na podstawie składu chemicznego oraz wytrzymałości statycznej [136, 137, 292]. Istotna jest również struktura stali, jej ziarnistość, jednorodność, naprężenia resztkowe oraz czystość stali. Ostre krawędzie wtrąceń niemetalicznych: szczególnie tlenków, krzemków, w mniejszym stopniu siarczków działają jak wewnętrzne karby i znacznie zmniejszają odporność na zmęczenie kontaktowe [14, 91, 103, 136, 170].

Łożyska wieńcowe posadowione są najczęściej na relatywnie wiotkich podzespołach wsporczych. W wyniku zginania pierścieni na powierzchni bieżni pojawia się dodatkowa składowa naprężenia rozciągających po kierunku obwodowym. Z przeprowadzonych obliczeń kilku łożysk o dużych średnicach wynika, że dodatkowe naprężenie w kierunku obwodowym łożyska wywołane deformacją podzespołów wsporczych osiąga poziom naprężenia pasa podzespołu wsporczego i kształtuje się na poziomie około 100 MPa.

W odróżnieniu od typowych łożysk maszynowych, gdzie na bieżnie stosuje się stale o zawartości węgla ponad 1% [43, 87, 170, 216], pierścienie łożysk wielkogabarytowych wykonuje się ze stali niestopowych wyższej jakości, o zawartości węgla 0,40÷0,60% oraz stali stopowych chromowych i chromowo-molibdenowych, niekiedy z wanadem. Są one zazwyczaj ulepszone cieplnie i następnie hartowane powierzchniowo (indukcyjnie lub płomieniowo). W przypadku stali niestopowych często stosuje się je w stanie normalizowanym.

W Polsce na bieżnie stosuje się stale konstrukcyjne niestopowe: C45 (1.0503), C55 (1.0535) oraz stale stopowe konstrukcyjne do ulepszenia cieplnego chromowe i chromowo-molibdenowe: 40H, 40HM, 40H2MF lub chromowo-molibdenowe z niklem 40HNMA [77, 170, 172, 196].

W Niemczech, oprócz stali niestopowych w stanie normalizowanym C45 (1.0503) i C60 (1.0601), wykorzystuje się stale chromowo-molibdenowe z niklem do ulepszenia cieplnego 42CrMo4 (1.7225), 34CrNiMo6V (1.6582) [51] oraz 28CrNiMo4 (1.6513) [237].

W USA powszechnie stosuje się na pierścienie łożysk wieńcowych odpowiedniki stali niestopowych C55 (1.0535) i C65 (SAE1050, 1065) oraz stali chromowo-molibdenowej 40HM (SAE4140) [204,205] oraz typowe stale łożyskowe 100Cr6 (1.3505) i SAE8660.

Zanotowano też próby zastosowania na bieżnie łożysk kulowych stali Hadfielda X120Mn12 (1.3401) [199].

Obecnie producenci w wyniku zaostrzającej się konkurencji niechętnie podają dane materiałowe produkowanych łożysk.

Firma FAG wykonuje katalogowe łożyska wieńcowe ze stali 46Cr2 (1.7006) i 42CrMo4 (1.7225) [62]. Bieżnie są utwardzane. Pierścienie ze stali 46Cr2 (1.7006) są normalizowane i w tym stanie obrabiane. Pierścienie ze stali 42CrMo4 (1.7225) są hartowane i odpuszczane w temperaturach zależnych od obciążenia szczytowej kuli.

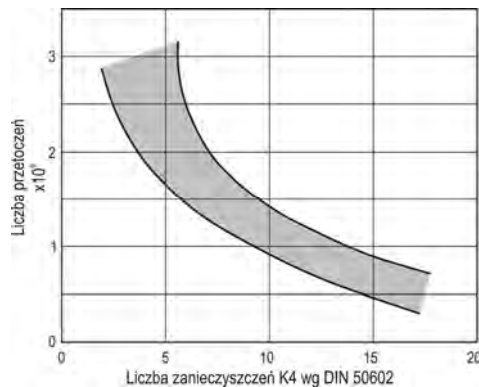
W łożyskach produkowanych przez firmę RKS z koncernu SKF stosuje się odpowiedniki stali C45 (1.0503) oraz 42CrMo4 (1.7225) [297].

Firma Rothe Erde niepublikuje danych materiałowych. W badaniach materiałowych łożysk opisanych w pracy [193] oznaczono stal stosowaną na elementy toczne jako 100Cr6 o twardości $62\div 63\text{HRC}$, a na pierścieniu ulepszoną cieplnie stal 50CrV4 (1.8509) lub stal normalizowaną C55 z bieżniami hartowanymi powierzchniowo do twardości odpowiednio 49 i $52\div 54\text{HRC}$.

Skład chemiczny oraz podstawowe parametry stali na bieżnie zestawiono w tabeli 6.3, a właściwości mechaniczne po typowej obróbce cieplnej w tabeli 6.4

Elementy toczne wykonuje się z typowych stali łożyskowych 100Cr6 (1.3505) o zawartości węgla ok. 1% i chromu $1,30\div 1,65\%$. Są one hartowane na wskroś do twardości $59\div 62\text{HRC}$ [14, 162, 237].

Osiągalna liczba przetoczeń nie zależy od parametrów wytrzymałości doraźnej stali, ale od parametrów zmęzeniowych w złożonym stanie odkształcenia. Istotna jest struktura stali i jej czystość. Na rysunku 6.13 pokazano zależność pomiędzy liczbą zanieczyszczeń, oznaczoną wg normy DIN 50602, a liczbą przetoczeń do wystąpienia zjawisk zmęzeniowych w typowym materiale łożyskowym. Liczba zanieczyszczeń była liczna jako suma liczby tlenków i 1/3 liczby siarczków. Tlenki mają ostre krawędzie, które są karbami wewnętrznymi i miejscami inicjacji pęknięć zmęzeniowych.



Rys. 6.13. Zależność między liczbą przetoczeń a liczbą zanieczyszczeń na 1000 mm^2 zglądu, według [14]

Tabela 6.3. Stale na bieźnie wielkogabarytowych łożysk tocznych – skład chemiczny, [371]

Oznaczenie	% C	% Si	% Mn	% P \leq	% S \leq	% Cr	% Mo	% Ni	% Inne
Stale konstrukcyjne niestopowe									
C45 (1.0503)	0,42÷0,45	0,17÷0,30	0,50÷0,80	0,040(0,035)	0,040	\leq 0,35		\leq 0,25	(N0,007)
C55 (1.0535)	0,52÷0,60	0,17÷0,37	0,50÷0,80	0,040	0,040	\leq 0,35		\leq 0,25	
Stale chromowe									
41Cr4 (1.7035) (40H)	0,38÷0,45	\leq 0,40	0,60÷0,90	0,025	0,035	0,90÷1,20			
46Cr2 (1.7006)	0,42÷0,50	0,15÷0,40	0,50÷0,80	0,035	0,035	0,40÷0,60			
100Cr6 (1.3505) (AISI 52100)	0,93÷1,05	0,15÷0,35	0,25÷0,45	0,025	0,015	1,30÷1,60		\leq 0,10	
50CrV4 (1.8509) (50HF)	0,46÷0,54	0,15÷0,40	0,50÷0,80	0,030	0,030	0,80÷1,10		\leq 0,40	V0,10÷0,20
Stale chromowo-molibdenowe									
40NiCrMo6 (1.6565) (40HNMA)	0,37÷0,44	0,17÷0,37	0,40÷0,70	0,030	0,025	0,60÷0,90	0,15÷0,25	\leq 0,30	
42CrMoS4 (1.7227) (AISI 4140)	0,38÷0,43	0,20÷0,35	0,75÷1,00	0,035	0,040	0,80÷1,10	0,15÷0,25		
40H2MF	0,38÷0,45	0,17÷0,37	0,50÷0,80	0,035	0,035	1,60÷1,90	0,30÷0,40	\leq 0,30	V0,15÷0,25
42CrMo4 (1.7225) (40HM)	0,38÷0,45	0,15÷0,40	0,50÷0,80	0,035	0,035	0,90÷1,20	0,15÷0,30	\leq 0,60	
	0,38÷0,45	0,17÷0,37	0,40÷0,70	0,035	0,035	0,80÷1,10	0,15÷0,25	\leq 0,30	
Stale chromowo-molibdenowo-niklowe									
28CrNiMo4 (1.6513)	0,24÷0,32	0,15÷0,40	0,30÷0,60	0,035	0,035	1,00÷1,30	0,20÷0,30	1,00÷1,30	
34CrNiMo6V (1.6582)	0,30÷0,38	\leq 0,40	0,40÷0,70	0,035	0,035	1,40÷1,70	0,15÷0,30	1,40÷1,70	
30CrMoV9 (1.7707) (AISI 4340)	0,38÷0,43	0,20÷0,35	0,65÷0,85	0,025	0,025	0,70÷0,90	0,20÷0,30	1,25÷2,00	
AISI 8660	0,56÷0,64	0,20÷0,35	0,75÷1,00	0,035	0,040	0,40÷0,60	0,15÷0,25	0,40÷0,70	
Stale krzemowe									
42MnV7 (1.5223)	0,38÷0,45	0,15÷0,35	1,60÷1,90	0,035	0,035				V0,07÷0,12
46MnSi4 (1.5121)	0,42÷0,50	0,70÷0,90	0,90÷1,20	0,035	0,035				
69MnSi4	0,62÷0,72	0,80÷1,10	0,80÷1,20	0,035	0,035				
X120Mn12 (1.3401)	1,10÷1,30	0,30÷0,50	12,0÷13,0	0,1	0,040	1,50			

Tabela 6.4. Stale na bieżne wielkogabarytowych łożysk tocznych – właściwości mechaniczne [66]

Oznaczenie	Stan	HB po zmiękczaniu	Rm	Re	Z	A	E
C45 (1.0503)	ulepszona >40 mm	207	630–780	370	45	17	198–207
C55 (1.0535)	ulepszona >40 mm	229	700–850	420	40	15	
41Cr4 (1.7035) (40H)	ulepszona >40 mm	241	800–950	560	40	14	
46Cr2 (1.7006)	ulepszona >40 mm	223	650–800	400	45	15	
100Cr6 (1.3505) (AISI 52100)	w stanie zabartowanym po wyżarzaniu sferoidyzującym	60–67 HRC 170–207	2240 570–720	2034			190–210
50CrV4 (1.8509) (50HF)	ulepszona >40 mm >100 mm	269	90–1100 850–1000	700 650	50 50	12 13	210
40NiCrMo6 (1.6565) (40HNMA)	ulepszona		1100–1300	800–900	50	12	
42CrMoS4 (1.7227) (AISI 4140)	ulepszona >40 mm >100 mm		900–1100 800–950	650 550	50 50	12 13	210
40H2MF	ulepszona		1230	1030	40	9	
42CrMo4 (1.7225) (40HM)	ulepszona >40 mm >100 mm	241	900–1100 800–950	650 550	50 50	12 13	200–210
28CrNiMo4 (1.6513)	ulepszona >100 mm	217	749–930	590	60	13	
34CrNiMo6V (1.6582)	ulepszona >40 mm >100 mm	248	1000–1200 900–1100	800 700	50 55	11 12	
30CrMoV9 (1.7707) (AISI 4340)	ulepszona <100 mm >100 mm		1000–1200 900–1100	800 700	40 50	11 12	
AISI 8660	ulepszona (650°C)	315	1068	951	53	20	190–210
42MnV7 (1.5223)	ulepszona >40 mm	217	880–1030	685	40	12	
46MnSi4 (1.5121)	ulepszona >40 mm >100 mm	217	830–930 640–780	635 490	45 50	14 15	
X120Mn12 (1.3401)	ulepszona >40 mm		780–1080	345	45	45	

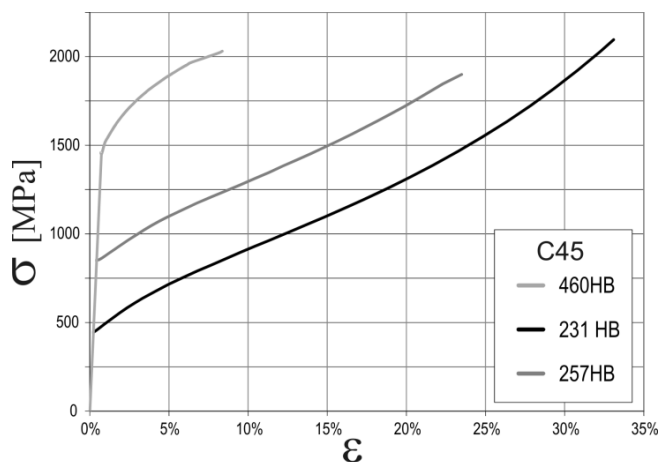
6.3. Badania doświadczalne

Podstawową informacją o przydatności materiału na bieżnię łożyska jest jego charakterystyka naprężenie-odkształcenie i wyznaczone z niej właściwości plastyczne: granica plastyczności, umocnienie, maksymalne wydłużenie. Badania można przeprowadzić przez normową próbę rozciągania stali. W przypadku materiału na bieżnię łożysk dopuszczalne jest stosowanie próby ściskania. Na rysunku 6.14 pokazano zgniecione próbki materiału, a na rysunkach 6.15 i 6.16 wykresy charakterystyk *naprężenie-odkształcenie* dwóch najczęściej wykorzystywanych na bieżnię stali: C45 i 42CrMo4.

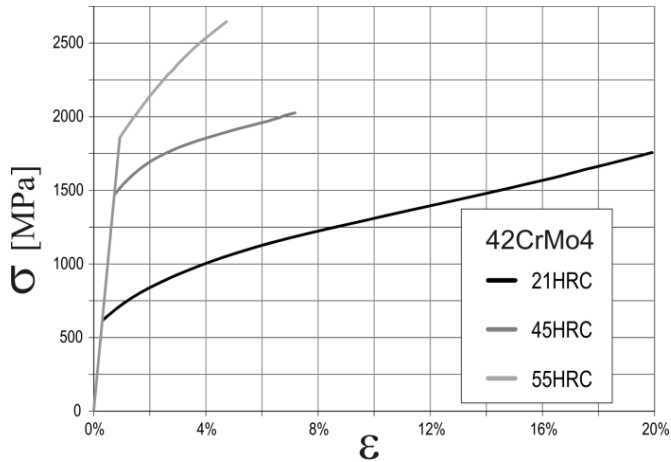
Przy niewielkich odkształceniach można zastosować model dwuliniowy materiału o module stycznym E_T w zakresie plastycznym równym: $E/20$ dla stali C45 i $E/10$ dla stali 42CrMo4.



Rys. 6.14. Widok zgniecionych próbek o różnych twardościach po próbie ściskania (stal C45)



Rys. 6.15. Charakterystyka naprężenie-odkształcenie stali C45 o różnej twardości uzyskana z próby ściskania



Rys. 6.16. Charakterystyka naprężenie–odkształcenie stali 42CrMo4 o różnej twardości uzyskana z próby ściskania

Określenie przydatności różnych gatunków stali na bieżni łożysk wielkogabarytowych stosowanych w maszynach roboczych, wymaga długotrwałych badań zmęczeniowych elementów łożysk [197].

Badania przeprowadzone przez Lübecker Maschinenbau Gesellschaft [237]

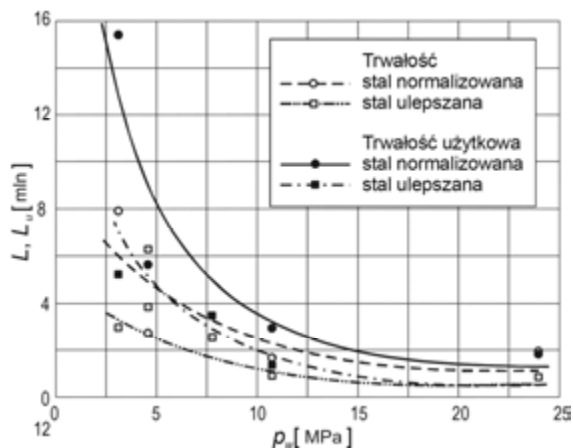
Przeprowadzono 42 próby zmęczeniowe, z czego 14 bieżni hartowanych, pozostałe normalizowanych lub ulepszanych cieplnie. Zahartowane kule (100Cr6) o średnicy 45 mm poruszały się po 700 mm długim bloku wykonanym z badanego materiału. Średnica bieżni wynosiła 50,5 mm, co daje współczynnik przystawania równy 0,9. Górny blok, dociskający kule był poruszany przez mechanizm korbowy.

Wyniki przedstawiono graficznie na wykresach. Stwierdzono przewagę normalizowanych stali nad ulepszanymi i ich większą trwałość L , względnie trwałość użytkową L_u (rys. 3.17). Na rysunku 6.18 pokazano zachowanie trzech badanych materiałów. Wyznaczona trwałość stali 42CrMo4 okazała się mniejsza niż trwałość stali niestopowej C45. Badania przerwano, gdyż brak smarowania i liczne wtrącenia pod górną powierzchnią bieżni znacznie ograniczyły trwałość i trwałość użytkową.

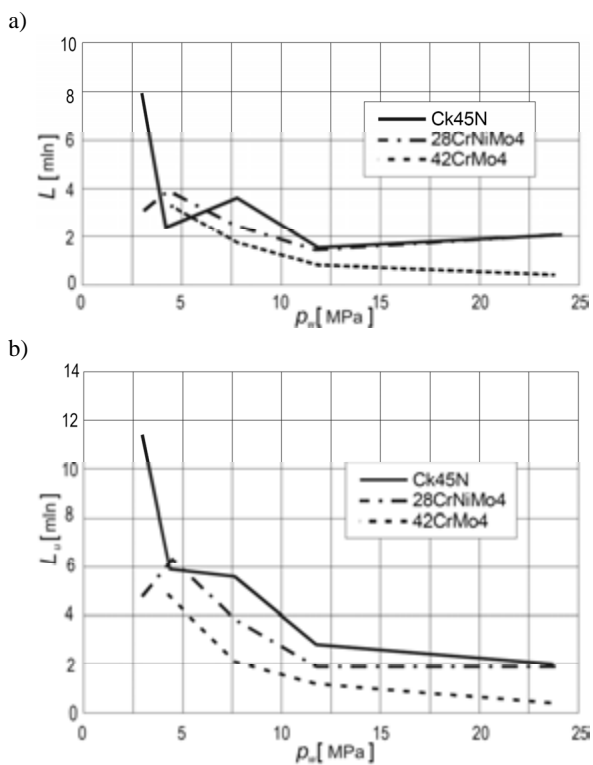
W odniesieniu do dużych łożysk stosowanych w maszynach podstawowych, wadą tych badań było zastosowanie małego współczynnika przystawania oraz małych kul.

Badania przeprowadzone przez Krupp i O&K [51]

Firmy Krupp Industrietechnik Duisburg oraz O&K we współpracy z Rheinische Braunkohlen Werke AG przeprowadziły badania elementów tocznych i bieżni o wymiarach odpowiadających stosowanym w dużych łożach kulowych.

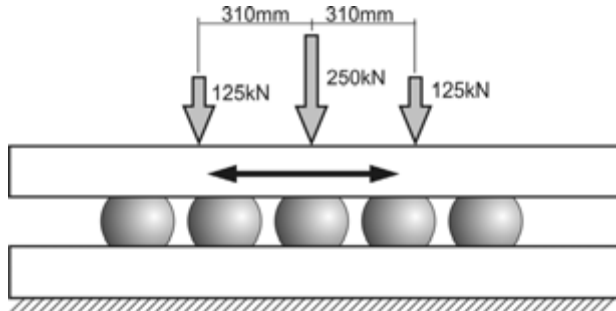


Rys. 6.17. Trwałość i trwałość użytkowa bieźni ze stali normalizowanych i ulepszonych



Rys. 6.18. Trwałość a) i trwałość użytkowa b) bieźni ze stali normalizowanych i ulepszonych

Schemat obciążenia pokazano na rysunku 6.19. Podobnie jak w doświadczeniach LMG, pięć kul o średnicy $\varnothing 200$ mm umieszczonych na podłużnym bloku obciążano belką. Współczynnik przystawania s był równy 0,95. Zróżnicowanie sił obciążających belkę pozwala osiągnąć różne przebiegi dla różnych stref bieżni.



Rys. 6.19. Schemat obciążenia – badania Krupp – O & K

Wyniki zestawiono w tabeli 6.5. Podobnie jak z doświadczenia LMG uzyskano największą trwałość dla stali niestopowej normalizowanej C45. W przypadku zastosowania stali niskostopowej 42CrMo4 lepsze wyniki osiągnięto w stanie ulepszonym niż normalizowanym. Zastosowanie stali o większej zawartości składników stopowych 34CrNiMo6V nie tylko nie polepszyło parametrów bieżni, ale spowodowało szybką jej degradację.

Tabela 6.5. Zestawienie wyników doświadczeń Krupp i O & K

Materiał bieżni		Liczba przetoczeń do wystąpienia uszkodzeń	Opis uszkodzeń
C45N	normalizowana	7×10^6	żadnych szczególnych uszkodzeń
42CrMo4V	ulepszana	4×10^6	drobny pitting bieżni
42CrMo4N	normalizowana	3×10^6	silne rozwałcowania bieżni
34CrNiMo6V	ulepszana	$1,2 \times 10^6$	pitting bieżni na dużych powierzchniach

Badania Oettela i Henatscha [199]

Badania przeprowadzono na TU Hannover na bieżniach kołowych o średnicy podziałowej $\varnothing 250$ z 30 kulami o średnicy 12,7 mm, które można było obciążać siłą do 160 kN. Promień bieżni wynosił 6,5 mm. Współczynnik przystawania wynosił $s = 0,977$, współczynnik średnicowy $w_s = 19,68$. Na kule zastosowano stal 100Cr6, a na bieżnie:

- 42CrMo4 hartowana do twardości 590HV,
- X120Mn12 – 240HV,

- 42CrMo4 ulepszana – 275HV,
- C45N normalizowana – 170HV.

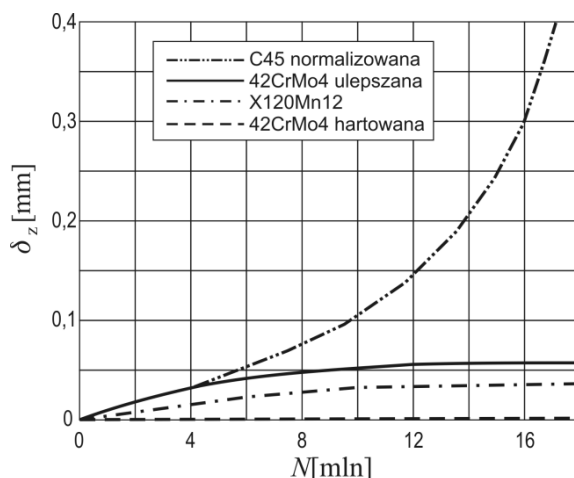
Badano stan bieżni i zużycie co 1,8 mln przetoczeń. Obciążenie kuli określono w postaci ciśnienia hertzowskiego $p_H = 1400$ MPa, które przeliczono na obciążenie właściwe kuli równe $p_w = 3,35$ MPa. Wyniki przedstawiono w postaci wykresu na rysunku 6.20.

Najbardziej odporny na zużycie okazał się materiał 42CrMo4 hartowany (praktycznie zerowe zużycie). Na powierzchni bieżni pojawiły się nieznaczne spękania.

Stal Hadfielda X120Mn12 wykazała mniejsze zużycie niż 42CrMo4 w stanie ulepszonym, w której przyrost zużycia nastąpił szczególnie podczas pierwszych 2 mln cykli. Przy dalszym obciążaniu obydwu stali następuje stabilizacja zużycia.

Stal niestopowa Ck45N podczas pierwszych 4,8 mln cykli obciążenia wykazała podobne zużycie jak 42CrMo4 w stanie ulepszonym, potem następuje szybki przyrost zużycia w wyniku rozwałcowania.

Uzyskanych w tym doświadczeniu wyników nie można bezpośrednio odnieść do łożysk wielkogabarytowych ze względu mały rozmiar kul i duży współczynnik przystawania. Próby przeprowadzono na jednym poziomie obciążenia właściwego kuli, znacznie niższym od występujących w typowych łożyskach obrotu nadwozi maszyn roboczych.



Rys. 6.20. Zużycie i rozwałcowanie bieżni
– doświadczenie Oettela i Henatscha [58]

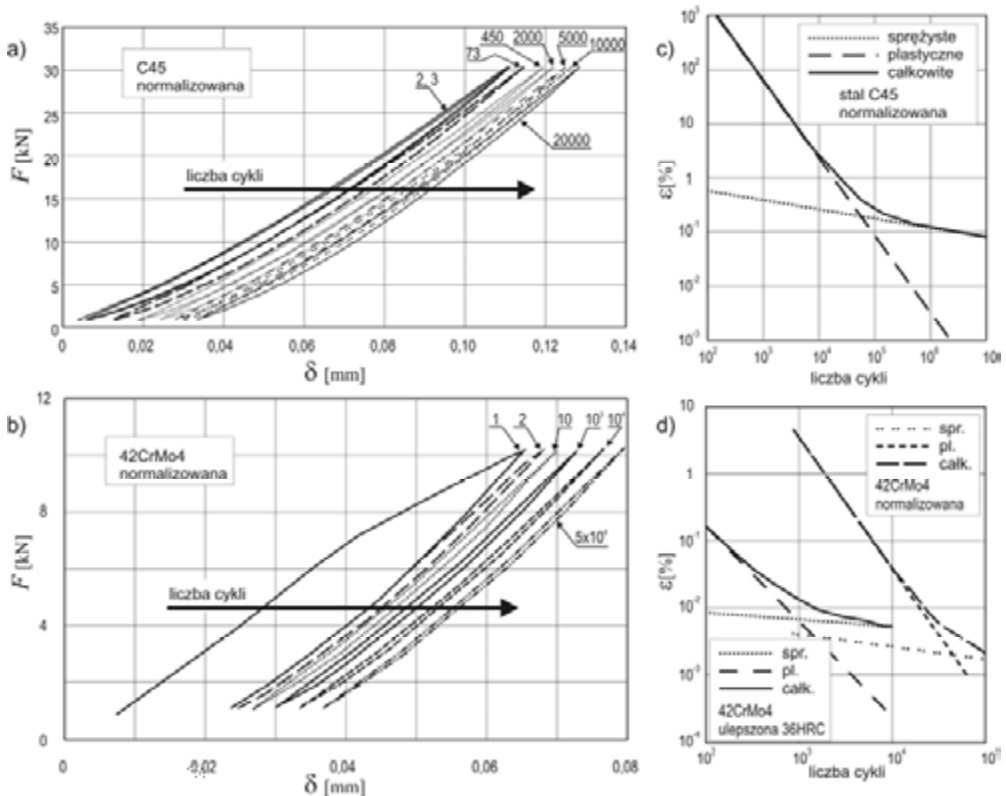
Badania Prebila i Kunca

Badania przeprowadzono w latach 1995–2000 na Uniwersytecie w Lublianie. Celem badań było eksperymentalne określenie charakterystyk materiałowych dwóch

podstawowych stali stosowanych przez głównych producentów na bieźnie łożysk wieńcowych: 42CrMo4 [152, 155] oraz C45 [151].

W próbach wgniatania bieźnie były obciążane z częstotliwością 5 Hz za pomocą kulki wykonanej ze stali 100Cr6. Siła zmieniała się w zakresie od ok. 3–100% obciążenia maksymalnego. Wykonywano ciągły pomiar siły oraz ugięcia. Na rysunku 6.21a i b zamieszczono wykresy *siła–przeszczenie* po różnej liczbie cykli obciążenia stali normalizowanych. Widoczny jest przyrost odkształceń trwałych w wyniku uplastycznienia materiału.

Charakteryzują się one dużym przyrostem w ciągu kilku pierwszych cykli obciążenia. Później w wyniku umocnienia materiału oraz zwiększania się współczynnika przystawania kuli do bieźni szybkość przyrostu zużycia ulega stabilizacji. Stal 42CrMo4 po 50 tys. cykli obciążenia osiąga trwałe ugięcie tylko dwa razy większe od trwałego ugięcia po 1 cyklu obciążenia.



Rys. 6.21. Wykres *siła–ugięcie*; przyrost odkształcenia plastycznego, bieźnia ze stali normalizowanej:

a) C45 [156], b) 42CrMo4 [157] Krzywa Wöhlera *odkształcenie całkowite–liczba cykli*:

c) C45 [156], d) 42CrMo4 [157]

Wyznaczono także wykresy Wöhlera, stali C45 w stanie normalizowanym oraz 42CrMo4 w stanie normalizowanym i ulepszonym o twardości 36HRC, w układzie *odkształcenie całkowite–liczba cykli*, przy małej liczbie cykli obciążenia (rys. 6.21c i d). Metodę wyznaczenia krzywych zaczerpnięto z pracy [238]. Równanie Wöhlera stali C45 ma postać:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{e,p} = \left(\frac{\sigma'_f}{E} \right) N^b + \varepsilon'_f N^c \quad (6.13)$$

gdzie: $\varepsilon_{a,e}$, $\varepsilon_{a,e}$, $\varepsilon_{a,p}$ – amplitudy odkształcenia całkowitego, sprężystego i plastycznego, σ'_f – naprężenie, N – liczba cykli.

Wkładniki b i c dla stali C45 są równe:

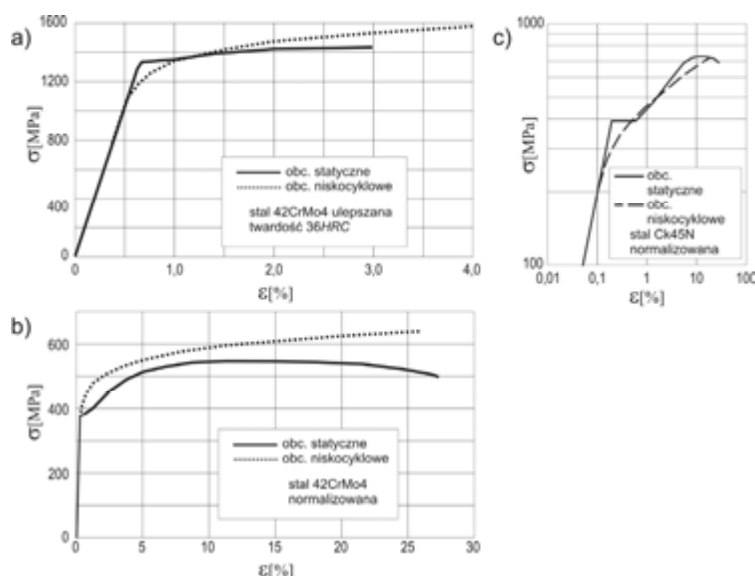
$$B = -0,147 \text{ i } c = -1,223$$

Wyznaczono także charakterystykę *naprężenie–odkształcenie* podczas obciążenia małą liczbą cykli (rys. 6.22):

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (6.14)$$

Stal Ck45 ma współczynnik wzmocnienia K' równy:

$$K' = 941,4 \text{ MPa}$$



Rys. 6.22. Charakterystyki $\sigma(\varepsilon)$ statyczne i przy obciążeniu cyklicznym:

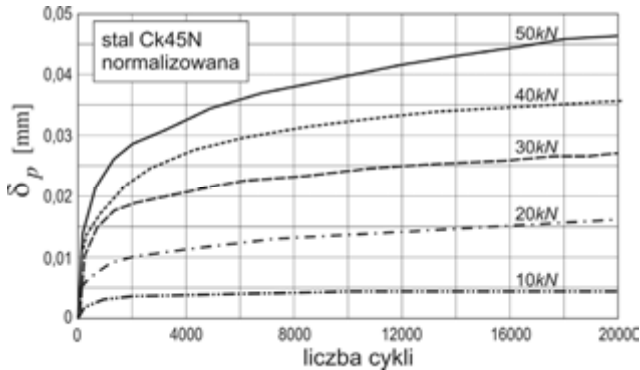
a) 42CrMo4 ulepszona [152], b) 42CrMo4 normalizowana [157], c) C45 normalizowana [156]

a wykładnik umocnienia:

$$n' = 0,121$$

Wykresy charakterystyk przy obciążeniu statycznym i niskocyklowym zestawiono na rysunku 6.22. Badania przeprowadzono dla różnych poziomów obciążenia. Przykładowe wykresy dla stali C45 w stanie normalizowanym pokazano na rysunku 6.23.

Przy najniższym poziomie obciążenia po początkowym odkształceniu, nastąpiło zatrzymanie wzrostu deformacji. Ten poziom obciążenia odpowiada poziomowi bezpiecznemu dla łożysk, przeznaczonych do długotrwałej pracy. Przy ograniczonej liczbie przewidywanych cykli obciążenia można poziom obciążenia podnieść.



Rys. 6.23. Przyrost trwałych ugięć w funkcji liczby cykli dla różnych poziomów obciążenia

Oprócz badań statycznych wykonywano także badania stali C45 i 42CrMo4 podczas przetaczania [158, 159, 161]. Badania te realizowano z zastosowaniem elementów tocnych stosowanych łożyskach o średnicy do 1 m, a kule miały rozmiar około 20 mm.

Wyniki uzyskane przez Pribila i Kunca stanowią bardzo interesującą informację o zjawiskach zachodzących w materiale bieżni w początkowym okresie eksploatacji silnie obciążonych łożysk. Są one adekwatne dla łożysk w maszynach pracujących okresowo przy niskim średnim poziomie obciążenia lub przeznaczonych do krótkotrwałej eksploatacji, np. żurawie w samochodach ratownictwa drogowego, wieże czołgów, dla których liczba cykli obciążenia powodujących odkształcenia trwałe nie przekracza kilkudziesięciu tysięcy. Przy stosunkach wymiarowych występujących w łożyskach wieńcowych odpowiada to nie więcej niż kilkuset obrotom pod pełnym obciążeniem.

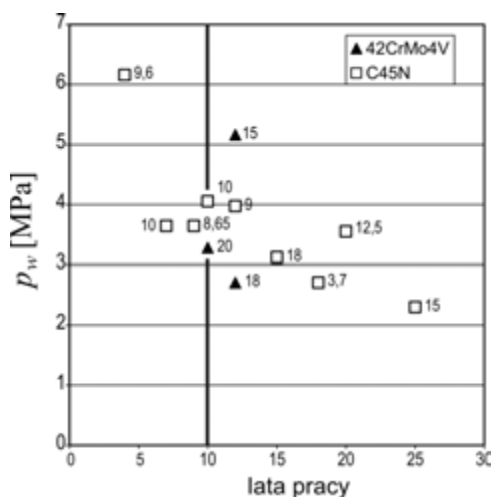
Z tego powodu, mimo całkowitej zgodności rodzaju materiału i jego obróbki, nie można uzyskanych krzywych Wöhlera zastosować bezpośrednio do analizy wielkogabarytowych łożysk w dużych maszynach roboczych. Istotna jest także różnica skali.

Materiał bieżni w łożyskach wielkogabarytowych jest relatywnie bardziej drobnoziarnisty. Inne są także współczynniki przystawania kuli do bieżni, przez co zmienia się charakter styku.

Uzyskane przez Pribila i Kunca charakterystyki materiału $\sigma(\varepsilon)$ mogą być zaaplikowane do modeli numerycznych, jednak publikowane dane mają charakter wyrywkowy. Badacze ze Słowenii wykonali także próbę aplikacji mechaniki pęknięcia do analizy rozwoju uszkodzenia bieżni [154].

Doświadczenia eksploatacyjne

W katalogowych łożysk wieńcowych, montowanych na większej liczbie identycznych maszyn możliwe jest określenie powtarzalnych parametrów eksploatacyjnych. W przypadku dużych łożysk wielkogabarytowych stosowane np. w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego lub maszynach przeładunkowych jest to utrudnione ze względu na indywidualne cechy każdej maszyny (każdego łożyska). Maszyny nawet tego samego typu, produkowane jednostkowo, różnią się w szczegółach konstrukcyjnych. Każda maszyna ma inną historię eksploatacji, inaczej jest wyważona, inne są parametry powierzchni porzylegania (podczas montażu), niepowtarzalne jest widmo obciążeń. Na rysunku 6.24 zamieszczono diagram łączący liczbę lat bezawaryjnej pracy z obciążeniem właściwym kuli p_w , dla dwóch różnych stali: niestopowej stali w stanie normalizowanym oraz stali chromowo-molibdenowej w stanie ulepszonym. Wykres sporządzono na podstawie danych statystycznych, dotyczących kopaerek kołowych produkcji niemieckiej [51]. Graniczna wartość obciążenia właściwego



Rys. 6.24. Lata bezawaryjnej pracy łoż kulowych w koparkach produkcji niemieckiej w funkcji obciążenia właściwego kul (obok znaczników podano średnicę łożyska [mm])

kuli zapewniająca długoletnią bezawaryjną pracę dla łożysk ze stali niestopowej normalizowanej jest równa:

$$p_{w\max} = 4\text{MPa}$$

dla łożysk o większym obciążeniu konieczne jest zastosowanie stali stopowych ulepszonych cieplnie.

6.4. Podsumowanie

Łoża kulowe o dużych średnicach produkowane są indywidualnie i ich parametry także cechują się znacznym rozrzutem. Dlatego możliwe jest jedynie sformułowanie ogólnych wytycznych doboru materiału i sposobu obróbki.

Bieżnie hartowane powinny się stosować wyłącznie wtedy, gdy można zaprojektować wystarczająco sztywną konstrukcję wsporczą. Praktycznie jest to możliwe jedynie dla średnic podziałowych łożyska odpowiadających łożyskom katalogowym, czyli do około 5 m.

W przypadku łożysk małych stosuje się stale chromowe lub chromowo-molibdenowe ulepszone cieplnie utwardzane powierzchniowo poprzez hartowanie indukcyjne, w celu zapewnienia odpowiedniej twardości i drobnoziarnistości.

Oczekiwania, że jakość stali z zahartowanych bieżni spowoduje większą trwałość, stoją w sprzeczności z doświadczeniami, które zostały wykonane na znajdujących się w eksploatacji łożach kulowych. Przy zahartowanych bieżniach w będących w eksploatacji łożyskach sprężyste przegięcia ustroju nośnego powodowały mikropęknięcia, które w wyniku działania dalszych obciążeń i wnikania oleju prowadziły do większych pęknięć i wykruszeń.

Klasycznym przykładem jest łożysko koparki SchRs–3300 o średnicy podziałowej 3,3 m, której bieżnia po 9 miesiącach eksploatacji musiała zostać wymieniona z powodu zniszczenia warstwy zahartowanej [237].

W przypadku łożysk utwardzanych powierzchniowo konieczne jest zapewnienie odpowiedniej grubości warstwy utwardzonej (najczęściej zakres 4÷6 mm) [390].

W przypadku łożysk silnie obciążonych zaleca się stosowanie stali chromowych lub chromowo molibdenowych w stanie ulepszonym. Zapewniają one dużą nośność, a jednocześnie są bardziej odporne na powstawanie pittingu. Dla dużej liczby cykli obciążenia bieżni (koparki kołowe) nie wykazują one tendencji do silnego rozwalcowania.

W dużych łożyskach na wiotkich konstrukcjach wsporczych zaleca się stosowanie niestopowych stali normalizowanych. Początkowe duże obciążenia szczytowych w lokalnych punktach twardych, których zasadniczo nie można uniknąć, są w przypadku zastosowania stali utwardzanych przyczyną szybkiego powstanie w tych miejscach wykruszeń, które powodują dalszą degradację bieżni w mniej obciążonych

strefach. Dlatego korzystne jest zastosowanie stali nieutwardzanych, co pozwala na zawalcowanie się produktów pittingu i dalszą eksploatację. Szczególnie korzystne jest to w łożyskach maszyn o małej liczbie obrotów nadwozia (np. zwałowarki). Zdolność do rozwalcowania nie jest wyłącznie cechą negatywną, pozwala to na korekcję ewentualnych nierówności położenia pierścienia, co jest okupione niestety szybszym zużyciem.

Dobrym przykładem jest łożysko koparki łańcuchowej Rs560 o średnicy podziałowej 3,1 m, które pomimo znacznego spękania bieżni i rozwalcowania wykruszonych części nie wykazało dużych ubytków powierzchniowych.

W łożach kulowych na wiotkich konstrukcjach wsporczych możliwe jest zastosowanie różnych materiałów na bieżnię górną i dolną.

Położenie środka ciężkości nadwozia maszyny podczas obrotu prawie się nie zmienia. Na bieżni górnej istnieją wówczas strefy bieżni znacznie bardziej wytężone. Występuje na nich stale wysoki poziom cyklicznych obciążeń. Obciążenie bieżni dolnej zależy od położenia nadwozia i zmienia się z dużych wartości po stronie środka ciężkości nadwozia, do wartości małych po stronie przeciwnej. Wynika stąd mała ekwiwalentna liczba cykli dla bieżni dolnej.

Część górnej bieżni pod najbardziej obciążonym miejscem wprowadzenia obciążenia jest zatem „słabym punktem” bieżni [106]. Dlatego możliwe jest dobranie materiałów w taki sposób, by zapewnić dużą wytrzymałość bieżni górnej (np. stal ulepszona cieplnie) i dobre właściwości plastyczne bieżni dolnej, co pozwoli na korekcję kształtu i zawalcowywanie ewentualnych wykruszeń z bieżni górnej (stal normalizowana).

7. Doświadczalna identyfikacja obciążeń wewnętrznych

Elementy łożysk wielkogabarytowych są znacznie bardziej obciążone niż elementy typowych łożysk tocznych stosowanych w budowie maszyn, a występująca w nich dystrybucja obciążenia w wyniku małej sztywności konstrukcji wsporczych, zmiennej po obwodzie łożyska, charakteryzuje się silnym zróżnicowaniem. Pod działaniem tego i innych niekorzystnych czynników w łożyskach tych ulega nasileniu wiele niekorzystnych zjawisk. Szczególnie widoczne jest to w przypadku łożysk o bardzo dużych średnicach, eksploatowanych w trudnych warunkach [340]. Uzyskanie wiarygodnych danych do modeli numerycznych jest możliwe tylko na podstawie analizy już istniejących łożysk i ich konstrukcji wsporczych poddanych wieloletniej eksploatacji. Nowoczesne metody doświadczalne w połączeniu z technikami numerycznymi umożliwiają bardziej efektywne niż kiedykolwiek wcześniej rozpoznanie tych zjawisk na obiektach rzeczywistych.

7.1. Metody pośrednie

Strefa kontaktu między elementem tocznym a bieżnią ma w kierunku obwodowym łożyska wymiar znacznie mniejszy niż średnica elementu tocznego. Dlatego można przyjąć, że wszystkie siły pochodzące od elementów tocznych wprowadzane są w podzespół wsporczy (dźwigar pierścieniowy razem z bieżnią) w sposób quasi-dyskretny, z maksimum zgodnym z podziałką elementów tocznych. Zgodnie z zasadą de Saint-Venanta naprężenia w niewielkiej odległości od punktu przyłożenia dyskretnych sił nie są jeszcze równomierne [23]. Spostrzeżenie to można wykorzystać do oceny dystrybucji obciążenia [340].

Pole naprężeń wywołane siłą F_x , punktowo przyłożoną prostopadle do płaszczyzny sprężystej, zostało wyznaczone przez Boussinesqa. Naprężenia w punkcie A , znajdującym się w odległości a od krawędzi, są równe:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -\frac{2F_x}{\pi a} \cos^4 \varphi \\ \sigma_y &= -\frac{2F_x}{\pi a} \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \\ \tau_{xy} &= -\frac{2F_x}{\pi a} \sin \varphi \cos^3 \varphi\end{aligned}\quad (7.1)$$

gdzie φ – kąt pomiędzy kierunkiem działania siły a odcinkiem pomiędzy punktem przyłożenia siły i punktem A.

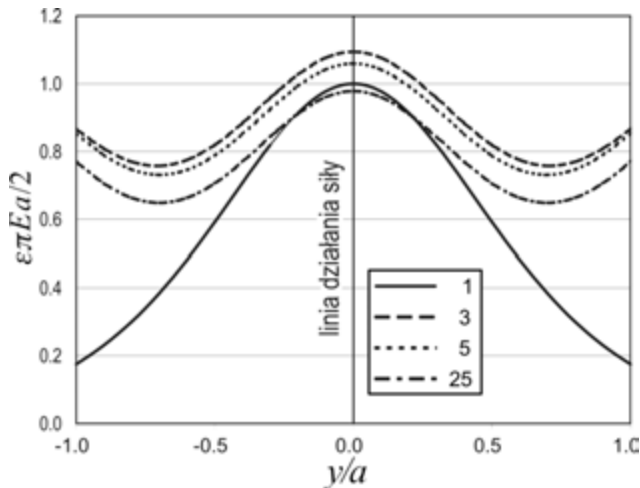
W płaskim stanie naprężenia można obliczyć odkształcenie ε_x w kierunku działania siły:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) = -\frac{2F_x}{E\pi a} \cos^2 \varphi (\cos^2 \varphi - \nu \sin^2 \varphi) \quad (7.2)$$

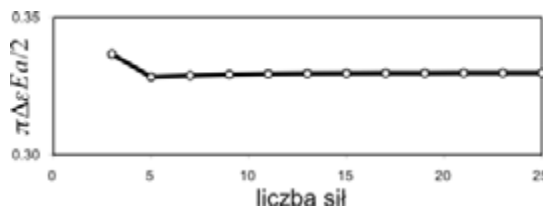
Jeżeli na tarczę działa n sił, to w układzie liniowosprężystym:

$$\varepsilon_x = -\frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{2F_{xi}}{\pi a} \cos^2 \varphi_i (\cos^2 \varphi_i - \nu \sin^2 \varphi_i) \quad (7.3)$$

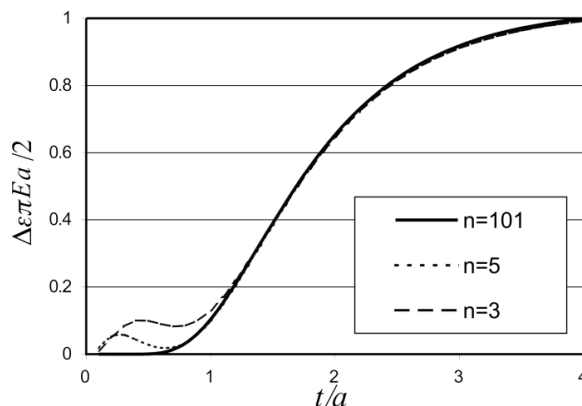
Na rysunku 7.1 pokazano wykres zmiany odkształcenia na linii równoległej do krawędzi tarczy w odległości a , pod obciążeniem pojedynczą siłą jednostkową i zestawem 3, 5 i 25 sił jednostkowych rozmieszczonych na krawędzi z podziałką $t = 1,4a$.



Rys. 7.1. Zmiana odkształceń na głębokości a wywołanych siłami jednostkowymi w funkcji odległości od linii działania siły dla różnej liczby sił rozmieszczonych z podziałką $t = 1,4a$



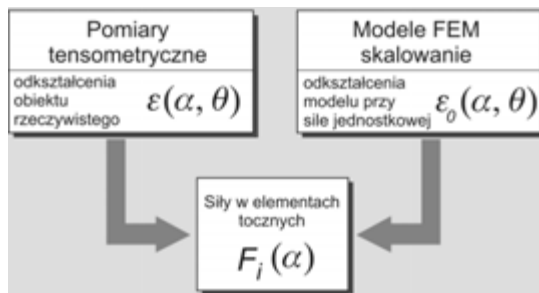
Rys. 7.2. Tętnienie odkształceń na głębokości a wywołane siłami jednostkowymi w funkcji liczby sił dla podziałki sił $t = 1,4a$



Rys. 7.3. Amplituda odkształceń na głębokości a wywołana n siłami jednostkowymi dla różnej wartości podziałki sił t

Większa liczba sił wywołuje tętnienie odkształcenia po długości linii. Maksyma znajdują się pod punktami działania sił, minima pomiędzy nimi. Jeżeli porówna się wartość amplitudy odkształcenia, to okazuje się, że jej wartość jest praktycznie niezależna od liczby sił (dla liczby sił większej od 2), co pokazano na rysunku 7.2. Jeżeli podziałka sił t jest co najmniej 1,2 razy większa od odległości punktu pomiarowego od krawędzi, to można przyjąć, że tętnienie odkształcenia nie zależy od liczby sił (rys. 7.3).

Podane zjawisko można wykorzystać do określenia siły w elemencie tocznym na podstawie zmierzonego przebiegu odkształcenia. Dźwigar pierścieniowy w odniesieniu do przedstawionego modelu półprzestrzeni sprężystej jest znacznie bardziej złożony geometrycznie. Pod punktem przyłożenia siły znajduje się masywny pierścień bieżni i pas górny o znacznej grubości, który przechodzi we względnie cienki środkik usztywniony w niektórych miejscach przez żebra i przepony. Taka sama wartość odkształcenia w miejscach bardziej sztywnych odpowiada większej sile. Aby możliwe było oszacowanie dystrybucji obciążenia na elementy toczne, niezbędne jest przeprowadzenie skalowania. Można je zrealizować, wykorzystując model dyskretny do obliczeń metodą elementów skończonych (rys. 7.4). Po obciążeniu węzłów bieżni łożyska



Rys. 7.4. Schemat identyfikacji dystrybucji obciążenia [348]

w strefie punktów pomiarowych zestawem sił jednostkowych, w różnych położeniach linii działania sił względem punktu pomiarowego, można wyznaczyć w punkcie pomiarowym amplitudy odkształceń odpowiadające przyłożonemu obciążeniu $\Delta\varepsilon$.

Z pomiarów tensometrycznych uzyskuje się amplitudę odkształceń na badanym obiekcie $\Delta\varepsilon$. Przez ich porównanie możliwe jest oszacowanie sił w poszczególnych elementach toczeniowych (rys. 7.4):

$$F \approx \frac{\Delta\varepsilon}{\Delta\varepsilon_0} F_0 \quad (7.4)$$

gdzie: F_0 – siła jednostkowa, $\Delta\varepsilon_0$ – amplituda tętnienia odkształcenia w modelu dyskretnym, $\Delta\varepsilon$ – odkształcenie zmierzone tensometrycznie.

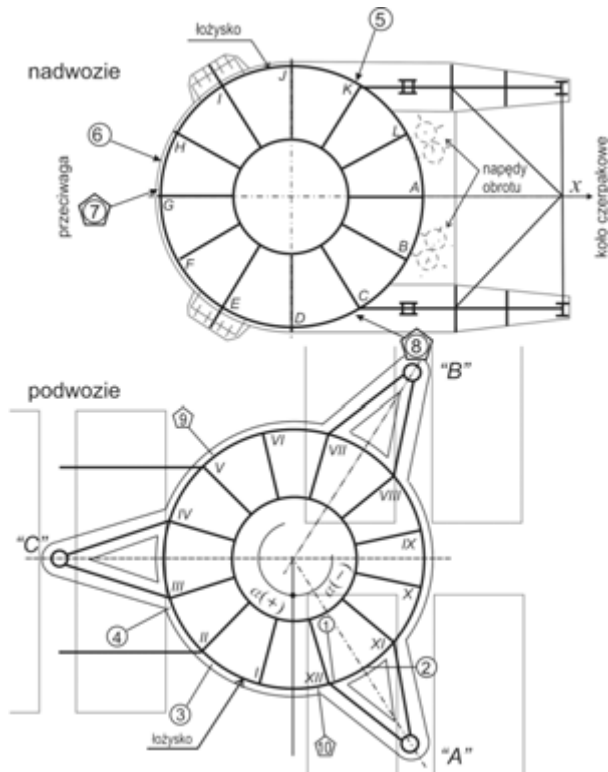
Globalny trend dystrybucji obciążenia można wyznaczyć z wartości bezwzględnych odkształcenia ε . Zaletą identyfikacji na podstawie tętnienia odkształceń $\Delta\varepsilon$ zamiast bezwzględnych wartości odkształcenia ε jest w znacznym stopniu eliminacja wpływu zginania środnika. Różnice odkształceń między powierzchnią środkową a zewnętrzną środnika wynoszą średnio kilkadziesiąt procent, gdy amplitudy odkształceń nie różnią się więcej niż o 3–5 procent, maksymalnie kilkanaście procent.

7.1.1. Metodologia pomiaru

Metodę szacowania dystrybucji obciążeń na podstawie amplitudy tętnienia naprężeń w środniku dźwigara pierścieniowego zastosowano do identyfikacji obciążenia w jednorzędowym łożu kulowym obrotu nadwozia koparki kołowej wielonaczyniowej SchRs-4600.30 średnicy 12 m i 124 kulach średnicy 250 mm [48]. W pierścieniu nadwozia znajdują się dwie strefy długości 15° nieprzenoszące obciążenia, rozmieszczone poprzecznie do kierunku wysięgnika urabiającego, w których znajdują się zamki do diagnostyki stanu elementów toczeniowych. Wieniec zębaty napędu obrotu (znajdujący się na ramie podwozia) nie jest zintegrowany z pierścieniem łożyska.



Rys. 7.5. Koparka kołowa SchRs-4600.30 – podwozie i platforma nadwozia



Rys. 7.6. Schemat konstrukcyjny platformy nadwozia (na górze) i ramy podwozia (na dole) – zaznaczone punkty pomiarowe 1–8

Łożysko ulegało podczas eksploatacji przyspieszonej degradacji [265]. Konieczna była wymiana łożyska, co 5–8 lat. Masa nadwozia z urobkiem wynosi około 2700 Mg. Na rysunku 7.5 pokazano widok podwozia i platformy nadwozia. Pomiary prowadzono na łożysku po kilkuletniej eksploatacji.

Punkty pomiarowe umieszczono nie tylko na środniku dźwigara pierścieniowego ramy podwozia (punkty 1–4), ale także na środniku dźwigara pierścieniowego platformy nadwozia (punkty 5–8). Położenia punktów naniesiono na schematy ramy portawej podwozia i platformy nadwozia (rys. 7.6).



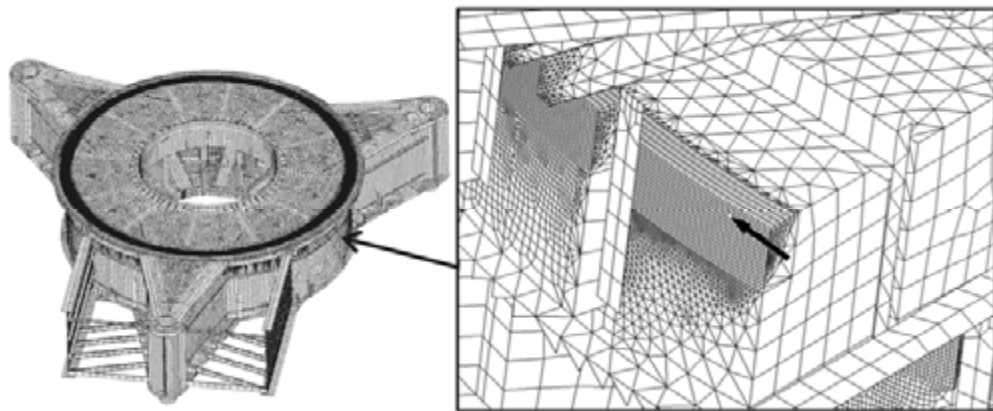
Rys. 7.7. Przykładowe położenie punktów pomiarowych

Tabela 7.1. Współrzędne obwodowe punktów pomiarowych i charakterystycznych punktów konstrukcyjnych θ , względny obrót nadwozia α , dla którego punkty mają taką samą współrzędną kątową

Punkt	Nadwozie	A	B	C	8	D	E	F	G	7	6	H	I	J	5	K	L	
Podwozie	θ	0	29	58	59	90	122	151	180	182	205	209	238	270	300	302	331	
	α																	
I	16				-43						-166	171				76		
3	38	38	9	-20	-21	-52	-84	-113	-142	-144	-167	-171	160	128	98	96	67	
II	45				-14						-137	-160				105		
4	70	70	41	12	11	-20	-52	-81	-110	-112	-135	-139	-168	160	130	128	99	
III	74				15						-108	-131				134		
IV	106				47						-76	-99				166		
V	135				76						-47	-70				-165		
VI	164				105						-18	-41				-136		
VII	196				137						14	-9				-104		
VIII	229				170						47	24				-71		
IX	257				-162						75	52				-43		
X	283				-136						101	78				-17		
XI	311				-108						129	106				11		
2	323	-37	-66	-95	-96	-127	-159	172	143	141	118	114	85	53	23	21	-8	
1	342	-18	-47	-76	-77	-108	-140	-169	162	160	137	133	104	72	42	40	11	
XII	344				-75						162	139				44		

Wszystkie punkty pomiarowe znajdowały się w odległości 60 mm od pasa dźwigara pierścieniowego (rys. 7.7). Punkty 1, 4, 5, 8 znajdowały się w globalnych punktach „twardych” w niewielkiej odległości od miejsca wprowadzania (wyprowadzania) obciążenia w obszar łożyska. Punkty 3 i 6 są położone w strefach „miękkich” między podporami. Punkt 2 znajduje się w strefie „twardej”, ale daleko od usztywnień lokalnych, a punkt 7 w strefie „miękkiej” w pobliżu przepony. Współrzędne kątowe punktów θ , zgodnie z układami współrzędnych zaznaczonymi na rysunku 7.6, zestawiono w tabeli 7.1. W tabeli podano także współrzędne kątowe charakterystycznych punktów konstrukcyjnych (wyprowadzenia podpór, przepony, zebra) oraz kąt obrotu nadwozia względem podwozia α , dla którego wybrane punkty mają takie same współrzędne. Charakterystyczne punkty dla podwozia oznaczono liczbami rzymskimi, a dla nadwozia literami.

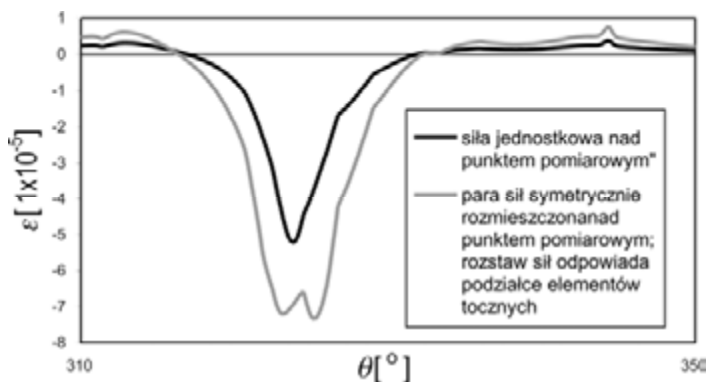
Identyfikację amplitudy tętnień pod obciążeniem kul siłą nominalną (ciężar nadwozia podzielony przez liczbę kul) prowadzono na specjalnie zbudowanych modelach dyskretnych ram wsporczych. W modelach tych zastosowano duże zagęszczenie siatki powierzchniowych elementów skończonych w strefie bezpośrednio przylegającej do pasa górnego dźwigara pierścieniowego (rozmiar elementów równy $1/12,5$ średnicy kuli). Pierścienie łożyska oraz pas blachy pod pierścieniami zamodelowano elementami objętościowymi. Modele te cechują się dużym rozmiarem zadania obliczeniowego. Przykładowo model podwozia liczył około 1,15 mln stopni swobody (rys. 7.8). Przykładowe położenie punktu pomiarowego w podwoziu oznaczono na siatce elementów skończonych. Podobny model części nadwozia obejmującej dźwigar pierścieniowy oraz wyprowadzenie wsporników masztu liczył 1,2 mln stopni swobody.



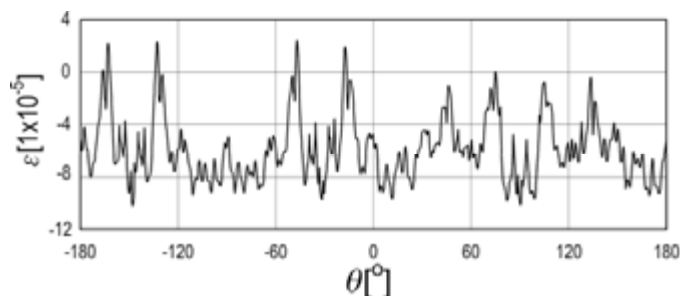
Rys. 7.8. Model dyskretny ramy portalowej podwozia do skalowania punktów pomiarowych – siatka elementów skończonych, oznaczone miejsce punktu pomiarowego

Modele zostały obciążone pojedynczymi siłami działającymi na linii poszczególnych punktów pomiarowych (przypadki P1, P2, P3, P3), by sprawdzić ich obszar istotnego oddziaływania oraz zestawami sił rozłożonych z podziałką elementów tocznych (zestawy A–O). Kolejne zestawy są przesunięte względem siebie z podziałką siatki elementów skończonych. Wyznaczono pola odkształceń i naprężeń. Na rysunku 7.9 pokazano obwodowy rozkład odkształceń wokół punktu 2, wywołanych siłą jednostkową oraz parą sił jednostkowych o rozstawie elementów tocznych, a na rysunku 7.10 przykładowy rozkład przy obciążeniu wszystkimi siłami jednostkowymi w miejscu wszystkich 124 kul. Wyznaczono amplitudy zmiany odkształcenia $\Delta\varepsilon_0$ na płaszczu dźwigara w odległości od pasa górnego odpowiadającej położeniu punktów pomiarowych (rys. 7.11). Miejscowe nagłe zmniejszenie wartości $\Delta\varepsilon_0$ jest wynikiem dodatkowej sztywności wprowadzanej przez elementy konstrukcyjne (żebra i przepony).

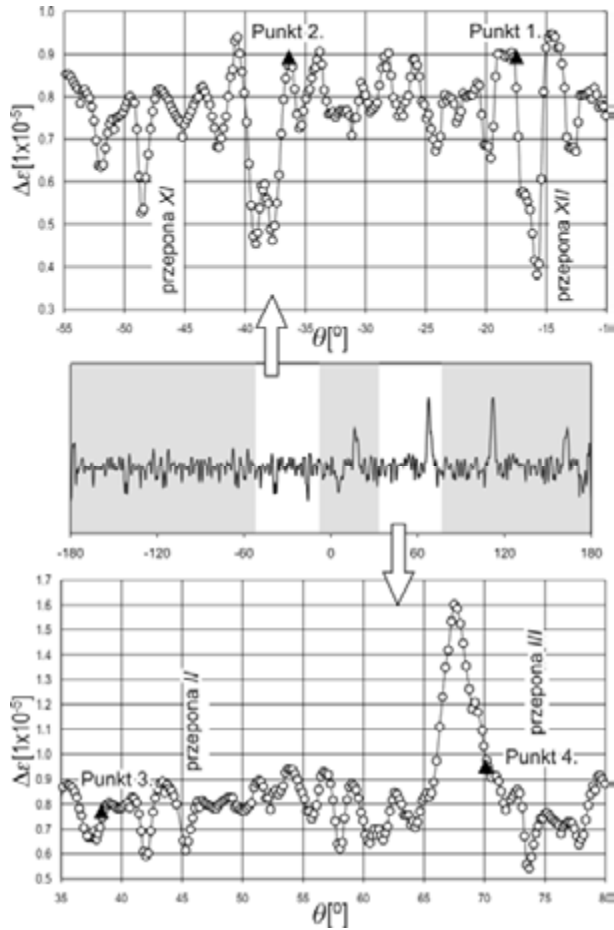
Podobny wykres wykonano dla nadwozia (rys. 7.12). Obniżenie wartości $\Delta\varepsilon_0$ w przedziale $-105\div-40^\circ$ i $40\div105^\circ$ jest wywołane zmianą grubości pasa dolnego dźwigara (tab. 7.2). Stanowią one punkt odniesienia do wartości zmierzonych.



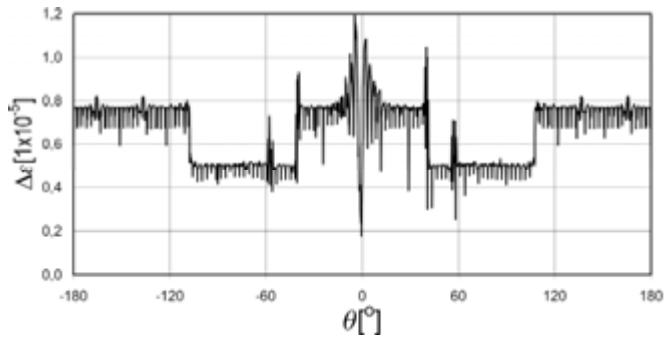
Rys. 7.9. Rozkład odkształceń na płaszczu dźwigara pierścieniowego podwozia w strefie wprowadzenia podpory A



Rys. 7.10. Przykładowy przebieg odkształcenia po obwodzie dźwigara pierścieniowego podwozia przy obciążeniu wszystkich kul siłą nominalną, uzyskany MES



Rys. 7.11. Amplituda odkształcenia pod obciążeniem kul siłą nominalną (podwozie), punkty pomiarowe przeciwnego podzespołu wsporcze oznaczone zaczerpniętymi trójkątami (MES)



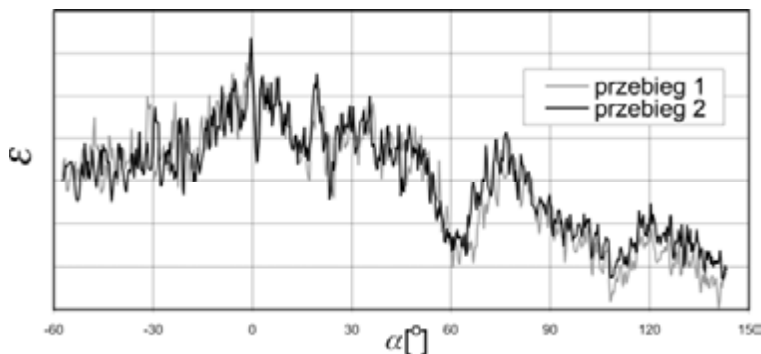
Rys. 7.12. Amplituda odkształcenia pod obciążeniem kul siłą nominalną (nadwozie), kąt $\theta=0$ odpowiada zwrotowi na wysięgniku koła czerpakowego (MES)

7.1.2. Wyniki pomiarów

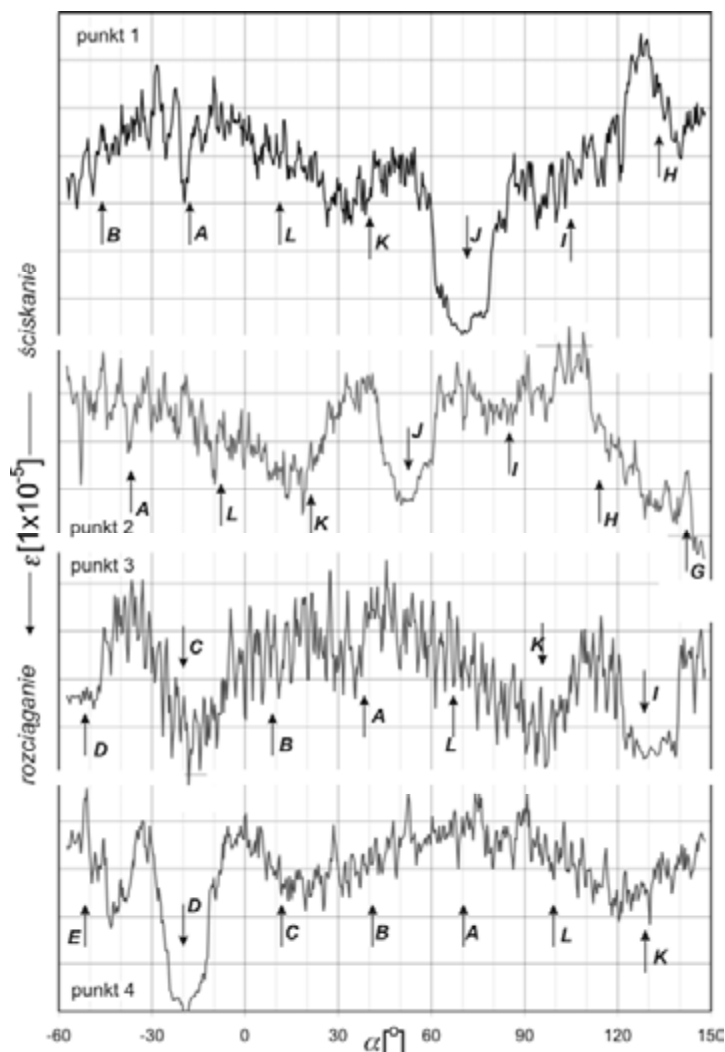
Pomiary prowadzono z jednoczesną rejestracją cyfrową ośmiu kanałów, z próbkowaniem 250 Hz. Zastosowano mostki tensometryczne na dwóch tensometrach czynnych i dwóch kompensujących układ termicznie [47]. Mostki tensometryczne nie były skompensowane ze względu na zginanie łożyska. Pomiary wykonano dla dwóch prędkości obrotowych nadwozia $n = 0,06$ i $0,09 \text{ min}^{-1}$, dla wysięgnika urabiającego położonym poziomo oraz uniesionym maksymalnie do góry. Uzyskano dobrą zgodność przebiegu globalnego trendu odkształcenia w poszczególnych seriach (dla odkształceń uśrednionych po kącie odpowiadającym podziałce elementów tocznych). Porównanie przebiegów w punkcie 8 pokazano na rysunku 7.13. Dystrybucja obciążeń w łożyskach wielkogabarytowych zależy od wielu czynników i nie jest możliwe uzyskanie takiego samego przebiegu (z dokładnością pomiaru) [49, 363]. Podniesienie wysięgnika powoduje sinusoidalne przesunięcie przebiegu o wartość w zakresie $\pm 10\%$. Poszczególne serie pomiarów wykazują pewne przesunięcia po osi odciętych, spowodowane nierównomiernością prędkości obrotowej nadwozia. Amplitudy tętnień podczas przetaczania poszczególnych kul z różnych przebiegów nie różnią się więcej niż 15% w stosunku do maksymalnej amplitudy tętnienia. Także kształty wierzchołków wykazują duże podobieństwo.

Wykonano także pomiary podczas urabiania oraz jazdy maszyny (rozruch i hamowanie). Podczas procesu urabiania powtarzalność przebiegów jest znacznie słabsza, niż w przypadku obrotu swobodnego, ze względu na stochastyczny charakter wymuszeń.

Zestawienie zbiorcze przebiegów odkształcenia w punktach pomiarowych 1–4 w funkcji położenia nadwozia pokazano na rysunku 7.14, a w punktach pomiarowych 5–8 na rysunku 7.15. Na wykresach oznaczono momenty przejść nad punktami pomiarowymi drugiego podzespołu wsporczoego i jego charakterystycznymi elementami konstrukcyjnymi zgodnie ze schematem (rys. 7.6).

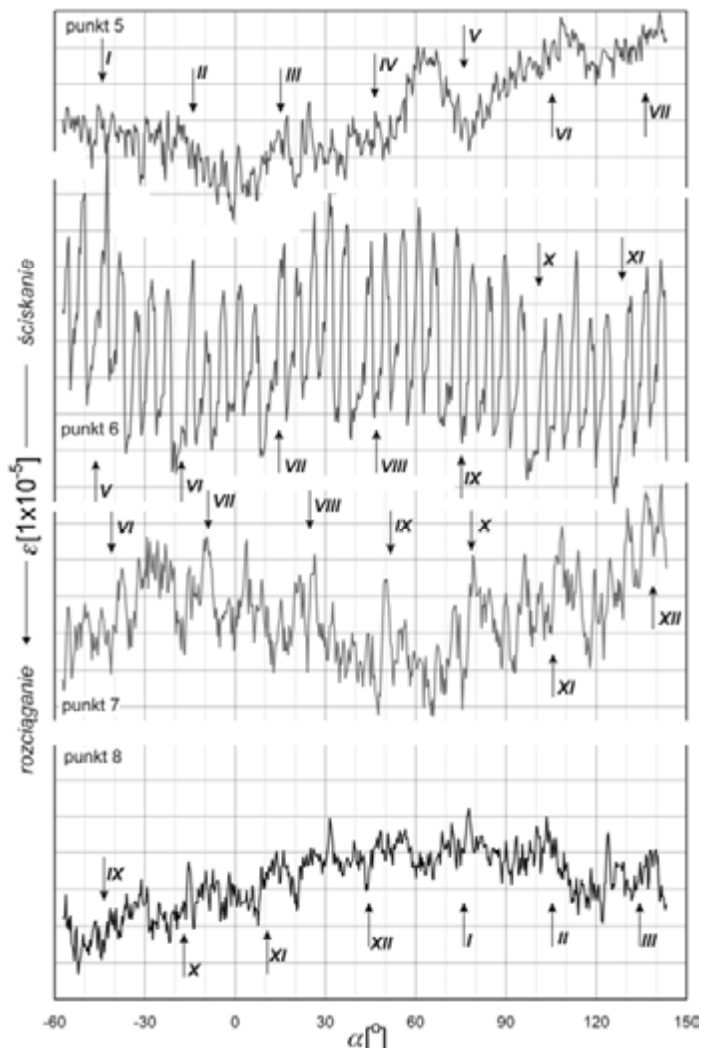


Rys. 7.13. Porównanie przebiegów w punkcie 8 podczas obrotu w prawo z prędkością 0,06 obr/min (ozn. kolorem szarym) i w lewo z prędkością 0,09 obr/min (ozn. kolorem czarnym)



Rys. 7.14. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym funkcji kąta położenia nadwozia
– zestawienie zbiorcze dla punktów pomiarowych 1–4

Na przebiegach dla punktów pomiarowych 1–4, związanych z podwoziem, można zaobserwować charakterystyczne obniżenia związane z przejściem nad punktem pomiarowym stref zamka (D i J). W strefach tych następuje prawie całkowity zanik tętnienia. Widoczne są także duże odkształcenia i tętnienia związane z przejściem nad punktem pomiarowym poszczególnych przepon i wyprowadzeń wsporników pylonów. Ze względu na duże usztywnienie strefy napędu (B i L) oraz dodatkowe uźbrowanie punktów E i I, związane z tymi strefami fragmenty przebiegu, wykazują rozmycie.



Rys. 7.15. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym funkcji kąta położenia nadwozia
– zestawienie zbiorcze dla punktów pomiarowych 5–8

Przebiegi dla punktów związanych z nadwoziem 5–8 wykazują dużą regularność, chociaż wyraźnie widoczne są strefy większych odkształceń związane z przejściami nad punktami wyprowadzenia podpór podwozia (III–IV, VII–VIII i XI–XII).

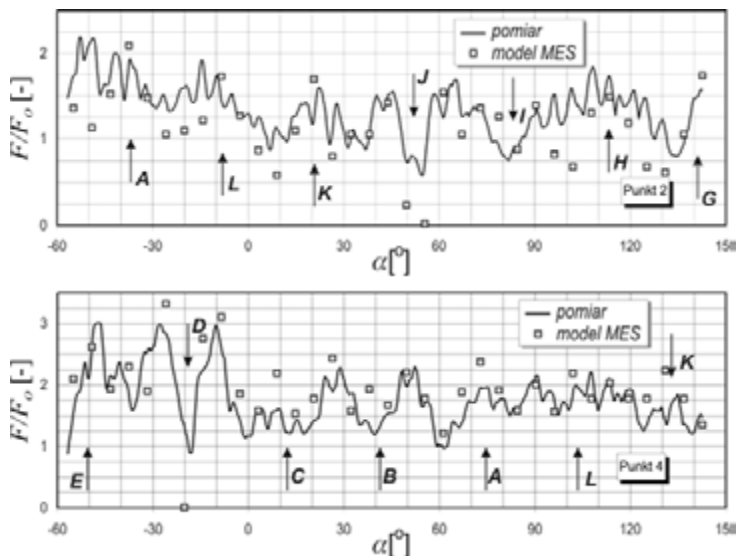
Korzystając ze schematu postępowania opisanego w punkcie 7.1.1, po uwzględnieniu tętnienia ze skalowania, przeprowadzono szacowanie przebiegów sił w elementach tocnych. Przykładowy wynik w punkcie 2 i 4 przedstawiono w postaci wykresów (rys. 7.16). Wartość siły obciążającej kule podano w odniesieniu do siły nominalnej F_o (obciążenie osiowe łożyska podzielone przez liczbę kul). Na wykresach naniesiono

wartości sił uzyskane z obliczeń metodą elementów skończonych, z zastosowaniem elementu zastępczego *bieżnia–element toczny–bieżnia*.

Maksymalne wartości obciążenia wystąpiły podczas przejścia nad punktami pomiarowymi punktów nadwozia związanych z napędem oraz w okolicy zamków (w tej strefie kule muszą skompensować brak przenoszenia obciążenia przez kule znajdujące się w zamku). Wartości maksymalne oraz średnie zestawiono w tabeli 7.2.

Tabela 7.2. Zestawienie maksymalnych oraz średnich wartości obciążenia elementów tocznych znajdujących się nad (pod) punktami pomiarowymi

Punkt pomiarowy	Wysięgnik urabiający uniesiony do góry			Wysięgnik urabiający poziomo			Średnia 1–4
	$n = 0,06 \text{ min}^{-1}$		średnia 1–2	$n = 0,09 \text{ min}^{-1}$		średnia 3–4	
	w prawo	w lewo		w prawo	w lewo		
	pomiar 1	pomiar 2		pomiar 3	pomiar 4		
Wartość średnia F/F_0							
1	1,648	1,685	1,67	1,521	1,502	1,51	1,59
2	1,326	1,325	1,33	1,385	1,318	1,35	1,34
3	1,080	1,048	1,06	1,116	1,047	1,08	1,07
4	1,776	1,813	1,79	1,764	1,851	1,81	1,80
5	1,770	1,731	1,75	1,918	1,789	1,85	1,80
6	1,279	1,251	1,26	1,534	1,408	1,47	1,37
7	2,416	2,375	2,40	2,390	2,313	2,35	2,37
8	1,851	1,829	1,84	2,110	2,088	2,10	1,97
Wartość maksymalna F/F_0							
1	2,940	3,753	3,35	2,929	3,134	3,03	3,19
2	2,197	2,215	2,21	2,320	2,266	2,29	2,25
3	1,559	1,703	1,63	1,703	1,631	1,67	1,65
4	3,015	3,149	3,08	3,482	3,470	3,48	3,28
5	2,700	2,700	2,70	3,253	3,348	3,30	3,00
6	1,930	1,880	1,91	2,496	2,255	2,38	2,14
7	3,207	3,191	3,20	3,207	3,351	3,28	3,24
8	2,987	2,945	2,97	3,546	3,524	3,54	3,25
Stosunek wartości maksymalnej do średniej F_{\max}/F							
1	1,784	2,228	2,01	1,926	2,086	2,01	2,01
2	1,656	1,672	1,66	1,674	1,719	1,70	1,68
3	1,443	1,625	1,53	1,526	1,557	1,54	1,54
4	1,698	1,736	1,72	1,974	1,875	1,92	1,82
5	1,525	1,560	1,54	1,696	1,872	1,78	1,66
6	1,509	1,503	1,51	1,627	1,601	1,61	1,56
7	1,327	1,344	1,34	1,341	1,449	1,40	1,37
8	1,613	1,610	1,61	1,681	1,688	1,68	1,65



Rys. 7.16. Siła w elemencie tocznym w odniesieniu do siły nominalnej – punkty pomiarowe 2 i 4 (oznaczono moment przejścia charakterystycznych punktów dźwigara pierścieniowego nadwozia nad punktem pomiarowym)

Obciążenia maksymalne kul znajdujących się w globalnych punktach „twardych” (punkty 1, 4, 5 i 8) były około 3 razy większe od obciążenia nominalnego! W punkcie 7, znajdującym się niedaleko przepony, zanotowano bardzo duże obciążenie maksymalne, wskutek przesunięcia środka ciężkości nadwozia od osi obrotu w kierunku wysięgnika przeciwwagi (bez urabiania i wysięgniku urabiającym nieobciążonym urobkiem). Świadczy o tym duża wartość średnia obciążenia.

Stosunek obciążenia maksymalnego do średniego w punktach „twardych” nadwozia wynosi około 1,55, a w punktach „twardych” podwozia około 1,7, co potwierdza istnienie bardziej niekorzystnego widma obciążenia bieżni nadwozia w stosunku do bieżni podwozia. Najmniej wyciążonym punktem okazał się punkt 3, który leży w strefie „miękkiej”, poza oddziaływaniem lokalnych usztywnień.

Uzyskane wyniki opisują rozkład w łożysku po długiej eksploatacji, gdy w wyniku rozwalcowania nastąpiło częściowe odciążenie najbardziej „twardych” punktów i zwiększenie obciążenia na sąsiednich strefach bardziej „miękkich”. W niektórych punktach nastąpiła zamiana i wokół rozwalcowanego punktu nad przeponą powstały w sąsiedztwie dwie kulminacje.

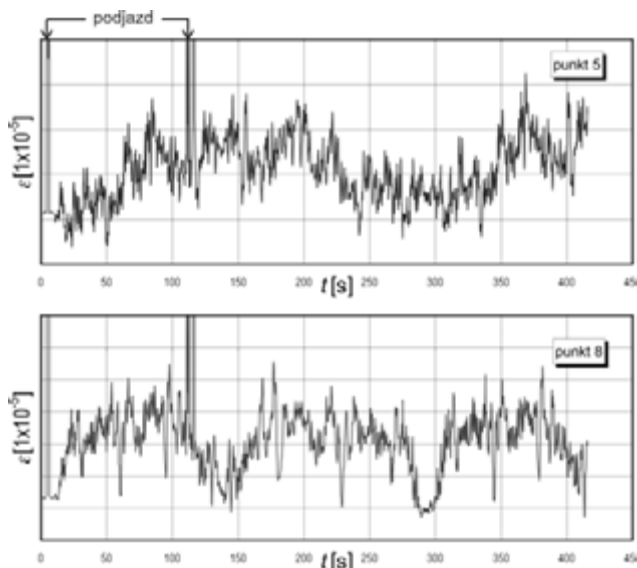
Średnia wartość obciążenia dla punktów leżących w strefach „twardych” wyznaczona z pomiarów jest mniejsza niż wyznaczona numerycznie (punkt 1 – podwozie, punkt 7 – nadwozie), przeciwnie niż dla sąsiadujących punktów leżących pomiędzy przeponami (punkt 2 – podwozie, punkt 6 – nadwozie). Wyniki liczbowe zestawiono w tabeli 7.3.

Tabela 7.3. Średnie obciążenie elementów toczych w strefach o niskiej i wysokiej podatności

Punkt	Podwozie		Nadwozie	
	1	2	6	7
Opis	przy podporze „twardy”	między podporami	między przeponami	przy przeponie „twardy”
	Obciążenie kuli F/F_o			
Pomiar	1,65	1,33	1,28	2,416
Model FEM	1,91	1,18	1,12	2,75

Uzyskane obciążenia kul zarówno, co do przebiegu, jak i ekstremalnych wartości potwierdzają zgodność wyników uzyskanych na drodze numerycznej oraz za pomocą pomiaru tętnień odkształceń. Trudności w porównaniu modelu numerycznego i pomiarów wynika stąd, że z modeli numerycznych uzyskuje się obciążenie wszystkich elementów toczych w wybranych położeniach nadwozia względem podwozia, a z pomiarów uzyskuje się przebieg odkształceń dla całego zakresu obrotu jedynie w wybranych punktach pomiarowych.

Wykonano także pomiary odkształceń podczas pracy maszyny. Na rysunku 7.17 pokazano przykładowy przebieg odkształceń podczas urabiania w lewo (do czasu $t \approx 295$ s), a następnie w prawo, aż do wyjścia ze ściany dla prędkości obrotowej $n = 0,075 \text{ min}^{-1}$. Podczas pracy następowały podjazdy ($t \approx 105$ s). Próbkowanie odkształceń odbywało się z częstotliwością 250 Hz. Uzyskana wydajność wyniosła $11\,000 \text{ m}^3/\text{h}$. Uzyskane krzywe przebiegów są bardziej postrzępione niż podczas obro-



Rys. 7.17. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym w punktach pomiarowych 5 i 8 podczas urabiania i podjazdów

tu swobodnego, co wywołane jest dynamiką procesu urabiania [46]. Podczas hamowania jazdy maszyny siły bezwładności powodowały silne zginanie środka dźwignika pierścieniowego nadwozia w punktach 5 i 8.

Przeprowadzono analizę tętnienia odkształceń. Uzyskane przebiegi charakteryzują się znacznie większą nierównomiernością niż podczas obrotu swobodnego, ale obciążenie średnie ma podobną wartość. Nieznaczna zmiana wartości średniej wynika z obciążenia wysięgnika urobkiem i działania sił od urabiania, powodujących przesunięcie siły wypadkowej od nadwozia w kierunku koła czerpakowego. Wyniki porównano w tabeli 7.4. Dociążeniu uległy punkty znajdujące się po stronie wysięgnika urabiającego. Zmniejszyło się obciążenie punktów leżących po stronie wysięgnika przeciwwagi.

Tabela 7.4. Zestawienie maksymalnych oraz średnich wartości obciążenia elementów tocnych znajdujących się nad (pod) punktami pomiarowymi podczas obrotu swobodnego i urabiania

Punkt pomiarowy	F/F_o					
	obrot swobodny			urabianie		
	wartość średnia	wartość maksymalna	odchylenie standardowe	wartość średnia	wartość maksymalna	odchylenie standardowe
1	1,65	2,94	0,44	1,60	2,80	0,30
2	1,33	2,20	0,32	1,11	2,35	0,35
3	1,08	1,56	0,28	1,13	1,74	0,22
4	1,78	3,02	0,45	1,42	2,56	0,38
5	1,77	2,70	0,30	1,74	3,49	0,36
6	1,28	1,93	0,23	1,17	2,38	0,31
7	2,42	3,21	0,33	1,92	2,30	0,47
8	1,85	2,99	0,40	2,10	4,13	0,72

7.2. Metoda bezpośrednia

Bezpośredni pomiar siły, którą kula działa na bieżnię, wymaga wprowadzenia w materiał bieżni takiego czujnika, który przeniesie całość obciążenia, a jednocześnie nie obniży w sposób znaczący trwałości łożyska. Ze względu na dokładność wymagane jest wcześniejsze przeprowadzenie skalowania na prasie hydraulicznej lub maszynie wytrzymałościowej, nie istnieje zatem możliwość naklejenia tensometrów bezpośrednio na otworach wykonanych wewnątrz bieżni. W związku z tym czujnik musi być integralnym, ale demontowalnym elementem łożyska.

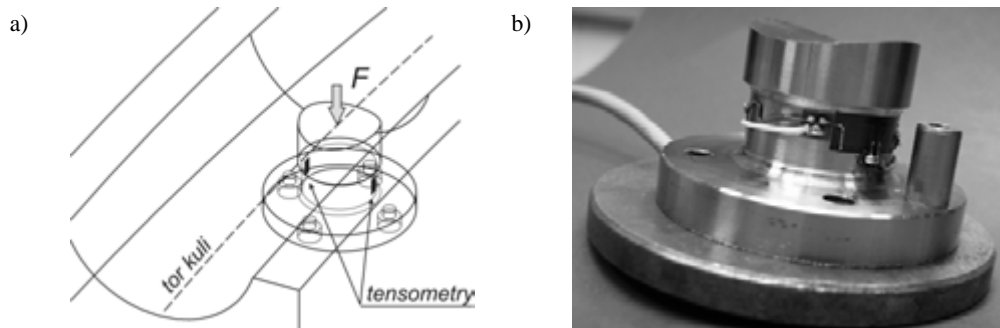
7.2.1. Metodyka pomiaru

Opracowany czujnik tensometryczny (rys. 7.18) ma postać kołka z kołnierzem służącym do ustalenia go w bieżni, z podtoczeniem pod tensometry [355]. Wewnątrz

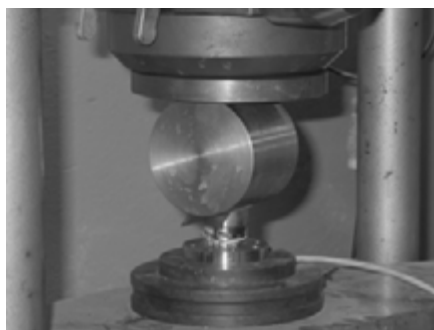
czujnika wykonane są otwory do przeprowadzenia przewodów pomiarowych. Element stalowy czujnika jest wykonany z tej samej stali co bieżnia łożyska, ale o zwiększonej twardości, aby nie uległ szybkiemu zawalcowaniu. Powierzchnia toczna kołka pomiarowego jest obrabiana łącznie z powierzchnią bieżni. Czujniki i bieżnia są cechowane tak, aby uniknąć przypadkowej zamiany czujników.

Na każdym z czujników naklejono dwa tensometry czynne w układzie eliminującym zginanie (rys. 7.18) oraz dwa tensometry zapewniające kompensację termiczną [47].

Przed montażem czujniki tensometryczne wyskalowano na maszynie wytrzymałościowej (rys. 7.19), aby określić napięcie uzyskiwane z mostka tensometrycznego od zadanej siły [321]. Obciążanie czujników tensometrycznych odbywało się w zakresie $0 \div 120$ kN. Czujnik po odciążeniu wracał do pozycji wyjściowej. Charakterystyki *przemieszczenie–siła*, które uzyskano ze skalowania czujników wykazują ich liniową charakterystykę (rys. 7.20). Kołki pomiarowe wykonał producent łożyska – firma KOPEX-FAMAGO Sp. z o.o. ze Zgorzelca, a układ pomiarowy Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

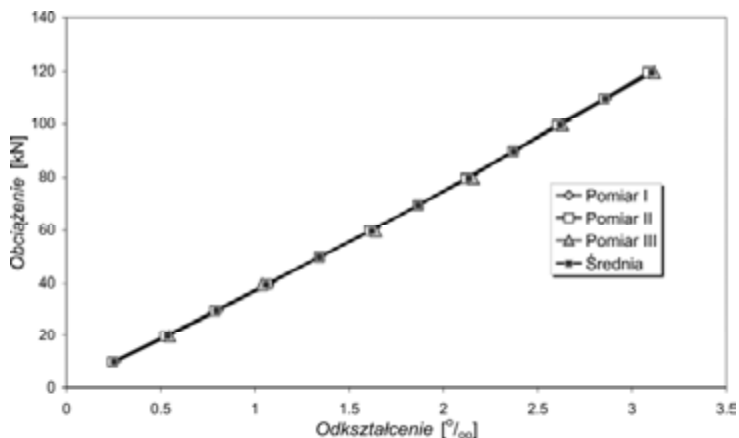


Rys. 7.18. Czujnik tensometryczny: a) schemat, b) widok

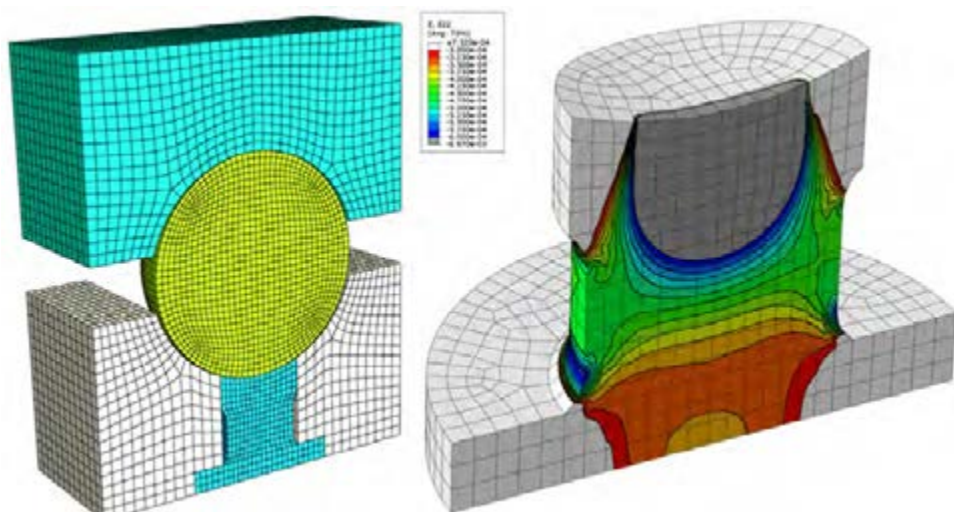


Rys. 7.19. Skalowanie czujników tensometrycznych

Przeprowadzono analizę zakresu stosowalności czujnika. Zbudowano model objętościowy układu *bieżnia z czujnikiem–kula–bieżnia* (rys. 7.21a). Uwzględniono tolerancję pasowania czujnika w gnieździe oraz tarcie pomiędzy czujnikiem i gniazdem o współczynniku $\mu = 0,05$. Analizowano wpływ wartości obciążenia właściwego p_w oraz odchyłki kąta działania elementu tocznego od kąta nominalnego $\Delta\gamma$. Przykładowe warstwy odkształceń w kierunku działania siły nominalnej (w kierunku działania tensometrów) podczas obciążenia właściwego $p_w = 8,32$ MPa przedstawiono na rysunku 7.21b w postaci warstw.

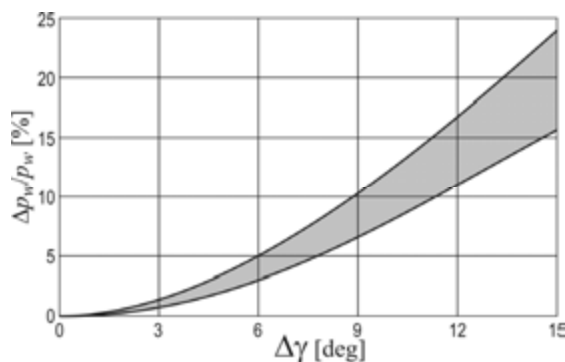


Rys. 7.20. Przykładowy wynik skalowania czujnika 2D uzyskany z cehowania



Rys. 7.21. Model do oceny zakresu działania czujnika i wielkości błędu: dyskretyzacja oraz warstwy odkształceń w kierunku osi czujnika przy obciążeniu właściwym $p_w = 8,32$ MPa

Przeprowadzono pomiary dla różnych kątów działania. Wyznaczono błąd pomiaru związany z odchyłką kierunku siły od kierunku pomiaru, częściowym wyjściem strefy styku poza czujnik pomiarowy, działanie sił tarcia oraz wysokość nalepienia tensometrów. Na wykresie (rys. 7.22) oznaczono kolorem szarym szacowaną wartość błędu spowodowanego odchyłką kąta działania elementu toczonego od kąta nominalnego $\Delta\gamma$.

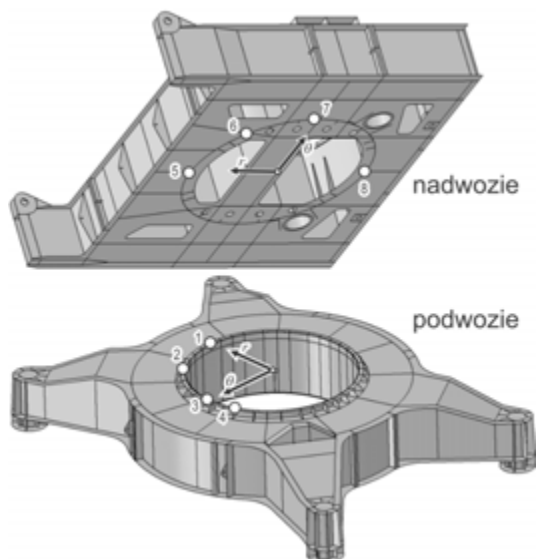


Rys. 7.22. Wpływ odchyłki kąta działania elementu toczonego od kąta nominalnego $\Delta\gamma$ na błąd pomiaru obciążenia [355]

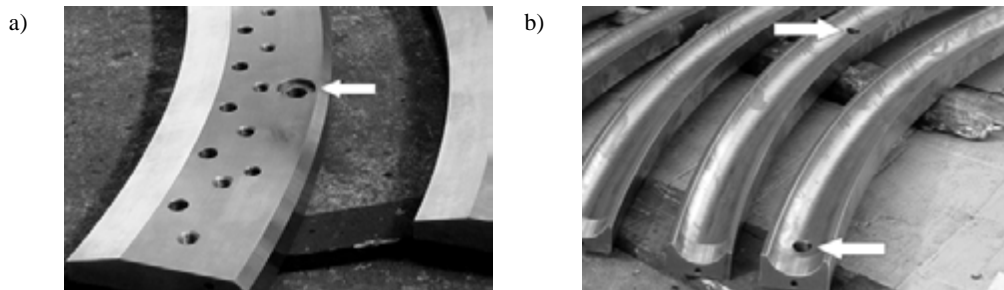
7.2.2. Przykładowe wyniki

Obiektem badań jest wielkogabarytowe łożysko kulowe, dwurzędowe o średnicy podziałowej $\varnothing D = 4485$ mm, z wieńcem zębatym napędu obrotu (rys. 3.6). Rząd nośny składa się ze 100 kul o średnicy $\varnothing d = 110$ mm, a rząd podtrzymujący z kul o średnicy 50 mm [281]. Rząd podtrzymujący pełni funkcję haka toczonego zabezpieczającego nadwozie przed utratą stateczności. Bieżnie łożyska mają budowę segmentową i są wykonane ze stali normalizowanej C45 o twardości 163 HB. Luz początkowy wynosi $2\div 4$ mm. Masa łożyskowa wynosi około 640 Mg. Nominalne obciążenie właściwe elementów toczonego podczas obciążenia łożyska siłą osiową wynosi 5,29 MPa. Mimośród obciążenia podczas pomiaru mieścił się w zakresie $0\div 0,14R$.

Rozmieszczenie punktów pomiarowych przyjęto na podstawie analizy postaci geometrycznej ramy portalowej podwozia oraz platformy nadwozia. Wykonano 8 punktów pomiarowych: 4 w bieżni dolnej (numery od 1 do 4) oraz 4 w bieżni górnej (numery od 5 do 8). W bieżni dolnej, ze względów technologicznych, punkty pomiarowe nie zostały rozmieszczone bezpośrednio nad lokalnymi usztywnieniami. Punkt 2 znajduje się w miejscu wyprowadzenia podpory, a pozostałe trzy punkty nad miejscami o mniejszej sztywności podzespołu wsporczego. W bieżni górnej punkt pomiarowy 7 rozmieszczono w strefach o największej sztywności, pozostałe nad lokalnymi usztywnieniami. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych przedstawiono na rysunku 7.23.



Rys. 7.23. Rozmieszczenie czujników pomiarowych w bieźni nadwozia i podwozia

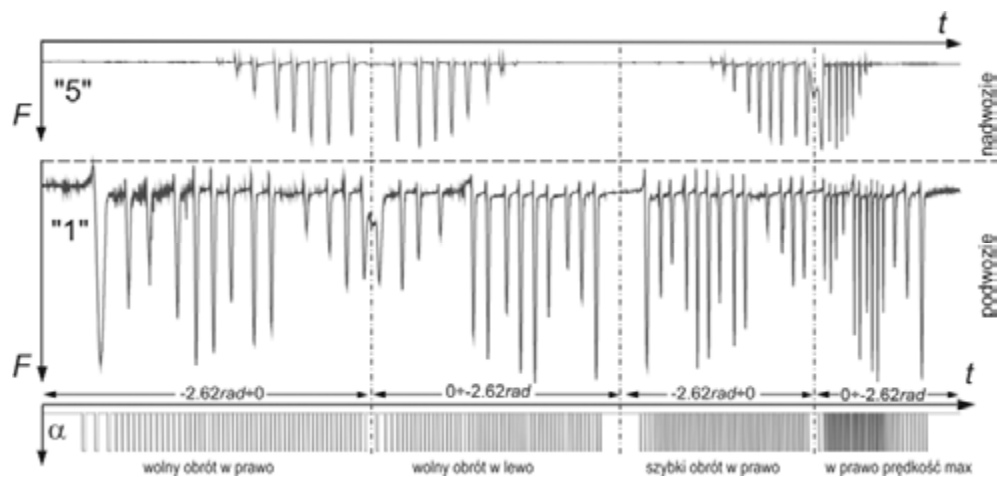


Rys. 7.24. Gniazda czujników pomiarowych: a) w segmentach bieźni górnej, b) w segmencie bieźni dolnej

Czujniki tensometryczne umieszczono w bieźni, w której wycięto specjalne otwory (rys. 7.24). W bieźni dolnej oraz górnej umieszczono po cztery czujniki. Twardość kołka pomiarowego była większa niż twardość bieźni.

Dodatkowo zastosowany czujnik zbliżeniowy, zamontowany przy zębniku napędu obrotu maszyny, umożliwił określenie położenia nadwozia względem podwozia. Po uwzględnieniu ruchu obiegowego zębniaka umieszczonego w nadwoziu uzyskano przelicznik: 1 impuls od zęba odpowiada 2° obrotu nadwozia względem podwozia. Zbudowany układ pomiarowy umożliwił bezpośrednią rejestrację obciążenia poszczególnych elementów przetaczających się nad czujnikiem. Przykładowy zarejestrowany przebieg z czujników 1 i 5 pokazano na rysunku 7.25. Górna część wykresu przedsta-

wia przebieg siły obciążającej czujnik pomiarowy w czasie. Dolna część zawiera sygnał z czujnika obrotu. W pokazanej serii pomiarowej wykonano dwa cykle obrotu nadwozia (w prawo i w lewo) względem podwozia o kąt około 100° z różnymi prędkościami. Przebiegi są symetryczne względem linii zmiany kierunku obrotu.



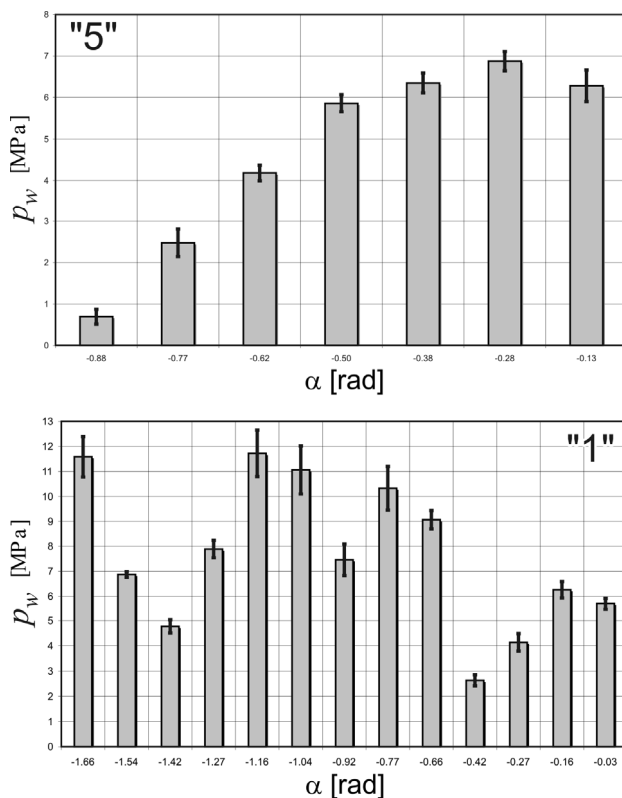
Rys. 7.25. Przebieg obciążenia czujnika „1” w bieżni dolnej i „5” w bieżni górnej podczas obrotów nadwozia względem podwozia – łożysko nowe

Tabela 7.5. Zestawienie liczby kul czynnych oraz maksymalnych i minimalnych wartości obciążeń właściwych zarejestrowanych przez czujnik (położenie poziome koła czerpakowego) – łożysko nowe

Człon	Położenie	Sztynność podzespołu wsporczego	Czujnik	Liczba kul czynnych	Obciążenie		
					$P_{w\text{śr}}$	$P_{w\text{max}}$	$P_{w\text{min}}$
Podwozie	między podporami	duża	1	13	7,7	11,7	2,6
	nad podporą	duża	2	13	4	10,9	0,6
	między podporami	mała	3	8	6,1	14,5	0,6
	między podporami	mała	4	9	6,3	15,2	0,5
Nadwozie	w osi platformy	mała	5	7	4,7	6,9	0,7
	w kierunku ucha siłownika	mała	6	3	3	5,8	0,6
	pod uchem ramy	b. duża	7	13	13,4	20,9	9,1
	w osi platformy	mała	8	9	3,8	7,4	0,5

Czujniki zapewniały dobrą powtarzalność pomiaru, co można zaobserwować na rysunku 7.26, na którym oznaczono także przedziały ufności 95% wyznaczone na podstawie czterech serii pomiarowych.

Uzyskano maksymalną wartość obciążenia kuli równą około 300kN, co odpowiada obciążeniu właściwemu około 25 MPa. Uzyskane wyniki potwierdzają rezultaty uzyskane uprzednio na drodze numerycznej [272, 320]. Z obliczeń numerycznych uzyskano obciążenia właściwe równe około 30MPa. Większa wartość z obliczeń na modelu wirtualnym wynika z tego, że czujniki nie były umieszczone bezpośrednio nad miejscem podzespołu wsporczego o największej sztywności. Wartości obciążeń maksymalnych, minimalnych i średnich zestawiono w tabeli 7.5, podano także liczbę kul czynnych przetaczających się nad czujnikami. W strefach o dużej sztywności wszystkie elementy toczne przenoszą obciążenie. W miejscach o bardzo dużej sztywności występują także większe obciążenia maksymalne i średnie. Maksymalne obciążenie jest trzy razy większe niż uzyskane metodą Ohnricha – 7 MPa.



Rys. 7.26. Wartości obciążenia właściwego czujnika 1 w bieźni dolnej i 5 w bieźni górnej od przetaczających się kul z oznaczonymi przedziałami ufności 95%

Uzyskana maksymalna wartość obciążenia właściwego elementu tocznego na poziomie 21 MPa ponad dwukrotnie przekracza wartość dopuszczalną [12], zapewniającą trwałość rzędu 50 tys. godzin pracy. Zidentyfikowano bezpośrednia przyczynę szybkiej degradacji węzła obrotu w ładowarko-zwałowarce. Łożysko po około 18 tys. godzin zostało wycofane z eksploatacji z powodu przekroczenia dopuszczalnego zużycia. Czujniki umieszczone w bieźni nie spowodowały uszkodzeń bieźni. Więcej wyników z eksperymentu zawiera rozdział 11.

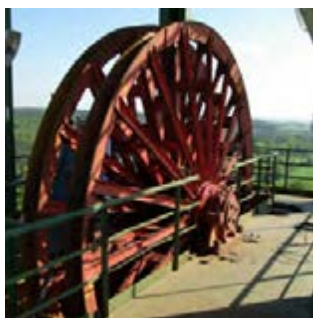
7.3. Metoda symptomatyczna

W przypadku zwartych węzłów obrotowych zawierających klasyczne łożyska maszynowe, niemożliwe jest zastosowanie metody przedstawionej w podrozdziałach 7.1 i 7.2. Punkty pomiarowe w tym przypadku nie mogą zostać umieszczone w bieźni łożyska, a ich odległość od styku elementów tocznych i bieźni wielokrotnie przekracza rozstaw elementów tocznych. Z tego względu określenie rozdziału obciążenia na elementy toczne w prawidłowo pracującym łożysku jest wyznaczalne tylko na drodze numerycznej. Jeżeli jednak bieźnie łożysk są uszkodzone, to kolejne elementy toczne przetwarzające się przez krawędź uszkodzenia generują dodatkowe oddziaływania dynamiczne związane z zaburzeniem procesu toczenia. Siły te są na tyle duże, że powodują powstawanie fal rozchodzących się w zabudowie łożyska. Przez analizę sygnałów z odpowiednio umieszczonych czujników wibroakustycznych można określić:

- *Czy łożysko jest uszkodzone, czy sygnały wibroakustyczne pochodzą z łożyska?*
- *Które łożysko w zespole łożysk i który jego element jest uszkodzony?*

Metoda polega na rozmieszczeniu zestawu czujników przyspieszeń lub prędkości w taki sposób, aby zidentyfikować kierunek fali spowodowanej przez impuls generowany na uszkodzeniu oraz zarejestrować opóźnienie dotarcia czoła fali do kolejnych czujników.

Obiektem badań jest zespół 2 kół linowych $\varnothing 5000$ maszyny wyciągowej szybu kopalni (rys. 7.27) [315]. Charakterystyczne dla zestawu jest zastosowanie osi stałej,

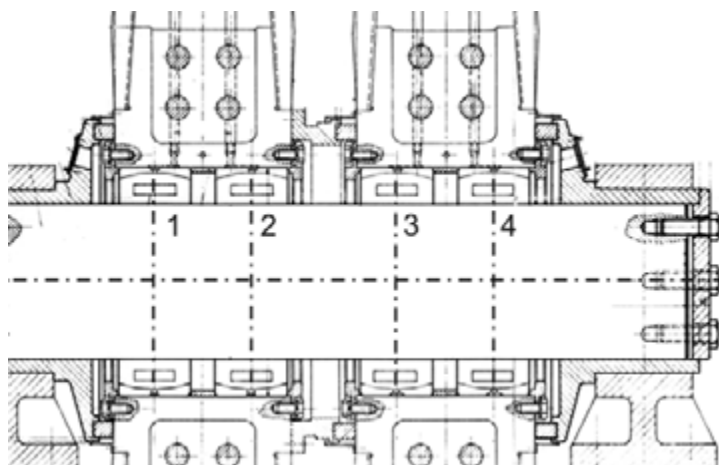


Rys. 7.27. Obiekt badań – koło linowe $\varnothing 5000$

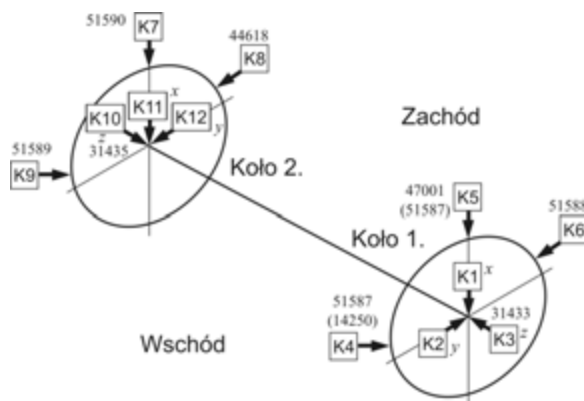
na której na 4 łożyskach tocznych baryłkowych (2 łożyska na jedno koło) posadowione są poszczególne koła linowe (rys. 7.28). Ze względu na wahliwość łożysk baryłkowych prowadzenie koła jest realizowane przez przewijaną linię, a zabezpieczone przez tuleje z brązu.

Podczas eksploatacji wyciągu stwierdzono występowanie powtarzalnych silnych stuków pochodzących z węzła obrotowego kół linowych. Stuki były słyszalne podczas zjazdu klatki w dół. Problem techniczny polegał na określeniu: przyczyn występowania tych stuków oraz odpowiedzi na pytanie: jaki może być wpływ występujących zjawisk na dalszą eksploatację łożyska?

Dokonano pomiarów wibrodiagnostycznych z zastosowaniem wielokanałowego systemu pomiarowego do rejestracji przyspieszeń [275]. Zarejestrowano przebiegi



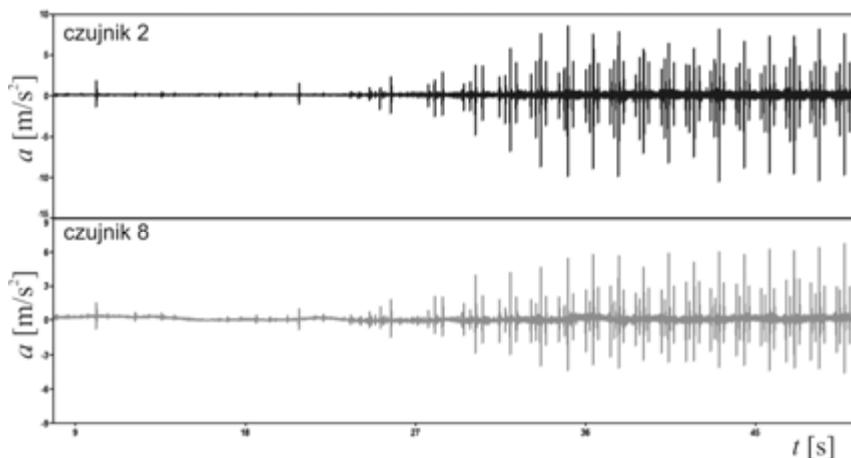
Rys. 7.28. Łożyskowanie zespołu kół linowych $\varnothing 5000$ – numeracja łożysk



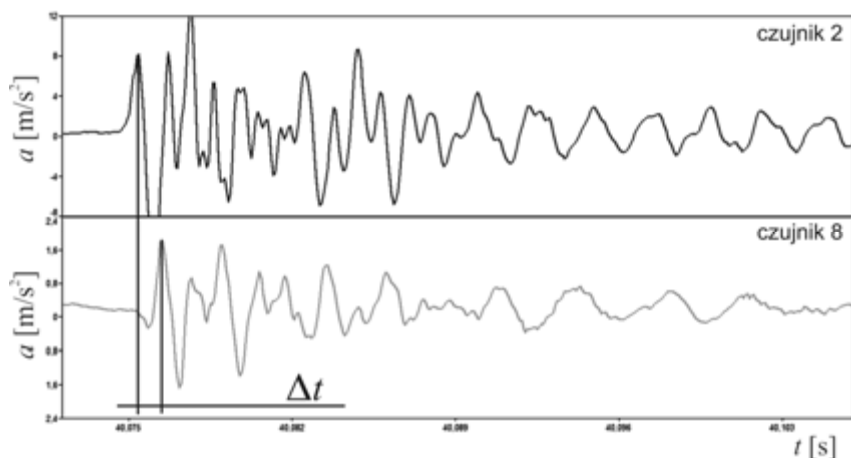
Rys. 7.29. Rozmieszczenie czujników: schemat i zdjęcie

przyspieszeń drgań na obudowie i osi łożyskowania zestawu kół linowych. Pomiary przeprowadzono dla klatki nieobciążonej, klatki obciążonej ludźmi oraz obciążonej udźwigiem maksymalnym, podczas jazdy klatki w górę i w dół. Czujniki pomiarowe rozmieszczono po obydwu stronach osi na obejmach oraz płyty czołowej mocowania osi. Schemat rozmieszczenia czujników pokazano na rysunku 7.29. W każdej z serii rejestrowano sygnał dla 6 czujników przyspieszeń jednoosiowych i 2 trójosiowych.

Na rysunku 7.30 przedstawiono przykładowy przebieg przyspieszeń podczas rozruchu wyciągu, a na rysunku 7.31 powiększony zakres czasu obejmujący jeden impuls.



Rys. 7.30. Przebiegi przyspieszeń zarejestrowane podczas rozruchu koła przez czujniki 2 i 8



Rys. 7.31. Przebiegi przyspieszeń zarejestrowane podczas rozruchu koła przez czujniki 2 i 8
– opóźnienie sygnału

Stwierdzono, że:

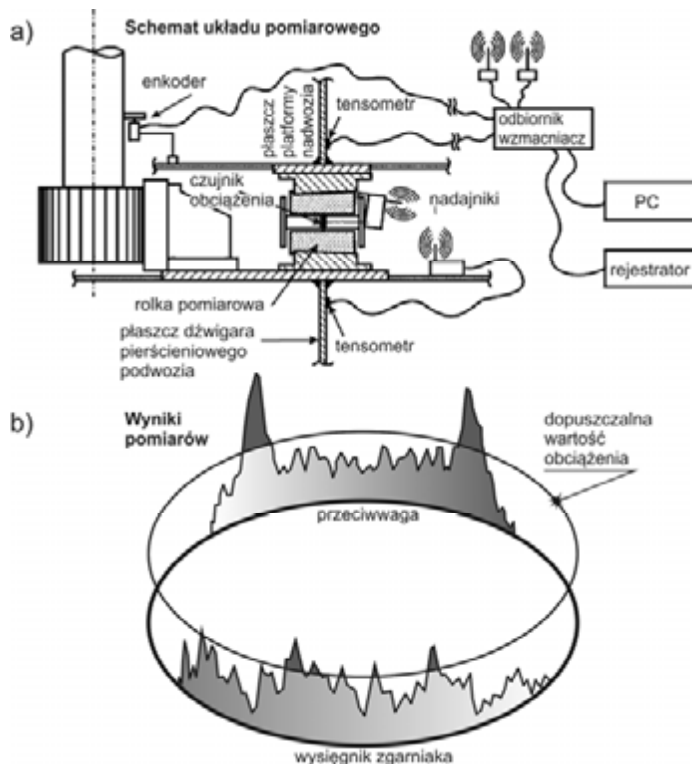
- Zarejestrowane cykle uderzeń powtarzały się dokładnie z okresem obrotu koła linowego (ok. 47 obr/min.), a zatem źródło wymuszeń tkwi w elemencie obracającym się razem z kołem.
- Każda z serii uderzeń składała się z 2–4 pojedynczych uderzeń. Czas między poszczególnymi wymuszeniami odpowiadał częstości wymuszenia od kolejnych elementów tocznych (baryłek). Wynika stąd, że przyczyną słyszalnych stuków było uderzanie elementów tocznych w uszkodzony element obracający się razem z kołem, czyli w analizowanym przypadku pierścieni zewnętrzny łożyska.
- Mimo że stuki są słyszalne tylko podczas zjazdu klatki w dół, to czujniki zarejestrowały także uderzenia jazdy klatki w górę, chociaż na znacznie niższym poziomie. Wynikało to z niesymetrycznego kształtu uszkodzenia pierścienia łożyska (bieżni). Większe wymuszenia są dla kierunku toczenia podczas zjazdu.
- Uszkodzenie może mieć postać wykruszenia powierzchni bieżni o niesymetrycznym kształcie (jedna ścianka stroma) lub być spowodowane pęknięciem pierścienia zewnętrznego.

7.4. Podsumowanie

Przedstawione w rozdziale metody doświadczalnej identyfikacji obciążeń przez pomiar bezpośredni lub pośredni zostały zweryfikowane na kilku obiektach fizycznych: koparkach i zwałowarkach eksploatowanych w KWB Bełchatów [272, 300, 320] i KWB Turów [263, 276]. Są to oryginalne metody, których założenia opracowano na podstawie analizy możliwości ich wdrożenia nie na obiekcie laboratoryjnym, ale na dużych maszynach roboczych eksploatowanych w trudnych warunkach, dla złożonych obciążeń. Dotychczas w literaturze nie opisano takich metod. Obydwie metody wykazały swoją przydatność. Przebiegi sygnałów pomiarowych były powtarzalne, a uzyskane wartości obciążeń właściwych były zgodne z wynikami uzyskanymi na drodze numerycznej.

Podstawową trudnością pomiaru obciążenia, gdy elementem tocznym są kule, jest zmienność kierunku działania elementów tocznych i pojawianie się składowych siły, która nie jest rejestrowana przez tensometry. Problem ten nie występuje w łożyskach wałeczkowych bądź wózkach jezdnych. Wówczas możliwe jest wprowadzenie czujników zabudowanych w specjalny element toczny [185].

Pomiar bezpośredni jest dokładniejszy, ale wymaga ingerencji w bieżnię łożyska, który jest kosztowny, a ponadto może spowodować zmniejszenie jego trwałości. Metoda ta jest możliwa do zastosowania jedynie w łożyskach nowych, o bieżniach normalizowanych lub ulepszonych cieplnie do niewielkiej twardości, obracających się z niewielką prędkością. Czujniki są narażone na uszkodzenie wskutek ich zawalcowa-



Rys. 7.32. Pomiar dystrybucji w łożysku rolkowym obrotu nadwozia koparki zgarniakowej za pomocą czujników umieszczonych w elemencie tocznym:
a) schemat układu pomiarowego obciążeń, b) bieżnia nadwozia – wyniki pomiarów [185]

nia z bieżnią lub wpływu środka smarnego i zanieczyszczeń występujących wewnątrz łożyska. Praktycznie nie istnieje możliwość wymiany uszkodzonego czujnika. Pomiar jest możliwy w pierwszym okresie eksploatacji. Przewagą tej metody tkwi w rozsprzężeniu sygnałów z sąsiednich elementów tocznych.

Pomiar pośredni charakteryzuje się większym błędem wskutek interakcji sąsiadujących elementów tocznych na mierzone odkształcenie. Zaletą tej metody jest jednak jej niski koszt, możliwość stosowania także do łożysk już eksploatowanych oraz trwałość czujnika i możliwość jego odtworzenia w razie uszkodzenia. Możliwe jest także stosowanie obydwu metod pomiarowych jednocześnie.

Zmierzone maksymalne wartości obciążeń właściwych były od 3 do 4 razy większe niż wyznaczone metodami ohnrichowskimi. Zaobserwowano istotny wpływ odchyłek płaskości podzespołów wsporczych na dystrybucję obciążeń.

Więcej wyników z doświadczalnej identyfikacji obciążeń zamieszczono w rozdziale dotyczącym zużycia odkształceniowego.

8. Modele węzłów obrotowych

Wyznaczenie dystrybucji obciążeń w wielkogabarytowych węzłach obrotowych metodą elementów skończonych, ze względu na mały stosunek podatności podzespołów wsporczych do podatności łożysk, wymaga budowy modeli obejmujących także istotne strefy podzespołów wsporczych, odpowiedzialne za wprowadzanie obciążeń do łożyska z jednego podzespołu wsporczego i następnie ich odbieranie przez drugi podzespoł wsporczy. Strefy podzespołów wsporczych, które powinny być uwzględnione należy dobierać każdorazowo analizując strukturę obiektu. Zamieszczone w rozdziale przykłady modeli mogą stanowić wskazówkę postępowania.

Procedura budowy modeli obliczeniowych węzłów obrotowych polega na budowie w przestrzeni wirtualnej modelu geometrycznego, dyskretyzacji na elementy skończone, a następnie aplikacji właściwych warunków brzegowo-początkowych (rys. 8.1). Na każdym etapie niezbędne jest dokonywanie odpowiednich idealizacji. Szczególnie identyfikacja i aplikacja warunków brzegowych oraz obciążeń, ich widma wiąże się z ryzykiem popełnienia istotnych błędów. Także przeprowadzenie obliczeń w zakresie nieliniowym i późniejsza interpretacja wyników wymaga weryfikacji i walidacji [135].



Rys. 8.1. Etapy budowy modelu obliczeniowego

8.1. Zasady modelowania podzespołów wsporczych

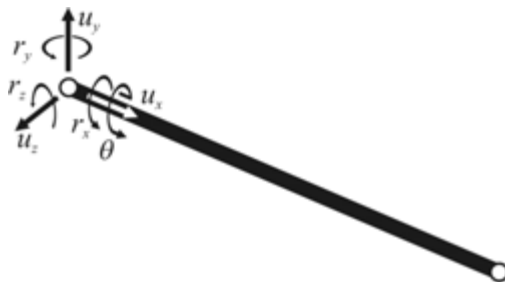
W przypadku złożonych struktur maszyn roboczych konieczne jest uwzględnienie niejednorodności sztywności podzespołów wsporczych po obwodzie łożyska. Obecnie jedyną adekwatną ku temu metodą jest metoda elementów skończonych (MES) [386], która odwzorowuje z dużą dokładnością rozkład sztywności podzespołów wsporczych.

Obecny rozwój techniki obliczeniowej i moc komputerów możliwa budowę modeli podzespołów wsporczych w trzech stopniach uszczegółowienia, związanych z kształtem elementów skończonych stosowanych do dyskretyzacji [279]:

- modele drutowe,
- modele powierzchniowe,
- modele objętościowe.

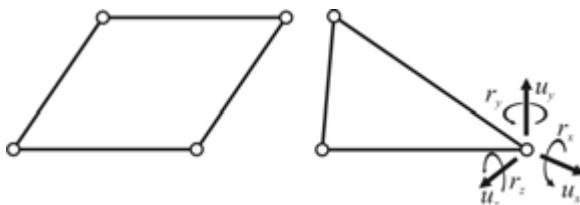
Modele drutowe oparte na belkowych elementach skończonych (BEAM) oraz prętowych (TRUSS) umożliwiają odwzorowanie sztywności modelu na poziomie globalnym bez uwzględnienia lokalnych usztywnień i podatności wywołanych takimi cechami konstrukcyjnymi, jak: żebra, przepony, otwory itp. Wynika to z tego, że nie jest uwzględniana lokalna podatność w kierunku normalnym do osi elementów skończonych, a jedynie podatność giętna i skrętna belek [28]. Ze względu na skomplikowany kształt geometryczny oraz ich małą smukłość jest konieczne stosowanie elementów skończonych, uwzględniających nieswobodne skręcanie belek cienkościennych zarówno otwartych, jak i zamkniętych [346]. Budowa geometrii takich modeli jest szybka, ale wyznaczenie charakterystyk geometrycznych przekrojów belek wymaga złożonych obliczeń i jest czasochłonne. Problemem jest uwzględnianie skręcania nieswobodnego przekrojów wielokomorowych i mieszanych otwarto-zamkniętych i późniejsza interpretacja uzyskanych wyników [283]. Pole naprężeń wyznaczone na podstawie modeli drutowych w krępych elementach konstrukcyjnych, charakteryzuje się tak dużymi błędami, że nie powinno się na jego podstawie wymiarować podzespołów wsporczych [285]. Podane wady powodują, że modele oparte na elementach jednowymiarowych stają się obecnie nieadekwatne i mogą być jedynie stosowane w niewielu przypadkach. Na rysunku 8.2 pokazano schemat elementu belkowego o 7 stopniach swobody w węźle: trzech przemieszczeniach u_x , u_y , u_z ; trzech obrotach r_x , r_y , r_z i stopniu swobody θ będącym miarą deplanacji przekroju wskutek jego skręcenia, który jest definiowany pierwszą pochodną kąta skręcenia belki [346].

Modele drutowe stosuje się w przypadku optymalizacji postaci konstrukcyjnej podzespołów wsporczych, ze względu na łatwość parametryzacji modelu. Gęstość dyskretyzacji nie ma wpływu na dokładność wyników. Liczba stopni swobody modelu nie przekracza zazwyczaj kilku tysięcy.



Rys. 8.2. Element belkowy uwzględniający deplanację o 7 stopniach swobody w węźle

Modele powierzchniowe, nazywane też powłokowymi, są obecnie najczęściej stosowane ze względu na prostotę modelowania, zadowalającą dokładność wyników oraz czas obliczeń. Elementami skończonymi są czworokątne i trójkątne elementy powłokowe (SHELL), w zależności od przyjętej funkcji kształtu liniowe lub wyższego rzędu (rys. 8.3) [129, 135,]. Modele te uwzględniają sztywności lokalne, a w przypadku podzespołów cienkościennych umożliwiają wiarygodną identyfikację pola naprężeń podczas ich wymiarowania [144, 145, 176, 282]. Budowa bardziej złożonego modelu geometrycznego jest rekompensowana małym nakładem związanym z wprowadzeniem grubości blach.

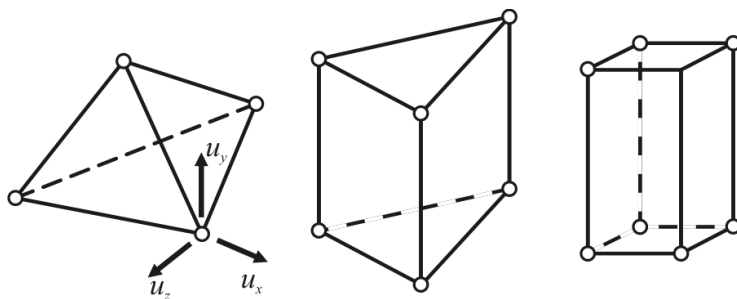


Rys. 8.3. Elementy skończone powłokowe

Wyznaczenie dystrybucji obciążeń w węźle obrotowym nie wymaga gęstej siatki elementów skończonych w modelu powierzchniowym, jeżeli jednak jednocześnie przeprowadzi się analizę wytrzymałościową ustroju nośnego, to niezbędne jest odpowiednie zagęszczenie siatki w miejscach karbów geometrycznych. Dokładność wyznaczenia pola naprężeń jest w modelach powierzchniowych wystarczająca w zastosowaniach inżynierskich. Liczba stopni swobody jest co najmniej o dwa rzędy większa niż w przypadku modeli belkowych [279]. Modele powierzchniowe są adekwatne do modelowania podzespołów wsporczych dużych łożysk wieńcowych oraz łożysk kulowych.

Modele objętościowe są najbardziej dokładnymi modelami podzespołów wsporczych. Model geometryczny uwzględnia pełny kształt podzespołu wsporczego,

z pominięciem drobnych szczegółów geometrycznych, takich jak: promienie przejścia, spoiny, sfazowania itp. Do dyskretyzacji stosuje się elementy objętościowe czworopięcio- lub sześciopięcienne (TETRA, PENTA, HEXA) o trzech translacyjnych stopniach swobody w węźle [191, 241]. Elementy te pokazano na rysunku 8.4. Ze względu na właściwe odwzorowanie stanu zgięciowego elementów konstrukcyjnych niezbędne jest zastosowanie odpowiedniej gęstości dyskretyzacji po ich grubości. W przypadku elementów o liniowych funkcjach kształtu powinno stosować się przynajmniej cztery elementy skończone po grubości elementu konstrukcyjnego. Gdy stosowane są elementy wyższego rzędu minimalna liczba elementów skończonych po grubości wynosi dwa.



Rys. 8.4. Elementy skończone objętościowe (bryłowe)

Modele objętościowe umożliwiają analizę zjawisk na styku *bieżnia–podzespół wsporczy*, zacisku śrub mocujących. Wiąże się to jednak ze znacznym nakładem pracy podczas modelowania oraz drastycznym zwiększeniem czasu obliczeń. Liczba stopni swobody w modelach objętościowych osiąga wartości większe niż 10^7 [279]. Modele te należy stosować dla małych łożysk wieńcowych i przy rozpatrywaniu zagadnień lokalnych dla wózków jezdnych.

Modele mieszane stosuje się w celu ograniczenia wielkości modelu dyskretnego oraz zmniejszenia nakładu pracy. W modelach powierzchniowych mniej istotne strefy modelu, mające postać ramy przestrzennej o wiotkich belkach, modeluje się za pomocą elementów belkowych zamiast powłokowych. W modelach objętościowych w strefach bardziej odległych stosuje się podmodele (submodele) powierzchniowe lub drucziane.

Dużym problemem w modelach mieszanych jest nieprawidłowe odwzorowanie zjawisk w strefach przejściowych oraz różna sztywność strukturalna modeli powierzchniowych i druczianych, wynikająca z braku pewnych postaci deformacji w tych ostatnich. Modele mieszane należy stosować z rozwagą oraz dużymi umiejętnościami w zakresie modelowania MES.

Na rysunku 8.5 pokazano model MES ramy portalowej łożyska z wykorzystaniem elementów trzech różnych poziomów: objętościowych, powłokowych, belkowych. Im wyższy poziom, tym uwzględniany jest więcej szczegółów geometrycznych, co jest niestety okupione znacznym wzrostem nakładu pracy w modelowaniu oraz rozmiaru zadania numerycznego. Jedynie model objętościowy umożliwia pełne odwzorowanie szczegółów geometrii, jednak jest to w dalszym ciągu geometria wyidealizowana, pozbawiona imperfekcji obiektu fizycznego.

Z analiz numerycznych metodą elementów skończonych podzespołów wsporczych uzyskuje się standardowe wyniki:

- pole przemieszczeń,
- pole naprężeń (odkształceń).

Identyfikacja pola naprężeń jest istotna dla wytrzymałości, nie ma jednak bezpośredniego wpływu na dystrybucję obciążenia na elementy toczne. Do określenia jakości konstrukcji wsporczej pod kątem warunków pracy łożyska najistotniejsze jest wyznaczenie pola przemieszczeń. Tego typu wyniki są bardzo wygodne do analizy jakościowej. Przemieszczenia dźwigara pierścieniowego, jako bryły sztywnej, nie mają wpływu na rozkład obciążenia elementów tocznych. Całkowity wektor przemieszczenia punktu \vec{u} jest sumą wektora przemieszczenia punktu bryły sztywnej \vec{u}_s oraz przemieszczenia w wyniku deformacji \vec{u}_d . Podczas analizy ilościowej należy wyznaczyć przemieszczenia i obroty bryły sztywnej i odjąć je od pola przemieszczeń, aby uzyskać przemieszczenia wskutek deformacji (rys. 8.6). W tak zredukowanym polu przemieszczeń ważne są dwie wielkości:

- maksymalna amplituda przemieszczeń

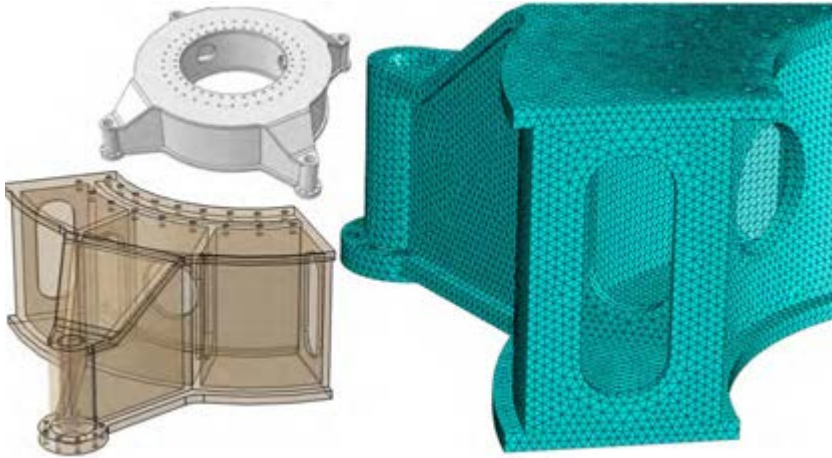
$$\Delta u_d = u_{d \max} - u_{d \min} \quad (8.1)$$

- gradient przemieszczenia po obwodzie dźwigara

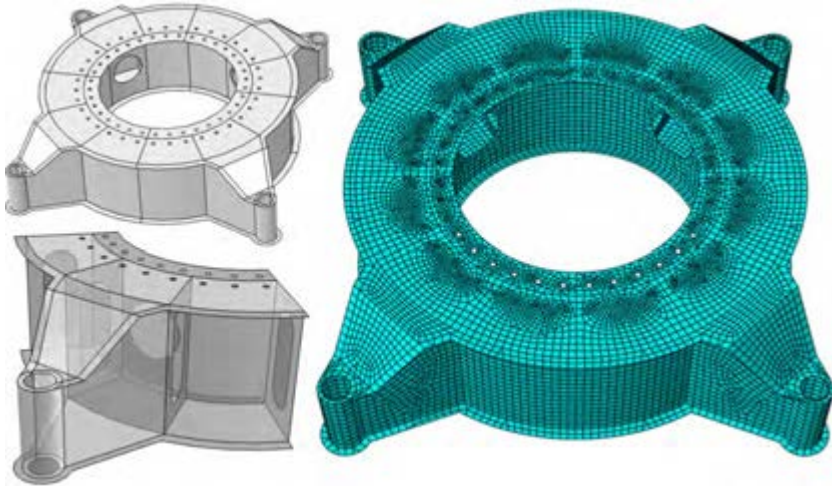
$$u'_d = \frac{\partial u_d}{\partial \theta} \quad (8.2)$$

Wartości te wyznacza się odrębnie dla przemieszczeń osiowych u_V i przemieszczeń promieniowych u_R . Istotna jest zarówno deformacja w kierunku pionowym, jak i deformacja w kierunku promieniowym, wywołująca podjazd kuli na ściankę boczną bieżni. Po analizie numerycznej możliwe jest wyznaczenie linii deformacji powierzchni po łożysko (rys. 8.7). Przebieg tych linii zależy od przenoszonego obciążenia oraz położenia nadwozia względem podwozia. Z dużej liczby możliwych stanów obciążenia i położenia należy wybrać najbardziej niebezpieczne, gdy moment od obciążenia na dużym mimośrodku działa w kierunku między podporami nadwozia.

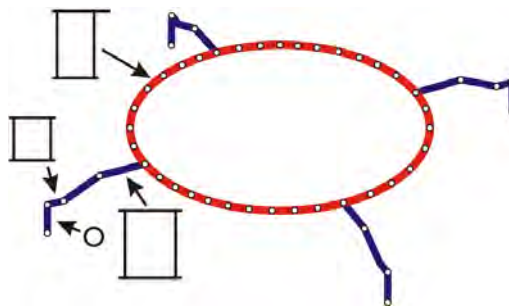
a)



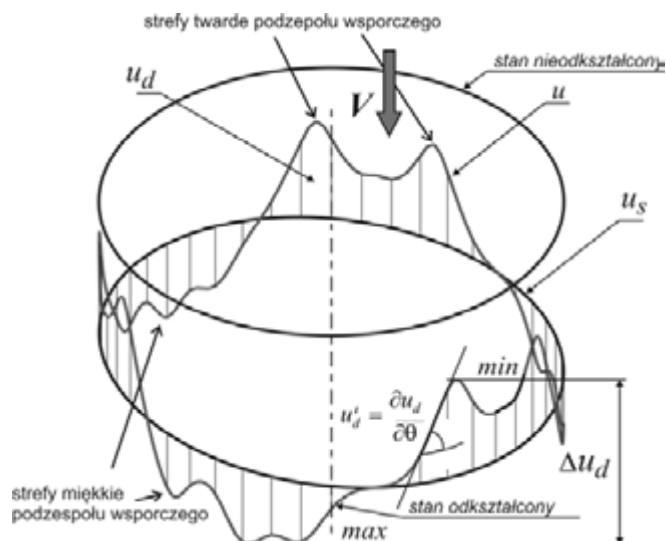
b)



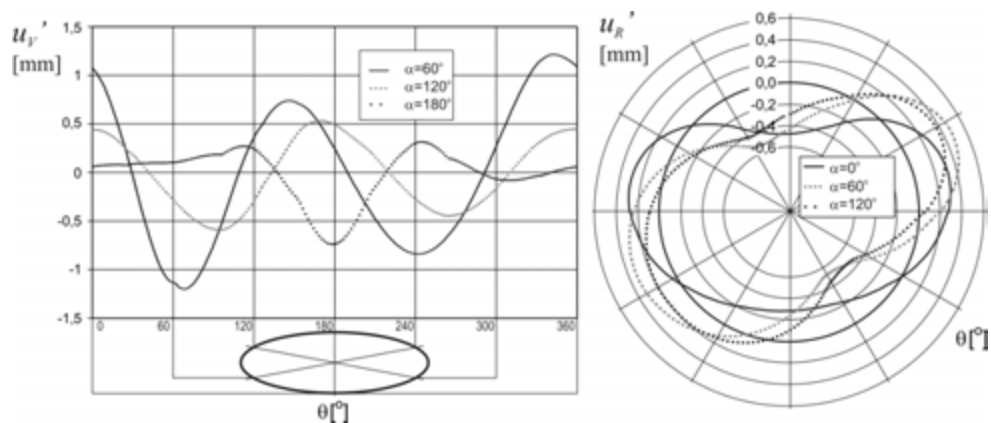
c)



Rys. 8.5. Modele geometryczne i MES ramy portalowej: objętościowy (a), powłokowy (b) i belkowy (c)



Rys. 8.6. Deformacja giętna dźwigara pierścieniowego



Rys. 8.7. Przykładowe przebiegi deformacji giętnych osiowych i promieniowych dźwigara pierścieniowego podwozia koparki kompaktowej dla różnych położeń nadwozia względem podwozia [340]

8.2. Wielonaczyniowe koparki kołowe

Wielonaczyniowe koparki kołowe są największymi mobilnymi maszynami roboczymi zbudowanymi przez człowieka, których masa osiąga nawet kilkanaście tysięcy megagramów [4, 29, 51]. Są podstawową maszyną górnictwa odkrywkowego stosowaną do zdejmowania nadkładu oraz pozyskiwania urobku. Jednym z podstawowych ruchów urabiania jest obrót nadwozia, który może być realizowany za pomocą:

- łoża kulowego,
- wózków jezdnych,
- łożyskowania słupowego.

Postaci konstrukcyjne i schematy kinematyczne wielonaczyniowych koparek kołowych są zależne od wielkości maszyny:

- koparki o pełnej geometrii (*giant*),
- koparek klasy C,
- koparek kompaktowych,

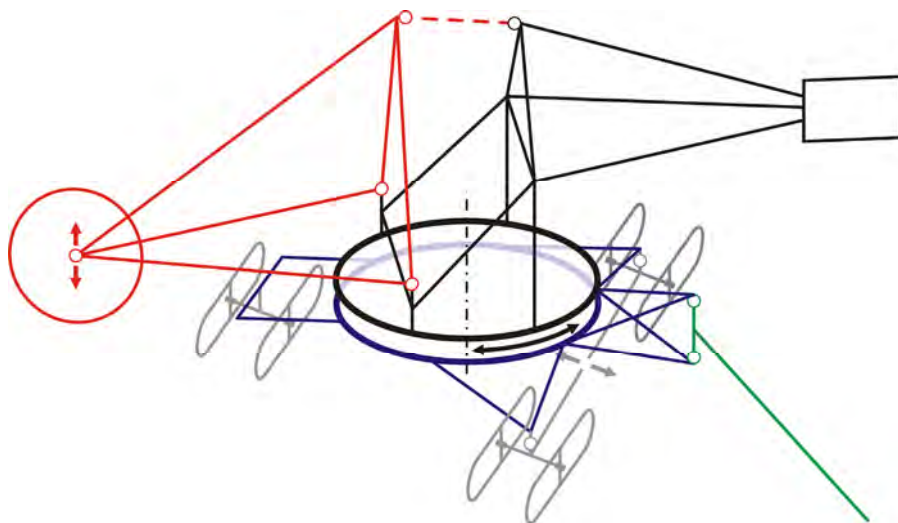
i rodzaju przyjętych schematów transportu urobku:

- koparki z wysięgnikiem zrzutowym,
- koparki z mostem przerzutowym.

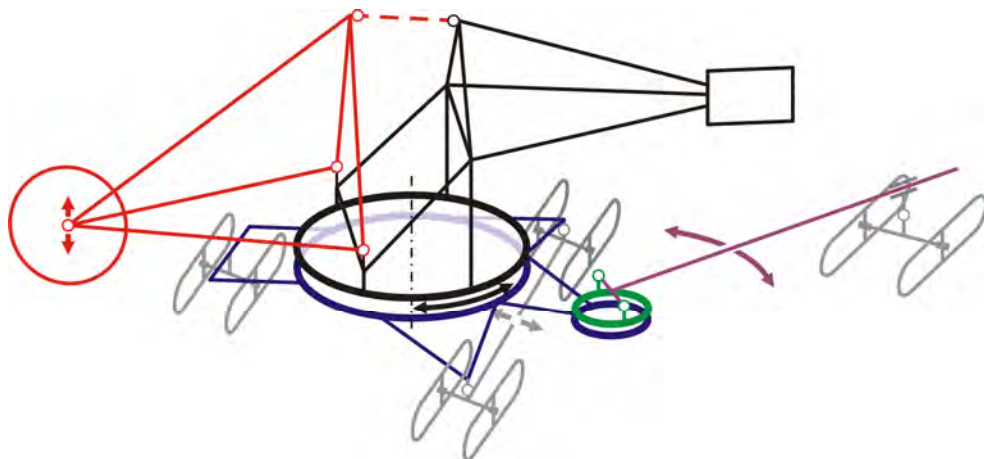
8.2.1. Koparki pełnowymiarowe

Dla największych maszyn stosuje się tzw. „nadwozie o pełnej geometrii”, które jest posadowione na dźwigarze pierścieniowym platformy nadwozia w czterech punktach, co pokazano na schemacie kinematycznym (rys. 8.8 i 8.9). Wewnątrz platformy znajduje się przesyp, którym urobek przemieszcza się do wnętrza ramy portalowej podwozia i następnie przez bramę wykonaną w tym dźwigarze poziomym przenośnikiem taśmowym na zewnątrz.

Zastosowanie bramy w dźwigarze ramy podwozia powoduje ze względów geometrycznych i wytrzymałościowych konieczność stosowania dźwigara o dużej wysokości (od 0,4 do 0,5 średnicy podziałowej łoża kulowego lub szyny wózków), co jest także



Rys. 8.8. Schemat kinematyczny koparki pełnowymiarowej z wysięgnikiem zrzutowym



Rys. 8.9. Schemat kinematyczny koparki pełnowymiarowej z mostem odbierającym

korzystne dla dystrybucji obciążeń w węźle obrotu. Sztywna przestrzenna rama wieży nadwozia zapobiega deformacjom giętnym platformy nadwozia. Problemem konstrukcyjnym jest wprowadzenie obciążeń od nadwozia w platformę przez jedynie cztery słupy wieży i ich rozprowadzenie po obwodzie dźwigara pierścieniowego platformy oraz zginanie dźwigara pierścieniowego podwozia momentem od wysięgnika zrzutowego, gdy nie zastosowano mostu.

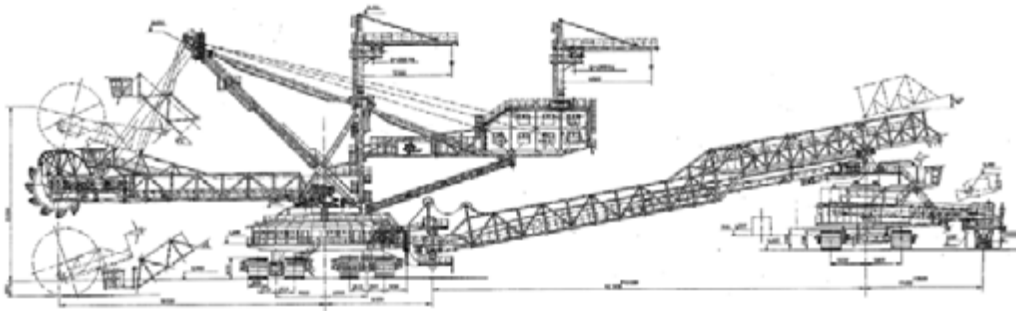
W koparkach pełnowymiarowych stosuje się dwa rozwiązania łożyskowania obrotu nadwozia: dawniej stosowane łożyskowanie wózkowe oraz współczesne z zastosowaniem łoża kulowego. Most jest łożyskowany na odrębnym łożu kulowym, a wysięgnik zrzutowy na układzie cięgien i wielkogabarytowych łożysk maszynowych.

8.2.1.1. Zastosowanie wózków jezdnych

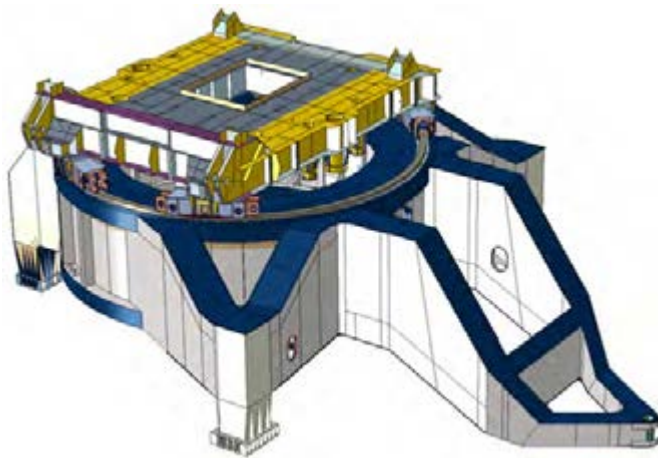
Obciążenia od wieży nadwozia są wprowadzane na cztery wózki bezpośrednio ze słupów wieży. Platforma nadwozia ma za zadanie jedynie stężyć słupy i zapewnić ostoję na napędy obrotu nadwozia. Może charakteryzować się małą wysokością. W każdym wózku przez układ wahaczy obciążenia są rozprowadzane na kilka kół jezdnych.

Koparka KWK–1500s

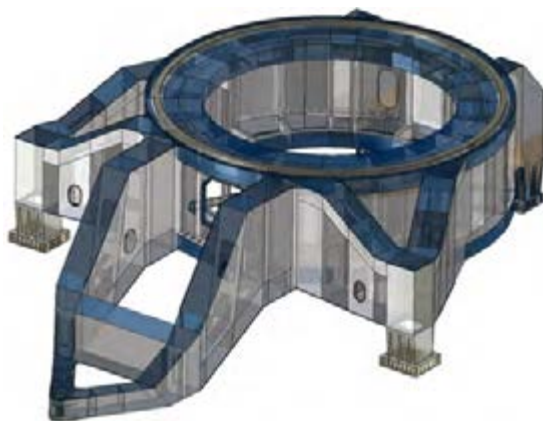
Na rysunku 8.10 pokazano sylwetkę, a na rysunku 8.11 model geometryczny węzła obrotu nadwozia koparki KWK–1500s, w którym zastosowano 16 kół jezdnych oraz 8 rolek centrujących i 4 napędy obrotu. Węzeł obrotu składa się z ramy portalowej podwozia, układu wahaczy z kołami jezdnymi oraz platformy nadwozia.



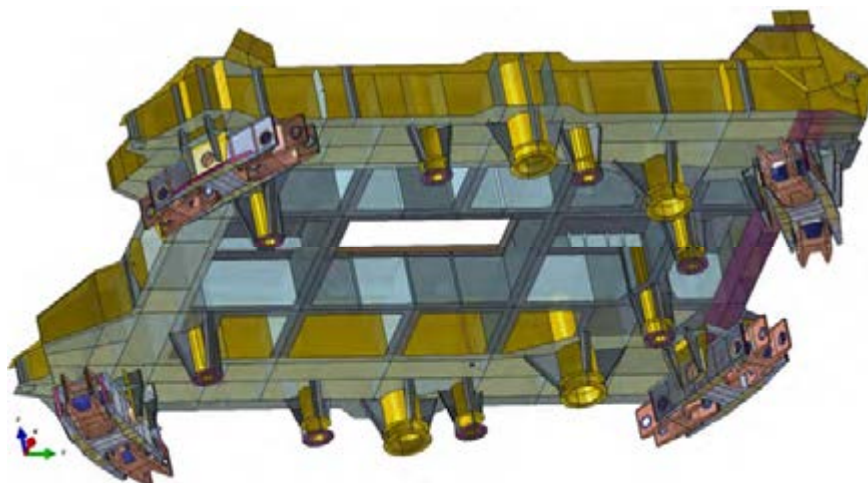
Rys. 8.10. Sylwetka koparki KWK-1500s



Rys. 8.11. Węzeł obrotu koparki KWK-1500 (stara)

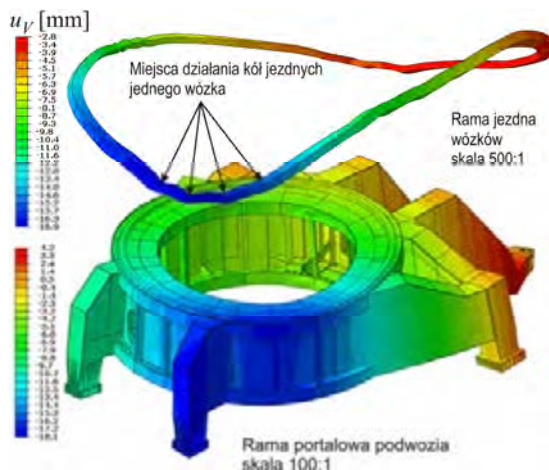


Rys. 8.12. Rama portalowa podwozia koparki KWK-1500

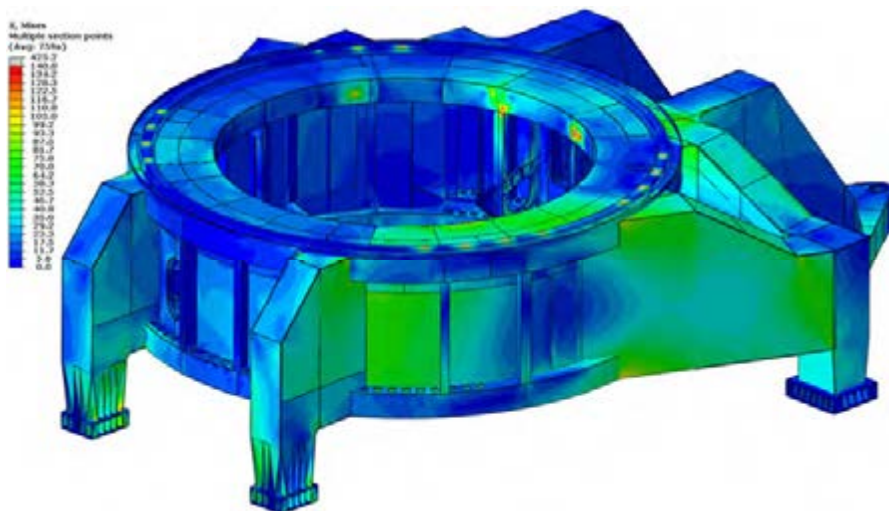


Rys. 8.13. Platforma nadwozia koparki KWK–1500 z układem wahaczy i wspornikami rolek centrujących oraz tulejami napędów

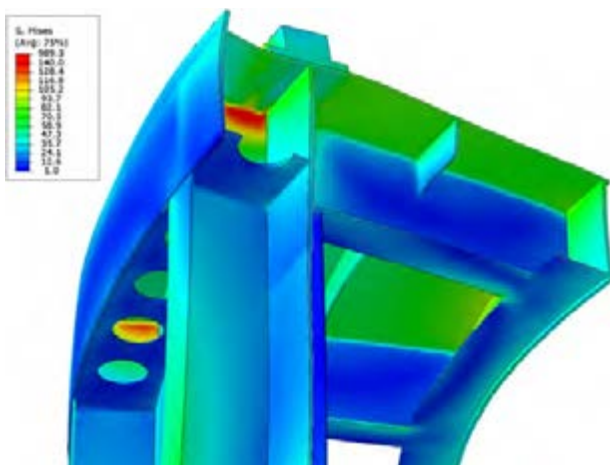
Dźwigar pierścieniowy ramy portalowej ma przekrój otwarty usztywniony półprzeponami (rys. 8.12). Od dźwigara jest wyprowadzone na zewnątrz łącznie 8 wsporników: po dwa na podpory skrętne, podporę stałą oraz pod most. Wszystkie podpory mają przekrój zamknięty. Platforma nadwozia ma postać ramy prostokątnej o przekroju zamkniętym z dodatkowym dwuteowym rusztem wewnątrz (rys. 8.13). Model dyskretny ramy portalowej jest powłokowy (szyna zamodelowana elementami objętościowymi), a platformy mieszany, gdyż ramę wieży zamodelowano elementami belkowymi.



Rys. 8.14. Warstwy przemieszczeń osiowych ramy portalowej podwozia koparki KWK–1500 oraz szyny jezdnej



Rys. 8.15. Warstwy naprężeń wg Hubera–Misesa w ramie portalowej podwozia koparki KWK–1500, [MPa]



Rys. 8.16. Postać deformacji w połączeniu pasa górnego i środka (skala 100:1) oraz warstwy naprężeń zredukowanych w [MPa] – model objętościowy

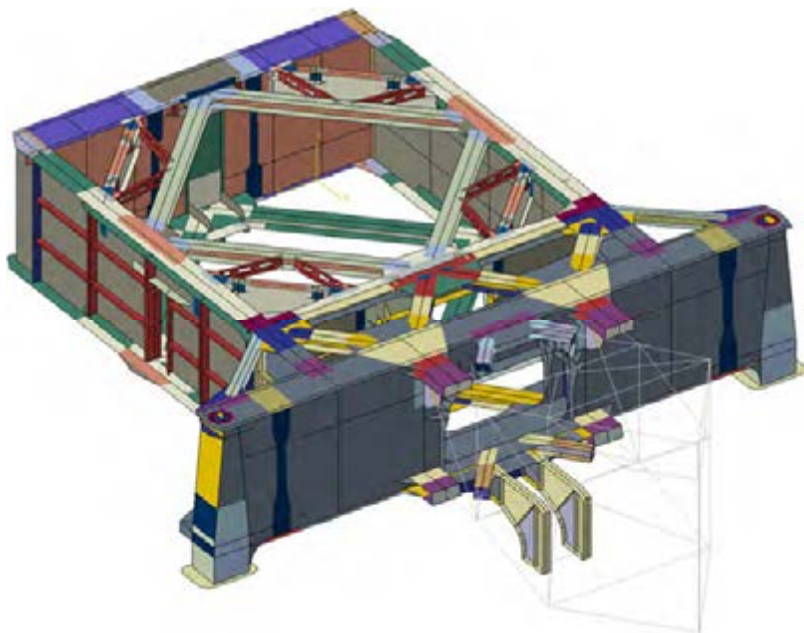
Obciążenie pionowe od nadwozia działa tylko w 16 miejscach styku kół jezdnych z szyną. Mała sztywność skrętna dźwigara pierścieniowego powoduje duże deformacje giętne w kierunku promieniowym i osiowym (rys. 8.14). Wskutek tego pojawiły się problemy z prawidłowym prowadzeniem kół wózków po szynie [2, 3, 245, 280]. Mimośrodowe działanie kół jezdnych powodowało degradację spoiny obwodowej łączącej pas górny dźwigara z środkiem (rys. 8.15 i 8.16). Problemy te występowały we wszystkich 8 maszynach tego typu.

Wskutek zwiększonego tarcia w układzie wahaczy rozdział obciążenia na poszczególne koła znacznie odbiega od równomiernego.

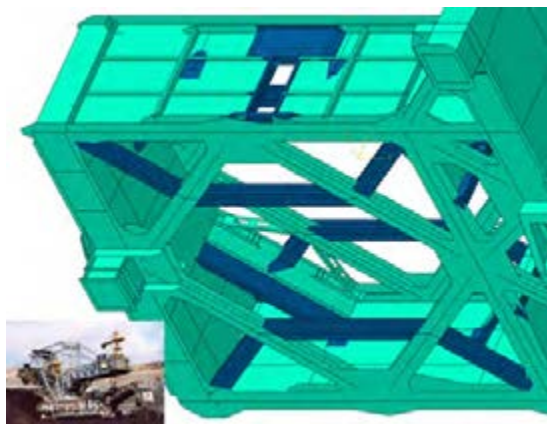
Koparka SchRs–800/KWK–800M

W koparce SchRs–800 podzespół wsporczy podwozia ma postać kwadratowej ramy złożonej z dwuteowych wysokich ścian oraz poprzecznego dźwigara o przekroju zamkniętym (rys. 8.17), podwozie jest obciążone masą nadwozia 566 Mg, położoną na mimośrodku 1,65 m. Szyna jezdna jest położona na dodatkowym dźwigarze pierścieniowym, który jest położony na podwoziu w 16 punktach. Model ramy podwozia wykonano elementami powłokowymi, natomiast wspornik wysięgnika zrzutowego elementami belkowymi.

Zbyt duża podatność podzespołu wsporczego powodowała degradację węzła obrotu [259] oraz nierówne przenoszenie obciążenia przez poszczególne koła jezdne [261]. Podczas modernizacji koparki, polegającej na wymianie nadwozia, wprowadzono wzmocnienia stabilizujące skrętnie ramę (rys. 8.18), globalnie wpływające na przenoszenie obciążeń przez ustrój nośny: wykratowanie uzupełniające górną i dolną płaszczyznę stężeń poziomych, wzmocnienie przednich i tylnych belek skośnych podtrzymujących dźwigar pierścieniowy oraz zamknięcie (uzupełnienie) zewnętrznych ścian dźwigara tylnego, utworzenie dźwigara skrzynkowego [262].



Rys. 8.17. Rama portalowa podwozia koparki SchRs–800

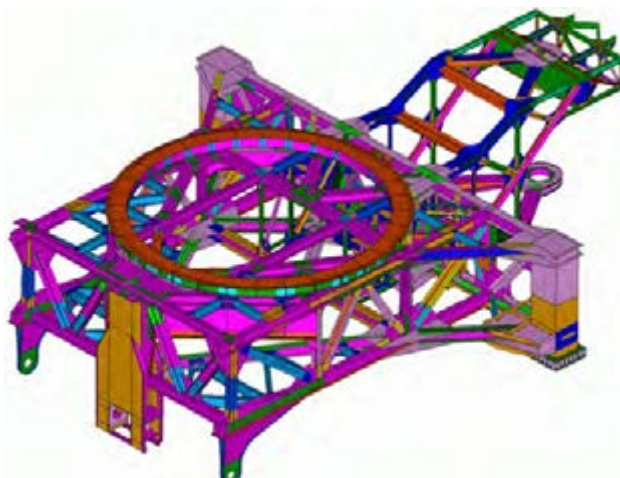


Rys. 8.18. Rama portalowa podwozia koparki KWK–800M
– wzmocnienia usztywniające skrętnie (zaciemnione), sylwetka maszyny

Dodatkowo wprowadzono modyfikacje likwidujące niekorzystne spiętrzenia naprężeń, które powstały w wyniku błędnych rozwiązań konstrukcyjnych. Wprowadzenie dodatkowych stężeń w pasie górnym i dolnym zwiększyło sztywność skrętną o prawie 35%. Ponadto wprowadzone zmiany konstrukcji stalowej podwozia miały wpływ na globalny rozkład naprężeń powodując znaczny ich spadek.

Koparka SchRs–1200/KWK–1200M

Rama podwozia koparki SchRs–1200 (rys. 8.19) ma strukturę podobną do koparki SchRs–800 [45, 280]. Różnicę stanowi odmienna budowa ścian zewnętrznych



Rys. 8.19. Rama podwozia koparki SchRs–1200

w postaci ram płaskich, co umożliwi ich dobre połączenie konstrukcyjne z układem wykratowania wewnętrznego. Pas dolny ramy podwozia łączy bezpośrednio wszystkie podpory, przez co ustrój nośny dobrze przenosi siły pochodzące od pojazdów maszyny. Na pasie górnym położono niewielkiej wysokości dźwigar pierścieniowy stanowiący ostoję pod szynę jezdnią wózków.

Jest to rozwiązanie pod względem konstrukcyjnym znacznie bardziej udane od zastosowanych w koparce SchRs-800 ze względu na prawidłowe przenoszenie obciążeń wewnętrznych, sztywność skrętną. Jest to jednak rozwiązanie znacznie droższe z uwagi na dużą liczbę złożonych węzłów.

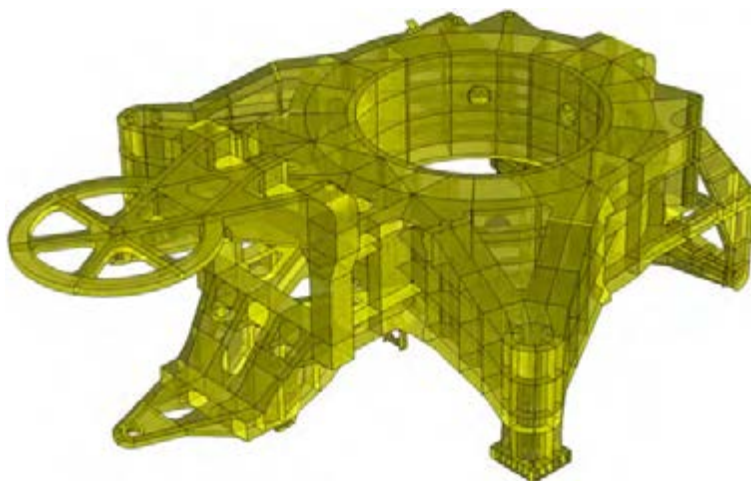
8.2.1.2. Łoża kulowe

W koparkach pełnowymiarowych do obrotu nadwozia obecnie stosuje się jedno- i dwubieżniowe łoża kulowe.

Koparka KWK-1500 po modernizacji

W związku z odbudową koparki KWK-1500 postanowiono zmienić sposób łożyskowania nadwozia z układu wózków jezdnych na łożo kulowe. Nowe łożysko ma 125 kul o średnicy $\varnothing 200$ mm rozmieszczonych na średnicy 10 m. W tym celu konieczne jest zaprojektowanie nowej ramy podwozia (rys. 8.20).

Dźwigar pierścieniowy ramy ma przekrój zamknięty usztywniony 21 przeponami pionowymi oraz dodatkowo uźbrowaniem i dwoma pasami przepon poziomymi. Z ramy portalowej wyprowadzono podpory o przekroju dwuteowym otwartym. Wy-



Rys. 8.20. Rama portalowa podwozia koparki KWK-1500 (nowa)

prowadzenie wsporników pod wysięgnik zrzutowy zostało wprowadzone na prawie $\frac{1}{4}$ obwodu. Wynika to z bardzo istotnego wpływu momentu od wysięgnika zrzutowego na deformację dźwigara pierścieniowego. Moment ten ma zmienny kierunek działania.

Koparka SchRs–4000.37,5

Koparka SchRs–4000.37,5 jest koparką pełnowymiarową z mostem podpartym na wsporniku dźwigara pierścieniowego podwozia (rys. 8.21). Łoże kulowe ma średnicę podziałową $\varnothing 14$ m, ma dwa szeregi kul o średnicy 250 mm. Kule są prowadzone po 9 w koszykach obejmujących odpowiednio: 5 kul z bieźni zewnętrznej i 4 z bieźni wewnętrznej. Rozstaw bieźni wynosi 260 mm. Bieźnie są wykonane ze stali normalizowanej 45 [311].

Charakterystyczny w tej maszynie jest dźwigar pierścieniowy podwozia o wysokości 0,64 średnicy podziałowej łożyska D . Jest to jedna z najszywniejszych ram portallowych podwozia w grupie dużych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego.

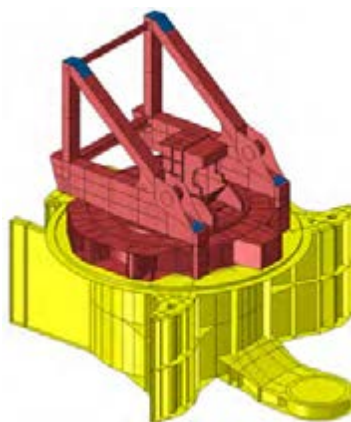
Płaszcz dźwigara jest usztywniony dwuteowymi pionowymi żebrami (rys. 8.22). Platforma nadwozia jest niewielkiej wysokości ($0,15D$) i składa się z dźwigara pierścieniowego o przekroju zamkniętym usztywnionym 30 przeponami (rys. 8.23). Masa nadwozia zweryfikowana doświadczalnie wynosi 2124 Mg, a środek ciężkości jest położony na mimośrodku $e = 1,4$ m.

Zbudowane modele obliczeniowe posłużyły do wyznaczenia wartości obciążeń elementów tocznych, z wykorzystaniem zastępczego elementu układu *bieźnia–element toczny–bieźnia*. Uzyskane wartości obciążeń poszczególnych elementów tocznych dla mimośrodu siły wypadkowej obciążającej łożysko $e = 0$ i średniego obciążenia właściwego $p_w = 2$ MPa przedstawiono na diagramie (rys. 8.24) [318].

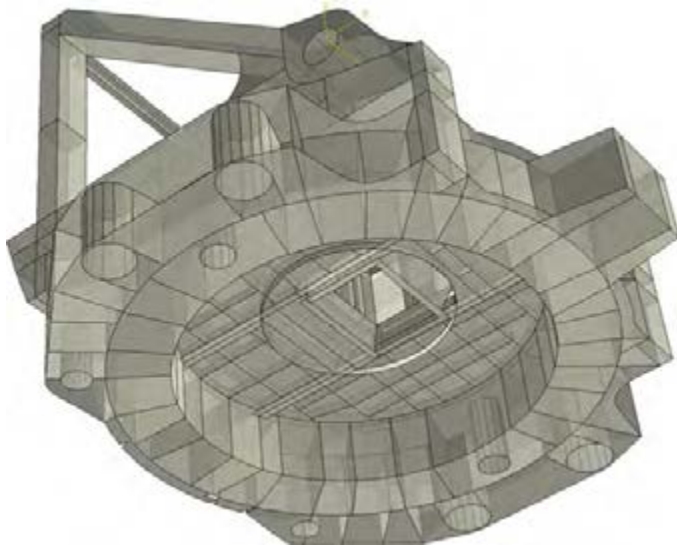
a)



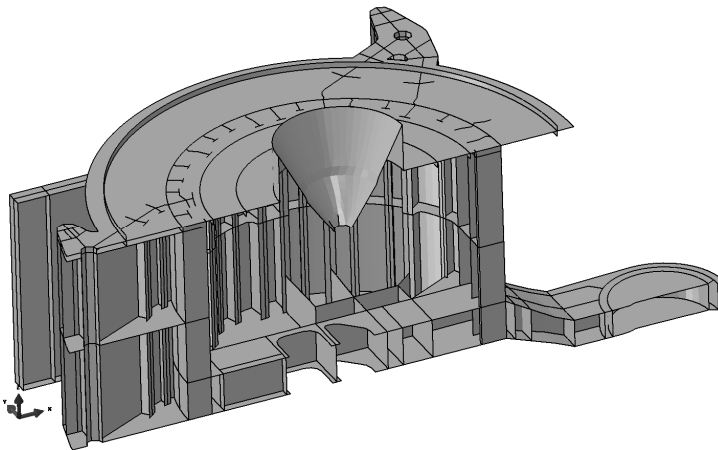
b)



Rys. 8.21. Koparka SchRs–4000.37,5: a) obiekt fizyczny, b) model geometryczny węzła obrotu

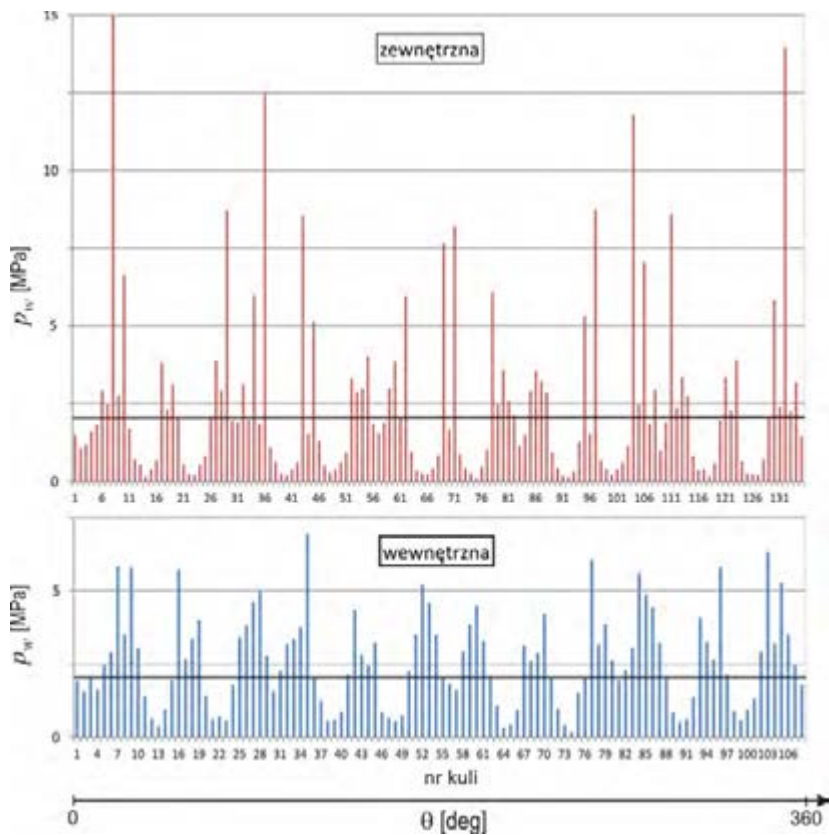


Rys. 8.22. Model geometryczny platformy nadwozia i dolnej części wieży

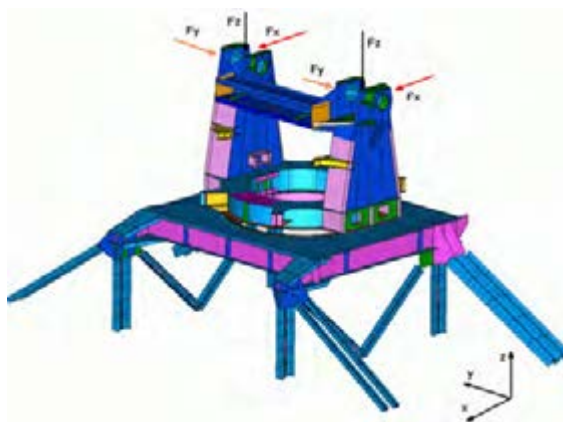


Rys. 8.23. Model geometryczny ramy portalowej nadwozia (przekrój)

Bieżnia zewnętrzna, mająca o 25% więcej kul niż bieżnia wewnętrzna, przejmuje tylko o 18% więcej obciążenia. Średnie obciążenie kuli w bieżni wewnętrznej jest o 6% większe niż w bieżni zewnętrznej. Na bieżni zewnętrznej występują znacznie większe nierównomierności w dystrybucji obciążenia. Stosunek obciążenia maksymalnego do średniego na bieżni zewnętrznej przekracza 6; gdy na bieżni wewnętrznej nie osiąga 3.



Rys. 8.24. Obciążenie elementów toczyń przy *mimośrodku* obciążenia łoża kulowego $e = 0$ i średnim obciążeniu właściwym $p_w = 2$ MPa

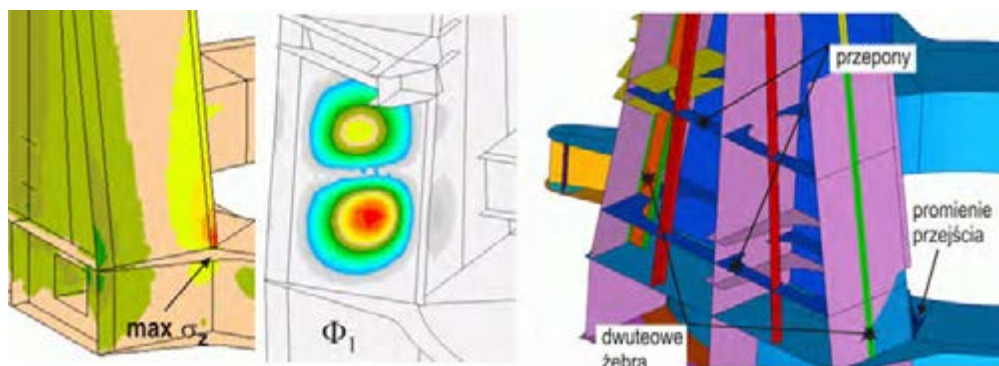


Rys. 8.25. Węzeł podparcia mostu koparki SchRs-4000.37,5 – widok i model geometryczny ze schematem obciążenia

Nierównomierności wynikają ze znacznie bardziej podatnego podparcia bieżni zewnętrznej, sztywniejszego jedynie w miejscu wyprowadzenia środków ramion podpór (rys 8.25). Ze względu na zastosowanie łożyska o bieżni normalizowanej po pewnym czasie eksploatacji nastąpi znaczne spłaszczenie rozkładu ze względu na zużycie odkształceniowe (samoczynna korekcja).

Podczas eksploatacji stwierdzono znaczne deformacje skrętne pylonów i platformy wieży, wskutek czego wzrastały opory wysuwu mostu oraz zanotowano przyspieszone zużycie łożyska obrotu wieży [271].

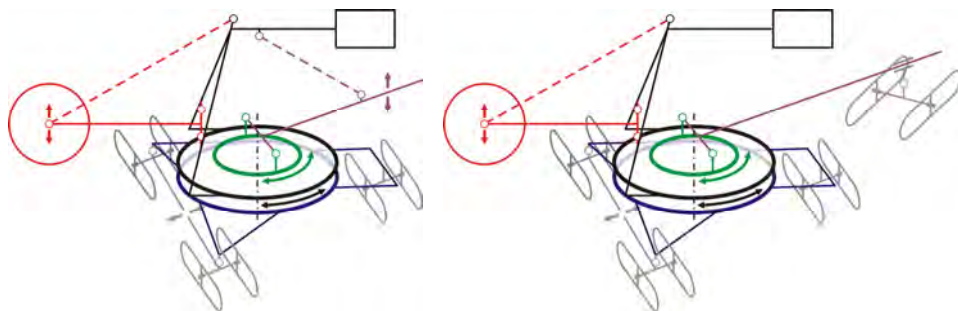
Celem obliczeń była ocena stanu wyężenia ustroju nośnego wieży i platformy, określenie przyczyn i wielkości sił, które mogły spowodować uszkodzenia elementów wieży, oraz opracowanie propozycji wzmocnień, aby zapewnić dalszą bezawaryjną eksploatację. Stwierdzono, że kryterium wytrzymałości doraźnej nie jest spełnione w karbie (rys 8.26) w miejscu wejścia pylonów wieży w platformę. W miejscu tym przeważają naprężenia ściskające, ale wartości składowej pionowej naprężenia σ_z uzyskane metodą MES przekraczają granicę plastyczności materiału. Współczynnik bezpieczeństwa na wyboczenia przy postaci własnej Φ_1 wynosił 1,31. Wprowadzono usztywnienia w postaci dwóch przepon i żeber pionowych oraz wprowadzono promienie przejścia w miejscu wejścia pylonu w platformę.



Rys. 8.26. Węzeł podparcia mostu koparki SchRs-4000.37,5 – maksymalne naprężenia w kierunku pionowym σ_z , postać utraty stateczności Φ_1 oraz wprowadzone zmiany konstrukcyjne

8.2.2. Koparki klasy C

Nazwa koparek klasy C pochodzi od charakterystycznego kształtu części środkowej nadwozia, w którym w rzucie bocznym platforma nadwozia, pylony wieży i wysięgnik przeciwwagi widziane z boku przyjmują kształt tej litery [51]. Na rysunku 8.27 pokazano schemat kinematyczny koparki klasy C z wysięgnikiem zrzutowym.



Rys. 8.27. Schematy kinematyczne koparki klasy C z wysięgnikiem zrzutowym oraz mostem przerzutowym

Podstawową zaletą nadwozi klasy C jest ich stosunkowo niewielka masa oraz mniejsza liczba przenośników taśmowych (a zatem niski koszt). Wadą jest znacznie mniejszy zakres obrotu nadwozia. Ze względów wytrzymałościowych niekorzystne jest bardzo silne zginanie nadwozia (pylonów wieży) i dalej platformy nadwozia, szczególnie w przypadku zastosowania wysięgnika zrzutowego.

Postać nadwozia jest bardzo niekorzystna dla łożysk obrotu nadwozia. Obciążenia od nadwozia wprowadzane są do platformy nadwozia w dwóch punktach – prowadzeniach pylonów do platformy nadwozia. W koparkach wielonaczyniowych obrót nadwozia jest podstawowym ruchem urabiania, co powoduje, że łożysko podparcia mostu lub wysięgnika zrzutowego także wykonuje obrót. Konieczne jest zapewnienie znacznie większej trwałości tego łożyska.

Ze względu na wysoko położone zawieszenie wysięgnika zrzutowego (podparcie mostu) i zapewnienie przesypu konieczne jest znaczne obniżenie wysokości podzespołów wsporczych, co negatywnie wpływa na ich sztywność.

Koparka BWE–1400L

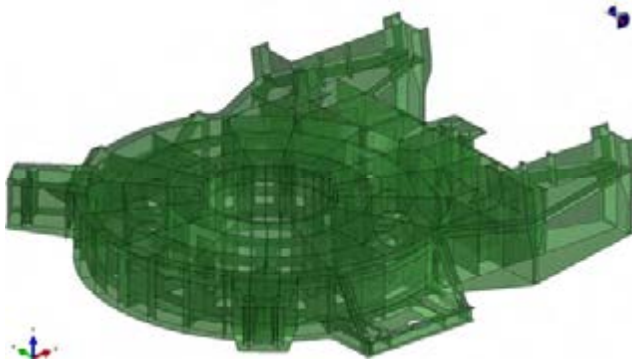
Łożysko obrotu nadwozia koparki BWE–1400L (rys. 8.28) ma średnicę 10 m i masę nadwozia równą 1511 Mg. Mimośród obciążenia w bocznym położeniu wysięgnika zrzutowego wynosi $e = 1$ m [187].

Charakterystyczne w ustroju nośnym tej koparki są bardzo niskie dźwigary pierścieniowe platformy nadwozia (rys. 8.29) oraz ramy portalowej podwozia (rys. 8.30). Wysokości te wynoszą odpowiednio 0,2 średnicy podziałowej łożyska (nadwozie) i 0,25 (podwozie).

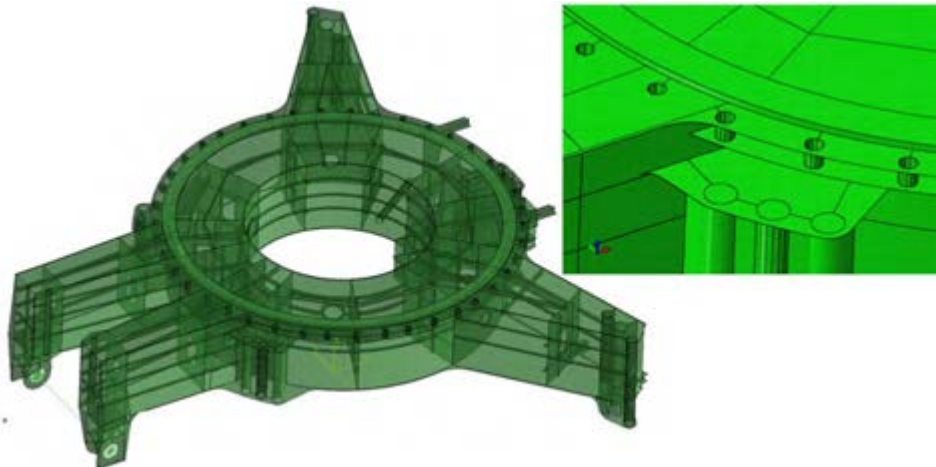
Zamknięty przekrój dźwigara pierścieniowy platformy nadwozia jest ponad 1,7 razy szerszy od jego wysokości, ma 16 przepon i dwa wewnętrzne środniki (rys. 8.29). Obciążenia od każdego z pylonów są rozprowadzane na 3 przepony, co odpowiada kątowi 45° . Rama portalowa o przekroju zamkniętym jest podparta na 4 wspornikach (po jednym na zestaw gąsienicowy skrętny i po 2 na zestaw stały).



Rys. 8.28. Koparka klasy BWE-1400 (Neyveli Indie)



Rys. 8.29. Platforma nadwozia koparki BWE-1400



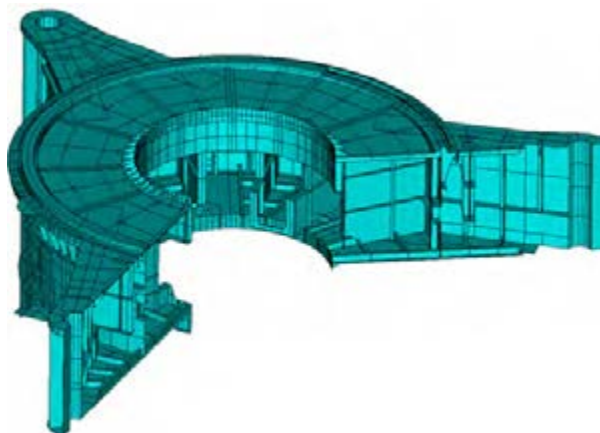
Rys. 8.30. Rama portalowa podwozia koparki BWE-1400

Koparka SchRs–4600.30

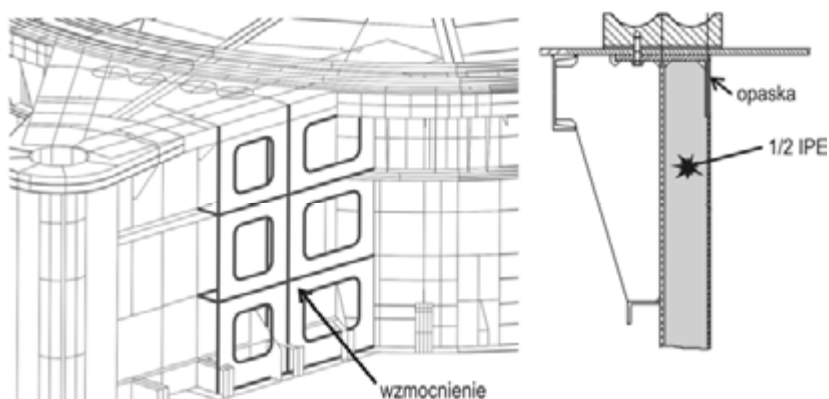
Koparka SchRs–4600.30 (rys. 8.31) jest jedną z największych koparek klasy C [48]. Model geometryczny ramy portalowej podwozia pokazano na rysunku 8.32. Dźwigar pierścieniowy ma przekrój otwarty. Masa nadwozia wynosi około 2730 Mg i znajduje się na mimośrodku 2,55 m. Pierwotnie została ona posadowiona na jedno-szeregowym łożysku o średnicy podziałowej 12 m i kulach o średnicy 250 mm. Bieżnie łożyska, wykonane z normalizowanej stali 45 ulegały szybkiej degradacji [232]. Z tego względu podjęto decyzję o zmianie bieżni na dwuszeregową, z zachowaniem średnicy kul. Liczba kul wzrosła z 124 na 209. Niezbędne stało się wzmocnienie ustroju nośnego w celu zapewnienia odpowiedniej wytrzymałości oraz ustabilizowania skrętnego pasa górnego dźwigara pierścieniowego na środku łożyska. Zaproponowano wprowadzenie dodatkowych wzmocnień mających na celu usztywnienie konstrukcji [265].



Rys. 8.31. Węzeł obrotu koparki SchRs–4600.30 i szkic nowego łożyska



Rys. 8.32. Rama portalowa podwozia koparki SchRs–4600.30



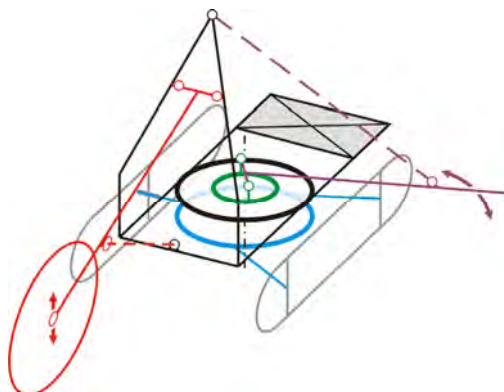
Rys. 8.33. Wzmocnienia wsporników podpór ramy portalowej podwozia oraz płaszczu dźwigara

Są to wzmocnienia skrzynkowe przy każdej z trzech podpór portalu (rys. 8.33) oraz dwa pasy pierścieniowe (górny i dolny) o wysokości 250 mm i grubości blachy 25 mm, przyspawane na średnicy $\varnothing 11,6$ m i połączone istniejącymi w konstrukcji kształtownikami stalowymi 1/2 IPE 400

Wskutek zastosowania łożyska dwuszeregowego zmniejszyło się obciążenie właściwe elementów toczyńnych o 40% [255].

8.2.3. Koparki kompaktowe

Schemat kinematyczny koparki kompaktowej pokazano na rysunku 8.34. Podobnie jak w koparce klasy C przesyp urobku znajduje się nad platformą nadwozia. Różnicę stanowi dolne położenie wysięgnika przeciwwagi, na wysokości platformy nadwozia. Wysięgnik koła czerpakowego jest zwodzony za pomocą jednego lub dwóch siłow-



Rys. 8.34. Schemat kinematyczny koparki kompaktowej

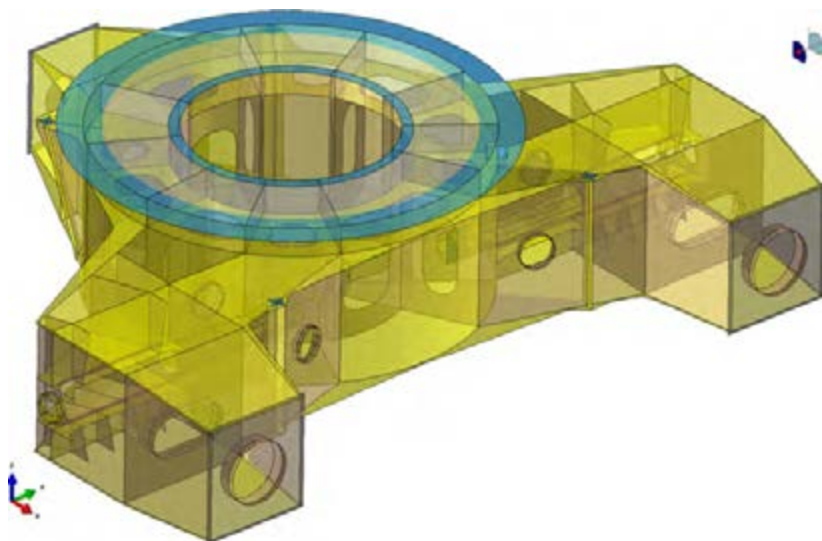
ników hydraulicznych. Wysięgnik zrzutowy jest podwieszony na maszcie. Łożyskowanie obrotu nadwozia odbywa się za pomocą klasycznego łożyska wieńcowego lub indywidualnie projektowanego łożyska momentowego. Podwozie ma układ dwu- lub trzygąsienicowy.

W koparkach kompaktowych problemem konstrukcyjnym są duże mimośrodowość obciążenia osiowego łożyska związane z relatywnie dużymi zainstalowanymi mocami urabiania, a w przypadku platformy nadwozia wprowadzenie sił związanych z układem zwodzenia.

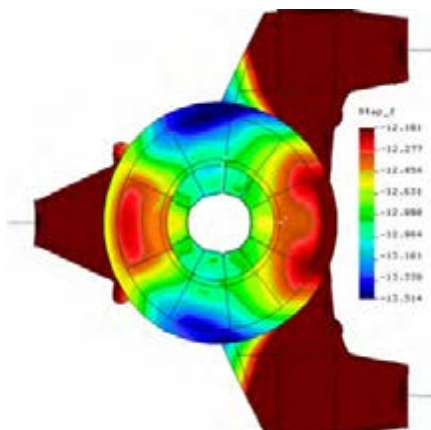
Koparka KWL–700

Koparka KWL–700 jest koparką kompaktową o podwoziu trzygąsienicowym z dwoma gąsienicami skrętnymi. Rama portalowa podwozia składa się z dźwigara pierścieniowego wspartego na trzech podporach (rys. 8.35) [260]. Takie rozwiązanie struktury nadwozia nazywane jest często ramą Y, gdyż w rzucie pionowym przypomina tę literę [242]. Dźwigar pierścieniowy ma przekrój dwuobwodowy zamknięty i składa się z 12 segmentów rozdzielonych przeponami. Powierzchnia wsporcza pod dwurzędowe łożysko wałeczkowo-kulowe została wyniesiona ponad główny pas ramy portalowej. Nadwozie wsparte jest na łożysku dwuszeregowym kulowym, z hakiem tocznym, o średnicy $\varnothing 5,5$ m. Masa nadwozia wynosi około 570 Mg.

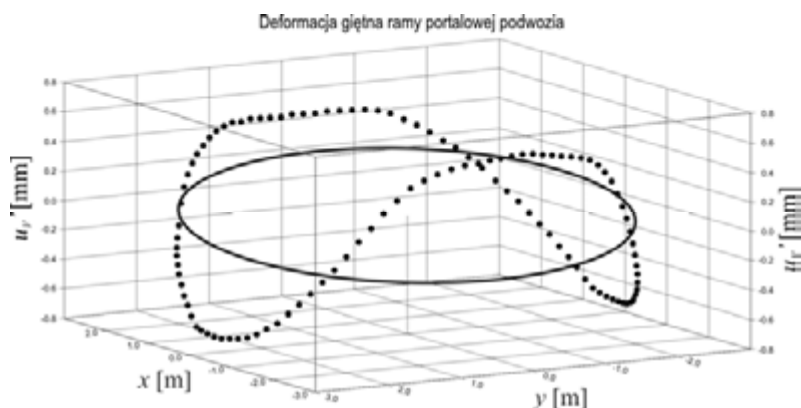
Na rysunku 8.36 pokazano przykładową postać przemieszczeń ramy koparki wyznaczoną MES, a na rysunku 8.37 postać deformacji. Oś x jest skierowana poprzecznie do gąsienic, a oś y w kierunku jazdy.



Rys. 8.35. Rama podwozia koparki kompaktowej KWL–700 [337]



Rys. 8.36. Postać deformacji ramy portalowej podwozia koparki kompaktowej



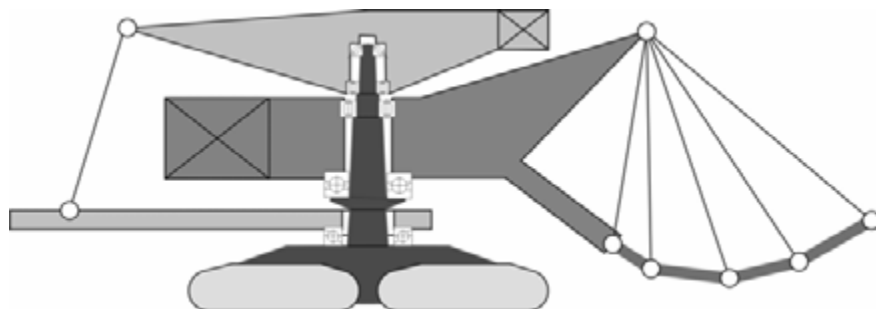
Rys. 8.37. Postać deformacji ramy portalowej podwozia koparki kompaktowej

8.3. Koparki łańcuchowe

W koparkach łańcuchowych narzędziem urabiającym jest łańcuch uzbrojony w czerpaki (rys. 8.38). Może on przyjmować różny kształt, aby lepiej dopasowywać się do układu urabianej warstwy górotworu, w odróżnieniu jednak od koparek wielonaczyniowych kołowych siły urabiania mają dominującą składową poziomą. W związku z tym niezbędne jest odmienne rozwiązanie węzła obrotu zdolne do przeniesienia takich obciążeń. Tradycyjnym sposobem jest posadowienie elementów nadwozia maszyny na słupie wyprowadzonym z podwozia, zwanym także „czopem królewskim”, za pomocą układu łożysk o dużym rozstawie [251]. Na rysunku 8.39 przedstawiono schemat kinematyczny koparki łańcuchowej z takim sposobem łożyskowania.



Rys. 8.38. Koparka łańcuchowa Rs-560 w KWB Konin



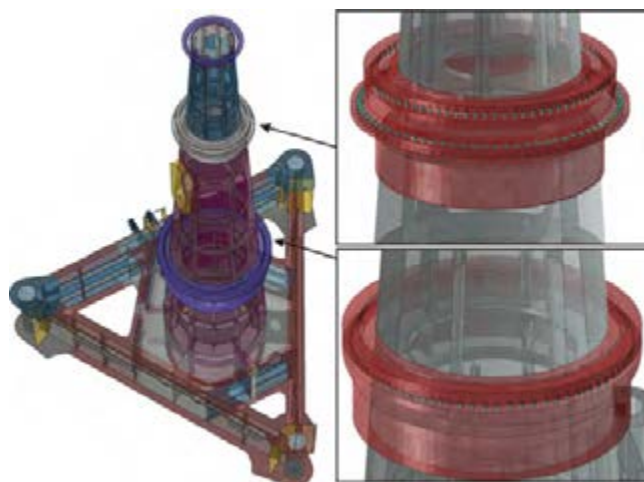
Rys. 8.39. Schemat kinematyczny koparki łańcuchowej

Koparka łańcuchowa Rs-560 jest typowym przykładem takiego rozwiązania konstrukcyjnego. Część główna nadwozia z wysięgnikiem łańcucha urabiającego łożyskowana jest na słupie za pomocą dwóch łożysk: dolnego – w postaci łoża kulowego o średnicy podziałowej $\varnothing 3100$ i kulach o średnicy 120 mm oraz górnego łożyska rolkowego składającego się z rolek o średnicy $\varnothing 100$ prowadzonych parami w koszykach [340]. Łożysko dolne o nominalnym kącie działania 90° przejmuje całość obciążeń pionowych od nadwozia. Łożysko górne (rys. 8.40) razem z łożyskiem dolnym przejmuje siły boczne pochodzące od pochylenia, wiatru i urabiania oraz moment gnący wokół osi pionowej od sił oraz od mimośrodowego położenia środka masy nadwozia, zanieczyszczeń i transportowanego urobku [250]. Wysięgnik załadowniczy razem ze stołem załadowniczym jest łożyskowany w dolnej części nadwozia oraz jest podwieszony na autonomicznym względem głównej części nadwozia wysięgniku przeciwwagi, który z kolei jest nasadzony na górną część słupa przez dwa łożyska.

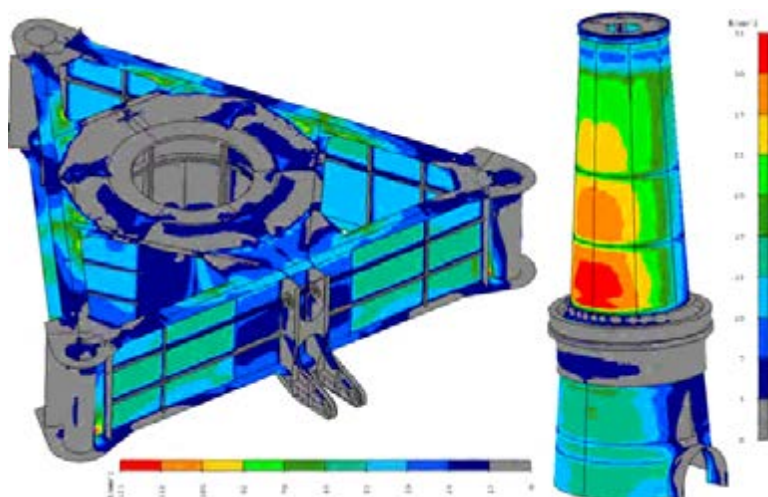
Zbudowany model podwozia i słupa jest modelem powłokowo-objętościowym. Błachy ramy portalowej podwozia oraz płaszcza słupa zamodelowano elementami

skończonymi powłokowymi, a grubościennie odlewy będące zabudową łożysk za pomocą elementów objętościowych (rys. 8.40).

Dodatkowo zastosowano elementy zastępcze elementów toczyńnych oraz elementy belkowe do modelowania sworzni. Przykładowe wyniki uzyskane metodą elementów skończonych pokazano na rysunku 8.41. Słup relatywnie jest mniej wyężony od innych elementów ustroju nośnego, ale działają na niego naprzemienne momenty zginające.



Rys. 8.40. Model ramy portalowej i czopa królewskiego koparki łańcuchowej Rs-560, w powiększeniach po prawej stronie kolorem czerwonym oznaczono elementy objętościowe



Rys. 8.41. Warstwy naprężeń zredukowanych w ramie portalowej podwozia oraz słupie koparki łańcuchowej podczas transportu maszyny

Współczesne koparki łańcuchowe są łożyskowane za pomocą momentowych łożysk wielkogabarytowych i często mają strukturę kompaktową.

8.4. Koparki jednonaczyniowe

Węzeł obrotu nadwozia koparek jednonaczyniowych jest wykonywany w postaci katalogowego momentowego łożyska wieńcowego poddanego złożonemu zestawowi obciążeń [55]. Rozwiązanie to charakteryzuje się dużą zwartością, nie wymaga kłopotliwej obsługi i przy właściwym doborze parametrów węzła obrotu gwarantuje wymaganą trwałość.

Wśród podstawowych zagadnień konstrukcyjnych, które muszą być rozpatrzone są:

- wytrzymałość i sztywność podzespołów wsporczych,
- wstępny dobór łożyska,
- dobór elementów mocujących łożysko (śrub),
- wpływ sztywności i jej rozkładu na obciążenie elementów tocnych i bieżni łożyska, determinujące jego trwałość,
- wpływ sztywności i jej rozkładu na wyężenie śrub łożyska wieńcowego oraz wyężenie śrub mocujących łożysko do podzespołów wsporczych,
- modyfikacja parametrów układu, aż do osiągnięcia postawionych celów.

Obiektem rozważań przykładowej analizy jest łożysko wieńcowe koparki jednonaczyniowej (rys. 8.42a) [246]. Na podstawie określonego pola obciążeń (rys. 8.42b), masy nadwozia (w tym odpowiednio dobranego balastu) oraz przyjętych wartości nadwyżek dynamicznych f_{stat} i wymaganej trwałości – liczby ekwiwalentnych obrotów L_{eq} (dla koparek jednonaczyniowych według [6] przyjmuje się $f_{\text{stat}} = 1,45$, a $L_{\text{eq}} = 60\,000\text{--}190\,000$ obr) przeprowadza się dobór łożyska. Do tego typu maszyn stosowane są wyłącznie katalogowe. W przypadku przedmiotowej koparki dobrano łożysko dwurzędowe kulkowe (rys. 8.42c). Parametry maszyny oraz dane geometryczne łożyska zestawiono w tabeli 8.1. Podane wartości obciążeń łożyska są wartościami obliczeniowymi uwzględniającymi współczynniki statyczne i trwałościowe.

Najbardziej niekorzystny dla łożyska zestaw obciążeń własnych koparki oraz siły kopania pokazano na rysunku 8.43. Siły te powodują obciążenie łożyska: siłą osiową V , siłą poziomą H i momentem wywracającym M (rys. 8.44).

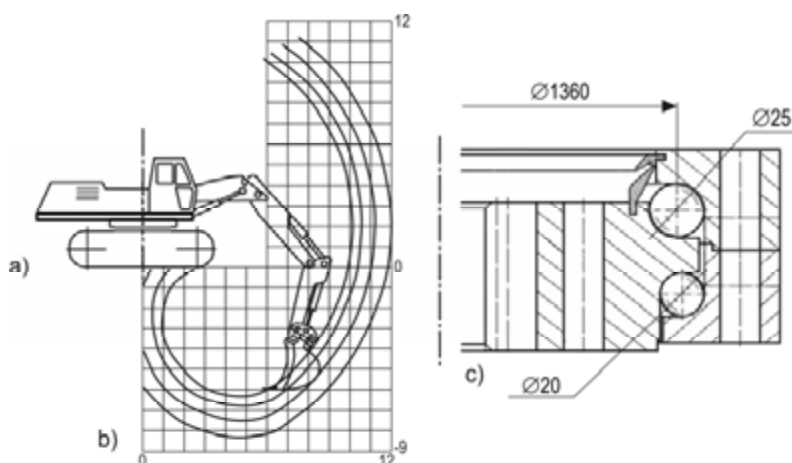
Z równań równowagi względem punktu 0 można wyznaczyć wartości tych sił. Dla badanego łożyska ostateczne wzory mają postać:

$$V = G_t - G_u; \quad H = F_{r\text{max}}; \quad M = G_t x + F_{r\text{max}} y \quad (8.3)$$

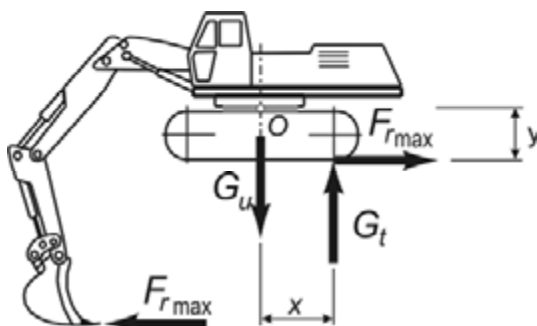
Wyznaczone siły powinny zostać następnie przemnożone przez współczynniki uwzględniające dynamikę obciążenia f_{stat} oraz wymaganą trwałość f_l . Dla analizowanej koparki są one równe: $f_{\text{stat}} = 1,25$, $f_l = 1,0$. Ze względu na to, że dobór katalogowy łożyska

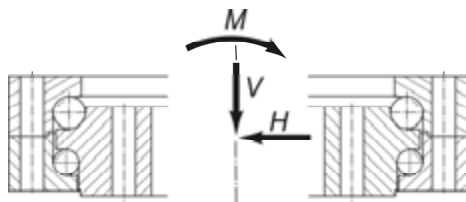
Tabela 8.1. Parametry charakterystyczne koparki oraz dane geometryczne łożyska

Parametry koparki – obciążenia obliczeniowe			Parametry geometryczne łożyska		
Siła kopania (długi wysięgnik) wg ISO	[kN]	74	Średnica podziałowa łożyska $\varnothing D$	[mm]	1360
Siła kopania (krotki wysięgnik) wg ISO	[kN]	124	Średnica kul rzędu górnego $\varnothing d_1$	[mm]	25
Siła obliczeniowa osiowa V	[kN]	126	Średnica kul rzędu dolnego $\varnothing d_2$	[mm]	20
Siła obliczeniowa promieniowa H	[kN]	143	Kąt działania elementów toczyńnych $\gamma_1 = \gamma_2$	[rad]	$\pi/4$
Maksymalny obliczeniowy moment wyrotny na łożysku M	[kNm]	439	Liczba śrub mocujących łożysko n	36 szt. M20	



Rys. 8.42. Koparka jednoznaczyniowa (a), pole obciążeń narzędzia urabiającego (b) i schemat dobranego łożyska wieńcowego (c)

Rys. 8.43. Schemat obciążeń działających na koparkę
 $F_{r\max}$ – maksymalna siła skrawania, G_t – ciężar całkowity, G_u – ciężar podwozia



Rys. 8.44. Obciążenia zredukowane do płaszczyzny podziałowej łożyska

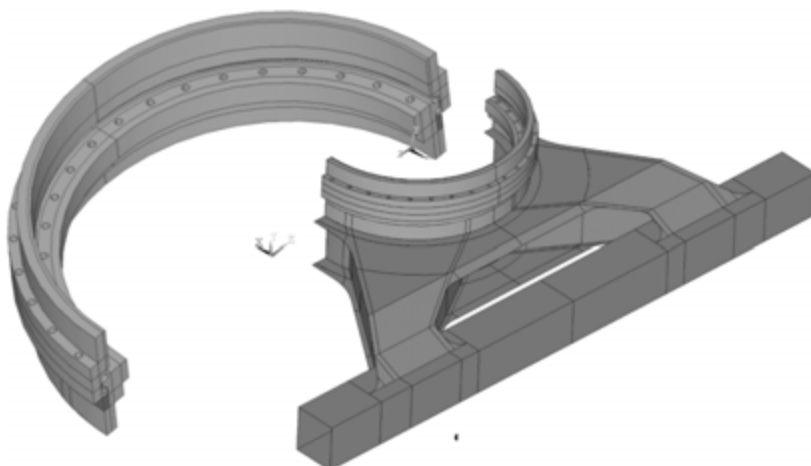
żysk wieńcowych przeprowadza się w przestrzeni $V \times M$, przyjmuje się obciążenie zastępcze:

$$V' = f_{\text{stat}} f_l (V + 5,046H)$$

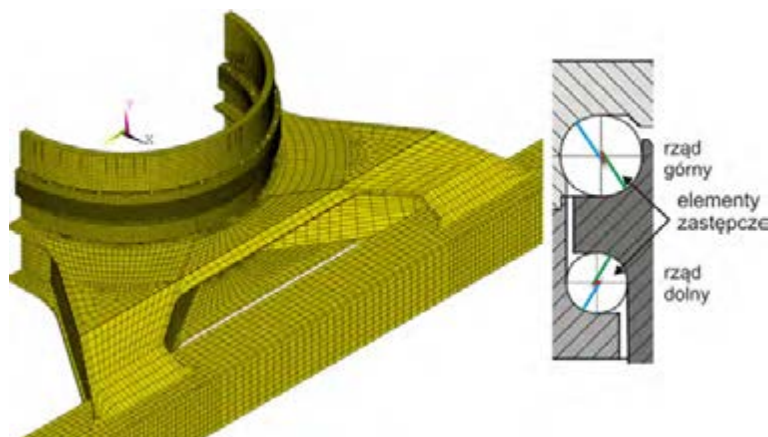
i dla takiej wartości dobiera się łożysko. Uzyskane wartości znajdują się w zakresie 0,7 wartości granicznych.

Po założeniu nieodkształcalności podzespołów wsporczych, luzie w łożysku l równemu luzowi dopuszczalnemu wyznaczone iteracyjnie obciążenie maksymalne elementu tocznego wyznaczone zmodyfikowaną metodą Ohnricha jest równe: w rzędzie górnym 28,5 MPa, a w dolnym 26,0 MPa.

Rama podwozia koparki jednoznaczyniowej gąsienicowej składa się: z dźwigara pierścieniowego w postaci grubościennej tulei z kołnierzem do mocowania łożyska, ramy X, rozprawdzającej obciążenia z dźwigara pierścieniowego ma dźwigary gąsienicowe oraz dźwigarów gąsienicowych (w koparkach na podwoziu kołowym, dźwigary gąsienicowe są zastąpione przez podłużnice). Obecnie jest to najczęściej stosowana postać podwozia koparki.



Rys. 8.45. Model dyskretny łożyska – elementy bryłowe oraz model dyskretny węzła obrotu koparki jednoznaczyniowej – dźwigar pierścieniowy, rama X i dźwigar gąsienicy (1/2 modelu) [336]



Rys. 8.46. Model dyskretny – siatka elementów skończonych (1/2 modelu)
– schemat ideowy zastosowania elementów zastępczych w modelu dyskretnym łożyska

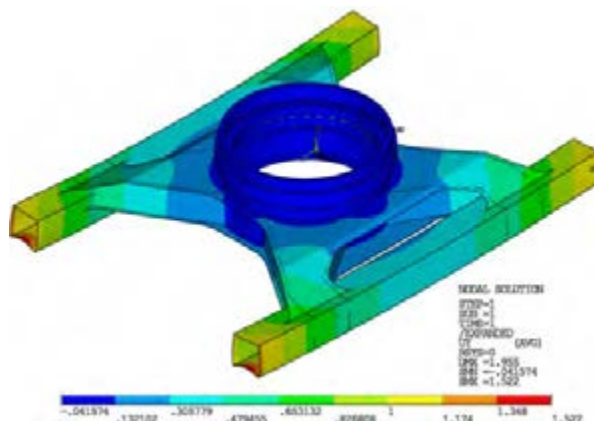
Rama nadwozia składa się z dźwigara pierścieniowego w postaci grubościennej tulei z kołnierzem oraz wyprowadzonych z niej belek w kierunku wysięgnika i przeciwwagi.

Zbudowano modele do obliczeń metodą elementów skończonych. Elementy bieżni oraz fragment podzespołów wsporczych sąsiadujący z bieżnią zdyskretyzowano elementami objętościowymi (*solid*), pozostałe części podzespołów wsporczych elementami powłokowymi (*shell*), co pokazano na rysunku 8.45. Siatkę elementów skończonych przedstawiono na rysunku 8.46.

Zastosowano odwrócenie schematu obciążeń, tzn. obciążano dźwigary gąsienicowe w płaszczyźnie kół gwiazdowych (turas), a utwierdzono tuleję dźwigara pierścieniowego nadwozia w strefach (350 mm powyżej płaszczyzny rzędu górnego łożyska), w których wyprowadzone zostały belki ramy nadwozia. W modelu porównawczym utwierdzono cały obwód tulei na tej samej wysokości. Kolejne modele obliczeniowe różniły się grubościami blach podzespołów wsporczych. Napięcie wstępne śrub przyjęto zgodnie z wytycznymi producenta łożyska po założeniu śrub klasy 10.9.

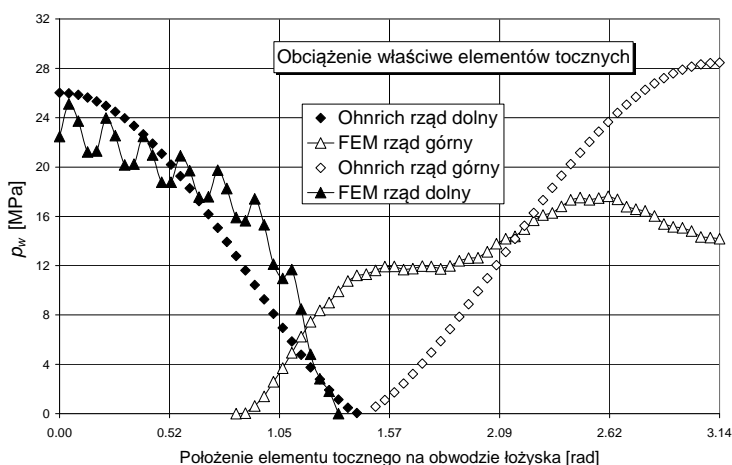
Przeprowadzono obliczenia metodą elementów skończonych. Rozwiązanie uzyskano techniką przyrostową z iteracjami metodą zmodyfikowaną Newtona–Raphsona. Procedura obliczeń była następująca. Najpierw realizowano zacisk wstępny, następnie przykładano obciążenie osiowe, które przesuwano po mimośrodku w kierunku wzdłużnym, poprzecznym i ukośnym – na koło gwiazdowe.

Podstawowym celem obliczeń była identyfikacja obciążenia poszczególnych elementów tocznych oraz sprawdzenie wpływu zacisku wstępnego śrub. Drugim celem było wyznaczenie pola naprężeń i przemieszczeń podzespołów wsporczych. Na rysunku 8.47 pokazano przykładową postać deformacji ramy X podwozia z warstwicami przemieszczeń.

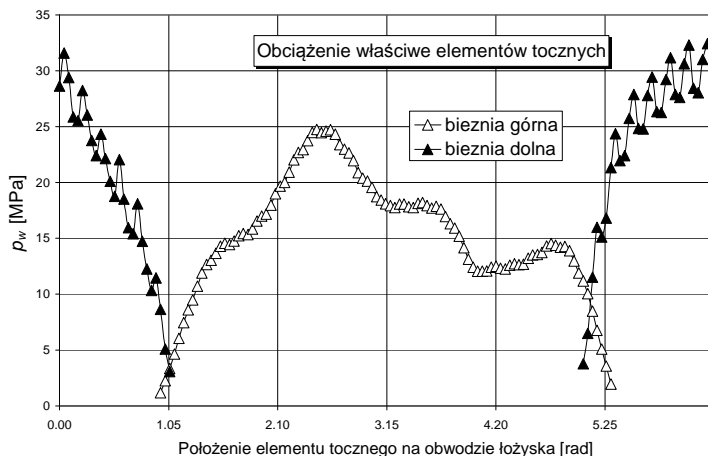


Rys. 8.47. Postać deformacji ramy portalowej podwozia – warstwy przemieszczeń

Wyznaczono obciążenia i obciążenia właściwe (siła przez kwadrat średnicy kuli) elementów tocnych. Rozdział obciążenia pokazano w postaci diagramu na rysunku 8.48. Uzyskane wyniki porównano z złożonym modelem klasycznym (rozwiązywanym na drodze iteracyjnej), nieuwzględniającym wszakże deformacji podzespołów wsporczych pod obciążeniem. Stwierdzono, znaczną rozbieżność zarówno charakteru rozdziału, jak i maksymalnych wartości obciążenia [303, 336]. Dla rzędu górnego różnica sięgała 70%, a dla rzędu dolnego 25%. W przeciwieństwie do modelu klasycznego, gdzie najbardziej obciążona jest kula szczytowa, w modelu odkształcalnym maksymalne obciążenia występują w miejscu wprowadzenia w tuleję dźwigara pierścieniowego ramion ramy X.

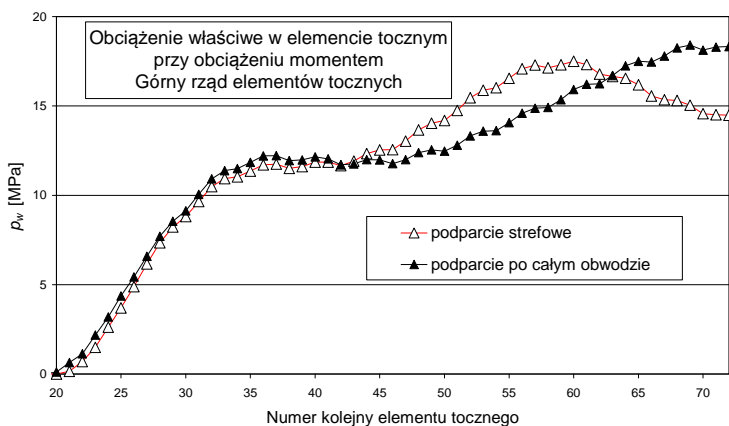


Rys. 8.48. Obciążenia właściwe elementów tocnych uzyskane z modelu Ohnricha (romby) i z modelu numerycznego (trójkąty). Rząd górny – znaczniki niewypełnione, rząd dolny – znaczniki zaczerkione



Rys. 8.49. Obciążenia właściwe elementów toczyń z modelu numerycznego przy nadwoziu obróconym względem nadwozia o $\pi/6$.

Rząd górny – znaczniki niewypełnione, rząd dolny – znaczniki zaczerńnione



Rys. 8.50. Porównanie obciążeń właściwych elementów toczyń rzędu górnego w zależności od schematu podparcia

Obliczenia wykonano dla nadwozia obróconego o $\pi/3$ – wysięgnik koparki skierowany na koło gwiazdowe gaśienicy. Wyniki pokazano na rysunku 8.49. Zauważono znacznie większą nierównomierność obciążenia elementów toczyń. Zestawiono obciążenie elementów toczyń w zależności od schematu podparcia (rys. 8.50).

Zastosowanie metody elementów skończonych i wierne odwzorzenie sztywności podzespołów współpracujących, zacisku śrub mocujących, oraz zjawisk zachodzących w układzie *bieżnia–element toczyński–bieżnia*, pozwoliło zidentyfikować rozdział obciążenia na poszczególne elementy toczyń łożyska.

Stwierdzono widoczny wpływ zacisku wstępnego śrub na obciążenie rzędu dolnego. Dla rzędu górnego oddziaływanie śrub jest niezauważalne. Jest to związane z rozplywem obciążenia od łba śruby (w pobliżu rzędu dolnego), gdy na rząd górny śruby działają przez stosunkowo gruby kołnierz.

Stwierdzono istotny wpływ sposobu podparcia tulei górnej na rozdział obciążenia na elementy toczne. W obliczeniach weryfikujących dobór łożyska i struktury wsporczej jest zatem konieczne zastosowanie zbliżonego do istniejącego w obiekcie fizycznym lub wynikającego z modelu wirtualnego schematu podparcia.

Uzyskane na drodze numerycznej maksymalne wartości obciążeń właściwych są o kilkanaście procent większe niż uzyskane z modeli klasycznych. Oznacza to, że w przeciwieństwie do wielkogabarytowych łożysk tocznych, o średnicach kilku a nawet kilkunastometrowych, do tego typu łożysk klasyczne metody obliczeniowe są dopuszczalne. Przy bardziej wiotkich podzespołach wsporczych i o bardziej nierównomiernie rozłożonej ich sztywności niezbędne jest jednak stosowanie zaawansowanych metod obliczeniowych.

Analizowane łożysko dobrane zgodnie z wytycznymi jednego z największych producentów łożysk wieńcowych do istniejącej koparki jednoznaczyniowej jest łożyskiem silnie obciążonym, nawet z zachowaniem wymaganego przez producenta zakresu deformacji giętej powierzchni pod łożysko. Obecnie renomowane firmy produkujące łożyska oferują dobór łożyska przy podaniu przez kupującego deformacji giętych podzespołów wsporczych i innych niezbędnych parametrów sztywnościowych uzyskanych metodą elementów skończonych [246].

8.5. Zwałowarki

Zwałowarki są największymi mobilnymi maszynami zbudowanymi przez człowieka (rys. 8.51) [29]. W odróżnieniu od koparek ich ustroje nośne nie są poddawane siłom od urabiania i związanymi z nimi dużymi obciążeniami dynamicznymi [211]. Wyjątkiem są sporadyczne sytuacje awaryjne, np. osunięcie podłoża pod zestawem gaśnicowym [4], uszkodzenia pojazdów [34, 266] lub uszkodzenia elementów nośnych [249, 325]. Cechą charakterystyczną zwałowarek są lekkie i podatne ustroje nośne, bardzo duże rozpiętości (wysięgniki powyżej 100 m długości), duże wydajności zwałowania i związana z tym zmienna w czasie masa transportowanego materiału, relatywnie duża w stosunku do masy maszyny [257].

W zwałowarkach można wyróżnić kilka wielkogabarytowych węzłów obrotu (rys. 8.51):

- węzeł obrotu nadwozia (1),
- węzeł podwieszenia mostu na wieży nadwozia (2),
- węzeł podparcia mostu na podawarce (3).



Rys. 8.51. Zwałowarka A2RsB-8800 w KWB Konin

Węzeł obrotu nadwozia jest realizowany przez jednorzędowe łoża kulowe o kącie działania $\gamma = 90^\circ$. Łoże to często ulega uszkodzeniom wskutek dużej podatności podzespołów wsporczych [35, 93, 98] i dużych mimośrodków działania siły osiowej [266]. Węzły podparcia mostu są zazwyczaj realizowane przez łożyska wieńcowe lub wielkogabarytowe katalogowe łożyska toczne. Problemem są często duże siły od zmiany długości mostu i podatność podzespołów wsporczych.

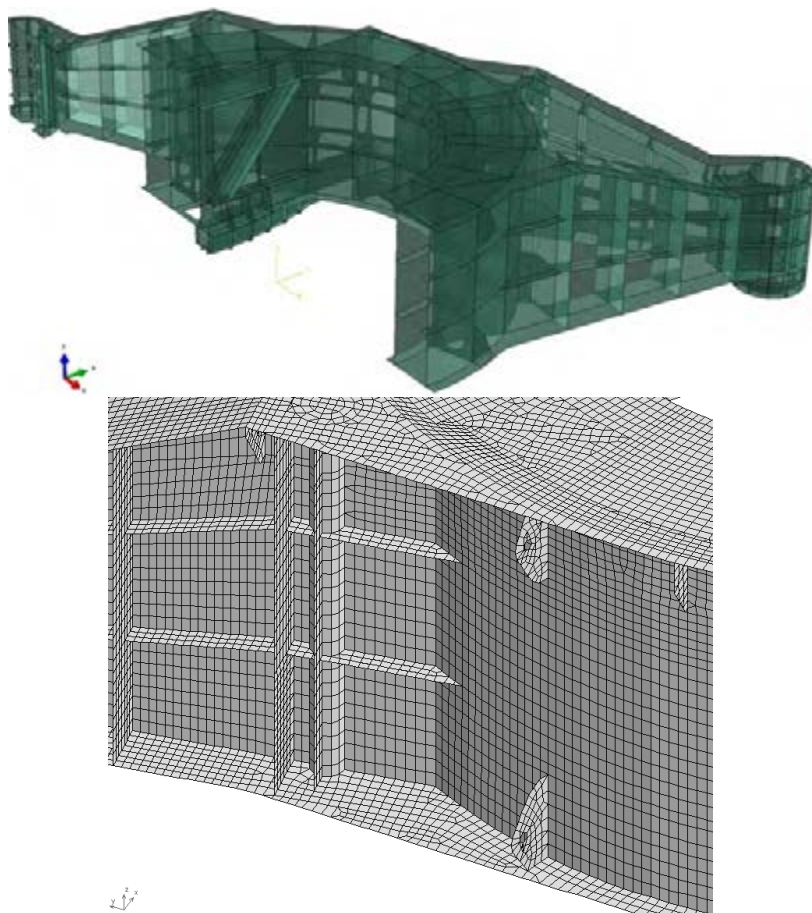
Zwałowarka ZGOT-11500.100

Węzeł obrotu zwałowarki ZGOT-11500.100 Z-48 w KWB Turów (rys. 8.52) ma typową strukturę ramy portalowej podwozia oraz platformy nadwozia. Pomiędzy tymi elementami znajduje się łożo kulowe o średnicy podziałowej $\varnothing 10$ m i 141 kulach $\varnothing 200$ mm [256].

Rama portalowa podwozia (rys. 8.53) składa się z dźwigara pierścieniowego o przekroju zamkniętym, silnie usztywnionego wewnątrz o stosunku wysokości przekroju do szerokości 3:1, z którego wyprowadzonych jest 6 podpór o przekroju



Rys. 8.52. Zwałowarka ZGOT-11500.100 w KWB Turów i model jej węzła obrotu



Rys. 8.53. Rama portalowa podwozia zwałowarki ZGOT-11500.100 (Z-48)
oraz fragment modelu dyskretnego [329]

otwartym dwuteowym. Dodatkowo z dźwigara pierścieniowego wychodzą dwa wsporniki dyszli niesterowanych zestawów gaśnicowych.

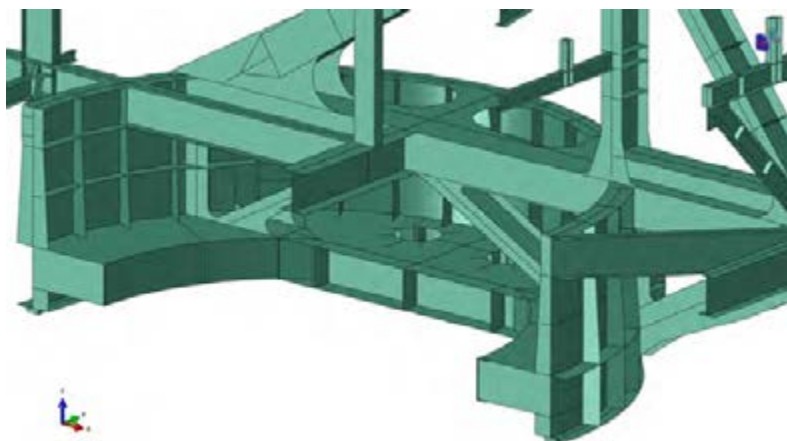
Platforma nadwozia jest zabudowana na przestrzennej ramie wieży w układzie prostokątnym i składa się z niskiego dźwigara pierścieniowego o przekroju zamkniętym i wyprowadzonego uźebrowanego walcowego płaszczu (rys. 8.54). W dźwigarze pierścieniowym zabudowano 4 napędy obrotu nadwozia. Rama podwozia oraz platforma nadwozia jako struktury cienkościenne zostały zamodelowane jako powłoki. Łożysko zostało zamodelowane za pomocą zastępczych elementów *bieżnia–element toczny–bieżnia*.

Rama portalowa podwozia jest wsparta na trzech przegubach kulowych, których miejsce oznaczono na rysunku 8.55 jako punkty A, B i C. Na ramę działają obciążenia od nadwozia przenoszone przez łoża kulowe o średnicy podziałowej 10 m oraz przez

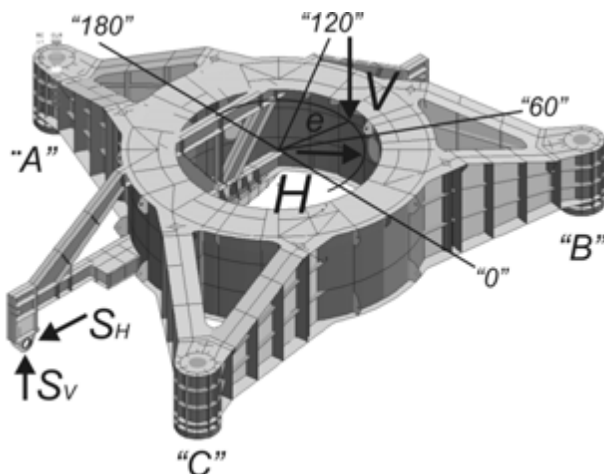
mechanizm obrotu nadwozia. Obciążenia te można zredukować do wypadkowej działającej na mimośrodku e siły pionowej V oraz wypadkowej siły poziomej H . Siły te pochodzą od mas własnych, masy transportowanego materiału, zanieczyszczeń, pracy na pochyłości, wiatru oraz sił masowych od ruchów roboczych i efektów dynamicznych.

Ponadto na ramę portalową podwozia działają siły od sterowania gąsienicowym układem jazdy maszyny S_H i S_V , siły te przykładane są do wsporników dyszli.

Warunki brzegowe: obciążenia elementarne i ich kojarzenia wyznaczone zgodnie z normą DIN 22261, zaaplikowano do modeli dyskretnych. Ze względu na symetrię wyznaczono cztery kierunki działania mimośrodu obciążenia pionowego: skierowane



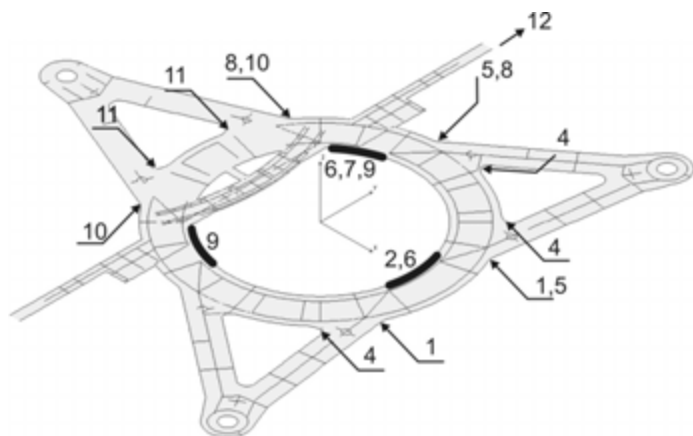
Rys. 8.54. Platforma nadwozia zwałowarki ZGOT-11500.100 (Z-48) – przekrój



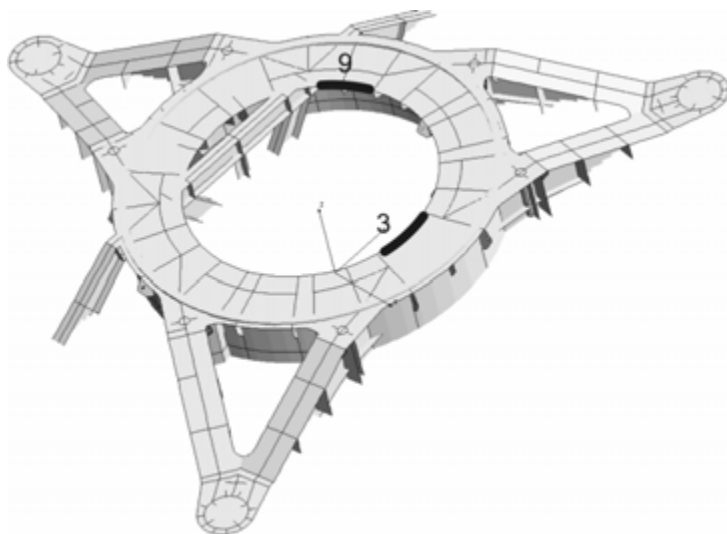
Rys. 8.55. Schemat obciążeń ramy portalowej podwozia

go na podporę (wówczas najbardziej wyężone są ramiona podpór) oraz skierowanego prostopadle do prostej łączącej podpory (wówczas najbardziej wyężony jest dźwigar pierścieniowy).

Obciążenia od nadwozia na bieżni łoża kulowego rozłożono zgodnie z modelem Ohnricha [4]. Przeprowadzono obliczenia dla ponad 60 zestawów obciążeń. Obliczenia wykazały liczne miejsca przekroczenia dopuszczalnych wartości naprężeń, a nawet granicy plastyczności materiału, które w większości miały charakter lokalny i znajdowały się w miejscach koncentracji naprężeń wywołanych karami geometrycznymi (rys. 8.56 i 8.57).



Rys. 8.56. Miejsca przekroczenia naprężeń dopuszczalnych w pasie dolnym



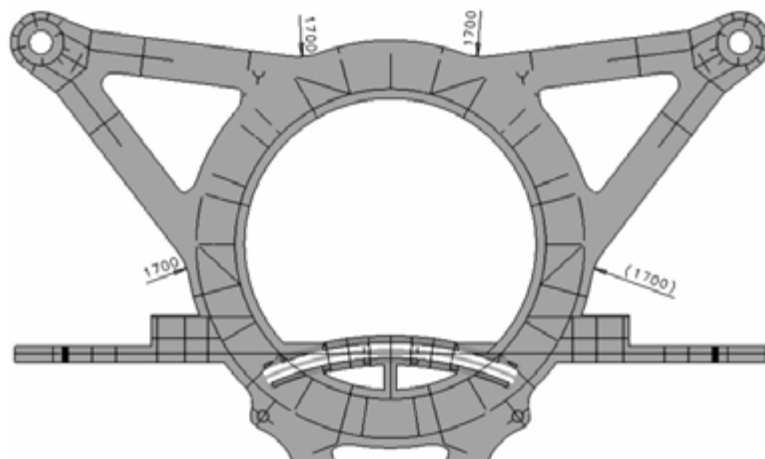
Rys. 8.57. Miejsca przekroczenia naprężeń dopuszczalnych w pasie górnym

Postanowiono wyeliminować wszystkie przekroczenia w miejscach poddawanych rozciąganiu, co zrealizowano przez zmianę kształtu, likwidację karbów geometrycznych, lokalne zwiększenie grubości oraz wprowadzenie dodatkowych elementów. Między innymi zastosowano:

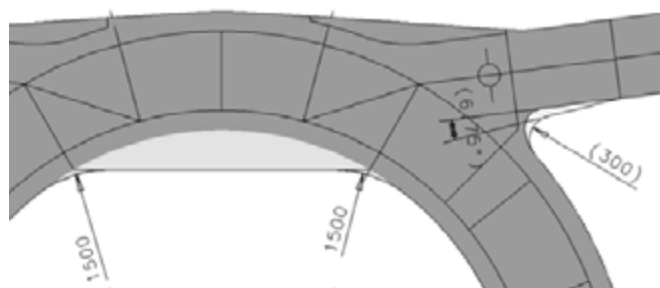
- a) wprowadzono łagodne przejścia (zwiększono promienie) na krawędziach zewnętrznych pasa dolnego i górnego (rys. 8.58),
- b) zmiana ukształtowania wspornika dyszla,
- c) zmieniono kształt otworu wewnętrznego w dźwigarze pierścieniowym, zmieniono kształt pasa dolnego ramion podpór (rys. 8.59).

Obliczenia powtarzano wielokrotnie, aż do uzyskania zgodności z normą.

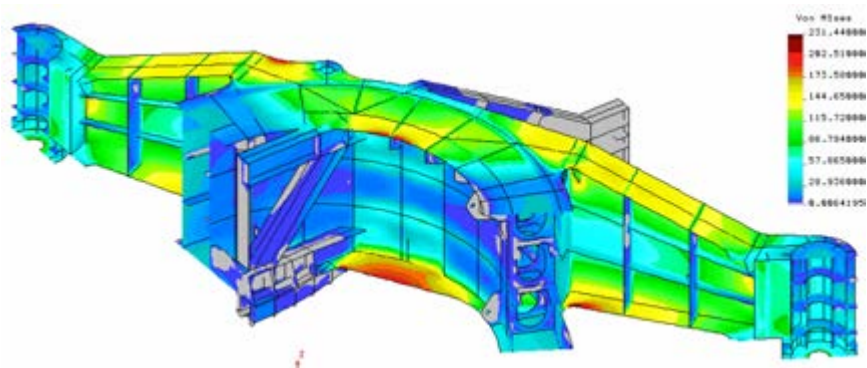
Po wprowadzonych zmianach uzyskano pełną zgodność ramy portalowej podwozia z wymaganiami normy DIN-22261. Na rysunkach 8.60 i 8.61 przedstawiono postaci warstwicy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera-Misesa po wprowadzeniu zmian.



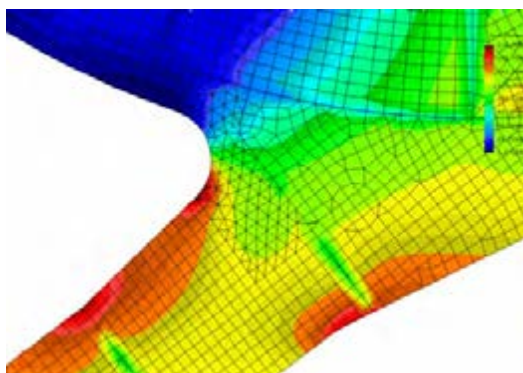
Rys. 8.58. Zwiększenie promienia przejścia na krawędziach zewnętrznych pasów



Rys. 8.59. Zmiana kształtu otworu wewnętrznego w pasie dolnym oraz zmiana kształtu pasa dolnego ramienia podpory



Rys. 8.60. Warstwy naprężeń zredukowanych w [MPa] przy mimośrodku obciążenia siły pionowej skierowanym pomiędzy podpory A i B (kąt 120°)



Rys. 8.61. Warstwy naprężeń zredukowanych w pasie dolnym ramienia podpory, dla obciążeń głównych dla mimośrodu obciążenia siły pionowej skierowanego na podporę B (kąt 60°) w [MPa]

Szczególnie korzystną zmianą jest wprowadzenie zamiast dotychczas stosowanego w pasie dolnym dźwigara pierścieniowego otworu okrągłego, otworu w kształcie trójkąta równobocznego z silnie zaokrąglonymi narożnikami. Ta zmiana w połączeniu z nieznaczną zmianą kształtu pasa dolnego ramienia spowodowała znaczne zmniejszenie naprężeń wskutek przesunięcia osi obojętnej dla zginania w płaszczyźnie poziomej. Po wprowadzeniu zmian uzyskano ramę portalową o znacznie wyższej jakości projektowej, która powinna zapewnić bezawaryjną eksploatację przez cały czas życia maszyny.

Zwałowarka ZSOT-2500.50

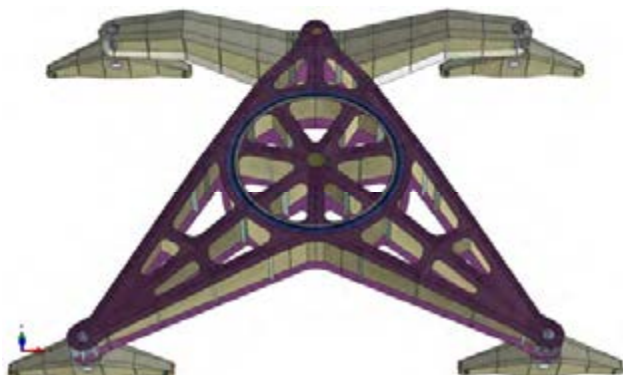
Zwałowarka ZSOT (rys. 8.62) jest zwałowarką na podwoziu szynowym eksploatowaną na składowisku popiołu Elektrowni Turów. Ze względu na niewielką długość

wysięgnika, małą gęstość nosiwa i brak istotnego pochylenia podłoża, ustrój nośny zwałowarki charakteryzuje się bardzo lekkim ustrojem nośnym. Masa nadwozia wynosi 167 Mg i znajduje się na mimośrodku 0,57 m względem osi łożyska [322]. Łożysko obrotu nadwozia jest typowym wieńcowym łożyskiem dwurzędowym o średnicy podziałowej 2,7 m.

Na rysunku 8.63 pokazano model geometryczny ramy portalowej podwozia oraz wahaczy zwałowarki. Cała rama jest podparta statycznie wyznaczalnie w trzech punktach. Okrąg dźwigara pierścieniowego podwozia został wpisany w trójkąt ramy portalowej podwozia. Obciążenie na podpory jest przenoszone przez 9 ramion dwuteowych. Dodatkowo wewnątrz dźwigara zostało stężone przez 7 ramion zbiegających się centralnie. Struktura ramy podwozia zapewnia bardzo dużą sztywność giętą dźwigara pierścieniowego.



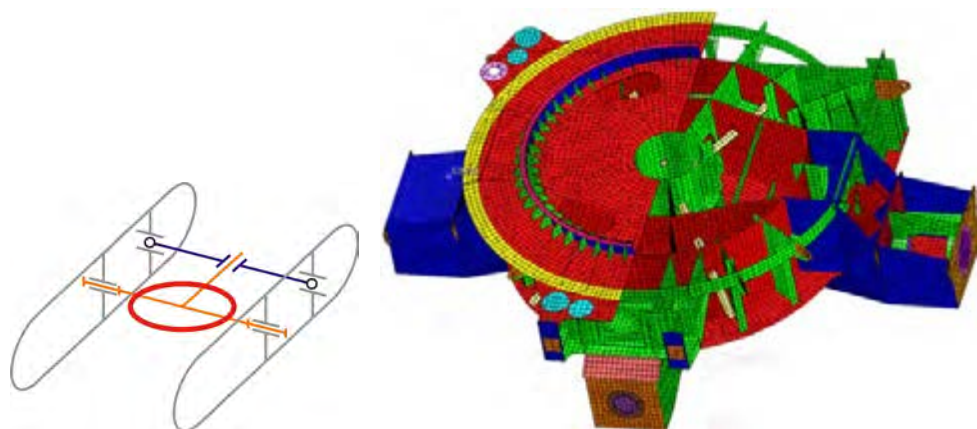
Rys. 8.62. Zwałowarka ZSOT-2500.50



Rys. 8.63. Rama portalowa podwozia oraz układ wahaczy zwałowarki ZSOT-2500.50

Zwałowarka 4420.61

Podwozie zwalowarki 4420.61 (wydajność 4420 m³/h, wysięgnik zwałujący o długości 61 m (kopalnia Neyveli, India) jest dwugąsienicowe [248]. Portal podparty jest przez dwa czopy na zestawach gąsienicowych. Trzecią podporę stanowi wahacz. Na rysunku 8.64 pokazano model dyskretny w półprzekroju. Powierzchnia wsporcza pod dwurzędowe łożysko wałeczkowo-kulowe została wyniesiona ponad pas górny. Średnica łożyska wynosi $\varnothing 5$ m, masa nadwozia około 570 Mg. Charakterystyczny dla tego ustroju nośnego jest poprzeczny dźwigar łączący czopy przecinający dźwigar pierścieniowy [98].



Rys. 8.64. Schemat kinematyczny dwugąsienicowego podwozia zwalowarki 4420.61 oraz model dyskretny

8.6. Maszyny przeładunkowe

Maszyny przeładunkowe są to środki transportu bliskiego do przemieszczania ładunków na krótkie odległości. W skład maszyn przeładunkowych można zaliczyć maszyny, w których obrót nadwozia względem podwozia jest jednym z podstawowych ruchów roboczych, takie jak: ładowarko-zwałowarki i żurawie.

Ładowarko-zwałowarki przeznaczone są do mechanizacji prac przeładunkowych ruchem ciągłym na placach składowych materiałów sypkich. Mogą one pracować w różnych trybach pracy:

- zwałowanie,
- czerpanie,
- transport do punktu odbiorczego z pominięciem placu składowego i maszyny,
- transport do punktu odbiorczego z doładowaniem materiału z placu składowego.

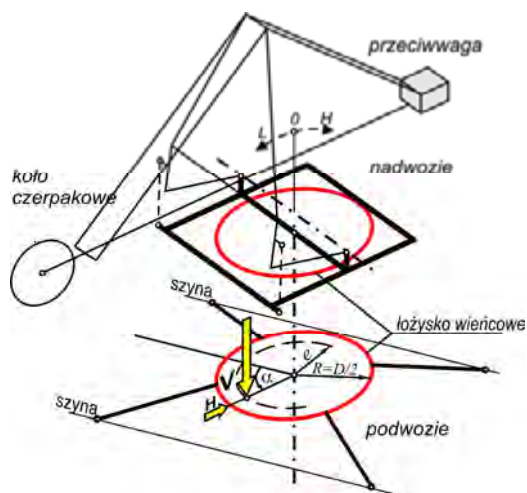
Ładowarko-zwałowarka ŁZKS-1600

Ładowarko-zwałowarka ŁZKS-1600.33,5 (rys. 8.65) ma podwozie szynowe. Na rysunku 8.66 pokazano strukturę węzła obrotu nadwozia. Dźwigar pierścieniowy o przekroju zamkniętym, o 12 segmentach, wspiera się na czterech podporach rozpraszających obciążenia na szynę przez 32 koła jezdne [50]. Schemat podparcia ramy jest statycznie niewyznaczalny. Wysokość dźwigara pierścieniowego w stosunku do jego średnicy wynosi 0,22; a w stosunku do średnicy podziałowej łożyska 0,35.

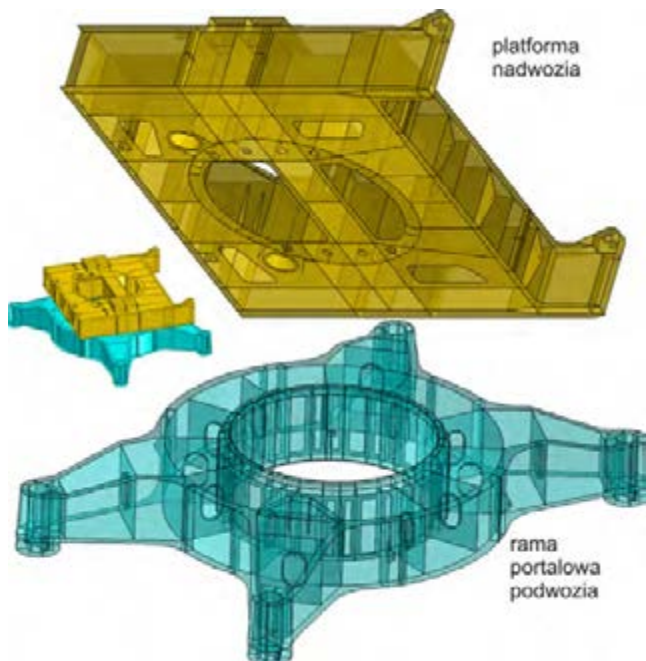
Powierzchnia wsporcza pod łożysko została wyniesiona ponad pas górny dźwigara pierścieniowego nad wewnętrznym płaszczem, co skutkuje relatywnie małą średnicą łożyska, która wynosi $\varnothing 4,485$ m. Łożysko ma jeden rząd nośny zawierający 100 kul o średnicy 110 mm oraz hak toczny z kulami o średnicy 2". Masa nadwozia wynosi 560 Mg [267].

Platformę nadwozia tworzy przekrój skrzynkowy z otaczającą przesyp walcową ścianką. Wysokość platformy nadwozia stanowi 30% średnicy podziałowej łożyska.

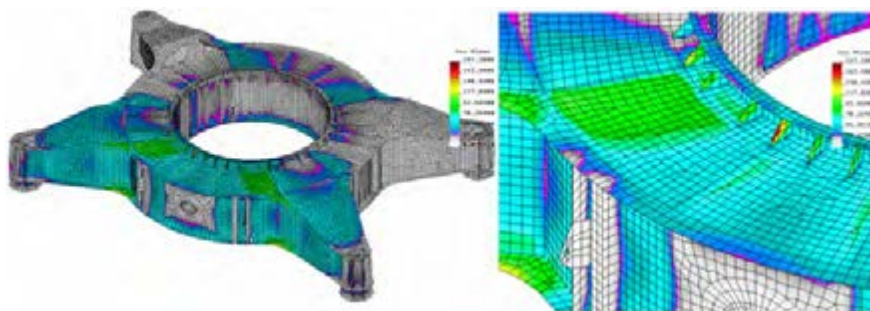
W związku z wahliwą postacią nadwozia w ładowarko-zwałowarkach tego typu następują duże przemieszczenia poziomego położenia środka ciężkości pomiędzy czerpaniem a zwałowaniem [277]. Powoduje to znaczne problemy z trwałością węzła łożyskowego [272, 281]. Na rysunku 8.67 przedstawiono przykładowe warstwy naprężeń w ramie portalowej podwozia. Najbardziej niebezpiecznym w aspekcie obciążeń elementów tocznych łożyska jest takie położenie nadwozia względem nadwozia, gdy odchylenie kierunku wysięgnika koła czerpakowego od kierunku jazdy leży w zakresie $60\text{--}75^\circ$.



Rys. 8.65. Ładowarko-zwałowarka ŁZKS-1600.33 – widok i schemat kinematyczny



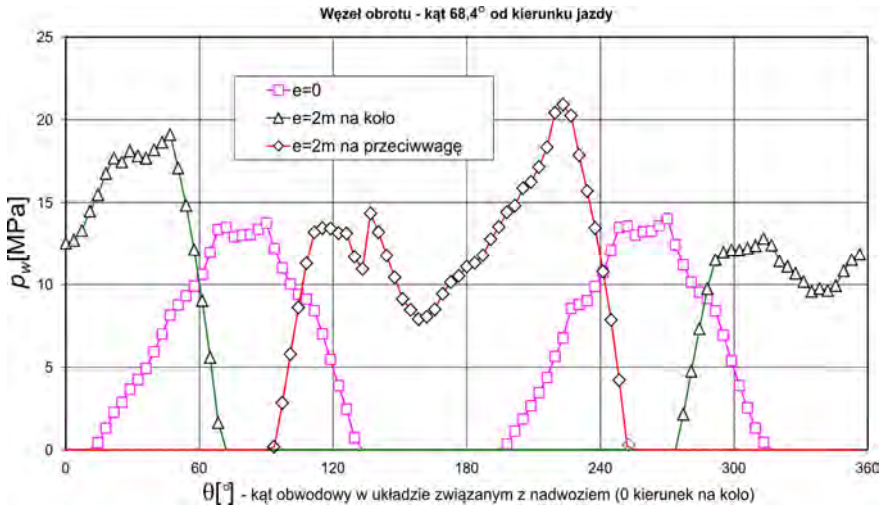
Rys. 8.66. Węzeł obrotu ładowarko-zwałowarki LZKS-1600.33 – model geometryczny



Rys. 8.67. Warstwy naprężeń Hubera-Misesa w rearmie portalowej podwoziaładowarko-zwałowarki LZKS-1600

Do obliczeń przyjęto kąt $68,4^\circ$. Na wykresie (rys. 8.68) przedstawiono obciążenie elementów toczyń w łożysku w układzie *rama portalowa podwozia–łożysko–rama platformy nadwozia*.

Przy obciążeniu osiowym tylko 66 kul znajdujących się w strefach bocznych pod wspornikami sworzni układu wychylnego nadwozia przenosi obciążenie. Przy obciążeniu mimośrodowym obciążenie jest przenoszone przez mniej niż połowę kul.



Rys. 8.68. Obciążenie elementów toczyńnych w łożysku dla trzech wybranych mimośródów działania obciążenia osiowego: $e = 0$ m (obciążenie w osi), $e = 2$ m (kierunek na koło), $e = -2$ m (kierunek na przeciwwagę)

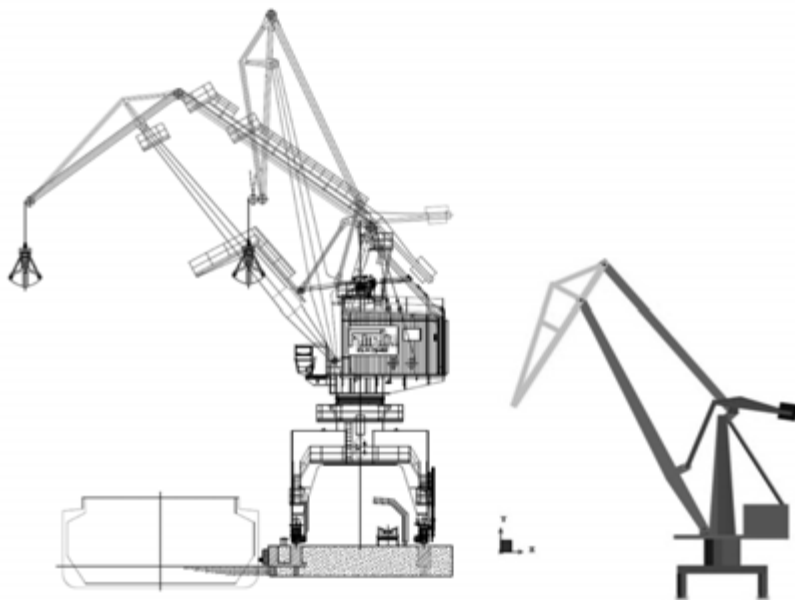
Żuraw

Żuraw jest odmianą dźwigni, której część ustroju nośnego, tzw. wspornik (wysięgnik), może wykonywać ruchy obrotowe w płaszczyźnie poziomej lub ruch wychyłny w płaszczyźnie pionowej, albo też obydwie te ruchy. W nowoczesnych dźwignicach są w zasadzie stosowane trzy sposoby osadzenia części obrotowych, na słupie obrotowym, na słupie stałym oraz na łożysku wieńcowym. Przedstawiono model węzła obrotu żurawia (rys. 8.69) o parametrach:

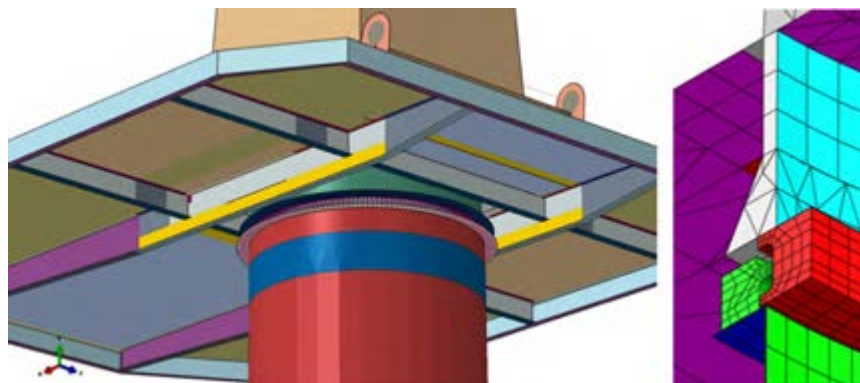
- wysięg $R_{\max} = 36$ m, $R_{\min} = 10$ m,
- udźwig x wysięg $20/40$ t \times 36/16 – 10 m,
- prędkości robocze dla zmiany wysięgu $V_{Q=20\text{ t}} = 50$ m/min, $V_{Q=40\text{ t}} = 20$ m/min,
- masa układu wypadowego 53 820 kg,
- masa przeciwcieżaru 28 000 kg.

Obrót jest realizowany przez wieńcowe łożysko dwurzędowe o średnicy podziałowej 2987 mm. Kule rzędu nośnego mają średnicę 50 mm, a rzędu podtrzymującego 40 mm. Do zabudowy łożyska wykorzystano tuleje z rur grubościennych $\text{Ø}3000 \times 24$ mm z kołnierzami. Podest żurawia wykonany jest z blach o grubościach: 14 mm, 24 mm i 60 mm. Podest opasany jest ceownikiem [300 i usztywniony systemem żeber wzdłużnych i poprzecznych. Zamodelowano dwie wersje konstrukcyjne: w pierwszej kołnierz pod łożysko jest usztywniony względem tulei 8 żebrami rozmieszczonymi co 45° , w drugiej usunięto żebra i zwiększono o 20% grubość kołnierza.

Wyznaczone z pomocą MBS obciążenie słupa podczas ruchu wypadu żurawia z nosiwem o masie 40 Mg zostało zaaplikowane do modelu MES. Do modelowania pierścieni łożyska i fragmentu podzespołów wsporczych wykorzystano elementy objętościowe. Pozostałe elementy węzła dyskretyzowano elementami powierzchniowymi (rys. 8.70). Zastosowano technikę sklejaną niezgodnej siatki elementów skończonych na powierzchniach pomiędzy elementami objętościowymi i objętościowymi oraz powłokowymi.

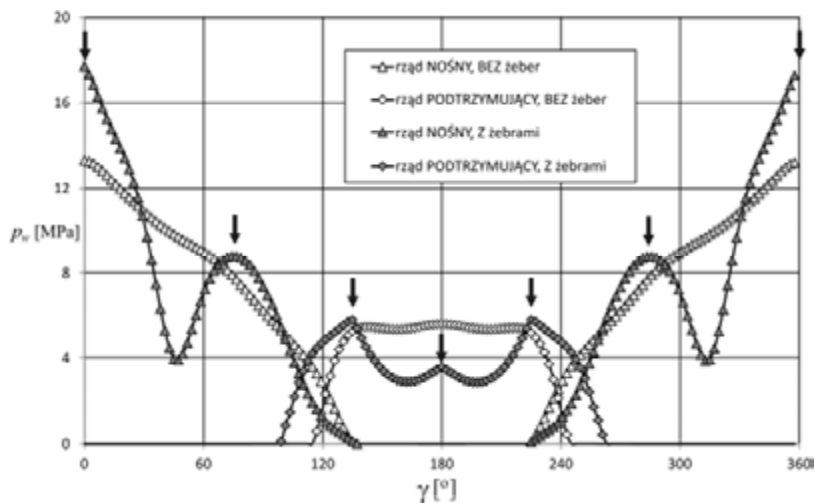


Rys. 8.69. Żuraw chwytakowy i jego model zbudowany w systemie MBS

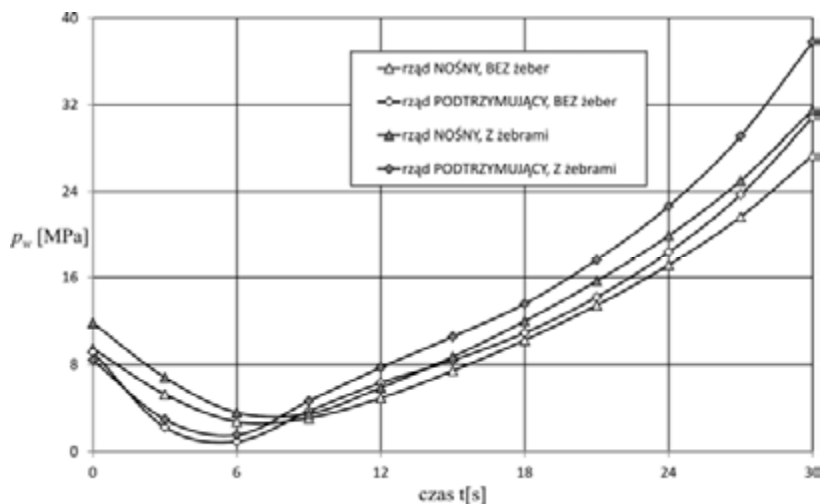


Rys. 8.70. Model geometryczny węzła obrotu żurawia oraz fragment modelu dyskretnego w przekroju

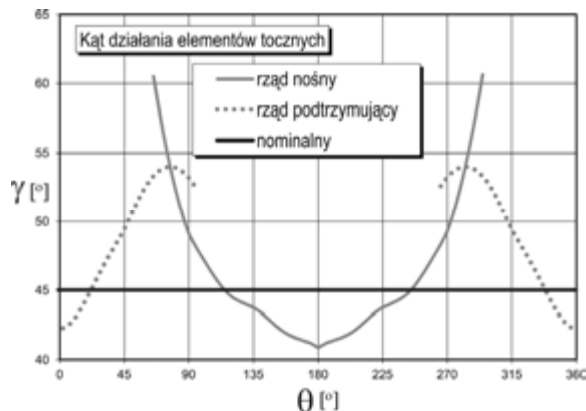
Wyznaczono obciążenia właściwe elementów toczyńnych w obu wersjach konstrukcyjnych. Na rysunku 8.71 zestawiono obciążenia właściwe poszczególnych elementów toczyńnych w wybranym kroku czasowym, a na rysunku 8.72 przebieg czasu maksymalnej wartości obciążenia właściwego elementów toczyńnych podczas wypadu. Wyznaczono także kąt działania elementów toczyńnych.



Rys. 8.71. Wpływ uźebrowania kołnierza pod łożysko na obciążenie właściwe elementów toczyńnych podczas wypadu z nosiwem o masie 40 Mg (czas $t = 22$ s), położenie żeber oznaczono strzałkami



Rys. 8.72. Wpływ uźebrowania kołnierza pod łożysko na maksymalne obciążenie właściwe elementów toczyńnych podczas wypadu z nosiwem o masie 40 Mg – przebieg w czasie



Rys. 8.73. Porównanie maksymalnych wartości sił działających na elementy toczone w obu modelach (z żebrami i bez żeber) dla kolejnego czasu

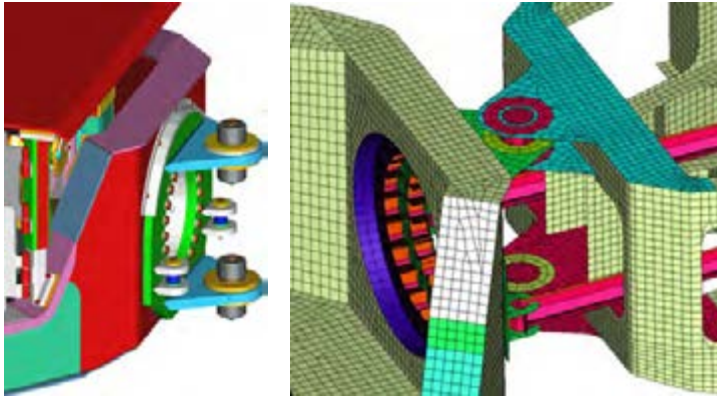
Zastosowanie żeber pomiędzy tuleją a dwuteowymi podłużnicami podestu powoduje wzrost nierównomierności obciążenia elementów toczonek, a wartość maksymalnego obciążenia wzrasta o 13% (rys. 8.73), co zgodnie z klasyczną teorią nośności łożysk powinno zmniejszyć trwałość łożyska o prawie jedną trzecią. Stwierdzono odchylenie kąta działania elementów toczonek od kąta nominalnego o ponad 15°.

8.7. Samojezdne maszyny górnictwa podziemnego

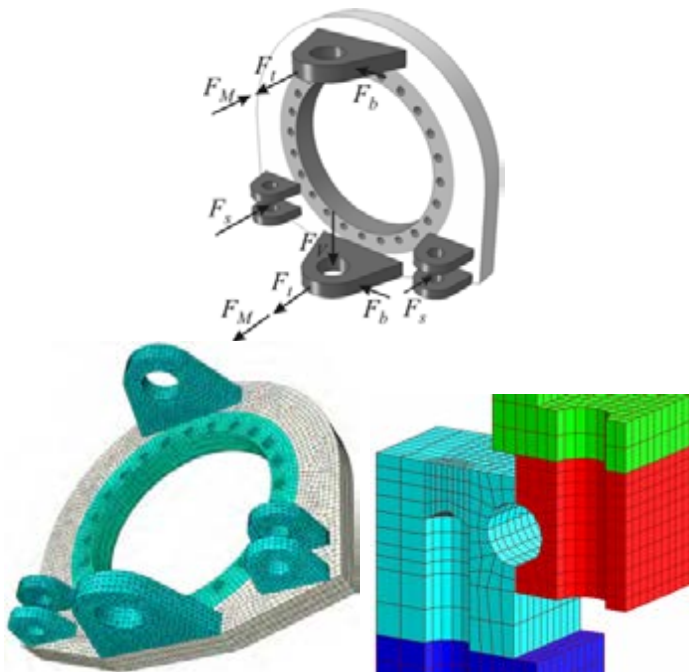
W mobilnych maszynach górnictwa podziemnego łożyska wieńcowe są alternatywą typowych przegubów realizowanych przez połączenia sworzniowe [305]. Przez zastosowanie łożysk wieńcowych uzyskuje się znaczną zwartość rozwiązania konstrukcyjnego. łożyska w tego typu zastosowaniach poddane są silnym oddziaływaniom dynamicznym, a zbiór możliwych stanów obciążenia jest bardzo rozbudowany. Na rysunku 8.74 pokazano zastosowanie czteropunktowego łożyska kulowego o śred-



Rys. 8.74. Wiertnica FACE MASTER do pracy w górnictwie podziemnym



Rys. 8.75. Model geometryczny przegubu ciągnika SMG oraz model dyskretny węzła obrotu

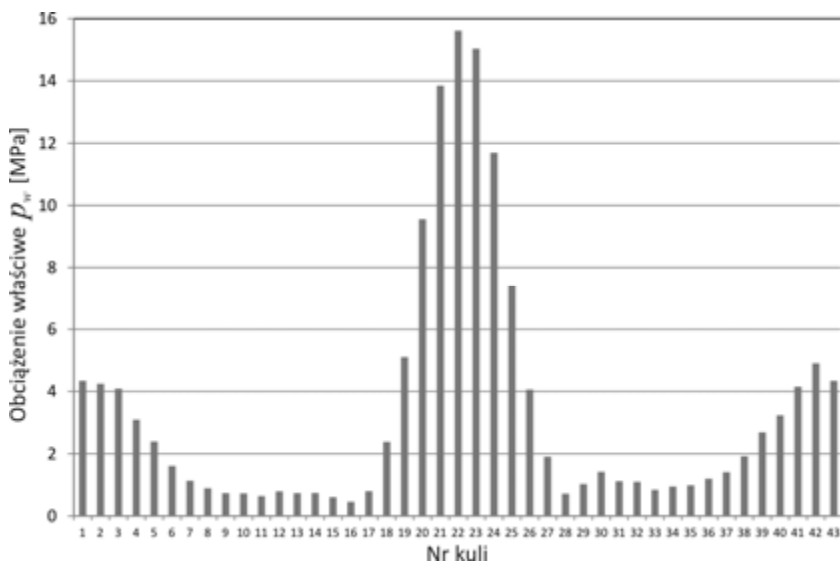


Rys. 8.76. Schemat obciążeń przegubu oraz model podzespołu wsporczego

nicy podziałowej $\varnothing 525$ mm i kulach o średnicy $\varnothing 32$ mm w wiertnicy przeznaczonej do pracy w górnictwie podziemnym na niskich pokładach. Łożysko nie ma wieńca zębatego.

W przypadku tego typu rozwiązania konstrukcyjnego budowane są dwa modele obliczeniowe. Pierwszy model powłokowy (rys. 8.75) służy do wyznaczenia stanu obciążeń w ustroju nośnym wiertnicy. W tym modelu łożysko jest zamodelowane

w sposób uproszczony. Z tego modelu można uzyskać postać deformacji pierścieni łożyska i sprawdzić czy podzespół wsporczy ma dostateczną sztywność. Ze względu na punktowe wprowadzanie obciążenia od uch sworznia i siłowników skrętu w pierścien podzespołu wsporczego niezbędne jest sprawdzenie rozkładu obciążenia na elementy toczne. W tym celu budowany jest model objętościowy z odwzorowaniem kształtu pierścieni łożyskowych (rys. 8.76).



Rys. 8.77. Obciążenie właściwe elementów tocznych podczas hamowania przy jeździe na wprost

Elementy toczne są zastępowane elementami zastępczymi *bieżnia–element toczny–bieżnia*, a śruby elementami zastępczymi, w których można wprowadzić napięcie wstępne.

Przykładowy rozkład obciążenia właściwego kul przy hamowaniu maszyny przedstawia diagram na rysunku 8.77. Kula 1 znajduje się na górze łożyska, a kule 22 i 23 na dole.

Widoczna jest koncentracja obciążeń w strefie dolnej i górnej łożyska. Realne jest przedłużenie czasu eksploatacji tego łożyska. Ponieważ łożysko wykonuje tylko drobny ruch wahliwy, możliwy jest więc po pewnym czasie eksploatacji obrót pierścieni o 90° i ponowny montaż. Konieczna jest jednak wymiana śrub mocujących łożysko.

8.8. Dostrajanie modeli numerycznych

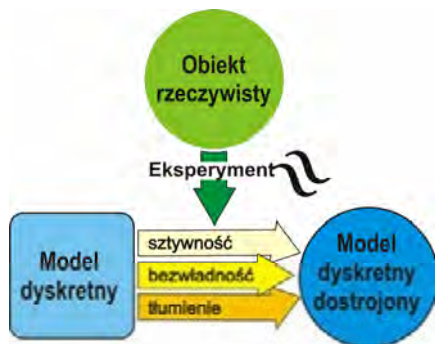
Wielkogabarytowe toczne węzły obrotowe są eksploatowane zazwyczaj w złożonych systemach technicznych. W obiektach mechanicznych o dużej złożoności pod-

stawową trudnością w stosowaniu modeli numerycznych jest odstępstwo modelu od obiektu rzeczywistego. Szczególnie istotne jest to we wszystkich obiektach poddawanych obciążeniom dynamicznym oraz obciążeniom cyklicznym mogącym w pewnych niekorzystnych warunkach wywołać zjawisko rezonansu. Dla prostych obiektów metoda elementów skończonych [36, 191] pozwala wyznaczyć postaci własne i odpowiadające im częstości własne z bardzo dużą dokładnością. Im obiekt jest bardziej złożony, a jego interakcje z otoczeniem obarczone są trudną do określenia podatnością i tłumieniem, tym bardziej wyniki z symulacji numerycznej odbiegają od wyników uzyskanych z pomiarów na obiekcie rzeczywistym [5]. W przypadku przeprowadzania analizy harmonicznego lub przebiegów czasu różnice pomiędzy modelem a obiektem rzeczywistym mogą prowadzić do dużych rozbieżności. Aby tego uniknąć, niezbędne jest dostrojenie modelu numerycznego na podstawie danych uzyskanych z eksperymentu [317].

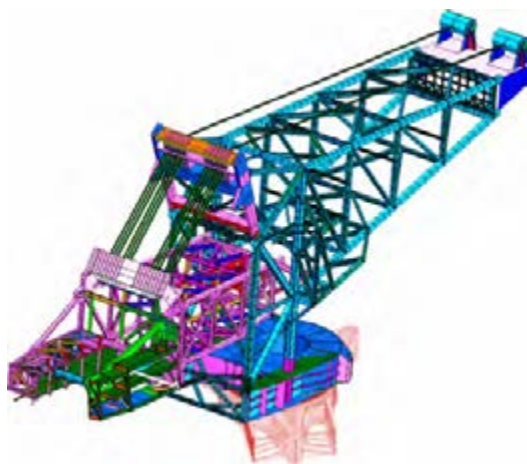
Na częstość i postać własną obiektu wpływają trzy czynniki [270]: rozkład masy, rozkład sztywności oraz tłumienie. Rozkład masy jest definiowany w modelu MES przez macierz bezwładności $[M]$, która definiowana jest na podstawie geometrii układu oraz rozmieszczenia mas skupionych elementów zwartych. Macierz bezwładności jest obciążona stosunkowo najmniejszym błędem. Rozkład sztywności w modelu opisuje macierz sztywności $[K]$. Oprócz geometrii na sztywność mają wpływ właściwości materiałowe. Źródłem błędów jest przede wszystkim uwzględnienie sztywności w węzłach z tarciami, sztywności elementów o charakterystyce nieliniowej (np. olinowanie) oraz sztywność otoczenia. Tłumienie w złożonych obiektach mechanicznych ma charakter złożony i wynika z jednoczesnego występowania tłumienia materiałowego i konstrukcyjnego, co jest trudne do zdefiniowania i dlatego jest przy wyznaczaniu częstości własnych źródłem największych błędów. Macierz tłumienia $[C]$ jest najczęściej definiowana w postaci tłumienia Rayleigha, jako kombinacja liniowa macierzy sztywności i macierzy bezwładności, albo jako tłumienie modalne podawane w odniesieniu do tłumienia krytycznego i przyjmujące stałą wartość dla wszystkich postaci (w większości pakietów obliczeniowych MES) lub wprowadzane dla każdej postaci osobno (ABAQUS, COSMOS/M itp.).

Dostrojenie modelu numerycznego polega na doborze cech modelu, zapewniających zgodność z selektywnymi badaniami doświadczalnymi (rys. 8.78). Zmiany w modelu polegają na: uwzględnianiu imperfekcji w modelu geometrycznym, zmianie parametrów materiałowych i tłumienia, wprowadzaniu dodatkowych elementów masowych, sprężystych lub tłumików, w taki sposób, aby uzyskać zgodność z wynikami pomiarów z wymaganą tolerancją. Sama procedura ma charakter iteracyjny.

Łoże kulowe w koparce SchRs-4600.30 ulegało przyspieszonej degradacji. Stwierdzono konieczność analizy harmonicznego, aby zidentyfikować poziom drgań z zastosowaniem nowego napędu o innej charakterystyce wymuszeń. Zbudowany model dyskretny maszyny (rys. 8.79) metodą elementów skończonych należało dostroić do istniejącego obiektu. Wyznaczono postaci i częstości własne (rys. 8.80).



Rys. 8.78. Dostrajanie modelu obliczeniowego

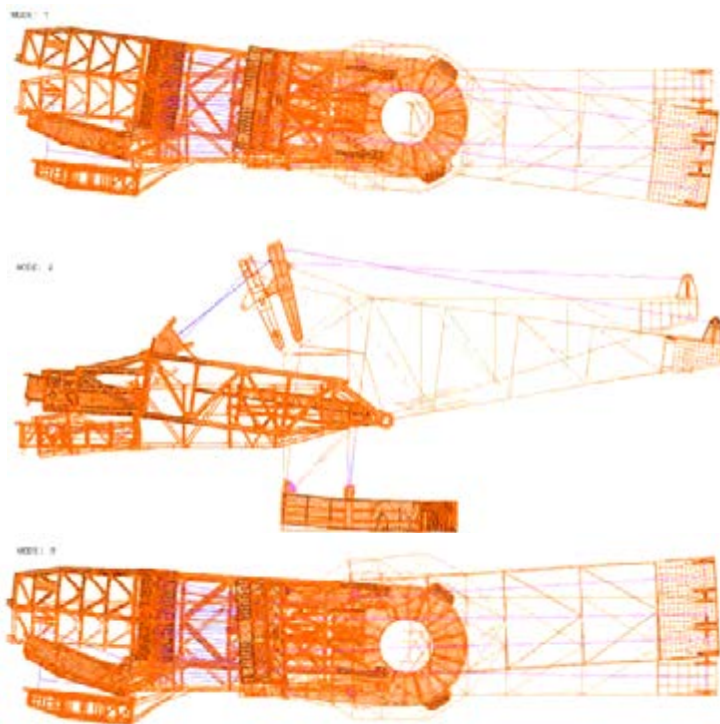


Rys. 8.79. Model dyskretny koparki SchRs-4600.30

Przeprowadzono badania doświadczalne. Wielkością mierzoną były przyspieszenia w trzech wybranych miejscach maszyny. Zastosowano czujniki sejsmiczne przeznaczone do rejestracji długotrwałych przyspieszeń o niewielkich amplitudach. Czujniki zamontowane zostały w kostce pomiarowej, co zapewnia ortogonalność poszczególnych torów pomiarowych:

- czujnik 1 – kierunek X zorientowany wzdłuż wysięgnika w stronę koła czerpakowego,
- czujnik 2 – kierunek Y poziomo prostopadle do wysięgnika w lewo,
- czujnik 3 – kierunek Z pionowo do góry.

Rejestrowany zakres pomiarowy wynosił $\pm 30 \text{ m/s}^2$. Częstotliwość próbkowania wyniosła 1500 Hz. Rejestrację przyspieszeń wykonano korzystając z 16-kanalowego



Rys. 8.80. Pierwsze trzy postaci własne koparki SchRs-4600.30

rejestratora marki TEAC oraz komputera PC. Wykonano pomiary dla następujących ruchów roboczych:

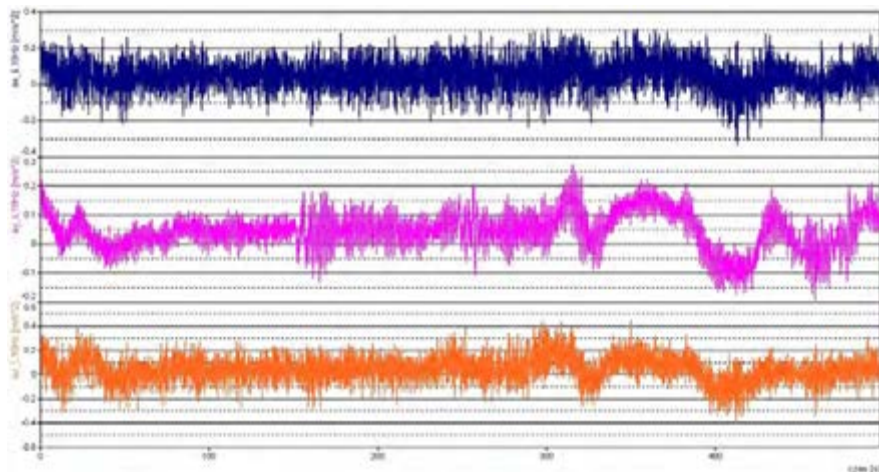
- ruch obrotu nadwozia (w lewo i w prawo),
- jazda maszyny w kierunku prostopadłym do wysięgnika koła czerpakowego,
- jazda maszyny w kierunku równoległym do wysięgnika koła czerpakowego.

Każdy ruch składał się z 3 faz: rozruchu, fazy ruchu ustalonego oraz hamowania. Każdy ruch roboczy powtarzano 3-krotnie w każdym kierunku. Przeprowadzono filtrację dolnoprzepustową na poziomie $L = 10$ Hz. Na rysunku 5. pokazano przykładowe przebiegi po filtracji.

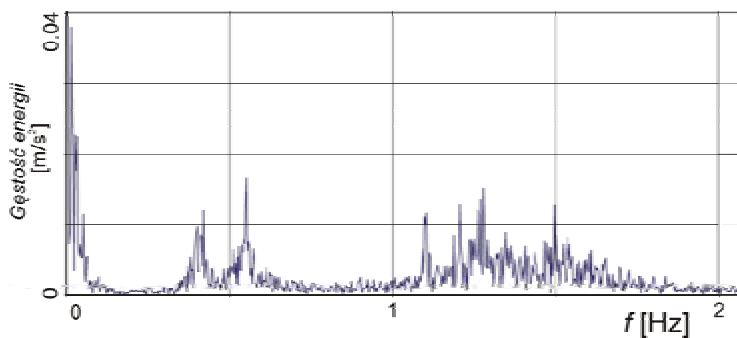
Dla uzyskanych przebiegów (rys. 8.81) zastosowano analizę fourierowską, w celu uzyskania charakterystyk częstotliwościowych obiektu badań. Wykresy gęstości energii w funkcji częstotliwości pokazano na rysunku 8.82. Przeprowadzono dostrojenie modelu poprzez zmianę sztywności olinowania, zmianę sztywności podłoża oraz zmianę wartości tłumienia modalnego. Uzyskane wyniki dla wybranych częstotliwości zestawiono w tabeli 8.2.

Tabela 8.2. Zestawienie częstości zmierzonych oraz uzyskanych MES przed i po dostrojeniu

Postać	Częstość własna MES przed dostrojeniem f [Hz]	Częstość własna zmierzona $f_{dośw}$ [Hz]	Częstość własna MES po dostrojeniu f [Hz]	Δf [Hz]
II	0,481	0,389	0,403	0,0141
III	0,576	0,572	0,575	0,0024
VI	1,536	1,339	1,327	0,0119



Rys. 8.81. Przykładowe przebiegi przyspieszenia na wysięgniku koła czerpakowego po filtracji dolnoprzepustowej



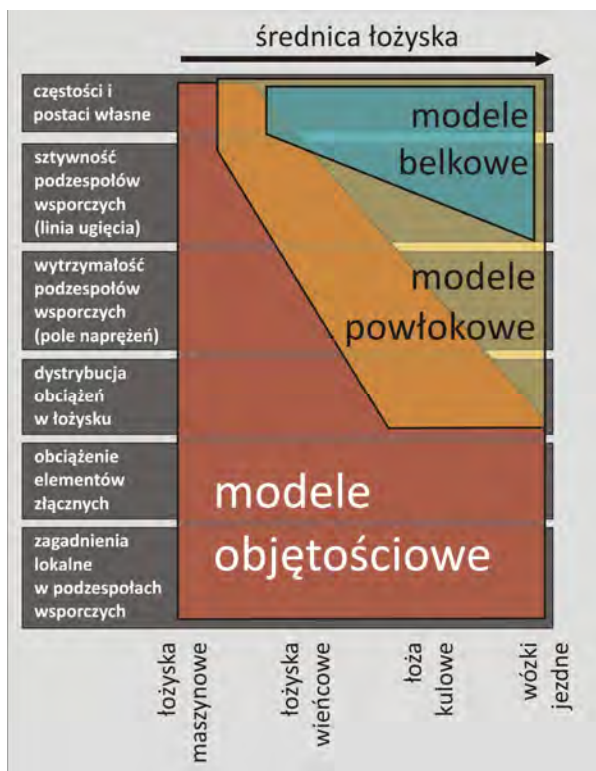
Rys. 8.82. Gęstość energii drgań w funkcji częstotliwości

W wyniku zastosowania dostrojenia modelu do wybranych cech obiektu rzeczywistego uzyskano dobrą zgodność wyników doświadczalnych i numerycznych. Przy złożonych obiektach poddawanych analizie dynamicznej zastosowanie dostrajania zapewnia odpowiednią wiarygodność wyników.

W analizowanym przypadku źródłem największych błędów w wyznaczaniu postaci i częstości własnych okazały się podatność podłoża oraz sztywność lin wciągarki głównej.

8.9. Podsumowanie

Zaprezentowane modele skończenie elementowe reprezentują całe spektrum typów maszyn roboczych i transportowych, podlegających obciążeniom o różnych charakterach, o różnych postaciach konstrukcyjnych. Ze względu na cel obliczeń stosowane były różne typy modeli obliczeniowych: powłokowe, objętościowe, mieszane. Na rysunku 8.83 przedstawiono zakres stosowalności poszczególnych modeli obliczeniowych podzespołów wsporczych. Każde zadanie obliczeniowe należy jednak traktować indywidualnie, wybierając kompromis pomiędzy dokładnością, wymaganiami wobec narzędzi obliczeniowych (*hardware* i *software*) oraz pracochłonnością budowy modelu i czasu obliczeń.



Rys. 8.83. Zastosowanie modeli MES podzespołów wsporczych w kształtowaniu węzłów obrotu

Odrębnym zagadnieniem jest przyjęcie sposobu odwzorowania elementów tocznych przy wyznaczaniu dystrybucji obciążeń, czy też śrub do wyznaczania obciążeń w nich panujących.

Porównano różne modeli układu *element toczny–bieżnia* oraz pokazano przykładowe rozkłady obciążeń z symulacji numerycznych. Zbudowano trzy różne modele węzła obrotu zwałowarki z łożem kulowym o średnicy podziałowej $\varnothing 10$ m i 189 kulach o średnicy 150 mm [340, 345]:

- uproszczony model podzespołów wsporczych oparty na elementach belkowych, element zastępczy *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BEB) – ozn. F1,
- model podzespołów wsporczych oparty na elementach powłokowych (rys. 5.10), element zastępczy *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BEB) – ozn. F2,
- model podzespołów wsporczych oparty na elementach powłokowych (rys. 5.10), sztywny element zastępczy *bieżnia–element toczny–bieżnia* (SBEB) (rys. 5.2), który przenosi ściskanie, ale nie odkształca się – ozn. F3.

Wszystkie trzy modele umożliwiają zmianę kąta działania poszczególnych elementów tocznych. Dla porównania wykonano obliczenia za pomocą zmodyfikowanego modelu Ohnricha – ozn. O.

Przeprowadzono analizę rozkładu obciążenia przy najbardziej niekorzystnym przypadku położenia nadwozia, względem podwozia (obróconego o kąt $\alpha = 60^\circ$) i zestawu obciążeń dla jazdy maszyny po łuku. Przypadek ten charakteryzuje się, złożonym zestawem obciążeń, a jednocześnie jest przypadkiem występującym podczas normalnej eksploatacji.

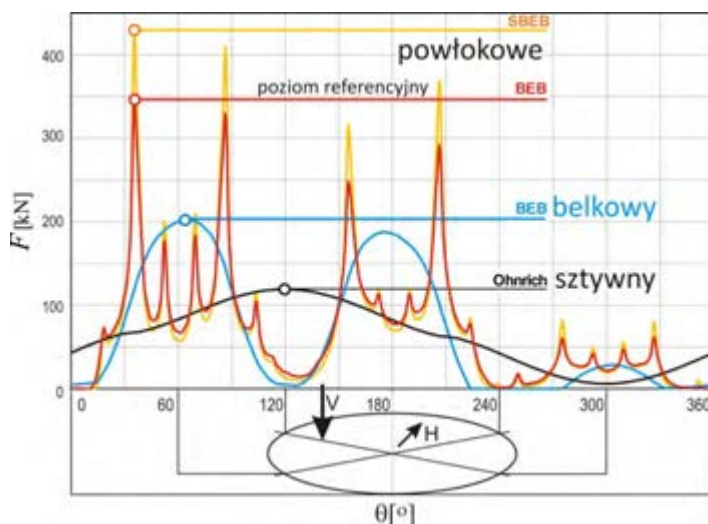
W tabeli 8.3 zestawiono podstawowe cechy poszczególnych modeli: maksymalne obciążenie elementu tocznego w wartościach bezwzględnych i w odniesieniu do powłokowego modelu konstrukcji wsporczych z elementem BEB.

Przeprowadzono obliczenia rozkładu sił na elementy toczne łożyska dla różnych modeli układu *element toczny–bieżnia* i różnych modeli podzespołów wsporczych. Punktem odniesienia dla oceny wyników był z jednej strony model teoretyczny według Ohnricha, zakładający nieodkształcalność giętą pierścieni łożyskowych, z drugiej strony model wykorzystujący oryginalny superelement *bieżnia–kula–bieżnia* (BKB), z uwzględnieniem sztywności podzespołów wsporczych, które zamodelowano elementami powierzchniowymi. Model ten uwzględnia najwięcej zjawisk zachodzących w łożysku i najlepiej odzwierciedla rzeczywisty rozkład sił na poszczególne elementy toczne.

Na rysunku 8.84 przedstawiono rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska dla opisanych modeli. Już z porównania jakościowego widoczna jest nieprzydatność modelu teoretycznego. W modelu podzespołów wsporczych z elementami liniowymi prawidłowo „rozpoznaje” się globalne strefy „twarde” (podpory), ale lokalne już nie (przepony, żebra itp.). Najbardziej zbliżony do modelu odniesienia jest model o sztywnych elementach zastępczych SBKB, umożliwiających jednak na wzajemne poprzeczne przesuwanie się pierścieni łożyskowych.

Tabela 8.3. Porównanie modeli węzła obrotu

Oznaczenie	Model Ohnricha	Model FEM		
	O	F1	F2	F3
Model podzespołów wsporczych	sztynny	belkowy	powłokowy	
Model układu <i>element toczny–bieżnia</i>	hertzowski	element zastępczy układu <i>bieżnia–element toczny bieżnia</i> z charakterystyką hertzowską ze zmianą kąta działania BEB	Jednostronnie sztywny element zastępczy układu <i>bieżnia–element toczny–bieżnia</i> z charakterystyką hertzowską ze zmianą kąta działania SBEB	
Przewyższenie	–	–	+	+
Twarde strefy globalne	–	+	+	+
Twarde strefy lokalne	–	–	+	+
Nieliniowa charakterystyka sztywności <i>element toczny–bieżnia</i>	+	+	+	–
Maksymalna siła na element toczny: wartość bezwzględna i odniesiona do modelu F2 $F \text{ [kN]} / (F/FF2)$	98/29,4%	205/60,3%	340/100%	430/126%



Rys. 8.84. Rozdział sił na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska. Oznaczono kierunek mimośrodu działania siły pionowej V i kierunek działania siły poziomej H

Pod względem ilościowym dla analizowanego łożyska w modelu teoretyczny zaniżono maksymalną wartość siły o 70%, w modelu z konstrukcją wsporczą modelowaną elementami 1D o 40%, a w modelu powierzchniowym o sztywnych elementach tocznych zawyżono o 25%.

Z podanego przykładu wynika jednoznacznie, że do analizy jakościowej, a także do wstępnej analizy ilościowej dopuszczalne jest pominięcie sztywności układu *kula-bieżnia*, ale koniecznie trzeba uwzględnić zjawisko przewyższenia i strukturę konstrukcji wsporczych przez zastosowanie modeli powierzchniowych. W obliczeniach sprawdzających konieczna jest aplikacja do modelu charakterystyki układu *element toczny-bieżnia*. Stosowanie metod tradycyjnych opartych na modelu ohnrichowskim nie zapewnia dostatecznych informacji do oceny jakości przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych.

Jednocześnie przykład ten pokazuje, że dominujący wpływ na dystrybucję obciążenia poszczególnych elementów tocznych ma względne przemieszczanie się pierścieni łożyska w kierunku poprzecznym i to zjawisko należy przede wszystkim uwzględnić.

9. Kształtowanie podzespołów wsporczych

Kształtowanie węzłów obrotu nadwozia maszyn roboczych i dźwigowych ze względu na dystrybucję obciążeń w łożysku wielkogabarytowym jest zadaniem wymagającym dużej wiedzy z zakresu wytrzymałości, znajomości reprezentatywnych zbiorów obciążeń oraz sprawności w budowie adekwatnych modeli obliczeniowych. Sztywność własna pierścieni łożyskowych, szyn jezdnych wózków i innych elementów układu tocznego jest bardzo mała. Konieczne jest zastosowanie odpowiednich podzespołów wsporczych od strony obydwu łożyskowanych względem siebie zespołów maszyny. Czasami te ustroje nośne nazywane są podbudową łożyska. Podzespoły wsporcze pełnią następujące funkcje:

- stanowią bazę do montażu łożyska,
- wprowadzają (przejmują) obciążenie do (z) pierścieni łożyskowych,
- zabezpieczają przed nadmiernymi deformacjami w celu zapewnienia odpowiedniej geometrii łożyska,
- stanowią bazę do montażu dodatkowych mechanizmów (jazdy, wysięgu itp.).

Podzespoły wsporcze łożysk wielkogabarytowych, aby prawidłowo realizować swoje funkcje powinny charakteryzować się odpowiednią sztywnością i wytrzymałością.

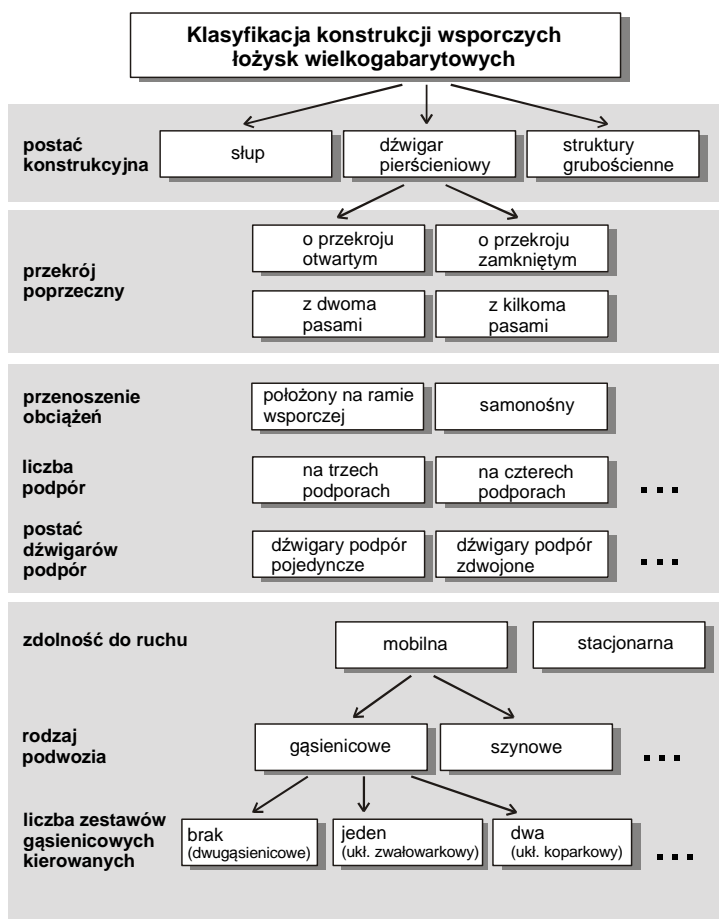
W zależności od przeznaczenia, wielkości obiektu, rodzaju i wielkości przenoszonych obciążeń podzespoły wsporcze mogą przyjmować różną postać konstrukcyjną. W obecnie produkowanych maszynach można wyróżnić ich trzy podstawowe postaci, których przykładowe modele opisano w rozdziale 8:

- dźwigar pierścieniowy,
- słup, gdy łożysko posadowione jest na rurze z grubościennym kołnierzem, o wysokości co najmniej równej jej średnicy,
- struktura grubościenna.

Podzespół wsporczy w postaci słupa jest stosowany do katalogowych łożysk wieńcowych, np. w żurawicach portowych, siłowniach wiatrowych itp. Zastosowanie struktur grubościennych ogranicza się do łożysk niewielkich: w maszynach budowlanych, pojazdach pancernych.

W przypadku łożysk dużych lub układów wózkowych do ich posadowienia występuje się wyłącznie dźwigary pierścieniowe, które wykonane są najczęściej w po-

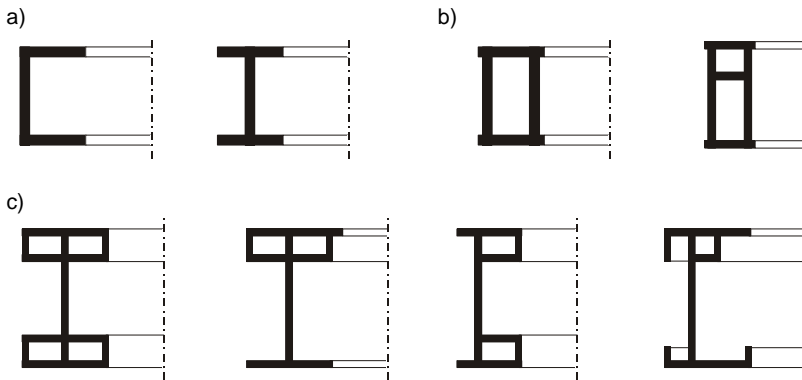
stacji blachownicy lub rzadziej w postaci przestrzennej ramy. Podział konstrukcji wsporczych wielkogabarytowych węzłów obrotowych przedstawiono na rysunku 9.1. Różnice w postaci geometrycznej nadwozia: w geometrii i rozkładzie sił, skutkują różnymi postaciami deformacji nadwozia. Następstwem przyjętej postaci geometrycznej podzespołów wsporczych jest rozkład sztywności podzespołu wsporczego po obwodzie łożyska. Projektowanie węzła obrotowego przebiega w trzech etapach (rys. 9.2). W pierwszym dokonuje się wyboru rodzaju łożyskowania, w drugim definiuje się podstawowe globalne parametry geometryczne podzespołów wsporczych, takie jak rozstaw podpór, rodzaj dźwigara pierścieniowego lub słupa (rys. 9.3), w trzecim kształtuje się te podzespoły na poziomie lokalnym, przez wprowadzanie lub usuwanie elementów zmieniających na tym poziomie rozkład sztywności.



Rys. 9.1. Klasyfikacja podzespołów wsporczych łożysk wielkogabarytowych [340]



Rys. 9.2. Etapy projektowania węzła obrotowego



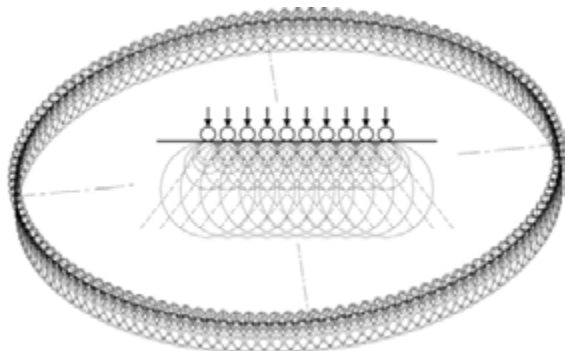
Rys. 9.3. Przykłady przekrojów poprzecznych dźwigara pierścieniowego:

a) otwarty, b) zamknięty, c) otwarto-zamknięty

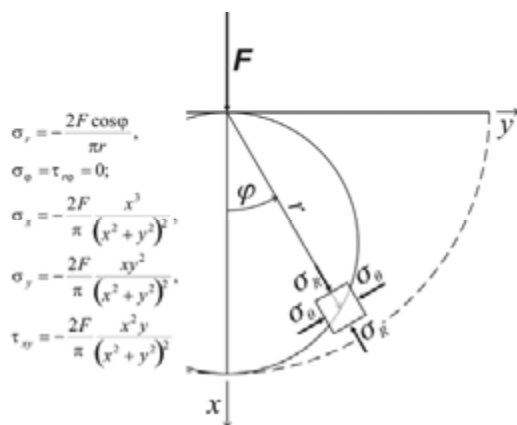
Rodzaj przyjętego węzła obrotowego ma istotny wpływ na wyężenie podzespołów wsporczych. Ma ono „miękki” charakter w przypadku łożysk wieńcowych i łoż kulowych oraz „twardy” w przypadku zastosowania wózków jezdnych (rys. 9.4).

Zagadnienie dystrybucji obciążeń w półprzestrzeni sprężystej rozwiązał A.A. Flamant (1892), który założył płaski stan naprężenia oraz pominął w rozwiązaniu półkolisty obszar wokół punktu przyłożenia siły obciążającej półprzestrzeń [97]. W ten sposób wyeliminował punkt osobliwy oraz obszar, w którym materiał może ulec uplastycznieniu. Schemat rozwiązania Flamanta oraz wzory zamieszczono na rysunku 9.5.

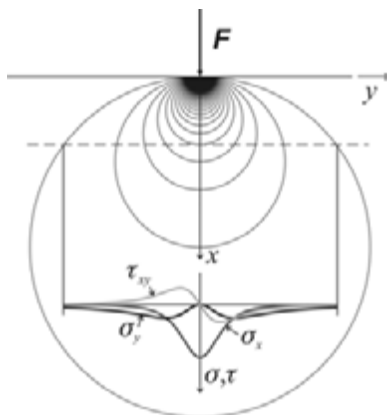
Na rysunku 9.6 pokazano rozkład obciążeń wzdłuż odcinka leżącego na pewnej głębokości pod krawędzią półprzestrzeni. Naprężenia styczne τ_{xy} zmieniają swój znak podczas przejścia przez linię działania siły. Takie zjawisko występuje w płaszczu dźwigara podczas przetaczania elementu tocznego.



Rys. 9.4. Dystrybucja obciążeń na środku dźwignika pierścieniowego w łożu kulowym [245]

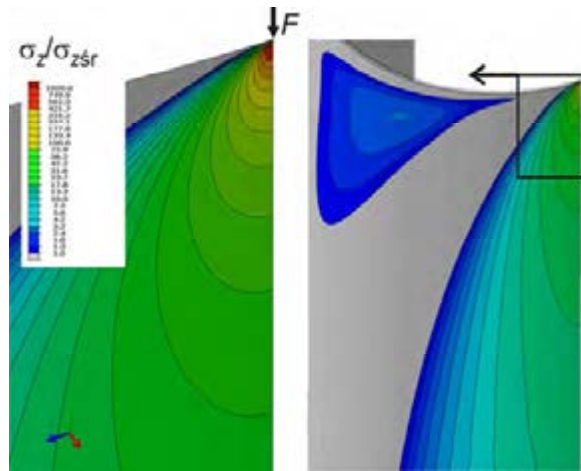


Rys. 9.5. Płaski stan naprężenia w półprzestrzeni sprężystej obciążonej siłą skupioną

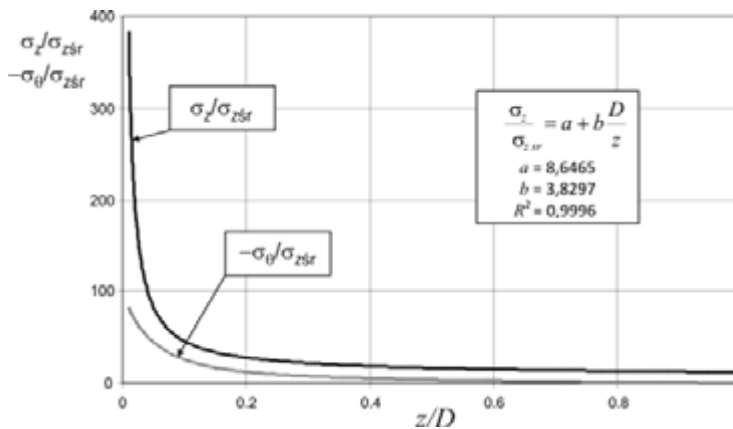


Rys. 9.6. Przebieg naprężeń wzdłuż odcinka równoległego do krawędzi półprzestrzeni sprężystej obciążonej siłą skupioną

W podzespołach wsporczych siła od elementu tocznego wprowadzana jest w płaszcz środnika dźwigara pierścieniowego, który zazwyczaj ma postać walcowej powierzchni zakrzywionej. Zbudowano model MES rury walcowej o średnicy D i grubości g równej $0,01D$ i długości $10D$. Model obciążono na krawędzi skierowaną wzdłuż osi siłą skupioną F o wartości πDg . Taka siła odpowiada jednostkowemu obciążeniu średniemu przekroju rury. Na rysunku 9.7 pokazano rozkład naprężeń osiowych σ_z w płaszczu rury odniesionych do średnich naprężeń osiowych σ_{zsr} . W przeciwieństwie do zagadnienia Flamanta na linii działania siły σ_θ jest różne od 0. Wykres przebiegu naprężeń głównych $\sigma_1 = \sigma_\theta$ i $\sigma_3 = \sigma_z$ wzdłuż tworzącej walca przedstawiono na rysunku 9.8.



Rys. 9.7. Rozkład naprężeń w płaszczu walca obciążonego siłą skupioną



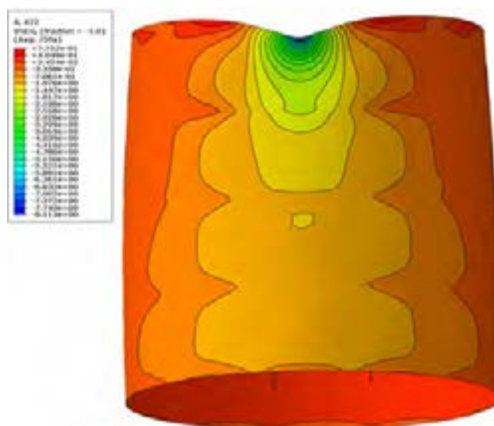
Rys. 9.8. Wykres przebiegu naprężeń głównych $\sigma_1 = \sigma_\theta$ i $\sigma_3 = \sigma_z$ wzdłuż tworzącej walca

Przebieg obciążenia osiowego σ_z można aproksymować funkcją mającą postać sumy wyrazu stałego a oraz odwrotności współrzędnej osiowej pomnożonej przez stałą b . Wartości stałych podano na rysunku 9.8. Wartość naprężenia σ_z nie dąży do 0 ze względu na skończoną wartość pola przekroju rury oraz występujące zginanie momentem $FD/2$.

W obiektach fizycznych struktura dźwigara pierścieniowego zawiera zazwyczaj elementy, takie jak kołnierze, żebra wzdłużne i poprzeczne (rys. 9.9), w związku z tym wyznaczone pole naprężeń jest zaburzone w stosunku do rury bez tych elementów (rys. 9.10).



Rys. 9.9. Model dyskretny płaszcza dźwigara pierścieniowego z kołnierzem i uźebrowaniem



Rys. 9.10. Model geometryczny płaszcza dźwigara z kołnierzem i uźebrowaniem przy sile przyłożonej przez pierścień łożyska

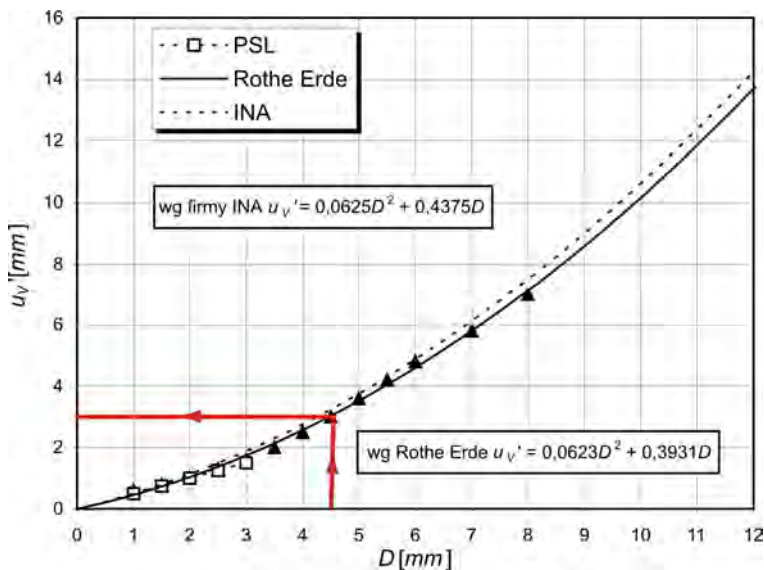
9.1. Sztywność podzespołów wsporczych i jej rozkład

Na podstawie wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych tocznych połączeń obrotowych na wiotkich podzespołach wsporczych, w tym łożysk wieńcowych i łoż kulkowych stwierdzono decydujący wpływ sztywności podzespołów wsporczych na dystrybucję obciążenia w łożysku [14, 17, 130, 195, 204]. Zarówno doświadczenie, jak i analiza obliczeniowa [18, 19, 21, 85, 225, 227, 261, 345, 375, 376] pozwoliły sformułować dwa wnioski jakościowe:

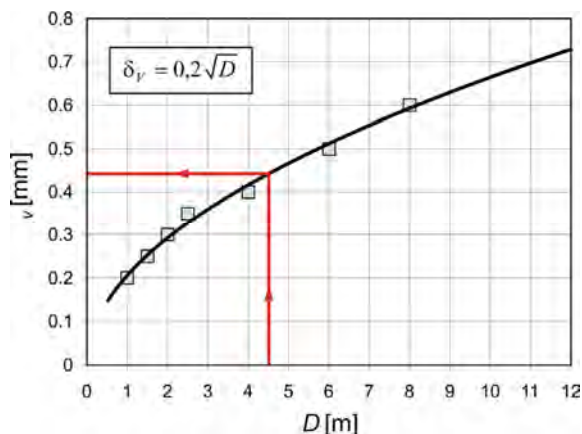
- im sztywność konstrukcji wsporczych jest większa, tym dystrybucja obciążenia bardziej zbliżona jest do ohnrichowskiej (mniejszy wpływ stref „twardych”),
- im bardziej równomierna jest sztywność dźwigara pierścieniowego, tym mniejsza jest nierównomierność amplitud dystrybucji obciążenia (likwidacja lokalnych stref „twardych”).

Sztywność giętna dźwigarów pierścieniowych była pierwszym parametrem podzespołów wsporczych, na jaki zwrócono szczególną uwagę. Producenci łożysk sformułowali zalecenie dopuszczalnych deformacji giętnych podbudowy (rys. 9.11) oraz dopuszczalnych odchyłek jej płaskości (rys. 9.12). Na rysunkach podano także wzory aproksymacyjne tych wartości w funkcji średnicy podziałowej łożyska D .

Niektórzy producenci podawali także dopuszczalny gradient deformacji w kierunku obwodowym. Zdefiniowano także zalecenia dotyczące stosunków wymiarowych



Rys. 9.11. Zalecenia producentów łożysk wieńcowych odnośnie do wymaganej sztywności giętnych podzespołów wsporczych



Rys. 9.12. Zalecenia producentów łożysk wieńcowych odnośnie do wymaganej płaskości powierzchni podzespołów wsporczych pod łożysko

dźwigarów pierścieniowych. Według firmy Rothe Erde wysokość dźwigarów pierścieniowych podwozia H powinna mieścić się w zakresie:

- w łożyskach silnie obciążonych

$$H = 0,3 \div 0,4D \quad (9.1)$$

- w łożyskach przeciętnie obciążonych

$$H = 0,25 \div 0,3D. \quad (9.2)$$

Obecnie producenci łożysk wycofują się z formułowania szczegółowych zaleceń, gdyż często mimo ich spełnienia nie uzyskiwano odpowiedniej trwałości łożyska.

Podane zalecenia wyznaczają kierunki konstruowania podzespołów wsporczych. Nasuwają się jednak pytania ilościowe o:

- wpływ sztywności na wartość maksymalną obciążenia właściwego,
- wymaganą sztywność podzespołów wsporczych, uzasadnioną ekonomicznie i możliwą do realizacji pod względem technicznym,
- optymalne skojarzenie sztywności współpracujących podzespołów wsporczych,
- celowość zwiększania sztywności podbudowy zamiast polepszania parametrów łożyska.

Zróżnicowanie postaci konstrukcyjnych wielkogabarytowych węzłów obrotowych nie umożliwia zdefiniowania zaleceń w formie zamkniętej, aby udzielić choćby częściowej odpowiedzi na podane pytania, przeprowadzono wirtualne eksperymenty na wybranych modelach węzłów obrotu.

Przykład 1

Przeprowadzono analizę wpływu sztywności podzespołów wsporczych koparki kołowej klasy C o średnicy podziałowej łożyska 8 m i kulach o średnicy 200 mm (rys.

9.13) [340]. Model obiektu fizycznego potraktowano jako model wzorcowy. Przyjęto dwa różne położenia członów maszyny: najbardziej niekorzystne, gdy strefy „twarde” nadwozia i podwozia pokrywają się (przypadek T–T) i przeciętne (T–M). Rozważano trzy różne wartości mimośrodowość działania siły pionowej obciążającej łożysko $e/R = 0,295; 0,56$ i $0,688$. Sztywność konstrukcji wsporczej nadwozia i podwozia zmieniano niezależnie w szerokich granicach.

Parametry sztywności dźwigarów pierścieniowych zestawiono w tabeli 9.1. Sztywność giętna dźwigara w płaszczyźnie obwodowej K jest proporcjonalna do momentu bezwładności I_r jego przekroju poprzecznego względem osi promieniowej łożyska przez sześćian średnicy podziałowej łożyska D :

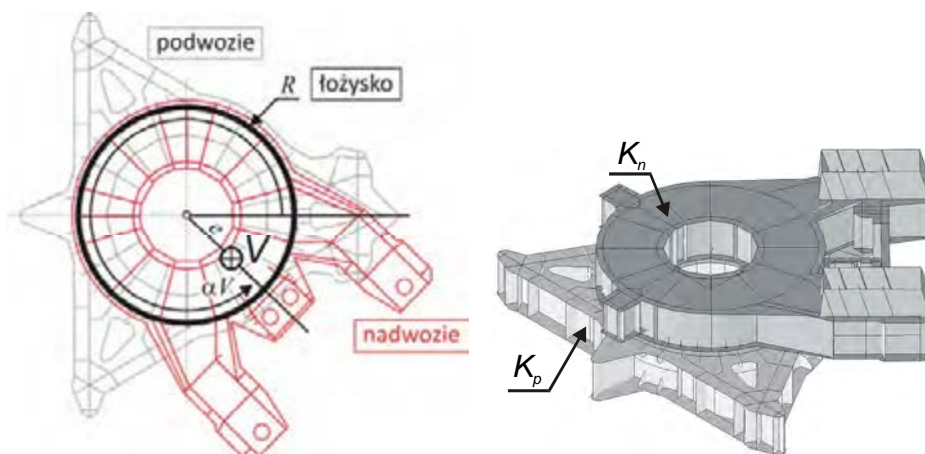
$$K \sim \frac{I_r}{D^3}$$

Zbudowano 529 modeli obliczeniowych różniących się sztywnościami nadwozia K_n i podwozia K_p . Plan analiz zamieszczono w tabeli 9.2. Przypadki obciążenia nadwozia skojarzone zostały wg normy ISO 5049/1 [220]. Są to obciążenia robocze występujące często podczas eksploatacji maszyny.

Tabela 9.1. Sztywności dźwigarów pierścieniowych modelu wzorcowego

Dźwigar pierścieniowy	Moment bezwładności I_r [m ⁴]	Sztywność giętna $K \sim \frac{I_r}{D^3}$ [m]	Amplituda przegięcia Δu_g [mm]
Podwozia K_{p0}	$1,30 \times 10^{-1}$	$1,60 \times 10^{-4}$	2,50
Nadwozia K_{n0}	$8,20 \times 10^{-2}$	$2,53 \times 10^{-4}$	2,84

I_r – moment bezwładności dźwigara gąsienicowego względem osi promieniowej łożyska
 D – średnica łożyska
 Δu_g – amplituda przegięcia łożyska w punktach „twardych”



Rys. 9.13. Model węzła obrotu – zmiana sztywności nadwozia i podwozia

Tabela 9.2. Plan analiz

Położenie		Obciążenie	e/R		
			(przypadek 1)	(przypadek 3a)	(przypadek 8)
			0,295	0,560	0,688
T-T	α_V [°] (rys. 9.5)	308÷315	$K_p = K_{po} \times 10^{\frac{i}{10}},$ $i = -2 \div 20,$	$K_p = (0,63 \div 100) K_{po},$	$K_n = (0,63 \div 100) K_{no},$
T-M		0			

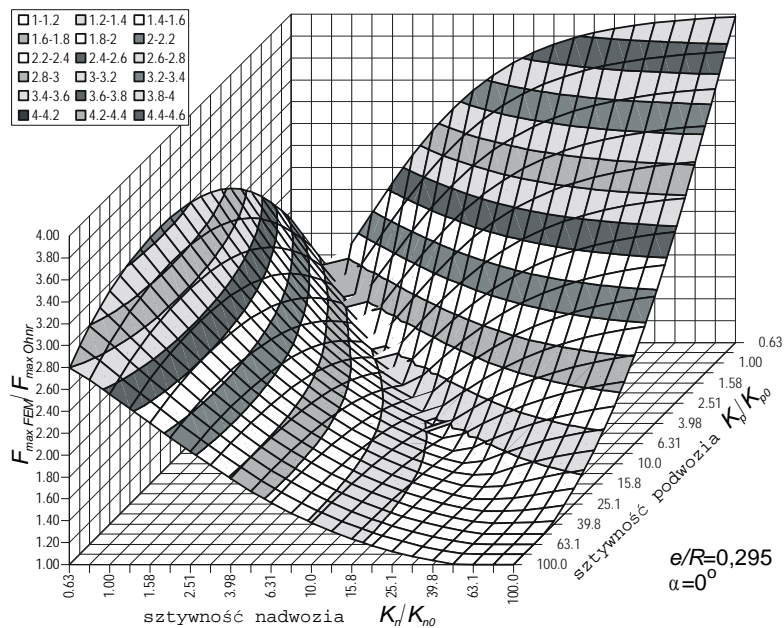
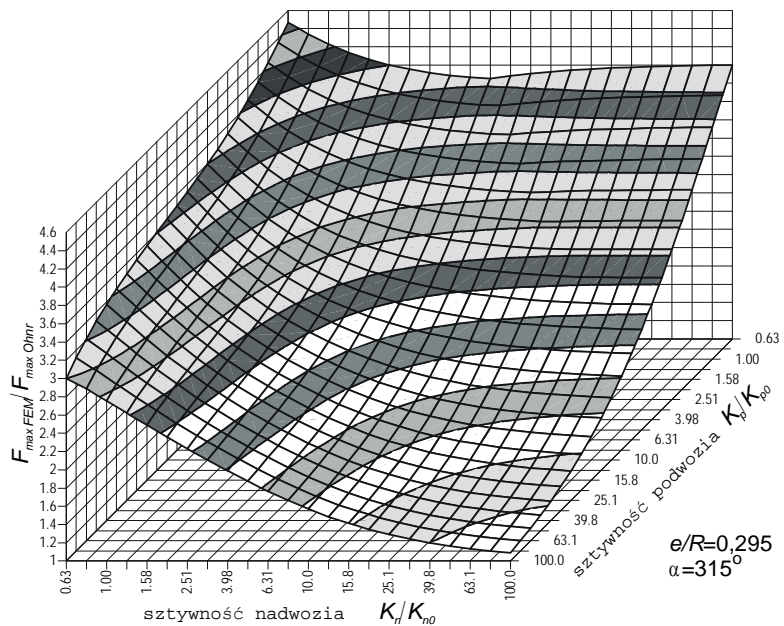
Położenie stref „twardych” wyznaczono na podstawie analizy linii ugięcia dźwigarów pierścieniowych pod obciążeniem osiowym równomiernie rozłożonym po obwodzie dźwigara. W dźwigarze podwozia można wyróżnić trzy, odpowiadające podporom, strefy „twarde”, a w dźwigarze nadwozia dwie w miejscu wprowadzenia pyłonów.

Z obliczeń MES uzyskano dystrybucję obciążenia oraz wyznaczono wartość siły w maksymalnie obciążonej kuli. Na podstawie wyników wykonano plany warstwowe maksymalnej siły w kuli odniesionej do siły wyznaczonej za pomocą zmodyfikowanego modelu Ohnricha $F_{\max}/F_{\max\text{Ohnr}}$ (rys. 9.14–9.16). Na osiach odciętych w układzie logarytmicznym oznaczono sztywności ustroju nośnego podwozia i nadwozia w odniesieniu do sztywności początkowej K_p/K_{po} , K_n/K_{no} .

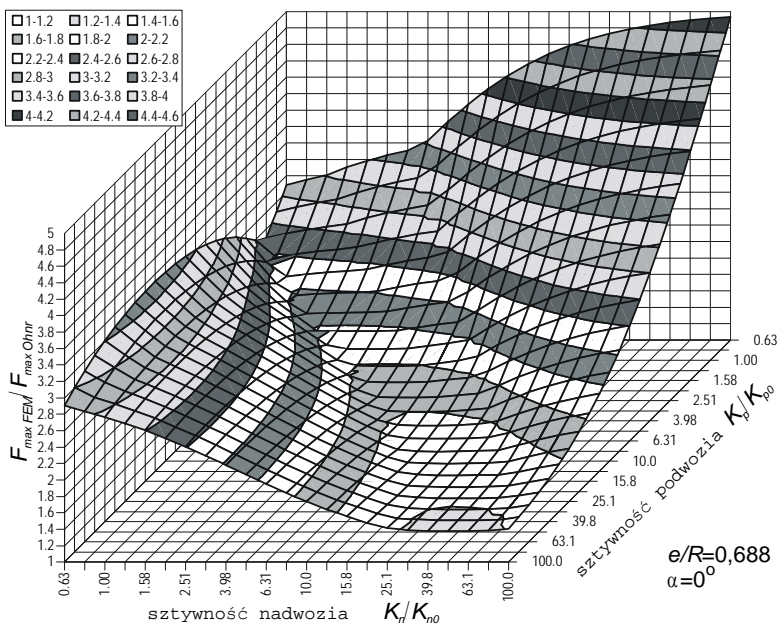
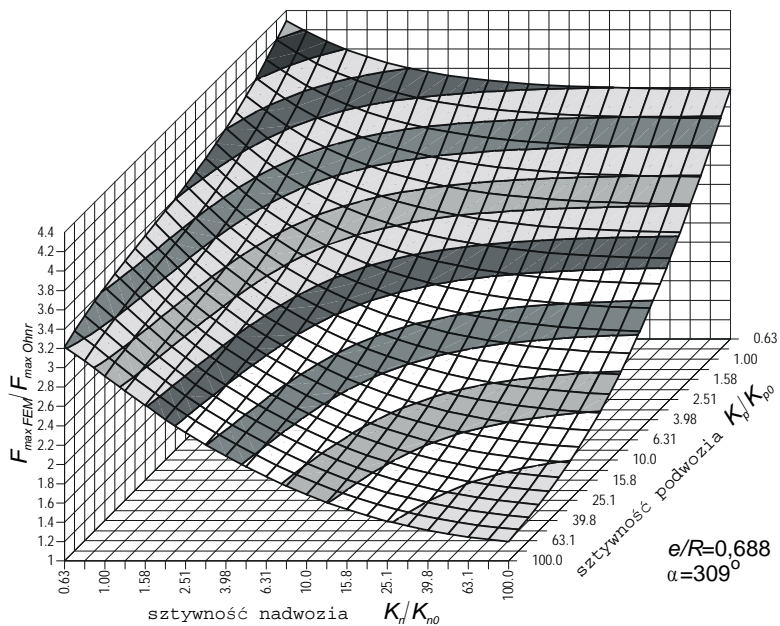
W przypadku T–T siła maksymalna F_{\max} maleje zarówno po zwiększaniu sztywności podwozia, jak i nadwozia. Najbardziej korzystne jest jednoczesne zwiększenie obydwu tych sztywności oraz ich wyrównanie. Każda dysproporcja pomiędzy nimi powoduje wzrost siły. Przykładowo dla przypadku obciążenia 1 maksymalna wartość siły wynosi (rys. 9.14):

$$F_{\max} = 3,95 F_{\max\text{Ohnr}}$$

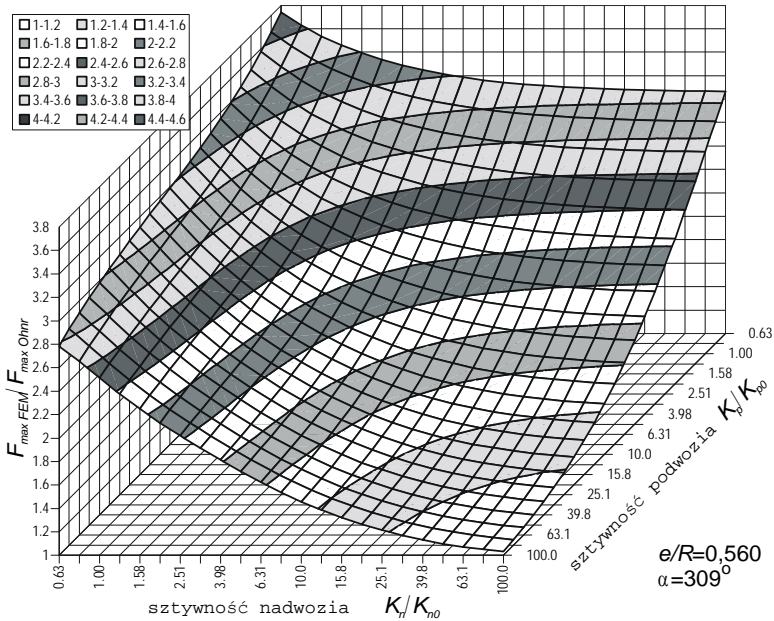
Obniżenie jej wartości o 25% wymaga: aż 40-krotnego zwiększenia sztywności nadwozia, albo zwiększenia sztywności podwozia 3 razy i nadwozia 2,5 razy. Poprzez zwiększanie wyłącznie sztywności nadwozia nie można osiągnąć zamierzonego celu. Zmniejszenie siły o 50% (przypadek 1) wymaga 10-krotnego zwiększenia sztywności (ok. trzykrotne zwiększenie wysokości dźwigara).



Rys. 9.14. Siła maksymalna w kuli w funkcji sztywności (przypadek 1)



Rys. 9.15. Siła maksymalna w kuli w funkcji sztywności (przypadek 8)



Rys. 9.16. Siła maksymalna w kuli w funkcji sztywności (przypadek 3a)

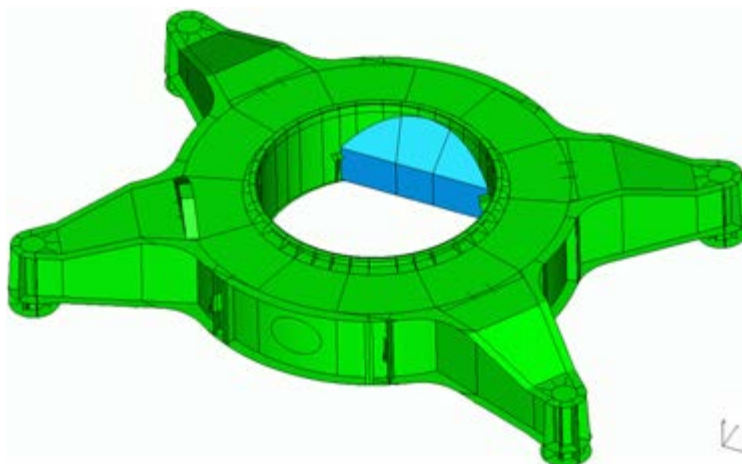
Zupełnie inaczej wygląda wykres funkcji F_{\max} dla przypadku T–M. Wówczas na wykresie można zaobserwować wyraźny łęk dla równych wartości sztywności nadwozia i podwozia. Każde ich zróżnicowanie powoduje bardzo szybki wzrost wartości siły. Należy jednak zauważyć, że wartości w obrębie linii równej sztywności są mniejsze niż dla przypadku T–T, który jest przypadkiem wymiarującym.

Wykresy F_{\max} dla różnych mimośrodków e/R wykazują duże podobieństwo kształtu, niezależnie od położenia. Zmniejszanie maksymalnej siły obciążającej łożysko wymaga bardzo dużego zwiększenia sztywności podzespołów wsporczych, związanego ze zwiększeniem masy. Jest to działanie nieefektywne. Inne przykłady analizy wpływu sztywności opisano w monografii [340].

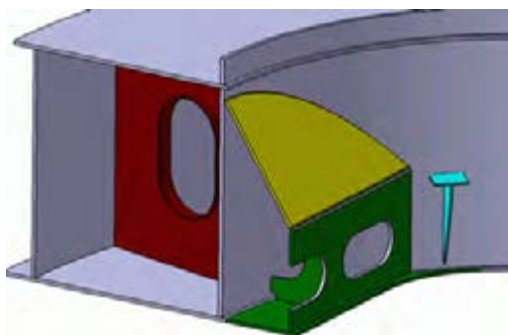
Przykład 2

Bardzo często za zbyt duże ugięcia podzespołów wsporczych odpowiada nie tylko zginanie dźwigara gąsienicowego, ale także jego skręcanie. Taka sytuacja zachodziła w ładowarko-zwałowarce ŁZKS–1600 [50].

Rama portalowa podwozia tej maszyny składa się z dźwigara pierścieniowego o przekroju zamkniętym oraz czterech ramion podpór, przez które obciążenia od nadwozia oraz własne portalu są przekazywane na układ wahaczy (rys. 9.17). Rozstaw podpór w kierunku poprzecznym wynika z rozstawu szyn i wynosi 7 m, natomiast rozstaw podpór w kierunku jazdy wynosi aż 11 m. Podatność dźwigara na obciążenie



Rys. 9.17. Model obliczeniowy ramy portalowej podwozia ładowarko-zwałowarki ŁZKS-1600 – kolorem niebieskim oznaczono zaproponowane wzmocnienia



Rys. 9.18. Widok 3D wzmocnień dźwigara pierścieniowego ładowarko-zwałowarki ŁZKS-1600 eksploatowanej w PGE KWB Bełchatów S.A. (dźwigar narysowany w dużym uproszczeniu)

momentem poprzecznym od nadwozia jest wielokrotnie większa niż przy momencie działającym w kierunku jazdy. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że ugięcie kołnierza pod łożysko wieńcowe wynika nie tylko z zginania dźwigara pierścieniowego, ale także z jego skręcania, wskutek mimośrodowego położenia kołnierza (nad płaszczem wewnętrznym dźwigara). Wzmocnienie powinno mieć postać komory zamkniętej, ponieważ celem wzmocnień było wyddatne zwiększenie sztywności skrętnej dźwigara pierścieniowego. Ze względu na częściowe wypełnienie przestrzeni wewnątrz dźwigara przez kosz możliwe jest zastosowanie komory o przekroju trapezowym (rys. 9.18) [328].

Wprowadzenie komory zwiększa moment bezwładności przekroju zginanego, a jednocześnie wyddatnie zwiększa sztywność skrętną dźwigara. Zgodnie z wzorami

Bredta sztywność skrętna rośnie proporcjonalnie do kwadratu pola przekroju zamkniętego [23]. Pas dolny komory jest przedłużeniem pasa dolnego dźwigara pierścieniowego, pas górny jest pochylony do osi maszyny i ma kształt wycinka elipsy. Jest to podyktowane z jednej strony przez ograniczenia geometryczne (kosz), a z drugiej przez maksymalizację przekroju komory. Eliminuje to także możliwość gromadzenia się urobku na pasie górnym komory.

Uzyskano zmniejszenie amplitudy ugięć kołnierza pod łożysko o 20%, co powinno zapewnić wydłużenie czasu eksploatacji o około 50%. Wzmocnienia wykonano na dwóch maszynach. Na jednej z nich zanotowano zmniejszenie prędkości zużywania łożyska.

9.2. Postać geometryczna podzespołów wsporczych

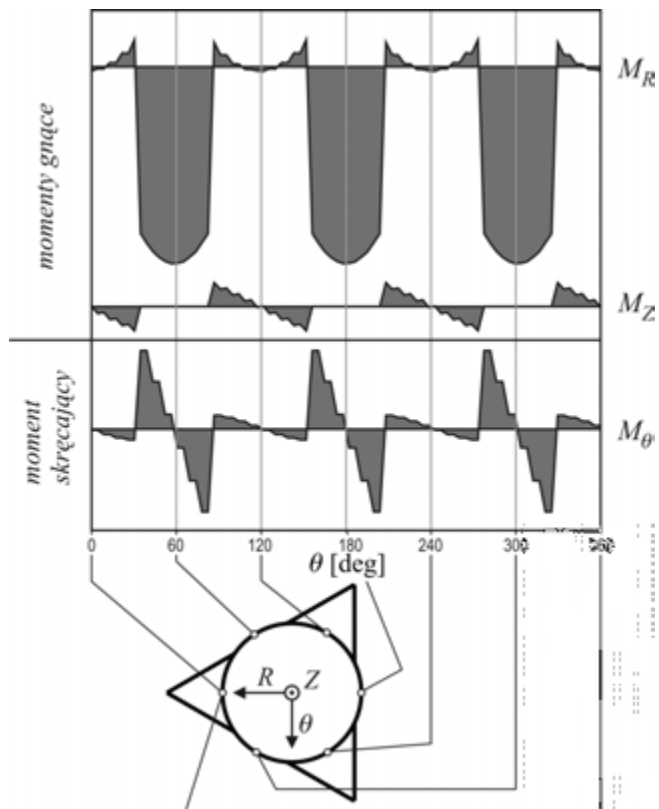
Kształtowanie postaci geometrycznej podzespołów wsporczych dla przyjętego rodzaju łożyska wymaga doboru cech mających charakter globalny i dopiero następnie kształtowanie cech o lokalnym obszarze oddziaływania. Błędy w założeniach popełnione podczas doboru cech globalnych nie są do wyeliminowania w późniejszych etapach kształtowania ustroju nośnego. Typowy dolny podzespół wsporczy łoża kulowego koparki bądź zwałowarki składa się z dźwigara pierścieniowego oraz ramion podpór przekazujących obciążenie na podłoże przez mechanizmy jazdy maszyny.

9.2.1. Dźwigar pierścieniowy

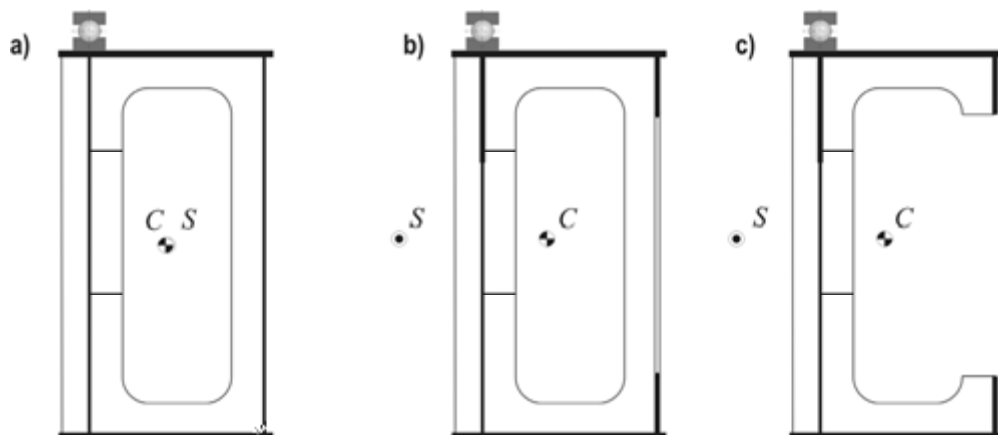
Dźwigar pierścieniowy jest poddawany złożonym stanom obciążenia, wskutek których jest zginany i skręcany (rys. 9.19). Przyjmuje on różne postaci.

Zapewnienie właściwej sztywności wymaga określenia postaci przekroju dźwigara pierścieniowego. Może on przyjmować postać zamkniętą (rys. 9.20a) lub otwartą z przeponami pełnymi (rys. 9.20b) bądź szczątkowymi (rys. 9.20c). Przeprowadzono porównanie sztywności ramy portalowej podwozia zwałowarki o trzech różnych przekrojach poprzecznych, z zachowaniem masy ramy. Parametry geometryczne przekrojów zestawiono w tabeli 9.3.

Podstawową i w zasadzie jedyną różnicą jest zachowanie dźwigarów podczas ich skręcania. Dźwigar o przekroju otwartym ma wielokrotnie mniejszy wskaźnik sztywności na skręcanie J_o , niż dźwigar o przekroju zamkniętym. W przekroju otwartym stosuje się wzory Saint-Venanta, a w przypadku przekroju zamkniętego wzory Bredta. Pozostałe parametry sztywności przekroju, oprócz wycinkowego momentu bezwładności przekroju I_o . Wskaźnik wytrzymałości na skręcanie przekroju otwartego jest ponad 100 razy mniejszy niż przekroju zamkniętego. Zaletą przekrojów otwartych jest położenie środka ścinania w pobliżu środka płaszcza dźwigara.



Rys. 9.19. Wykres momentów gnących i momentów skręcających w dźwigarze pierścieniowym zwalowarki wywołanych siłą osiową



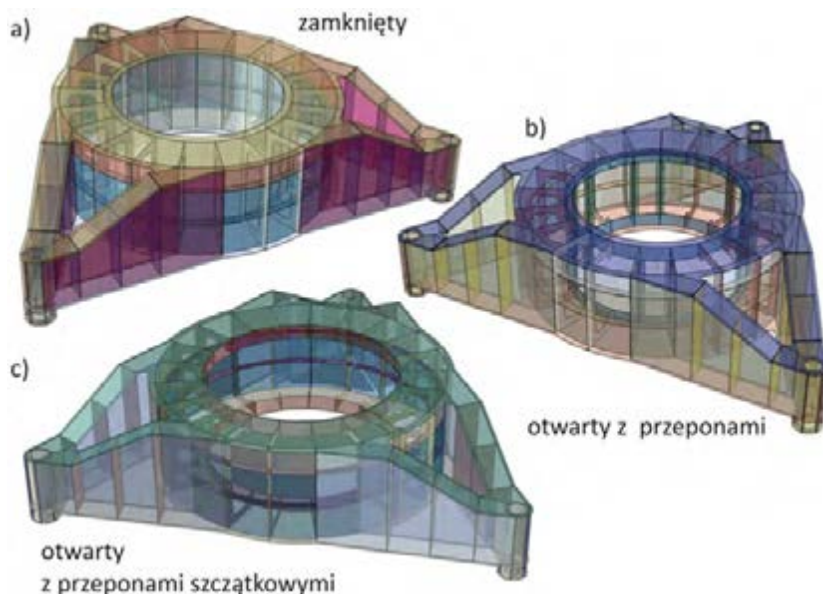
Rys. 9.20. Przekroje poprzeczne dźwigara pierścieniowego:
a) zamknięty, b) otwarty z przeponami, c) otwarty z przeponami szczątkowymi

Tabela 9.3. Parametry geometryczne przekroju dźwigara pierścieniowego

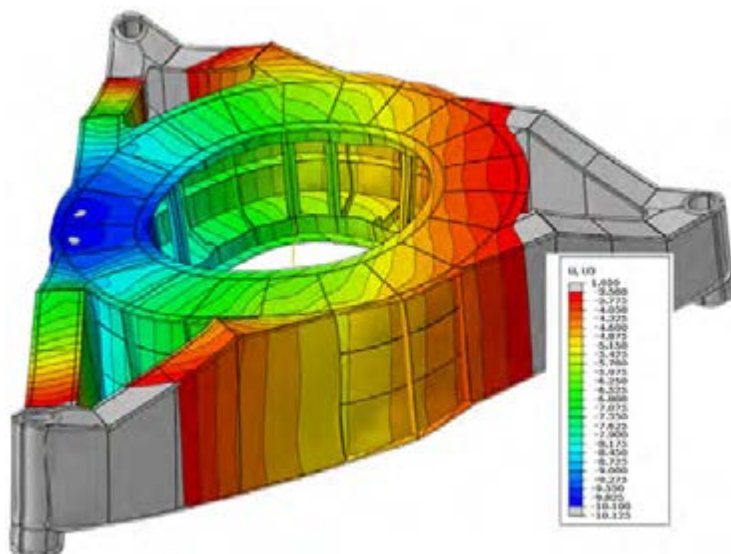
	Przekrój zamknięty Z	Przekrój otwarty O	Porównanie Z/O
Masa portalu [Mg]	83,6	83,4 (80,4*)	100,2% (104%)
Sztwność			
A [cm ²]	1888,3	1737,6	108,7%
I_1 [cm ⁴]	$3,85 \times 10^7$	$3,98767 \times 10^7$	96,5%
I_2 [cm ⁴]	$8,79 \times 10^6$	$7,20 \times 10^6$	122%
J_o [cm ⁴]	$1,93 \times 10^7$	3117,2	6191
I_ω [cm ⁴]	$5,71 \times 10^{12}$	$2,25 \times 10^{13}$	25,4%
SC [mm]	20,4	1355,6	1,5%
Wytrzymałość			
W_1 [cm ³]	$2,30 \times 10^5$	$2,20 \times 10^5$	104,3%
W_2 [cm ³]	$9,20 \times 10^4$	$6,60 \times 10^4$	139,3%
W_0 [cm ³]	$1,33 \times 10^5$	1056,9	126

* Dźwigar wyłącznie z przeponami szczątkowymi

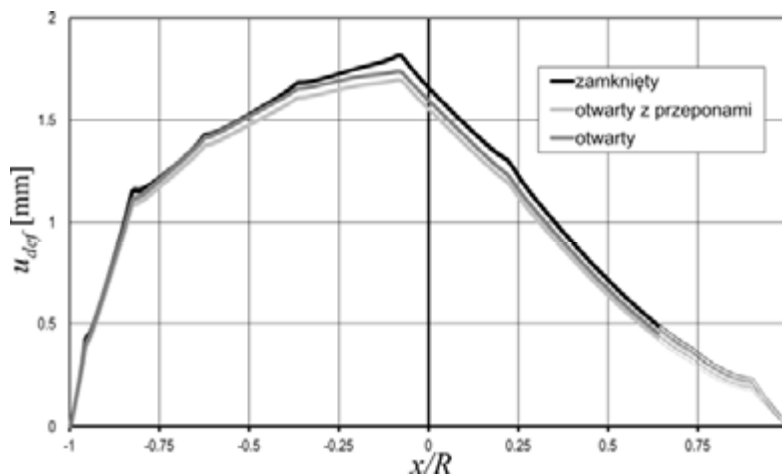
Modele geometryczne ram portalowych podwozia zwałowarki z różnymi postaciami dźwigara pierścieniowego pokazano na rysunku 9.21. Łożysko jest położone nad zewnętrznym płaszczem dźwigara. Przeprowadzono obliczenia metodą elementów skończonych. Przykładowe warstwy przemieszczeń pionowych u_z dźwigara pierścieniowego w mm pod wpływem siły osiowej przyłożonej na mimośrodku $e = 0,25D$ oraz sił trakcyjnych pokazano na rysunku 9.22.



Rys. 9.21. Modele geometryczne ramy portalowej podwozia zwałowarki z różnymi postaciami dźwigara pierścieniowego



Rys. 9.22. Warstwy przemieszczeń pionowych u_z dźwigara pierścieniowego w mm pod wpływem siły osiowej przyłożonej mimośrodowo (skala deformacji 50:1)

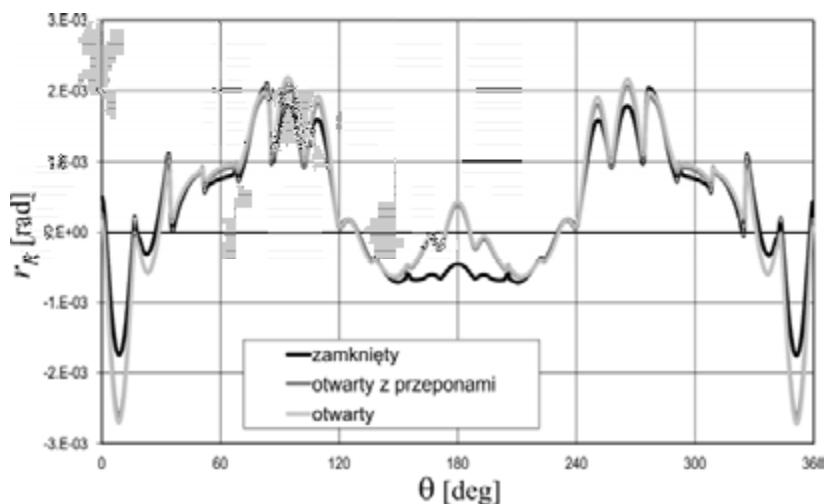


Rys. 9.23. Deformacje giętne dźwigara w płaszczyźnie wyznaczonej przez oś łożyska i linię działania siły

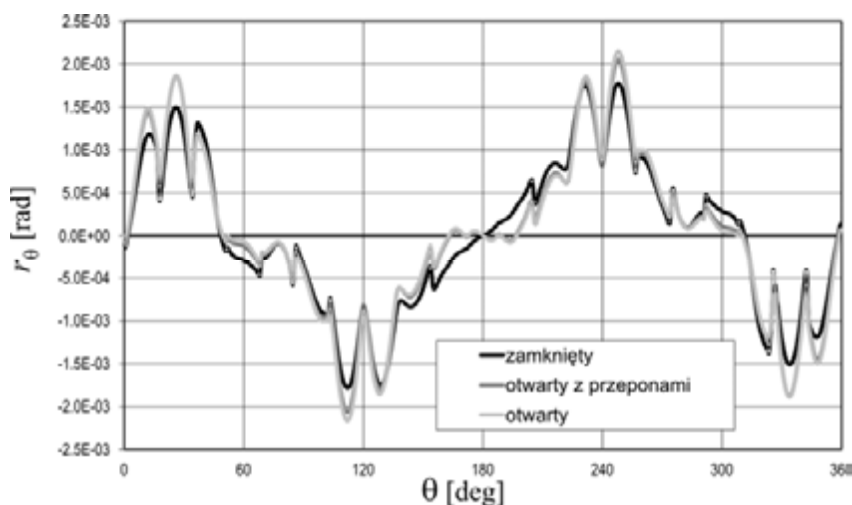
Po odjęciu wektora ruchu bryły sztywnej wyznaczono deformacje giętne dźwigara w płaszczyźnie wyznaczonej przez oś łożyska i linię działania siły (rys. 9.23).

Pomimo znacznej różnicy w sztywności skrętnej nie zanotowano dużych różnic w przebiegu linii deformacji (rys. 9.24), co przeczy powszechnemu przekonaniu o wyższości dźwigarów pierścieniowych o przekroju zamkniętym nad dźwigarami o przekroju otwartym. Wyznaczono także kąt deformacji wokół osi promieniowej

układu walcowego (rys. 9.24) i w wokół osi obwodowej układu walcowego (rys. 9.25). Kąty te obrazują dobrze lokalny przebieg deformacji. W przekroju otwartym wartości szczytowe są o około 1/3 większe niż w przekroju zamkniętego.



Rys. 9.24. Kąt ugięcia wokół osi promieniowej walcowego układu współrzędnych łożyska



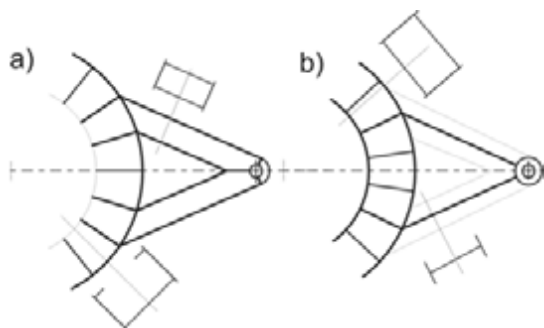
Rys. 9.25. Kąt ugięcia wokół osi obwodowej walcowego układu współrzędnych łożyska

9.2.2. Podpory

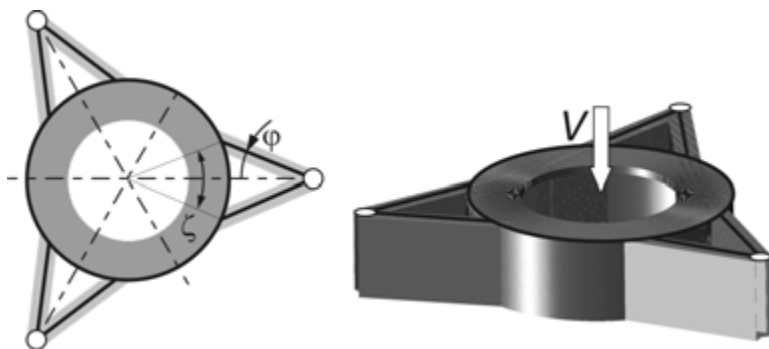
Sposób wyprowadzenia obciążeń z dźwigara pierścieniowego ma istotny wpływ na wielkość i postać jego deformacji. Spotyka się różne rozwiązania postaci konstrukcyj-

nej podparcia dźwigara pierścieniowego. W łożyskach małych są to zazwyczaj trzy lub cztery ramiona wyprowadzające obciążenie na zewnątrz dźwigara pierścieniowego, w przypadku łożysk dużych stosuje się zazwyczaj trzy przegubowe punkty podparcia, od których do dźwigara pierścieniowego doprowadzane są po dwa wsporniki. Wsporniki wprowadzają do dźwigara pierścieniowego moment skręcający. W dźwigarach pierścieniowych o przekroju otwartym stosuje się ramiona o przekroju skrzynkowym zamkniętym i moment skręcający jest w ten sposób wprowadzany na czterech przeponach (rys. 9.26a). W dźwigarach pierścieniowych o przekroju otwartym stosuje się ramiona podpór o przekroju dwuteowym. Wówczas moment od podpory jest wprowadzany w dwie przepony (rys. 9.26b).

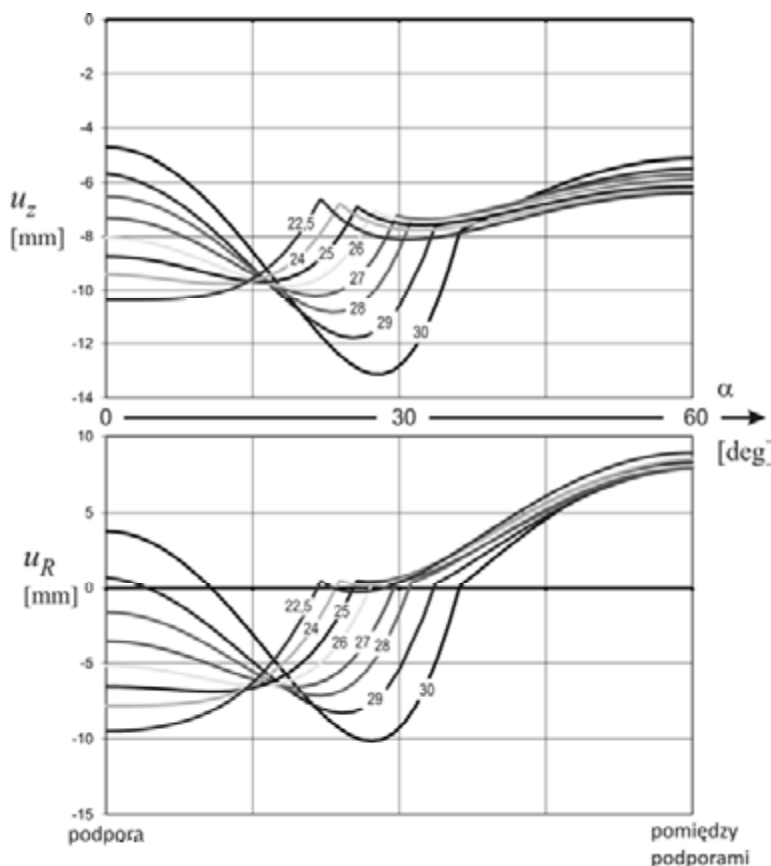
Ramiona podpór zdwojonych mogą być wyprowadzane z podpory pod różnym kątem. Na rysunku 9.27 pokazano schemat ramy portalowej podwozia z zaznaczonym kątem połówkowym φ wyprowadzenia podpory. Obok zamieszczono widok modelu MES opartego na elementach belkowych. Zastosowano belki z przesunięciem środka ciężkości przekroju względem osi elementu skończonego. Zastosowano otwarty przekrój dźwigara pierścieniowego.



Rys. 9.26. Sposób wyprowadzenia ramion podpór o przekroju otwartym i zamkniętym dźwigara pierścieniowego



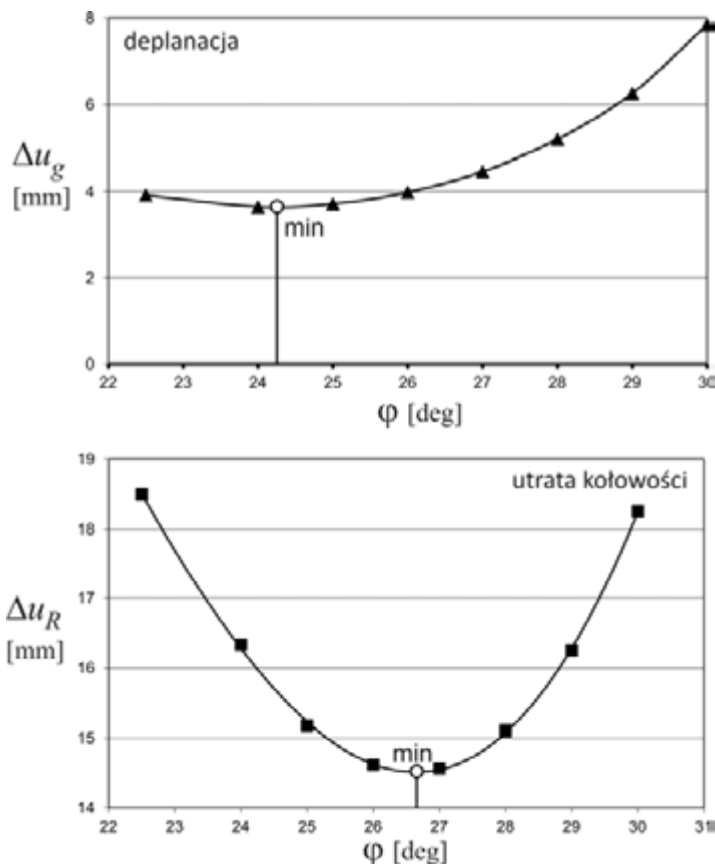
Rys. 9.27. Schemat ramy portalowej podwozia i jej model MES



Rys. 9.28. Przeszczenia osiowe i promieniowe dźwigara pierścieniowego po różnym kącie półkowym wyprowadzenia ramion z podpory

Model obciążono siłą osiową. Wynikiem obliczeń było pole przeszczeń dźwigara pierścieniowego. Na rysunku 9.28 przedstawiono wykres przeszczeń osiowych i promieniowych dźwigara pierścieniowego pod wpływem obciążenia osiowego. Zbadano wpływ kąta φ w zakresie $22,5\text{--}30^\circ$, co odpowiada kątowi punktów rozstawienia podpór względem osi łożyska ζ od $43,9^\circ$ do $72,4^\circ$. Stwierdzono istnienie minimum zakresu przeszczeń pionowych (najmniejsza deplanacja), gdy $\varphi = 24,3^\circ$, co odpowiada $\zeta = 49,2^\circ$ i minimalnego zakresu przeszczeń promieniowych (najmniejsza utrata kołowości), gdy $\varphi = 26,7^\circ$, co odpowiada $\zeta = 56,27^\circ$ (rys. 9.29).

W zakresie φ pomiędzy $22,5^\circ$ a 26° występuje plateau zakresu przeszczeń pionowych, później następuje szybki wzrost. Minimum w zakresie przeszczeń promieniowych jest wyraźne. Przeszczenia promieniowe odpowiadają między innymi za nieprawidłową pracę zazębienia *zębnik-wieniec* zębaty w mechanizmie obrotu.



Rys. 9.29. Wielkość deplanacji i utraty kołowości w funkcji połówkowego kąta wyprowadzenia ramion z podpory

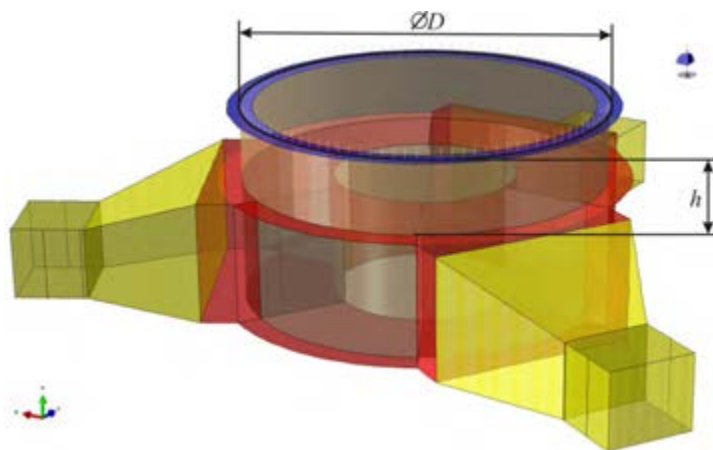
Z tego względu optymalną wartością jest kąt rozstawienia podpór względem osi łożyska $\zeta = 54,7^\circ$. Uzyskana optymalna wartość kąta ζ nie może być traktowana jako absolutna. Dla innej postaci dźwigara analizę należy powtórzyć. Uzyskane wyniki pokazują wagę problemu i sposób znalezienia właściwego rozwiązania.

9.2.3. Odsunięcie łożyska od podpór

Ze względów konstrukcyjnych powierzchnia wsporcza (ostoja) pod łożysko jest odsuwana od głównego przekroju dźwigara pierścieniowego. Takie rozwiązanie ułatwia montaż łożyska. Odsunięcie łożyska od miejsca wprowadzenia podpory ma także znaczący wpływ na dystrybucję obciążeń na elementy toczne.

Zbudowano powłokowy model obliczeniowy ramy portalowej (rys. 9.30) o średnicy $D = 3$ m, na której posadowiono łoża kulowe z 108 kulami o średnicy $d = 75$ mm.

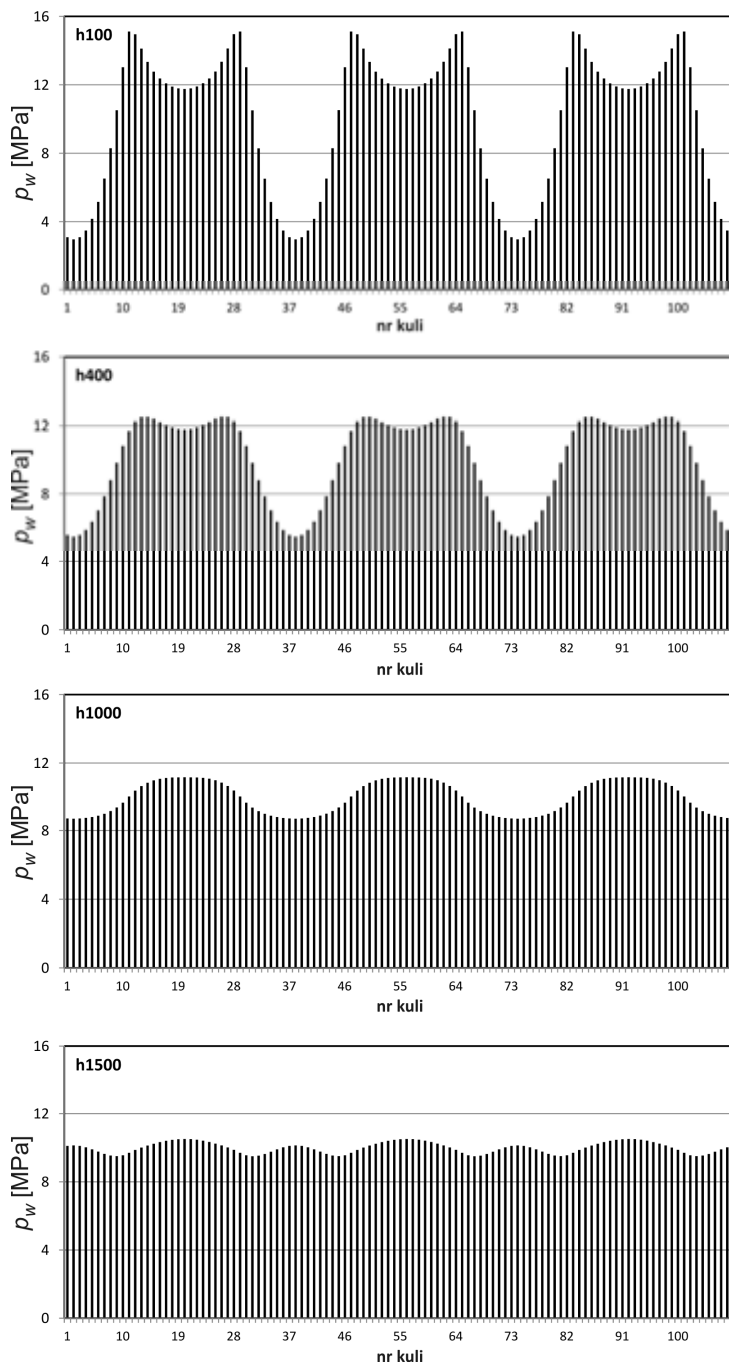
Dźwigar o przekroju skrzynkowym zamkniętym z 6 przeponami podparto na trzech podporach rozstawionych co 120° . Każda z podpór podpira dźwigar na kącie 60° . Kołnierz pod łożysko został wyniesiony na tulei o wysokości h , która była zmieniana od wartości $0,1D$ do wartości $2D$. Przeanalizowano także rozwiązanie bez wyniesienia ($h = 0$).



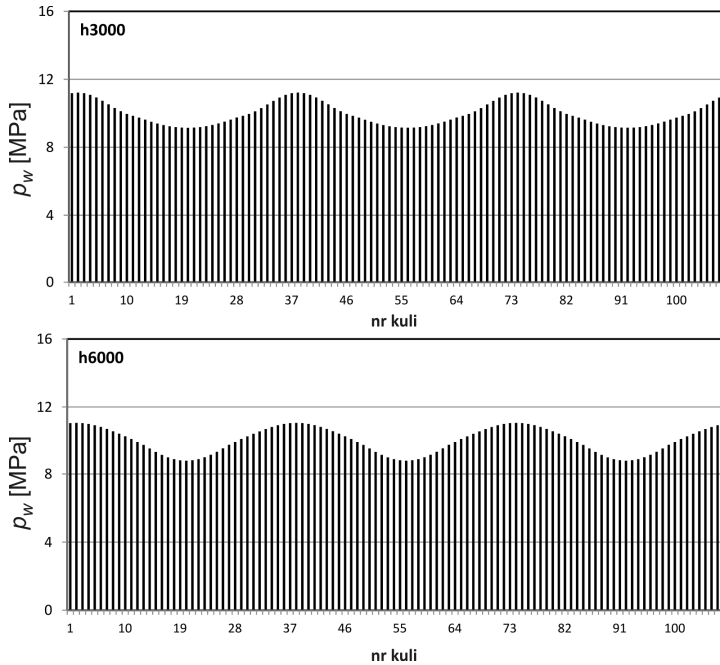
Rys. 9.30. Model ramy portalowej podwozia z powierzchnią pod łożysko odsadzoną od wysokości wprowadzenia pasa górnego ramion podpór

Sztywność pierścieni łożyska uwzględniono przez skorygowanie grubości kołnierza pod łożysko. Elementy toczone zostały zamodelowane elementami zastępczymi o nieliniowej asymetrycznej charakterystyce układu *bieżnia–element toczone–bieżnia*. Zastosowano odwrócony schemat obciążenia modelu przez reakcje podporowe. Obliczenia z uwzględnieniem nieliniowości geometryczne prowadzono z zastosowaniem metody Newtona–Raphsona.

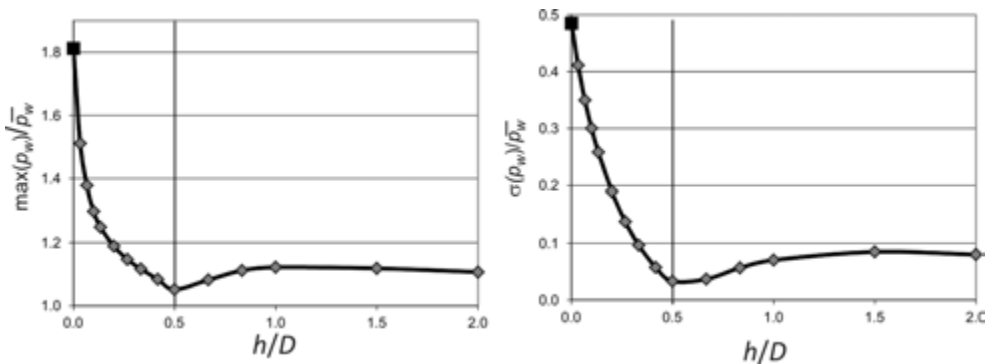
Wyznaczono obciążenia elementów toczone. Rozkład dla wybranych wartości wysokości h pokazano w postaci wykresów kolumnowych na rysunku 9.31. Niezależnie od wysokości h obciążenie było przenoszone przez wszystkie elementy toczone. Różny był jednak charakter rozkładu. Na wysokości $h = D/30$ (100 mm) zanotowano 6 kulminacji związanych z miejscem wprowadzenia ścian bocznych podpór oraz znaczne zmniejszenie obciążeń między podporami. Na wysokości $h = D/7,5$ (400 mm) obciążenia w strefie podpór są prawie równe, a przy $h = D/3$ (1000 mm) wpływ ścian bocznych podpór jest już niezauważalny. Równocześnie rozkład obciążeń ulega spłaszczeniu, by największą równomierność osiągnąć przy $h = D/2$ (1500 mm). Dalsze zwiększanie wysokości tulei nie przynosi poprawy, lecz ponowne zwiększenie różnic, co więcej najbardziej obciążone elementy toczone leżą teraz między podporami. Wiąże się to z postaciami giętnymi deformacji rury.



Rys. 9.31. Obciążenie elementów tocznych dla różnych wysokości h odsunięcia kołnierza pod łożysko od pasa górnego ramion podpór



Rys. 9.31. Obciążenie elementów tocnych dla różnych wysokości h odsunięcia kołnierza pod łożysko od pasa górnego ramion podpór (cd.)



Rys. 9.32. Obciążenie elementów tocnych przy różnych wysokościach h odsunięcia kołnierza pod łożysko od pasa górnego ramion podpór

Wyznaczono także wartość maksymalną obciążenia właściwego elementów tocnych $\max(p_w)$ oraz wartość odchylenia standardowego $\sigma(p_w)$ w funkcji wysokości h . Zależności te pokazano na wykresie (rys. 9.32) w odniesieniu do wartości średniej.

Wartość odchylenia standardowego jest miarą mało wrażliwą na przeciążenia elementów tocnych wskutek lokalnych zmian sztywności. W rozważanym przypadku dotyczy to np. ekstremum w miejscu wpływu miejsca wprowadzenia ścian bocznych

podpór. Wartość maksymalnego obciążenia uwzględnia ten wpływ. W przypadku łożysk o bieżniach monolitycznych miękkich właściwe jest stosowanie miary równomierności przenoszenia obciążenia w postaci odchylenia standardowego, gdyż w miejscach ekstremum szybko nastąpi rozwalcowanie bieżni. W przypadku łożysk z bieżniami o dużej twardości miarodajne jest maksymalne obciążenie właściwe.

9.2.4. Lokalne elementy konstrukcyjne

Wewnętrzne elementy konstrukcyjne takie, jak żebra, przepony są stosowane w ustrojach nośnych maszyn ze względów wytrzymałościowych, jednak o ograniczonej liczbie wewnętrznych elementów usztywniających lub pozbawionych ich zupełnie obciążenia przenosi znacznie większa liczba elementów tocnych, a wartości szczytowe obciążeń właściwych są zdecydowanie mniejsze.

Każde usztywnienie wewnętrzne znajdujące się pomiędzy strefą wpływu obciążenia a łożyskiem wywołuje nierównomierność dystrybucję [340]. Należy ograniczać liczbę takich elementów, a w przypadku konieczności ich stosowania ze względu na stateczność lokalną ograniczać ich wpływ przez wprowadzenie przepon, żeber połówkowych, niełączących się z pasem, na którym montowane jest łożysko. Alternatywą może być także zastosowanie bardzo dużej liczby usztywnień z podziałką równą podziałce elementów tocnych [368, 385].

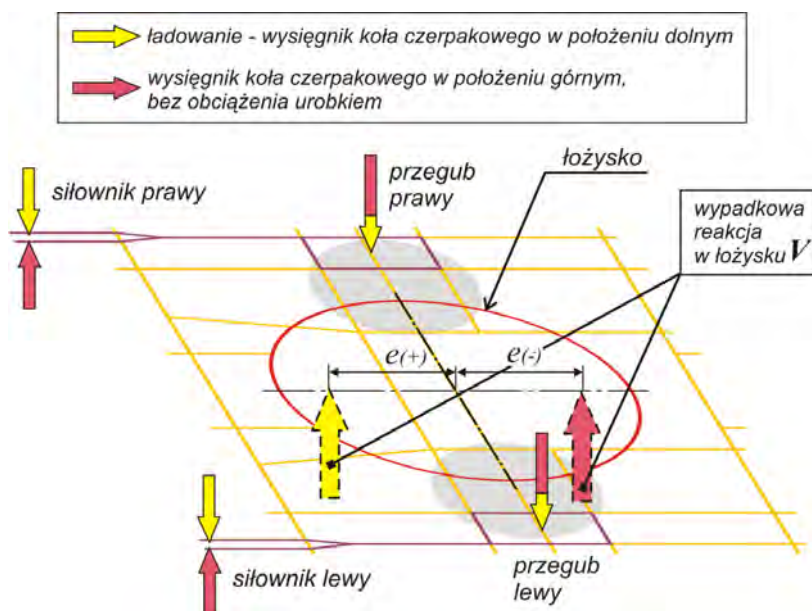
Na przykładzie wężła obrotu nadwozia ładowarko-zwałowarki opisanej w rozdziale 8.6 przeprowadzono analizę wpływu usztywnień wewnętrznych na dystrybucję obciążeń w łożysku [301]. W wężle obrotu tej maszyny zastosowano początkowo trzyczęściowe łożysko wałeczkowe. Po kilku miesiącach eksploatacji zanotowano całkowite zniszczenie łożyska. Zastosowane łożyska o średnicy podziałowej $\varnothing D$ 4450 mm, składające się z 100 kul o średnicy $\varnothing d$ 110 mm powinny sprostać przeniesieniu obciążeń, jednak w tej maszynie ulegają degradacji zaledwie po kilkunastu, kilkudziesięciu tysiącach godzin.

Obiektem analizy jest platforma nadwozia ładowarko-zwałowarki. W maszynie tej nadwozie o masie około 480 Mg jest osadzone na platformie wychylnej (rys. 9.33). Ruch wychyłu jest realizowany przez dwa siłowniki. Maszyna jest eksploatowana w dwóch położeniach wysięgnika koła czerpakowego: dolnym – podczas ładowania oraz górnym – podczas zwałowania.

Rozwiązanie takie powoduje powstawanie dużych momentów wywrotnych oraz wprowadzenie obciążeń w strefę łożyska na niewielkim obszarze. Na rysunku 9.34 pokazano schemat struktury ustroju nośnego nadwozia z zaznaczonymi miejscami wprowadzenia obciążeń od części wychylnej nadwozia. Siła w przegubach, szczególnie duża przy górnym położeniu wysięgnika koła czerpakowego, jest przenoszona na płaszcz dźwigara nad łożyskiem przez trzy przepony o grubości 24 mm i jest w niedostateczny sposób przenoszona do pozostałych stref łożyska.

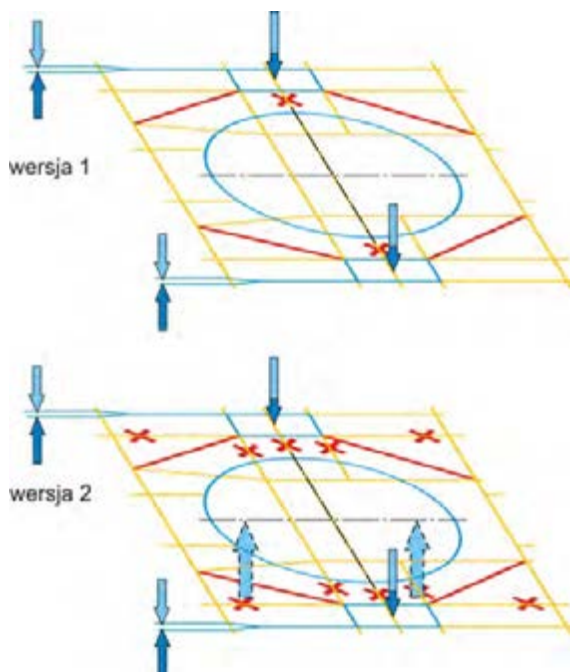


Rys. 9.33. Ładowarko-zwałowarka LZKS-1600



Rys. 9.34. Schemat struktury ustroju nośnego nadwozia z zaznaczonymi miejscami wprowadzenia obciążeń od części wychylnej nadwozia

Postanowiono przeprowadzić analizę wpływu usztywnień wewnętrznych na dystrybucję obciążenia w łożysku. Opracowano dwie wersje zmian konstrukcyjnych (rys. 9.35). W wersji 1 zaproponowano usunięcie środkowych przepon łączących płaszczyzn dźwigara pod łożyskiem z strefą podparcia uch przegubów wychyłu nadwozia oraz wprowadzenie dodatkowych przepon rozpraszających obciążenie na przód i tył platformy. W wersji 2 usunięto dodatkowo większość usztywnień wewnętrznych.

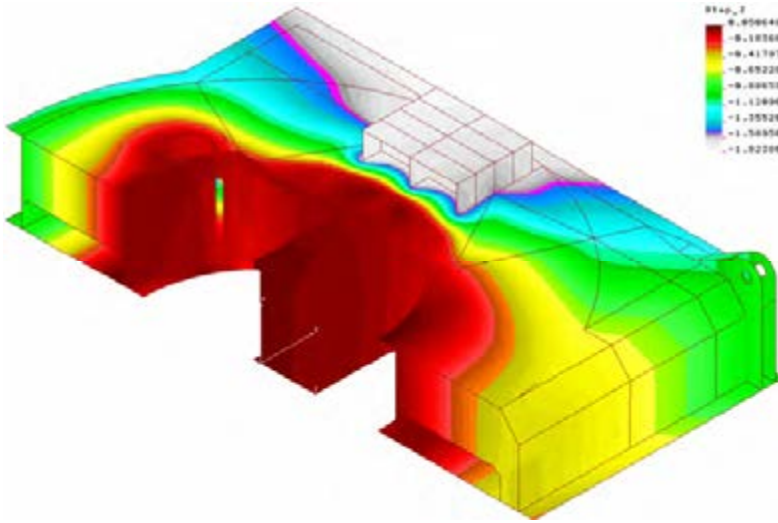


Rys. 9.35. Propozycje zmian usztywnień wewnętrznych platformy

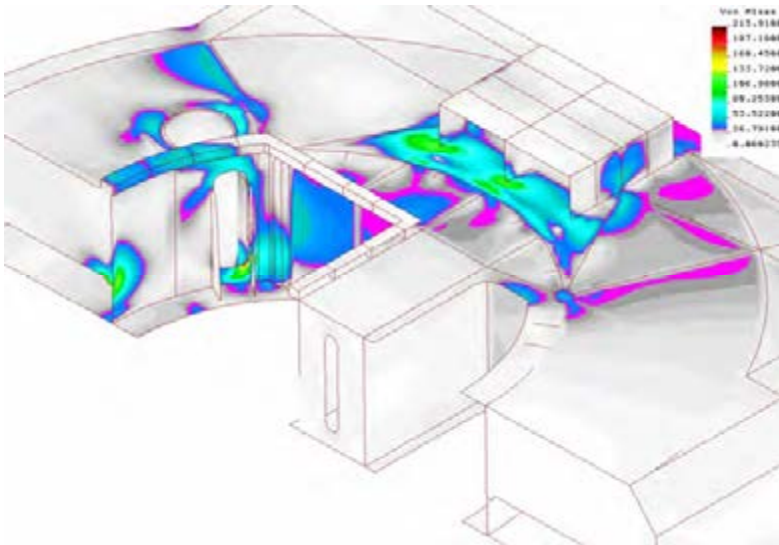
Zbudowano modele do obliczeń metodą elementów skończonych w celu weryfikacji wytrzymałościowej zaproponowanych rozwiązań. Do zamodelowania ustroju nośnego zastosowano elementy powłokowe, natomiast elementy toczne zastąpiono superelementami *bieżnia–element toczny* [340]. Sztywność pierścieni łożyska oddano adekwatnymi elementami belkowymi. Ze względu na symetrię obciążeń i postaci geometrycznej obliczenia przeprowadzono jedynie na połowie modelu. Przyjęto założenie o sztywnym podspole wsporczym podwozia.

Na rysunku 9.36 pokazano przykładową postać deformacji łożyska przy obciążeniu osiowym, a na rysunku 9.37 przykładowe warstwy naprężeń przy mimośrodzie e równym odpowiednio $-1,2$ m (wysięgnik koła czerpakowego w położeniu górnym, maszyna bez urobku). Ze względów wytrzymałościowych w wersji 2 niezbędne okazało się w niektórych strefach zwiększenie grubości pasa górnego.

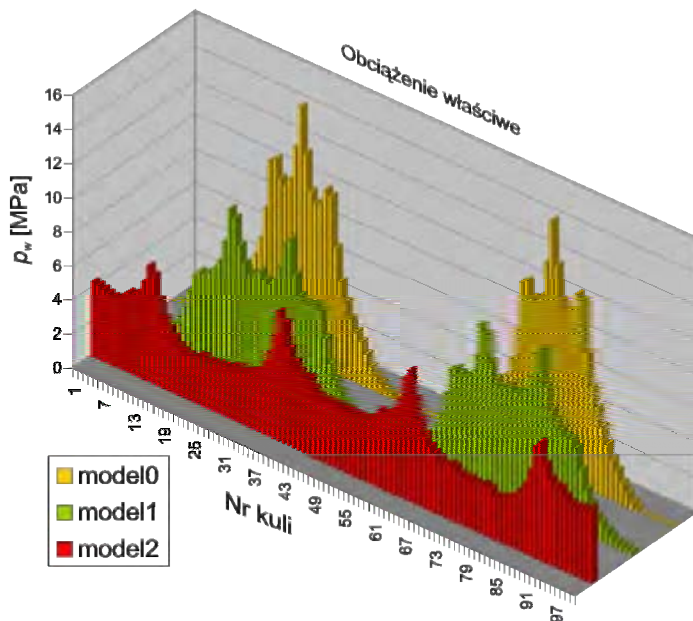
Wyznaczono obciążenia elementów tocznych dla różnych mimośrodków obciążenia i różnych wersji konstrukcyjnych platformy nadwozia. Na rysunkach 9.38–9.40 pokazano wybrane wyniki obliczeń w postaci słupków przedstawiających obciążenia właściwe p_w poszczególnych kul dla różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych.



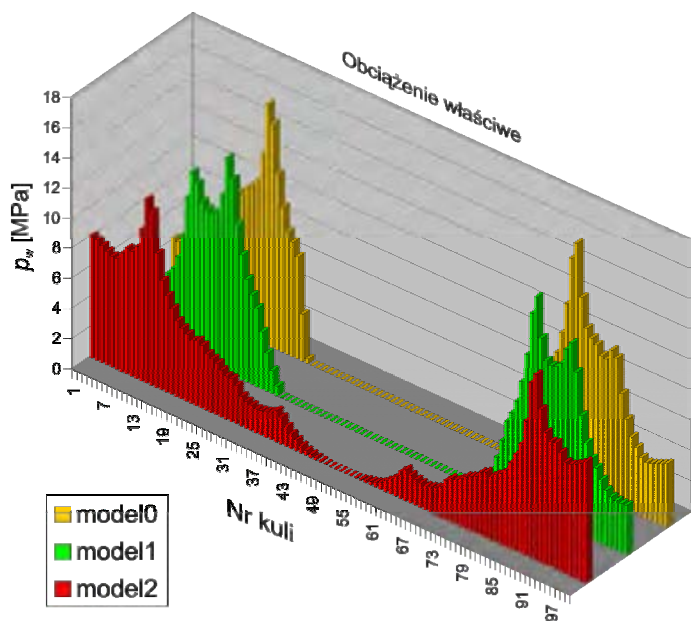
Rys. 9.36. Warstwy przemieszczeń pionowych platformy nadwozia – wersja 2, przy poziomym położeniu wysięgnika koła czerpakowego bez urobku, mimośród działania wypadkowej siły obciążającej łożysko $e = 0$



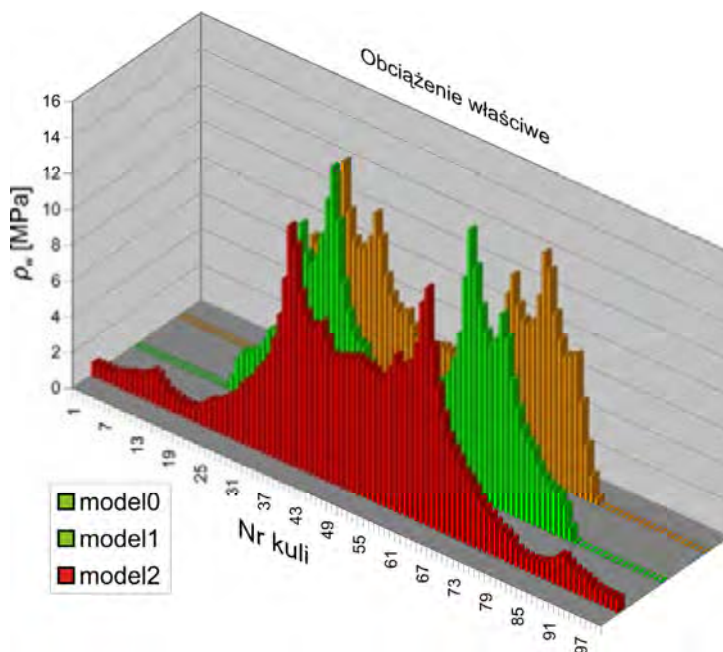
Rys. 9.37. Warstwy naprężeń zredukowanych w platformie nadwozia – wersja 2, przy górnym położeniu wysięgnika koła czerpakowego (bez urobku), mimośród działania wypadkowej siły obciążającej łożysko $e = -1,2$ m



Rys. 9.38. Obciążenia właściwe elementów tocnych łożyska przy osiowym obciążeniu łożyska $e = 0$, dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych



Rys. 9.39. Obciążenia właściwe elementów tocnych łożyska przy górnym położeniu wysięgnika koła czerpakowego, bez urobku $e = -1,2$ m, dla rozwiązań konstrukcyjnych



Rys. 9.40. Obciążenia właściwe elementów tocnych łożyska podczas ładowania, z urobkiem $e = 1,2$ m, dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych

Zestawienie charakterystycznych wartości obciążenia elementów tocnych przedstawiono w tabeli 9.4. Na rysunkach 9.41 i 9.42 przedstawiono wykresy zmienności maksymalnej wartości obciążenia właściwego kul i jego odchylenia standardowego w funkcji mimośrodu działania obciążenia osiowego przy różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych.

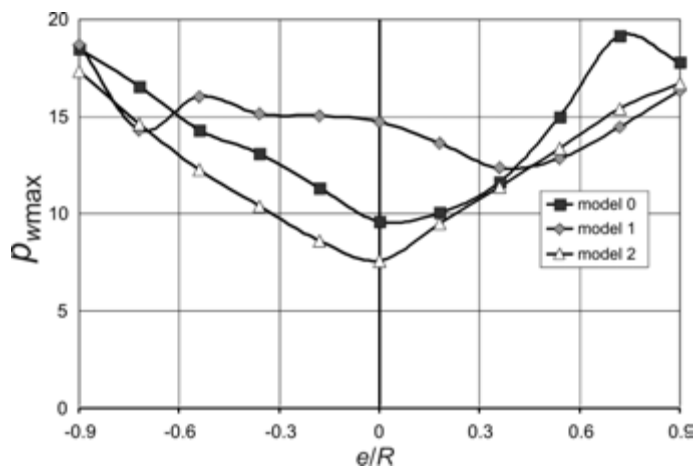
Dla obciążenia osiowego (rys. 9.38) w wersji 1 uzyskano zmniejszenie wyężenia najbardziej obciążonej kuli o 35%, a wersji 2 aż o 60%. W obydwu wersjach uzyskano przenoszenie obciążenia przez wszystkie elementy tocne. W wersji 2 (bez krótkich przepon) maksymalna wartość obciążenia jest jedynie o 75% większa od wartości średniej.

W przypadku mimośrodów obciążenia różnych od 0 efekt zmian nie jest aż tak bardzo korzystny, gdyż wynosi przy wersji 2 jedynie 22% w położeniu górnym i 12% podczas ładowania. Należy jednak zwrócić uwagę na liczbę kul przenoszących obciążenie. W wersji 2 było to 100%, gdy w pierwotnej postaci konstrukcyjnej było to tylko około 60% (rys. 9.39 i 9.40). Świadczy to o znacznie lepszej jakości nowo opracowanej wersji.

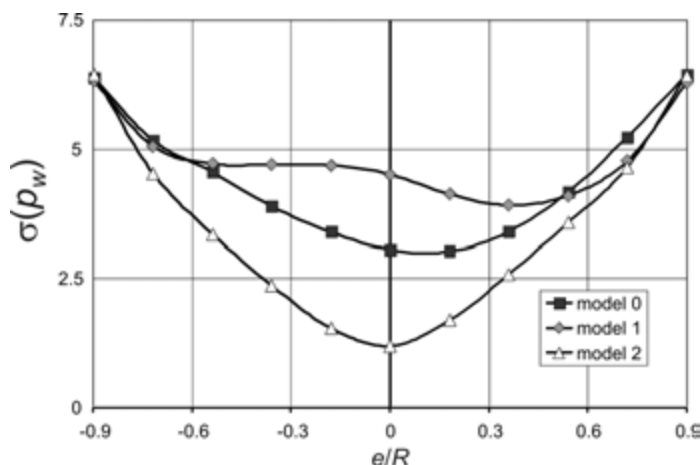
Obliczenia wykonano dla początkowych parametrów geometrycznych bieźni łożyska. W łożyskach o bieźniach monolitycznych miękkich zachodzi w pierwszym okresie eksploatacji intensywne zjawisko zużycia odkształceniowego, które w łożyskach

Tabela 9.4. Charakterystyczne wartości obciążenia elementów toczychnych

			Model 0	Model 1	Model 2
Średnie obciążenie właściwe wszystkich kul	$p_{w\text{śr}}$ [MPa]	$e = -1,2$	4,13		
		$e = 0$			
		$e = 1,2$			
Średnie obciążenie właściwe kul przenoszących obciążenie	$p_{w\text{śrF}}$ [MPa]	$e = -1,2$	6,79	7,56	4,35
		$e = 0$	4,13	5,44	4,13
		$e = 1,2$	6,17	7,02	4,13
Liczba kul przenoszących obciążenie	z_F	$e = -1,2$	61	55	95
		$e = 0$	100	76	100
		$e = 1,2$	67	59	100
Maksymalne obciążenie właściwe	$p_{w\text{max}}$ [MPa]	$e = -1,2$	14,32	16,04	12,25
		$e = 0$	9,60	14,75	7,60
		$e = 1,2$	14,97	12,85	13,36
Względne maksymalne obciążenie właściwe	$p_{w\text{max}}/p_{w\text{śr}}$	$e = -1,2$	3,47	3,88	297
		$e = 0$	2,32	3,57	1,84
		$e = 1,2$	3,62	3,11	3,23
Odchylenie standardowe	$\sigma(p_w)$ [MPa]	$e = -1,2$	4,56	4,72	3,36
		$e = 0$	3,06	4,51	120
		$e = 1,2$	4,16	4,10	3,58
Względne odchylenie standardowe	$\sigma(p_w)/p_{w\text{śr}}$	$e = -1,2$	1,10	1,14	0,81
		$e = 0$	0,74	1,09	0,29
		$e = 1,2$	1,01	0,99	0,87



Rys. 9.41. Maksymalne obciążenie właściwe kul w funkcji mimośrodu obciążenia [MPa]



Rys. 9.42. Maksymalne obciążenie właściwe kul w funkcji mimośrodu obciążenia [MPa]

o poprawnej dystrybucji, czyli takich, gdzie obciążenie przenosi większość kul, powoduje wyrównanie obciążenia elementów tocznych, natomiast w łożyskach o niepoprawnej dystrybucji prowadzi do szybkiej degradacji bieżni w strefach twardych.

Zgodnie z klasyczną teorią trwałości łożysk [14, 167, 207] czas eksploatacji zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do sześciątku obciążenia. Zmniejszenie obciążeń o 20% skutkuje dwukrotnym zwiększeniem trwałości, a w przypadku obniżenia o 60% aż 16-krotnym. W przypadku łożysk o bieżniach monolitycznych miękkich, zależność między obciążeniem, a szybkością zużycia odkształceniowego ma charakter wykładniczy [332, 357, 358], następuje odpowiednio 7- i aż 400-krotne zmniejszenie szybkości zużycia odkształceniowego.

Zastosowanie zaproponowanych wzmocnień w istniejącej platformie ładowarko-zwałowarki jest nieopłacalne pod względem techniczno-ekonomicznym, ale sformułowane wnioski mogą być przydatne w konstruowaniu nowych podzespołów wsporczych lub modernizacji już istniejących.

Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że odpowiednie ukształtowanie dźwigara w celu zapewnienia równomiernej sztywności, zwiększenie liczby podpór wychodzących z dźwigara, unikanie lokalnych punktów „twardych” jest znacznie bardziej efektywne niż zwiększanie sztywności.

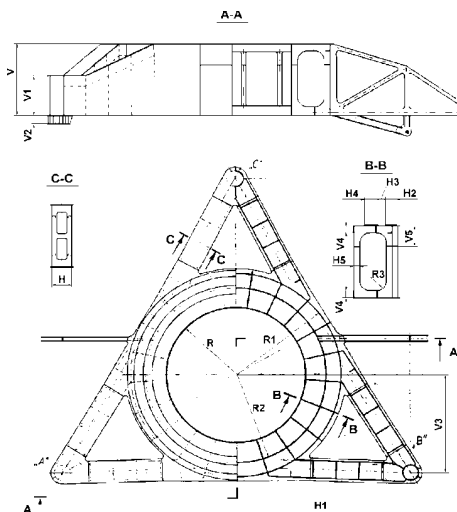
9.3. Parametryzacja modeli podzespołów wsporczych

Istotnym problemem w konstruowaniu ustrojów nośnych pod łożyska wielkogabarytowe jest pogodzenie sprzeczności, wynikającej z jednej strony z warunków wytrzymałościowych dla ustroju nośnego i warunku sztywności ze względu na trwałość

łożyska, a z drugiej strony z warunku stateczności globalnej maszyny oraz minimalizacji jej masy. Wstępny dobór parametrów geometrycznych przeprowadzany jest dotychczas w sposób uproszczony bazujący na nabytym przez konstruktora doświadczeniu oraz prostych obliczeniach. Następnie, po przyjęciu podstawowych wymiarów, przeprowadzono dokładniejsze obliczenia metodami tradycyjnymi lub numerycznymi.

Nowoczesne metody obliczeniowe umożliwiają skuteczne rozwiązanie tego problemu. Po przyjęciu założeń dotyczących kształtu można zastosować metodę doboru właściwych wymiarów geometrycznych, polegającą na parametryzacji ustroju nośnego podwozia. Parametryczne modele geometryczne portalu w przypadku małych nakładów pracy umożliwiają generację całego spektrum modeli dyskretnych. Z każdego modelu dyskretnego uzyskuje się przebiegi składowych przemieszczeń i odkształceń powierzchni pod łożysko wielkogabarytowe, rozkłady naprężeń w konstrukcji, masę własną ustroju nośnego itp. Na ich podstawie można zbudować wykresy wybranych wielkości bezwzględnych i względnych w funkcji parametrów geometrycznych. Uzyskane wyniki pozwalają na optymalizację wymiarów projektowanego podwozia, a także umożliwiają wstępny dobór wymiarów podobnych konstrukcji, oczywiście pod warunkiem zachowania takich samych stosunków składowych obciążeń. Parametryczne modele geometryczne pozwalają także na natychmiastową generację modelu dyskretnego dla dowolnych wartości parametrów, co może być przydatne w projektowaniu całego typoszeregu maszyn [35].

Opisany sposób postępowania zastosowano do analizy ramy podwozia zwałowarki ZGOT-10000.100. Zbudowany został parametryczny model geometryczny ramy [13, 340], który pokazano na rysunku 9.43. Podstawowe parametry zestawiono w tabeli 4.5.



Rys. 9.43. Rama podwozia zwałowarki – wymiary parametryzowane

Tabela 4.5. Zestawienie najważniejszych parametrów zastosowanych w modelu

Parametr	Opis
R	Promień wewnętrzny dźwigara pierścieniowego
R_1	Promień zewnętrzny dźwigara pierścieniowego
V	Wysokość portalu
V_1	Wysokość podpory
V_2	Wysokość tulei
V_5	Wysokość wzmocnionego płaszczka bocznego

Na bazie utworzonego modelu geometrycznego rozpięto model dyskretny. Do dyskretyzacji zastosowano powierzchniowe elementy skończone. Analizę przeprowadzono dla wymiarujących przypadków obciążenia:

- jazdy po łuku (Z1),
- zwałowania (Z2),
- wleczenia zestawu gąsienicowego (Z3).

Zmieniało dwa główne parametry:

V – wysokość dźwigara pierścieniowego portalu w zakresie $85 \div 115\% V_o$.

R – średnicę wewnętrzną pierścienia w zakresie R od 100 do 115% R_o przy ustalonej wartości pozostałych.

Indeksem o oznaczono wstępnie przyjęte wymiary. Wartości parametrów zmieniano w podziałce 5%. Dla każdego przypadku przeprowadzono obliczenia metodą elementów skończonych.

Masa stroju nośnego portalu dla podanej zmienności parametrów V i R zmieniała się w zakresie:

$$M = 94,3 \div 105,7\% M_o$$

Naprężenia zredukowane w najbardziej wyężonych miejscach zmieniały się w zakresie:

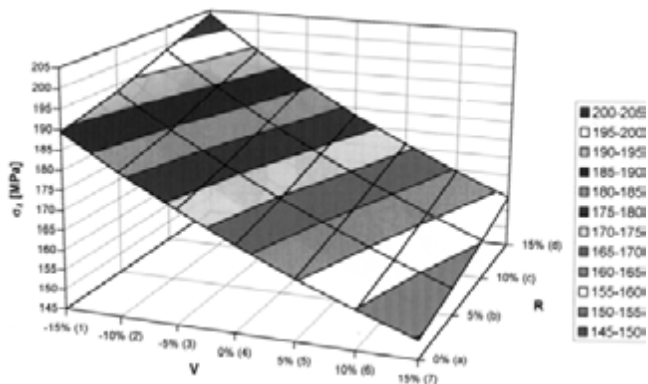
$$\sigma_{zred} = 89,2 \div 114,5\% (\sigma_{zred})_o \text{ (jazda po łuku),}$$

$$\sigma_{zred} = 87,8 \div 118,4\% (\sigma_{zred})_o \text{ (postój maszyny),}$$

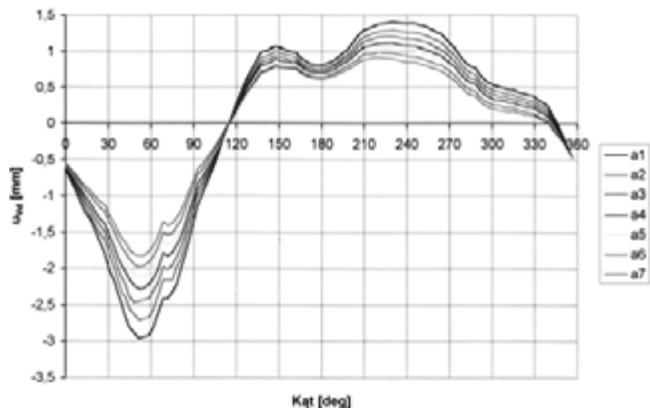
$$\sigma_{zred} = 89,2 \div 114,5\% (\sigma_{zred})_o \text{ (wleczenie zestawu gąsienicowego).}$$

Na rysunku 9.44 pokazano przykładowy wykres zmienności naprężeń zredukowanych dla jazdy po łuku.

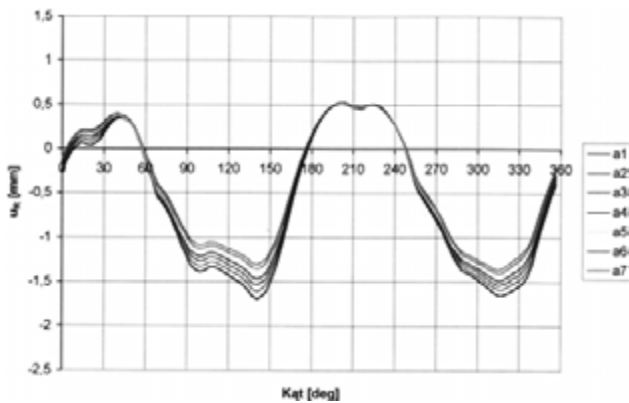
Na dystrybucję obciążeń w łożysku oraz jego trwałość najbardziej wpływają deformacje podbudowy pod łożysko. Z poszczególnych przypadków obciążenia oraz kombinacji parametrów geometrycznych uzyskano wykresy zredukowanych przemieszczeń pionowych i poziomych wzdłuż wylewki pod łożysko. Przykładowe wykresy dla zmiany parametru V od 85 do 115% wartości początkowej zestawiono na rysunkach 9.45. i 9.46.



Rys. 9.44. Wykres zmienności naprężeń zredukowanych w funkcji parametrów



Rys. 9.45. Zredukowane przemieszczenia pionowe powierzchni pod łożysko w zależności od parametru V (podczas jazdy po łuku)



Rys. 9.46. Zredukowane przemieszczenia promieniowe wylewki pod łożysko w zależności od parametru V (podczas jazdy po łuku)

Na rysunku 9.47 pokazano wykres maksymalnych różnic przemieszczeń poosiowych w funkcji parametrów R i V . Stwierdzono, iż masa portalu zmienia się liniowo. Wyznaczono równanie płaszczyzny:

$$M = 128,83 - 0,271 R + 0,477 V \quad \left| \Delta M \right|_{\max} = 0,15 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

Wpływ zmian wysokości V portalu na masę jest prawie dwukrotnie większy niż wpływ promienia R .

Stwierdzono, iż każdorazowo zwiększenie wysokości portalu V powoduje spadek naprężeń, a zmniejszenie wysokości – wzrost naprężeń. Natomiast zwiększenie promienia R (zmniejszenie szerokości pierścienia) dla zestawów obciążeń Z1 i Z2 powoduje wzrost naprężeń, a dla Z2 – spadek naprężeń. Dla Z3 podczas zmniejszania masy portalu wzrost promienia R prawie nie wpływa na wartość naprężenia. Natomiast podczas zwiększania wysokości V zmniejszenie naprężeń jest dwukrotnie mniejsze niż wzrost naprężenia podczas zwiększania promienia.

Dla każdego z zestawów obciążeń wyznaczono zależność naprężenia w funkcji parametrów R i V :

$$\text{Z1: } \sigma_{zred} = 166,542 + 0,606R - 1,314V + 0,011R^2 - 0,012RV + 0,013V^2$$

$$\left| \Delta \sigma_{zred} \right|_{\max} = 0,53 \text{ MPa,}$$

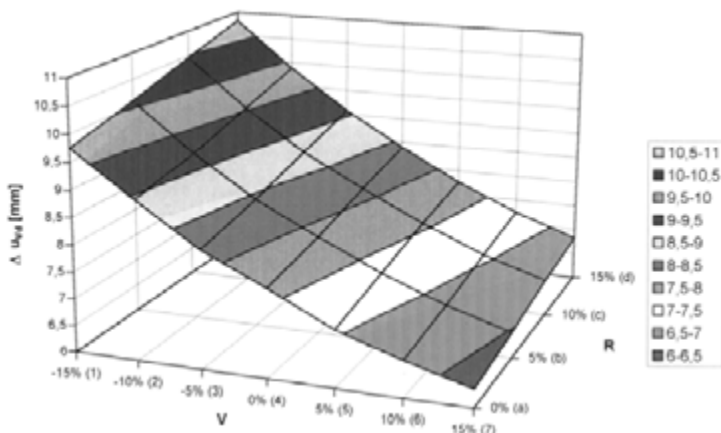
$$\text{Z2: } \sigma_{zred} = 160,692 - 1,073R - 1,563V + 0,01RV + 0,019V^2$$

$$\left| \Delta \sigma_{zred} \right|_{\max} = 1,29 \text{ MPa,}$$

$$\text{Z3: } \sigma_{zred} = 331,755 + 0,49R - 1,599V + 0,03R^2 + 0,046RV + 0,06V^2$$

$$\left| \Delta \sigma_{zred} \right|_{\max} = 4,34 \text{ MPa.}$$

Zmniejszanie masy portalu powoduje przyrost przemieszczeń pionowych u_{vd} dla wszystkich zestawów obciążeń. Zmniejszanie wysokości V powoduje 25% wzrost



Rys. 9.47. Wykres maksymalnych różnic przemieszczeń poosiowych w funkcji parametrów R i V (podczas jazdy po łuku)

przemieszczeń u_{Vd} , natomiast zwiększenie promienia R powoduje różne przyrosty przemieszczeń w zależności od zestawu obciążenia (dla Z1 – najmniejszy 10%, dla Z2 – największy 20%). Zwiększenie wysokości V powoduje spadek przemieszczeń u_{Vd} o około 8%. Równania zależności przemieszczeń u_{Vd} od V i R :

$$\text{Z1: } u_{Vd} = 7,594 + 0,048R - 0,113V - 0,001RV + 0,002V^2$$

$$\left| \Delta u_{Vd} \right|_{\max} = 0,12 \text{ mm,}$$

$$\text{Z2: } u_{Vd} = 4,327 + 0,044R - 0,061V - 0,001RV + 0,001V^2$$

$$\left| \Delta u_{Vd} \right|_{\max} = 0,13 \text{ mm,}$$

$$\text{Z3: } u_{Vd} = 7,733 + 0,1R - 0,114V + 0,001R^2 - 0,002RV + 0,002V^2$$

$$\left| \Delta u_{Vd} \right|_{\max} = 0,16 \text{ mm.}$$

Zmniejszanie masy portalu powoduje przyrost przemieszczeń promieniowych u_R dla wszystkich zestawów obciążeń. Zwiększenie wysokości V powoduje 9% wzrost przemieszczeń u_R , natomiast zwiększenie promienia R powoduje przyrost przemieszczeń u_R o 50%, a dla zestawu Z1 nawet o 70%. Zwiększenie wysokości V powoduje zmniejszenie przemieszczeń u_R o około 8%.

Równania zależności przemieszczeń u_R od V i R :

$$\text{Z1: } u_R = 1,988 + 0,095R - 0,011V \quad \left| \Delta u_R \right|_{\max} = 0,08 \text{ mm,}$$

$$\text{Z2: } u_R = 2,512 + 0,078R - 0,018V \quad \left| \Delta u_R \right|_{\max} = 0,06 \text{ mm,}$$

$$\text{Z3: } u_R = 6,158 + 0,204R - 0,035V \quad \left| \Delta u_R \right|_{\max} = 0,14 \text{ mm.}$$

9.4. Metody oceny podzespołów wsporczych

Koherencja zachodząca pomiędzy łożyskiem wielkowymiarowym i jego konstrukcjami wsporczymi sprawia, że elementy tego układu nie mogą być rozpatrywane oddzielnie, a dobór łożyska bez uwzględnienia parametrów konstrukcji wsporczej może nie być poprawny. W wyniku działania koncentratorów – „twardych punktów” konstrukcji wsporczych, uzyskuje się większe wartości obciążeń maksymalnych elementów tocnych oraz bieżni niż w sztywnych konstrukcjach wsporczych [340]. Dokładne metody określania dystrybucji obciążeń dla zidentyfikowanych geometrycznie układów wymagają znacznego nakładu pracy i wykonywania cyklu zaawansowanych obliczeń numerycznych w zakresie nieliniowym [377]. Istnieje potrzeba sformułowania metody, która za pomocą prostych, niewymagających dużego nakładu obliczeń pozwalałaby na:

a) wstępną ocenę nośności łożyska wielkowymiarowego dla zadanej konstrukcji wsporczej,

b) wstępny dobór parametrów konstrukcji wsporczej, tak aby osiągnąć wymaganą nośność łożyska.

Metoda ta powinna umożliwić przeprowadzenie analizy porównawczej łożysk w różnych maszynach [344].

Miarą nośności może być obciążenie właściwe p_w , najbardziej wyęźżonego elementu tocznego, definiowane jako iloraz siły przenoszonej przez ten element przez kwadrat jego średnicy. Na wartość obciążenia właściwego w przypadku wielkogabarytowego łożyska kulowego ma wpływ:

- a) geometria łożyska (dla każdego rzędu lub szeregu elementów tocznych):
 - średnica podziałowa elementów tocznych D ,
 - liczba elementów tocznych z ,
 - średnica elementów tocznych d ,
 - w przypadku łożysk wielorzędowych luz l .
- b) obciążenie:
 - obciążenie osiowe V ,
 - moment poprzeczny M (mimośród siły wypadkowej obciążenia osiowego e),
 - obciążenie promieniowe H .
- c) sztywność konstrukcji wsporczych nadwozia i podwozia.

Można wyznaczyć obciążenie właściwe kuli w przypadku sztywnych pierścieni wsporczych jako funkcję:

$$p_{w0} = f(D, z, d, l, V, e, H) \quad (9.3)$$

Jeżeli udział sił promieniowych jest mały (poniżej 10% obciążenia pionowego) to obciążenie właściwe można zapisać jako iloczyn obciążenia właściwego siłą osiową $p_{w(e=0)}$ oraz funkcji mimośrodu $f_e(e)$:

$$p_{wo} = p_{w(e=0)} f_e(e) \quad (9.4)$$

Dla jednorzędowego łożyska kulowego:

$$p_{w(e=0)} = \frac{V}{d^2 z} \quad (9.5)$$

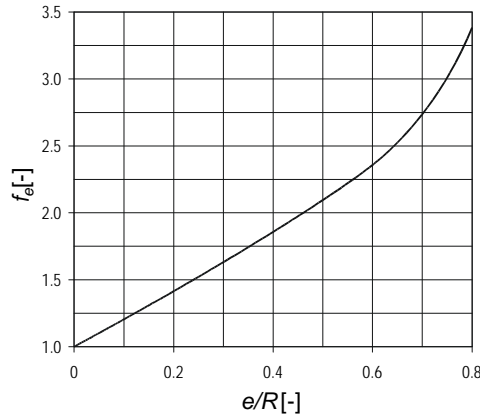
Wykres współczynnika f_e wyznaczonej zmodyfikowaną metodą Ohnricha pokazano na rysunku 9.48.

Obciążenie właściwe szczytowej kuli $p_{w\max}$ (definiowane jako siła obciążająca kulę przez kwadrat jej średnicy) zależy od wzajemnych relacji między sztywnością konstrukcji wsporczej a sztywnością układu *element toczny–bieżnia*. Jest ono największe, gdy „twardy punkt” nadwozia znajduje się nad „twardym punktem” podwozia. Dla takiego przypadku można wprowadzić funkcję f_K taką, że:

$$p_{w\max} = p_{wo} \cdot f_K(K_d, K_n, K_p) \quad (9.6)$$

gdzie K_n i K_p – funkcje sztywności nadwozia i podwozia, K_d – funkcja sztywności układu *element toczny–bieżnia*.

Współczynnik f_K określa ile razy wzrasta maksymalne obciążenie kuli w wyniku niejednorodnej sztywności konstrukcji wsporczych.



Rys. 9.48. Współczynnik zwiększenia obciążenia w funkcji mimośrodu

Można przyjąć założenie, że przy zachowaniu stałego stosunku sztywności układu *element toczny–bieżnia* do sztywności konstrukcji wsporczych powinien być zachowany stosunek wartości maksymalnego obciążenia właściwego elementu tocznego do wartości obciążenia uzyskanej w nieodkształcalnych konstrukcjach wsporczych, czyli wartość funkcji f_k będzie niezmienna.

Jeżeli zastosujemy równanie ugięcia δ układu *kula–bieżnia* pod wpływem siły ścisnącej F w postaci [4]:

$$\frac{\delta}{d} = C \left(\frac{F}{d^2 E} \right)^\eta \quad (9.7)$$

gdzie E – moduł Younga, C , η – stałe zależności hertzowskiej, to po przekształceniach i przyjęciu $\eta = 2/3$ [5]

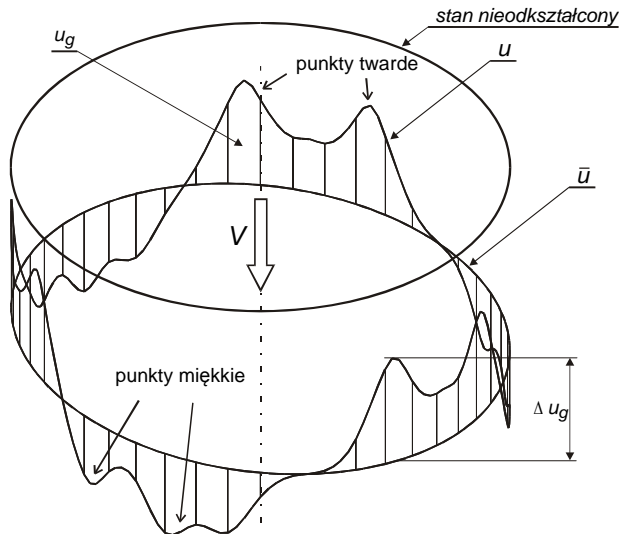
$$k_{KB} = \frac{dF}{d\delta} = \frac{2E^{\frac{2}{3}}}{3C} \left(\frac{V}{\pi w_w D} \right)^{\frac{1}{3}} d^{\frac{2}{3}} \quad (9.8)$$

gdzie w_w jest współczynnikiem wypełnienia rzędu łożyska.

Pomijając stałe, uzyskuje się funkcję sztywności układu *element toczny–bieżnia*:

$$K_d = \left(\frac{V}{w_w D} \right)^{\frac{1}{3}} d^{\frac{2}{3}} \quad (9.9)$$

Funkcje sztywności K_n i K_p wyznacza się na podstawie linii ugięcia konstrukcji wsporczych $u(\theta)$ pod działaniem osiowo przyłożonej siły V po obwodzie łożyska. Ponieważ przemieszczenia konstrukcji wsporczej jako bryły sztywnej nie mają wpływu



Rys. 9.49. Deformacja dźwigara pierścieniowego w kierunku osiowym

wu na dystrybucję obciążenia w łożysku, z linii ugięcia należy wydzielić wyłącznie deformacje giętne (rys. 9.49):

$$u_g(\theta) = u(\theta) - \bar{u} \quad (9.10)$$

gdzie \bar{u} jest wektorem średnich uogólnionych przemieszczeń konstrukcji wsporczej.

Dla tak wyznaczonych deformacji giętnych miarodajna jest wartość deformacji giętniej w punktach „twardych” Δu_{gT} , gdzie wartości ugięć są najmniejsze:

$$\Delta u_g = \max(\Delta u_{gT}) \quad (9.11)$$

Lokalne duże ugięcia w punktach „miękkich” zwiększają obciążenia najbardziej wyciężonych kul w niewielkim stopniu.

Funkcję sztywności konstrukcji wsporczych K_w można zdefiniować jako iloraz obciążenia osiowego łożyska i wartości Δu_g dla konstrukcji wsporczej o mniejszej sztywności (odpowiednio podwozia lub nadwozia):

$$K_w = \min(K_n, K_p) = \min\left(\frac{V}{\Delta u_g}\right) \quad (9.12)$$

Linie ugięcia można wyznaczyć w sposób uproszczony metodą analityczną, ale wskazane jest zastosowanie metod numerycznych, np. metody elementów skończonych [6, 7]. Model FEM, najlepiej oparty na elementach powierzchniowych, może mieć mały stopień uszczegółowienia i zgrubną siatkę elementów skończonych, ponieważ służy wyłącznie do określenia pola przemieszczeń.

Zgodnie z przedstawionymi wcześniej założeniami można wyznaczyć wskaźnik sztywności W_K będący stosunkiem funkcji sztywności konstrukcji wsporczej i układu element toczny–bieżnia:

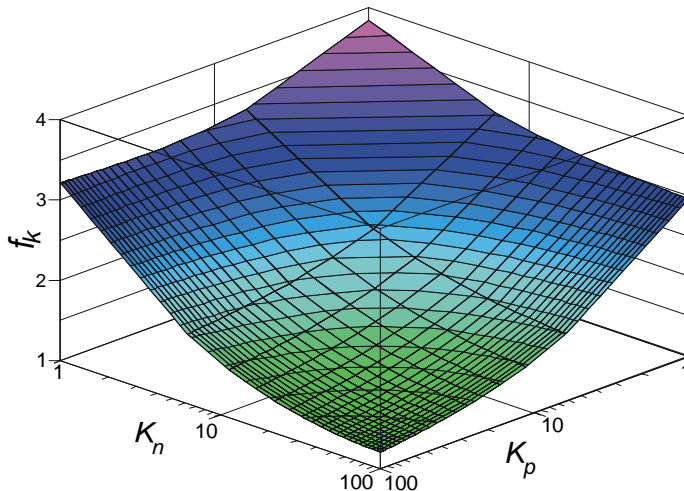
$$W_K = \frac{K_w}{K_d} \quad (9.13)$$

Po uwzględnieniu wzorów (9.9) i (9.12) uzyskuje się:

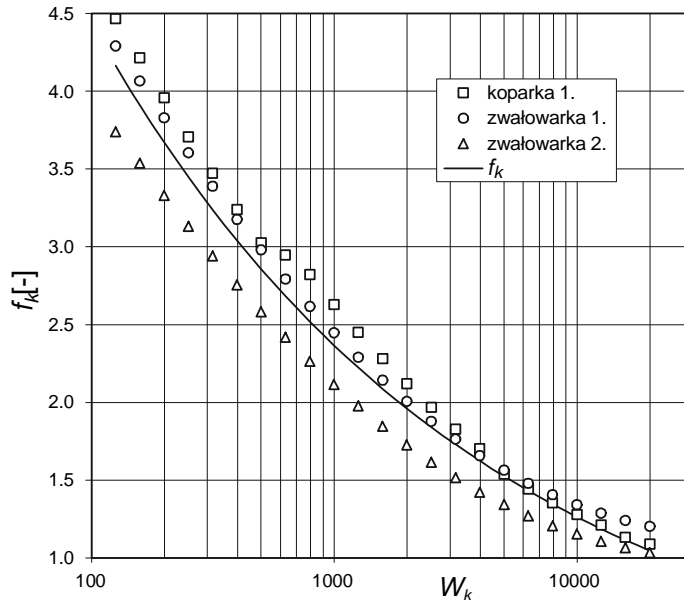
$$W_K = \frac{1}{\Delta u_g} \sqrt[3]{\frac{V^2 w_w D}{d^2}} \quad (9.14)$$

Przeprowadzono analizę dystrybucji obciążenia w łożysku metodą elementów skończonych (z zastosowaniem modeli powłokowych konstrukcji wsporczych) dla trzech maszyn górnictwa odkrywkowego: koparki klasy C (łożysko $\varnothing 9000$, 105 kul $\varnothing 200$) oraz dwóch zwałowarek (łożysko $\varnothing 10\,000$, 199 kul $\varnothing 150$ i łożysko $\varnothing 10\,000$, 116 kul nośnych $\varnothing 120$) dla różnych sztywności konstrukcji wsporczych. Do zamodelowania elementów tocznych wykorzystano element zastępczy *bieżnia–kula–bieżnia* [318]. Na rysunku 9.50. zamieszczono wykres funkcji f_K uzyskanej dla maszyny opisanej w rozdziale 9.1 i pokazanej na rysunku 9.13. Funkcję uzyskano przez niezależną zmianę wartości sztywności jej nadwozia i podwozia z zachowaniem rozkładu sztywności (struktury).

Wyznaczono wartości funkcji f_K zmiennej W_K . Zmieniano sztywność nadwozia i podwozia różnych maszyn z zachowaniem ich postaci konstrukcyjnej. Stwierdzono zbliżony przebieg funkcji f_K dla różnych postaci (rys. 9.51), z zachowaniem mimośrodków działania siły osiowej V w zakresie od 0 do 0,6 promienia podziałowego łożyska.



Rys. 9.50. Zależność funkcji f_k od sztywności podwozia i nadwozia koparki kołowej



Rys. 9.51. Zależność funkcji f_k od wskaźnika sztywności W_k wyznaczona dla łożysk z różnych maszyn (W_k wyznaczono w układzie kN-mm)

Przy aproksymacji funkcją postaci:

$$f_k = cW_k^\zeta \quad (9.15)$$

i modelach powłokowych podwozia i nadwozia wartość wykładnika ζ mieściła się w granicach:

$$\zeta = -0,28 \div -0,25$$

W modelach powłokowych można uwzględnić nie tylko „twarde punkty” globalne, ale także lokalne, wynikające z przepon, żeber itp. Stąd wynikają większe wartości współczynnika f_k . Można przyjąć, że model powłokowy odzwierciedla dystrybucję obciążenia w łożysku nowym, w którym nie nastąpiła jeszcze zmiana geometrii.

Wyznaczona na podstawie modeli numerycznych zależność między współczynnikiem f_k i wskaźnikiem sztywności W_k pozwala w sposób przybliżony dobrać odpowiednią sztywność konstrukcji wsporczej maszyny nowo projektowanej, tak aby zachować maksymalne obciążenie właściwe kuli p_{Wmax} w dopuszczalnym zakresie. Stosuje się wówczas funkcję $W_k(f_k)$ będącą funkcją odwrotną do funkcji $f_k(W_k)$.

Przy założeniu, że znamy wszystkie parametry łożyska: geometryczne i obciążenia, po przekształceniach uzyskuje się dopuszczalną wartość deformacji giętej konstrukcji wsporczej:

$$\Delta u_g = \frac{1}{W_K \left(\frac{p_{w\max}}{p_{wo}} \right)} \sqrt[3]{\frac{V^2 w_w D}{d^2}} \quad (9.16)$$

Wymagana sztywność konstrukcji wsporczej jest odwrotnie proporcjonalna do wartości dopuszczalnej deformacji giętej.

Analiza porównawcza

Na podstawie wyprowadzonych zależności przeprowadzono analizę porównawczą łożysk:

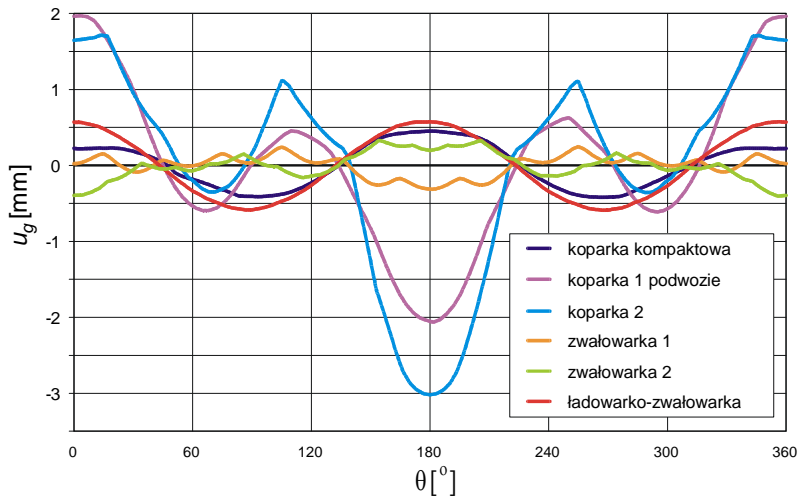
- koparki kołowej średniej wielkości (1), koparek kołowych dużych, z łożyskiem jedno- i dwuszeregowym (2 i 2a), koparki kompaktowej,
- zwałowarek (1 i 2),
- ładowarko-zwałowarki.

Dane łożysk, warunki brzegowe i wyniki analizy zestawiono w tabeli 4.6.

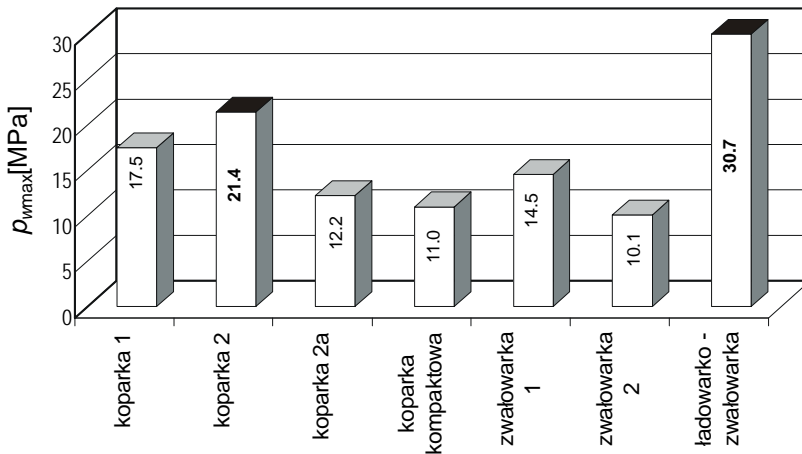
Tabela 4.6. Zestawienie danych łożysk i konstrukcji wsporczych oraz wyników analizy porównawczej

Parametr	Koparka 2	Koparka 2a	Koparka kompaktowa	Koparka 1 podwozie	Koparka 1 nadwozie	Zwałowarka 1	Ładowarko-zwałowarka	Zwałowarka 2
Dane geometryczne łożyska								
D [mm]	12000		5500	8000		10000	4495	10000
d [mm]	250		120	200		120	110	150
z	124	209	224	105		116	100	199
w_w	0,82	1,39	1,56	0,84		0,44	0,78	0,90
Wyniki z analizy sztywności konstrukcji wsporczych								
Δu_g [mm]	1,46		0,39	1,14	1,67	0,27	0,57	0,31
Analiza porównawcza								
$p_w(e=0)$ [MPa]	3,53	2,09	1,90	2,59		2,99	5,05	2,29
f_e	1,91	1,93	2,23	1,92		1,90	1,99	1,90
p_{w0} [MPa]	6,73	4,03	4,24	4,99		5,66	10,01	4,35
W_k [kN-mm]	335,58	399,61	712,65	236,60	161,60	737,54	385,41	1078,55
f_k	3,19	3,04	2,59	3,50	3,89	2,57	3,07	2,32
p_{\max} [MPa]	21,44	12,24	10,99	17,49	18,39	14,55	30,70	10,09

Po zbudowaniu modeli obliczeniowych konstrukcji wsporczych łożyska każdej maszyny wyznaczono metodą elementów skończonych, ich linie ugięcia przy zerowym mimośrodzie e siły pionowej V . Wyznaczono deformacje gięte (po odjęciu średnich przemieszczeń i obrotów). Wykresy zestawiono na rysunku 9.52.



Rys. 9.52. Wykres deformacji giętnych konstrukcji wsporczych w kierunku poosiowym po obwodzie łożyska, obciążenie siłą pionową o mimośrodku $e = 0$, dla różnych maszyn



Rys. 9.53. Analiza porównawcza wyężenia elementu tocznego – zestawienie wyników

Do obliczeń przyjęto obciążenie pionowe (siła V na mimośrodku e) pochodzące od nadwozia, występujące podczas eksploatacji.

Wyznaczone obciążenie właściwe kul wykazało znaczne przeciążenie łożysk dwóch maszyn: koparki kołowej 2 z łożyskiem jednoszeregowym oraz ładowarko-zwałowarki (rys. 9.53).

W przypadku koparki uzyskane wyniki potwierdzone zostały w eksploatacji. W maszynach tych dochodziło do rozwalcowania bieżni w stopniu uniemożliwiającym dalszą pracę (zakleszczanie koszyków), co wymuszało częstą wymianę segmen-

tów łożyska. W ładowarko-zwałowarce następują częste uszkodzenia łożyska, mimo iż jest to maszyna o niskim natężeniu pracy (eksploatowana na składowisku), a charakter pracy łożyska w zwałowarkach jest odmienny niż w koparkach, gdzie mamy do czynienia ze znacznie większą liczbą przetoczeń oraz dużymi siłami dynamicznymi z urabiania.

Zaproponowana metoda może służyć do szybkiej oceny układu łożysko wielkowymiarowe – konstrukcje wsporcze. Wystarczająca jest wówczas znajomość parametrów łożyska, wypadkowego obciążenia po kierunku poosiowym oraz rozkładu sztywności konstrukcji wsporczych wzdłuż obwodu łożyska. Rozkład sztywności można uzyskać metodami numerycznymi, np. metodą elementów skończonych lub doświadczalnie przez pomiar ugięcia obiektu. W metodzie tej nie ma się konieczności wyznaczania dystrybucji obciążeń w łożysku, co wymagałoby wielokrotnych obliczeń numerycznych w zakresie nieliniowości fizycznej i geometrycznej.

Zależność współczynnika f_K od wskaźnika sztywności W_K wyznaczona została na podstawie zaawansowanych obliczeń numerycznych dla łożysk w trzech różnych maszynach. Kontynuowanie takich analiz dla kolejnych łożysk umożliwi dokładniejszą ewaluację poprzez uwzględnianie wpływu nie tylko sztywności, ale i struktury konstrukcji wsporczej. Przeprowadzona analiza porównawcza siedmiu różnych układów łożysko – konstrukcje wsporcze dała wyniki zgodne z doświadczeniami eksploatacyjnymi.

9.5. Podsumowanie

Właściwe ukształtowanie podzespołu wsporczego jest koniecznym warunkiem uzyskania prawidłowej dystrybucji obciążeń, charakteryzującej się dużą liczbą elementów tocznych biorących udział w przenoszeniu obciążenia, małą wartością obciążenia właściwego najbardziej wytężonego elementu tocznego oraz małym odchyleniem standardowym obciążenia właściwego w elementach. Ze względu na zróżnicowaną postać konstrukcyjną wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych (rys. 9.1) i zazwyczaj szeroki zbiór możliwych stanów obciążenia nie istnieje możliwość sformułowania szeregów zaleceń mających charakter uniwersalny.

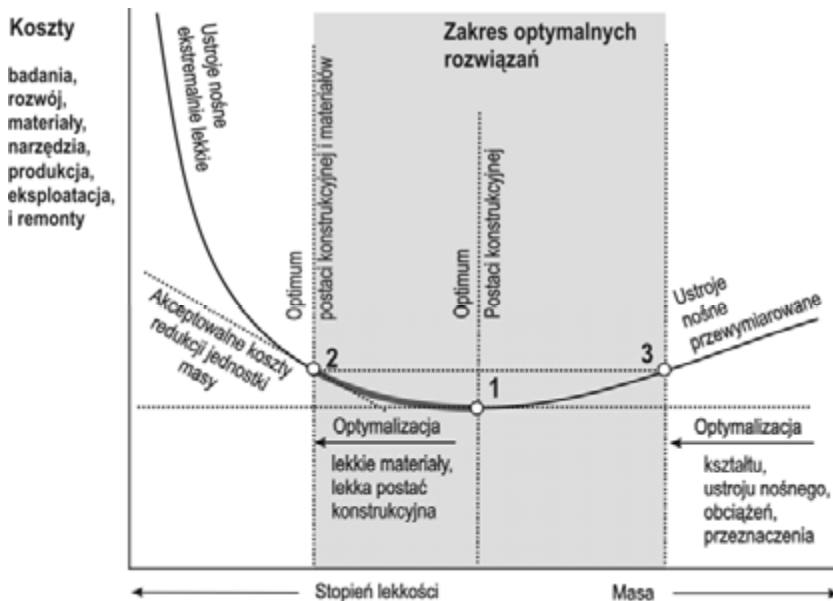
W rozdziale zwrócono uwagę na czynniki konstrukcyjne, które mają istotny wpływ na postać deformacji podzespołów wsporczych i dystrybucję obciążeń. Czynniki te mają charakter globalny lub lokalny.

Czynnikiem globalnym jest sztywność podzespołów wsporczych, która wynika z sztywności ich elementów składowych. Miarą sztywności jest wartość deplanacji i odchyłek kołowości powierzchni pod łożysko. Przedstawiono zalecenia producentów łożysk odnośnie do sztywności oraz przykłady obliczeniowe (rozdział 9.1). Stwierdzono, że najbardziej korzystne jest zapewnienie podobnej sztywności obydwóm podzespołom wsporczym nadwozia i podwozia. Dotychczas większość producentów łożysk

żysk i biur konstrukcyjnych hołdowało zasadzie kojarzenia jednego podzespołu wsporczego o dużej sztywności z drugim bardziej podatnym. Przedstawiony przykład przeczy tej zasadzie. Drugim przekonaniem, które okazało się nieuzasadnione, jest przyjęcie założenia o wyższości dźwigarów pierścieniowych o przekroju zamkniętym nad dźwigarami o przekroju otwartym. Przeprowadzona analiza sztywnościowa trzech ram portalowych nie wykazała znaczących różnic w ich deformacji pod obciążeniem (rozdział 9.2.1).

Analiza mająca na celu dobór kąta doprowadzenia podpór (rozdział 9.2.2) obrazuje znaczący wpływ przyjętych założeń na rozkład sztywności i wynikającą z niej postacią deformacji dźwigara pierścieniowego. Uzyskane wyniki nie mogą zostać uogólnione, jednak przedstawiona metoda powinna być stosowana w projektowaniu wstępnym. Podobnie bardzo korzystne jest odsunięcie powierzchni pod łożysko na zewnątrz od płaszczyzny wprowadzenia podpór w formie nieuzębrowanej tulei (rozdział 9.2.3). Uzyskane wyniki wpływu wysokości tulei na obciążenie elementów tocznych mają charakter ogólny.

Na przykładzie platformy nadwozia ładowarko-zwałowarki przedstawiono szkodliwy wpływ lokalnych usztywnień w postaci żeber i przepon. Elementy te chętnie wprowadzane przez konstruktorów ustrojów nośnych, stosujących zasady *leichtbautechnik* [134], wschodniemieckiej szkoły kształtowania lekkich ustrojów nośnych (rys. 9.54) są korzystne pod względem wytrzymałościowym, umożliwiają budowanie ich lżejszymi, lecz z drugiej strony powodują występowanie lokalnych spiętrzeń w rozkładzie sztywności.



Rys. 9.54. Zakres optymalnych rozwiązań według *leichtbautechnik* między punktami 1 i 2

Nadmierne „odchudzanie” podzespołów wsporczych na poziomie lokalnym jest nieracjonalne. Łożysko jest obiektem znacznie bardziej kosztownym niż koszt zapewnienia równomiernej sztywności podzespołów wsporczych, np. przez zwiększenie grubości niektórych blach. Stosowanie lekkich ustrojów nośnych w obszarze węzła łożyskowego jest przetrzuceniem kosztów z etapu wytwarzania na etap eksploatacji maszyny. Z firm produkujących łożyska wieńcowe jedynie INA zaleca użycie kołnierza pod łożysko o dużej grubości, zamiast stosowania żeber usztywniających [99].

Przedstawiona metodologia analizy parametrycznej podstawowych parametrów geometrycznych podzespołu wsporczego (rozdział 9.3) oraz metoda przybliżonej oceny podzespołu wsporczego (rozdział 9.4) mogą być stosowane na etapie wstępnego kształtowania ustroju nośnego. W dalszym etapie projektowania często przyjmuje się kryterium nośności granicznej [361] z uwzględnieniem jednak wymagań odnośnie do sztywności podzespołów wsporczych. W kształtowaniu „lekkich” podzespołów wsporczych zaleca się stosowanie nowoczesnych algorytmów optymalizacyjnych [92]. Wybrane przykłady stosowania algorytmów genetycznych i roju pszczół przedstawiono w pracach [138, 140, 141].

10. Korygowanie łożyska ze względu na dystrybucję obciążeń

Ustrój nośny pod wpływem przenoszonego obciążenia ulega deformacji. Wskutek tego powstaje nierównomierna dystrybucja obciążenia na poszczególne elementy toczne. Największe siły są przenoszone przez elementy toczne znajdujące się nad strefami „twardymi” ustroju nośnego w miejscach wyprowadzania podpór, w miejscach usztywnień dźwigara pierścieniowego (przepony, żebra itp.). Zwiększenie sztywności każdego z podzespołów wsporczych maszyny (np. nadwozia) dziesięciokrotnie spowoduje spadek maksymalnego obciążenia elementu szczytowego jedynie o 25% [340]. Dziesięciokrotny wzrost sztywności konstrukcji wsporczej można uzyskać jedynie za pomocą znacznego zwiększenia grubości blach i gabarytów maszyny co nie jest uzasadnione ekonomicznie i praktycznie.

Niezbędne jest zastosowanie odmiennych metod uzyskiwania bardziej równomiernego rozkładu obciążenia niż przez zwiększenie sztywności. Możliwe jest wprowadzenie korekcji geometrii bieżni łożyska [299, 313] bądź wzniosu ustroju nośnego (podobnie jak wykonywanie dźwigara dużych suwnic ze wzniosem, korygującym linię ugięcia) w celu zapewnienia korzystniejszej dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne.

Konieczne stało się rozwiązanie niektórych problemów występujących w układzie *łożysko wielkogabarytowe–ustrój nośny maszyny*, do których można zaliczyć:

- rozpoznanie możliwości technicznych stosowania korekcji ustroju nośnego lub korekcji geometrii bieżni łożyska,
- opracowanie zasad budowy modeli dyskretnych do obliczeń dystrybucji obciążenia w łożysku z korekcją,
- przeprowadzenie symulacji numerycznych zastosowania korekcji dla wybranych łożysk wielkogabarytowych i ich ustrojów nośnych, identyfikacja parametrów pracy elementu tocznego w układzie łożysko wielkogabarytowe – ustrój nośny z korekcją,
- określenie wpływu stosowania korekcji na wytrzymałość ustroju nośnego maszyny i jego trwałość,

- opracowanie zasad stosowania korekcji oraz wytycznych doboru parametrów korekcji w zależności od rodzaju łożyska, postaci konstrukcji wsporczych, wielkości obciążenia i jego charakteru,

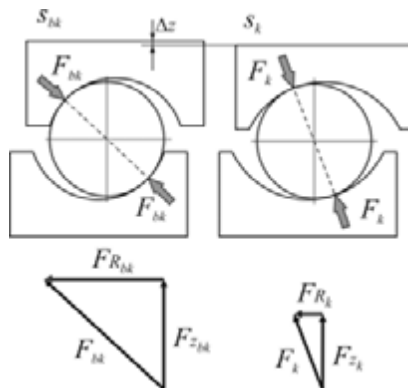
Można wyróżnić dwie podstawowe metody korekcji: korekcję dna bieżni i korekcję geometrii styku. Możliwe jest stosowanie obydwu tych korekcji jednocześnie.

10.1. Korekcja geometrii styku

Korekcja geometrii styku polega na wprowadzeniu po obwodzie łożyska zmiennej geometrii styku, zależnej od rozkładu sztywności łożyska. Możliwość stosowania tego typu możliwe w łożyskach kulowych. Rozwiązanie takie stosuje się powszechnie podczas łączenia poszczególnych segmentów łożyska, gdzie stosuje się zwiększenie promienia bieżni i równoczesne zagłębienie jej dna o wartość około $0,02d$.

Największe obciążenia elementów tocznych występują zawsze w lokalnych strefach „twardych”, w których podzespół wsporczy jest usztywniony. Elementy, takie jak żebra, przepony nieumożliwiają swobodnego przemieszczania się pierścieni łożyska po kierunku poprzecznym (promieniowym) łożyska. Sztywność układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* jest tym większa, im większy jest współczynnik przystawania kuli do bieżni, co wykazują rozwiązania teoretyczne (wzór 4.19) i numeryczne (rys. 4.16). Wielkość przenoszonego obciążenia jest proporcjonalna do sztywności układu. Niestety wraz ze zmniejszającym się współczynnikiem przystawania, zmniejsza się też, choć w mniejszym stopniu, dopuszczalne obciążenie układu (rys. 4.22, rys. 10.2).

Wykorzystanie zjawiska zmienności charakterystyk wraz ze zmianą współczynnika przystawania kuli do bieżni polega na zastosowaniu zwiększonych promieni bieżni w punktach „twardych”. Większy luz poprzeczny zapobiega klinowaniu się kuli między pierścieniami łożyska. Na rysunku 10.1 pokazano schemat działania korekcji.

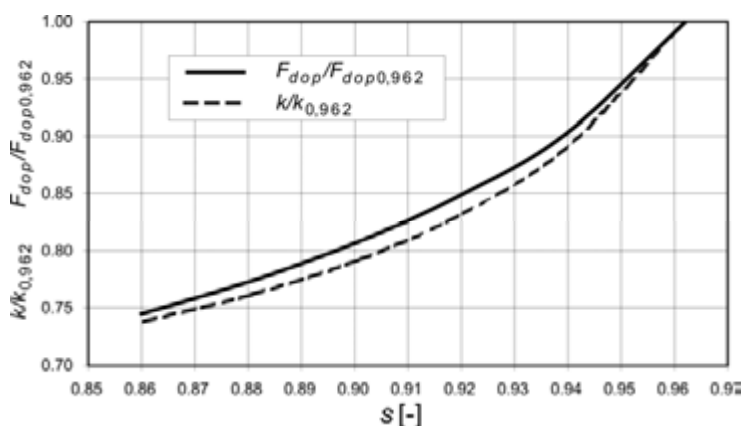


Rys. 10.1. Schemat korekcji geometrii styku: różnica przewyższeń Δz , kierunków działania elementu tocznego oraz wektory składowe obciążenia kuli F

Przedstawiono różnicę przewyższeń Δz , kierunków działania elementu toczonego oraz wektory składowe obciążenia kuli F , o tym samym względnym przemieszczeniu promieniowym pierścieni dwóch układów *bieżnia–element toczonego–bieżnia*, o różnych współczynnikach przystawania: bez korekcji (indeks bk), skorygowanego (indeks k).

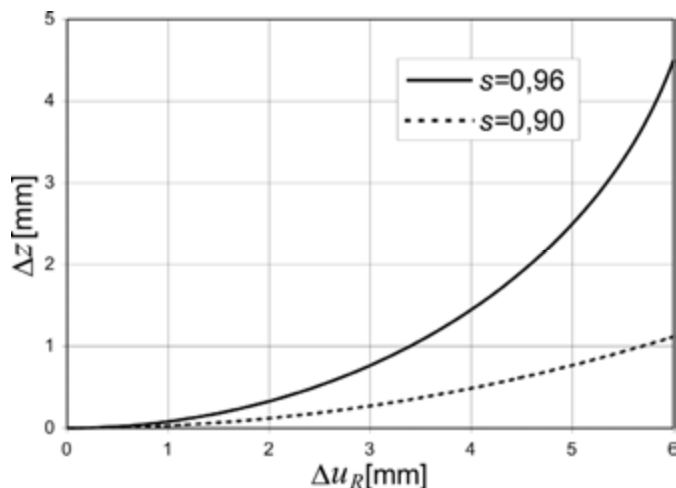
W przypadku dużego współczynnika przystawania, nawet po niewielkim względnym przemieszczeniu promieniowym, znacznej zmianie ulega kąt działania elementów toczonego, wskutek czego znacznemu zwiększeniu ulega składowa „pasożytnicza” przenoszona obciążenia F_R , a w konsekwencji obciążenie elementu toczonego. Ponadto siła w układzie skorygowanym jest jeszcze mniejsza, ze względu na znacznie bardziej podatną charakterystykę *siła–ugięcie*.

W łożyskach o bieżniach miękkich w początkowym okresie eksploatacji następuje samoczynna korekcja profilu bieżni w wyniku uplastycznienia materiału bieżni i jej rozwałcowania. Przez pomiary zużycia takich bieżni (zmiana grubości) można zdefiniować wymagany przebieg linii korekcji. W łożyskach o bieżniach ulepszanych cieplnie lub hartowanych nie ma takiej możliwości.

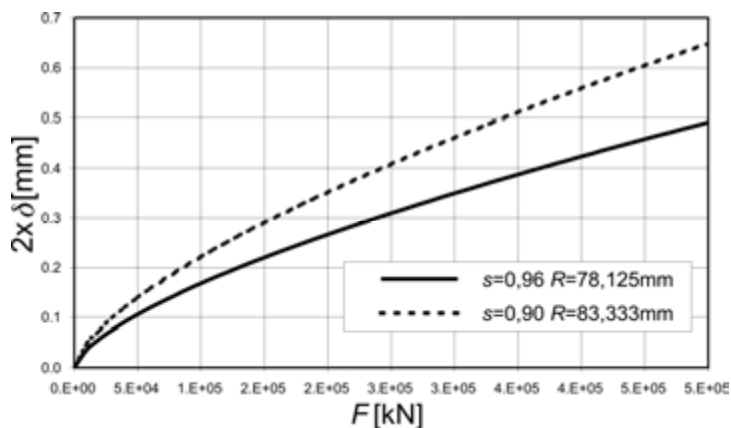


Rys. 10.2. Nośność F_{dop} i sztywność układu *kula–bieżnia* k w funkcji współczynnika przystawania kuli do bieżni s , w odniesieniu do nośności i sztywności dla $s = 0,962$

Przeprowadzono symulację korekcji promienia bieżni łożyska zwałowarki o średnicy podziałowej $D = 10$ m, średnicy kul $d = 150$ mm i współczynnika przystawania $s = 0,96$. Zbudowano model obliczeniowy MES łożyska. Na podstawie symulacji numerycznej stwierdzono, że duże siły w elementach toczonego wystąpiły wyłącznie w elementach toczonego znajdujących się nad usztywnieniami poprzecznymi dźwigara pierścieniowego (środniki podpór, żebra, przepony itp.). Nadmierne siły wynikają ze zjawiska przewyższenia, z zakleszczania się elementów toczonego w wyniku względnego ruchu poprzecznego pierścieni nadwozia i podwozia (rys. 10.3). Postanowiono zwiększyć promień bieżni r_B w tych punktach z wartości nominalnej 78,125 mm do



Rys. 10.3. Wpływ względnego przemieszczenia poprzecznego pierścieni na przyrost odległości pierścieni łożyska po kierunku osiowym, bez odkształcenia kuli i bieżni



Rys. 10.4. Charakterystyki układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* (obciążenie – ugięcie) bieżni nominalnej (linia ciągła) i skorygowanej (linia przerywana)

wartości 83,3 mm, co jest równoważne zmniejszeniu współczynnika przystawiania kuli do bieżni s z 0,96 do wartości 0,90.

Na rysunku 10. 3 przedstawiono charakterystyki sztywności układu *bieżnia–kula–bieżnia* dla przyjętych stosunków wymiarowych. W modelu skończone elementowym wprowadzono zmodyfikowane charakterystyki. Uzyskaną dystrybucję obciążenia zestawiono na rys. 10.5 z dystrybucją początkową.

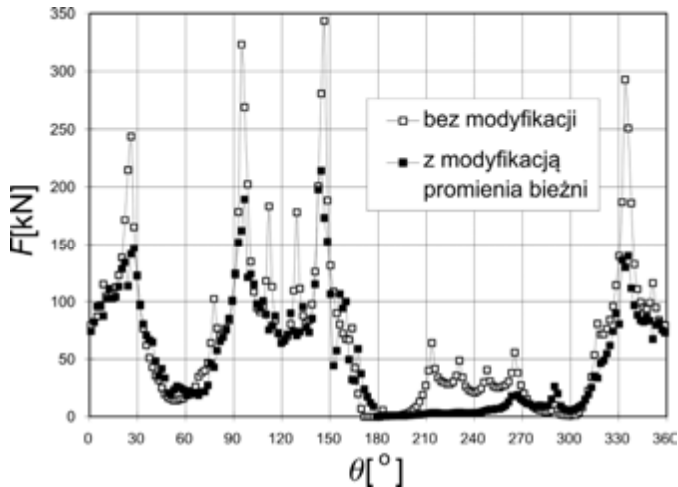
Obciążenie najbardziej wyętej kuli zmniejszyło o 37,5%, z wartości $F_{\max o} = 343,6$ kN do wartości $F_{\max k} = 214,1$ kN. Zmniejszenie współczynnika przystawiania

powoduje jednak zmniejszenie nośności układu *element toczny–bieżnia* F_{dopk}/F_{dopo} do 0,82 początkowej (rys. 10.2) i dlatego realny spadek obciążenia jest równy:

$$\Delta F_{\%} = 100 - \frac{F_{\max k}}{F_{\max 0}} \frac{F_{dopk}}{F_{dop0}} \quad (10.1)$$

i w tym przypadku wynosi 23%.

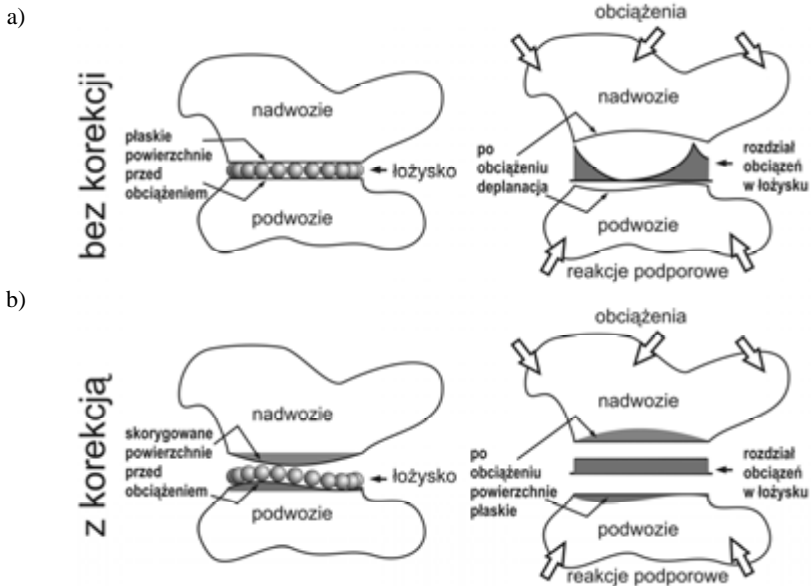
W dobie obrabiarek sterowanych numerycznie istnieje techniczna możliwość wykonania takiej bieżni o zmiennym promieniu, ale może to sprawić duże trudności technologiczne. Korekcja ta likwiduje jedynie wpływ lokalnych stref „twardych”.



Rys. 10.5. Dystrybucja obciążenia w łożysku bez korekcji i z modyfikacją promienia bieżni

10.2. Korekcja dna bieżni

Pomysł korekcji dna bieżni wywodzi się z obserwacji deformacji konstrukcji wsporczej (linii ugięcia powierzchni pod łożysko) pod obciążeniem. Idealna krzywa dna bieżni pierścienia łożyska ulega deplanacji i owalizacji. Amplitudy linii ugięcia są często nawet o rząd większe od ugięcia układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*. Ugięcie w strefach „miękkich” jest większe niż w punktach „twardych”, co powoduje, że znajdujące się tam elementy toczne nie mogą przenosić odpowiednio dużego obciążenia. W wyniku tego elementy toczne, znajdujące się w strefach „twardych” dźwigara pierścieniowego (punkty wyprowadzenia podpór), muszą przenieść znacznie większe obciążenia. Maksymalne obciążenie na jeden element toczny występuje wtedy, gdy znajduje się on między punktem „twardym” od strony nadwozia i punktem „twardym” od strony podwozia.



Rys. 10.6. Schemat ideowy stosowania korekcji:

- a) deformacja płaskich powierzchni pod łożysko pod wpływem obciążenia,
 b) wstępna deplanacja bieźni powoduje jej planację pod wpływem obciążeń

Odciążenie bieźni i elementów tocnych znajdujących się w strefach „twardych” możliwe jest jedynie przez zwiększenie amplitudy obciążenia elementów tocnych znajdujących się w strefach „miękkich”. Cel ten można osiągnąć przez zastosowanie korekcji wzniosu dźwigarą pierścieniowego, polegającej na wysunięciu bieźni w strefach miękkich w kierunku płaszczyzny podziałowej łożyska [231, 313, 340]. Schemat działania korekcji pokazano na rysunku 10.6.

Do określenia wartości korekcji niezbędne jest wyznaczenie linii deformacji u_g punktów na okręgu pod łożysko:

$$u_g(\theta) = u(\theta) - \bar{u} - C \quad (10.2)$$

gdzie: u – przemieszczenia całkowite w kierunku poosiowym, \bar{u} – przemieszczenie cząstkowe w wyniku ruchu bryły sztywnej, θ – kąt mierzony po obwodzie łożyska, C – stała wprowadzona, aby uzyskać:

$$\max(u_g) = 0 \quad (10.3)$$

W przypadku podwozia możliwe jest różne położenie mimośrodu siły pionowej działającej od nadwozia, dlatego linię deformacji wyznacza się pod obciążeniem siłą pionową V działającą w osi łożyska. Do nadwozia przyjmuje się położenie najbardziej niekorzystne.

Możliwe jest także wyznaczenie linii zastępczej dla kilku różnych stanów. Wówczas zastępcza linia deformacji może być określona przez:

$$u_{g_{zast}} = \min(u_{g_1}(\theta), u_{g_2}(\theta), \dots) \quad (10.4)$$

gdzie u_{g_i} – linia ugięcia pod i -tym obciążeniem.

Linie ugięcia wyznacza się zazwyczaj z modeli MES zbudowanych do analizy wytrzymałościowej ustroju nośnego.

Do modelu numerycznego podzespołu wsporczego, w miejsca elementów tocznych, wprowadza się obciążenie jednostkowe p_{w1} . W wyniku analizy numerycznej uzyskuje się deformację dźwigara pierścieniowego (jednostkową linię ugięcia po obwodzie łożyska u_{pw1}).

Po wyznaczeniu linii ugięcia, należy przeprowadzić korekcję polegającą na wstępnej deplanacji bieżni odwrotnej w stosunku do linii ugięcia.

Korekcję opisuje następująca zależność:

$$k = -\lambda \cdot u_{pw1}(\theta) \quad (10.5)$$

gdzie: k – korekcja, λ – współczynnik korekcji, $u_{pw1}(\theta)$ – jednostkowa linia ugięcia po obwodzie łożyska, θ – kąt mierzony po obwodzie łożyska.

Miarą wartość korekcji jest współczynnik λ . Im większa jest wartość współczynnika λ , tym większa jest wstępna deplanacja dna bieżni. Współczynnik korekcji λ powinien być tym większy, im większy jest stosunek mimośrodu działania siły pionowej e do promienia podziałowego łożyska R .

10.3. Modele łożyska z korekcją

Zastosowanie korekcji łożyska można rozpatrywać jako lokalną zmianę charakterystyki sztywnościowej układu *bieżnia–element toczny* polegającej na:

- zmianie stałych charakterystyki $C(s)$ i $\eta(s)$ w przypadku korekcji geometrii styku,
- wprowadzeniu luzu (zacisku wstępnego) l w przypadku korekcji dna bieżni.

Charakterystyka *bieżnia–element toczny–bieżnia* BEB może być wyznaczana indywidualnie dla każdego zastępczego elementu tocznego jako suma odpowiednich charakterystyk *bieżnia–element toczny* od strony obydwu podzespołów wsporczych:

$$\left(\frac{\delta}{d}\right)_{BEB} = C_1 \left(\frac{P_w}{E}\right)^{\eta_1} + C_2 \left(\frac{P_w}{E}\right)^{\eta_2} + \Delta l_1 + \Delta l_2 \quad (10.6)$$

Podana charakterystyka zastosowana do typowego elementu zastępczego układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* umożliwia analizę układów z korekcją, zarówno geometrii styku, jak i dna bieżni.

W przypadku stosowania jedynie korekcji dna bieżni zamiast korygować charakterystykę zastępczą elementu aktywnego o wartości korekcji można zastosować elementy łączące o zmiennej długości, skracając je lub wydłużając, zależnie od znaku Δl_i . Dzięki temu zabiegowi stosuje się jedną charakterystykę elementu aktywnego. Procedura obliczeń metodą elementów skończonych musi w tym przypadku przebiegać w dwóch etapach:

etap I – wprowadzenie korekcji,

etap II – obciążenie układu i wyznaczenie rozkładu obciążeń.

Model początkowy musi być modelem bez korekcji, tak aby charakterystyka bez przesunięcia była odnoszona do odległości środków krzywizny bieżni nieskorygowanej.

Schemat ideowy wprowadzenia korekcji do modelu obliczeniowego pokazano na rysunku 10.7.



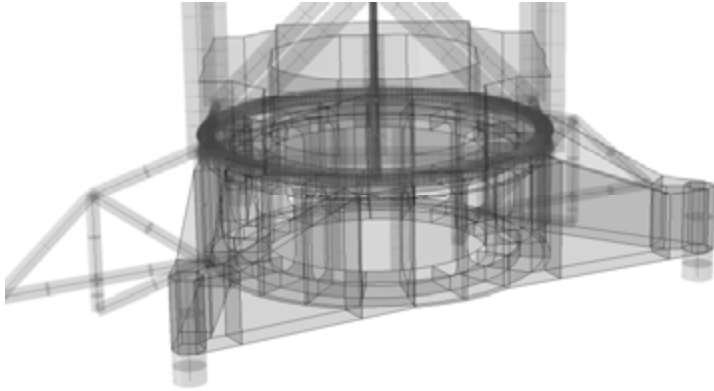
Rys. 10.7. Schemat ideowy aplikacji korekcji

10.4. Symulacje numeryczne zastosowania korekcji wybranych łożysk

W celu zaprezentowania skuteczności korekcji bieżni łożyska i jej wpływu na rozdział obciążeń przeprowadzono analizę wpływu korekcji na dystrybucję obciążeń w łożyskach kilku reprezentatywnych maszyn: zwałowarki, dużej wielonaczyniowej koparki kołowej oraz koparki kompaktowej.

Zwałowarka

Obiektem analizy była zwałowarka o masie nadwozia 970 Mg [93, 252]. Zwałowarka ma łożyskowanie w postaci łoża kulowego średnicy podziałowej 10 m. Elementami tocznymi są kule o średnicy 150 mm. Wskaźnik średnicowy łożyska wynosi 66,7. Dźwigar pierścieniowy ramy portalowej podwozia ma przekrój otwarty, podobnie



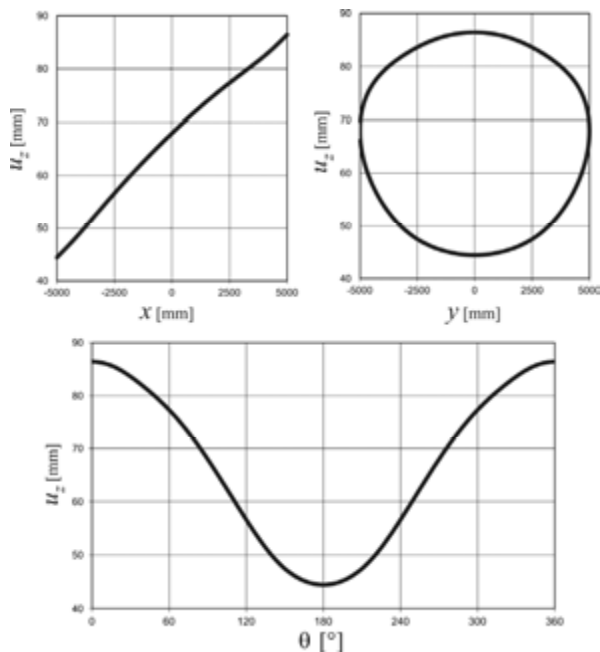
Rys. 10.8. Węzeł obrotu zwalówki – model geometryczny

jak platforma nadwozia (rys. 10.8). Zbudowano je w celu weryfikacji postaci konstrukcyjnym w aspekcie wytrzymałościowym. Z modeli tych uzyskano pole przemieszczeń powierzchni pod łożysko oraz wyznaczono rozkład podatności dla dźwigara pierścieniowego podwozia i platformy nadwozia.

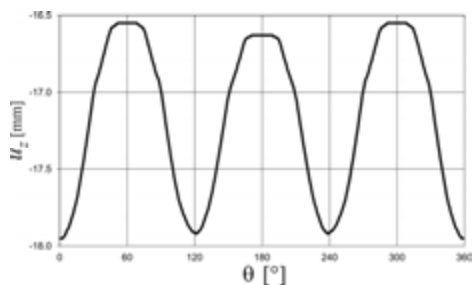
Na rysunku 10.9 zamieszczono linie ugięcia dźwigara pierścieniowego platformy nadwozia nad łożem kulowym pod obciążeniem siłą osiową V dla mimośrodów e obciążenia równego 0, w rozwinięciu i w rzutach. Na podstawie tych linii oraz na podstawie linii deformacji dźwigara pierścieniowego pod łożem kulowym dla mimośrodu obciążenia e siłą pionową V równego 0 (rys. 10.10) opracowana została linia korekcyjna dna bieżni podwozia (rys. 10.11).

Przyjęto współczynnik korekcyjny λ równy 1,2. Uzyskana linia korekcyjna $k(\theta)$ przedstawia żądane przemieszczenie (wysunięcie) dna bieżni w kierunku płaszczyzny podziałowej łożyska. W przypadku bieżni podwozia występują trzy ekstrema lokalne wartości bezwzględnej linii korekcyjnej, co wynika z struktury podwozia, które wspiera się na trzech podporach. Ekstrema te mają miejsce między poszczególnymi podporami. W przypadku bieżni nadwozia lokalne ekstrema są tylko dwa i znajdują się po bokach platformy nadwozia. Wartości maksymalne korekcyjnej wynoszą około 1,5% średnicy elementu tocznego.

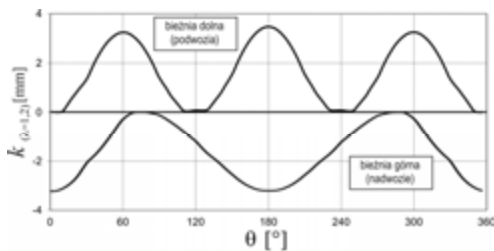
Przeprowadzono obliczenia weryfikujące metodą elementów skończonych z uwzględnieniem nieliniowości geometrycznych i fizycznych [314]. Do budowy modelu obliczeniowego wykorzystano elementy zastępcze *bieżnia–element toczny–bieżnia*. Obliczenia wykonano dla różnych mimośrów obciążenia osiowego: od 0 do wartości równej 0,9 promienia podziałowego łożyska. Na rysunku 10.12 zestawiono rozdział obciążeń właściwych po mimośrodku e równym połowie promienia podziałowego łożyska, skierowanym w kierunku wysięgnika zrzutowego (podczas zwalowania). Zastosowanie korekcyjnej wydatnie polepsza równomierność przenoszenia obciążenia przez elementy toczne oraz eliminuje spiętrzenia występujące w strefach „twardych”.



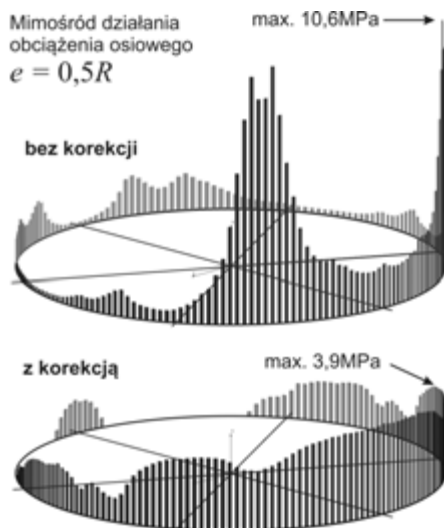
Rys. 10.9. Linia ugięcia platformy nadwozia przy obciążeniu siłą osiową: w rzutach w kierunkach poprzecznym i wzdłużnym oraz w rozwinięciu po obwodzie łożyska



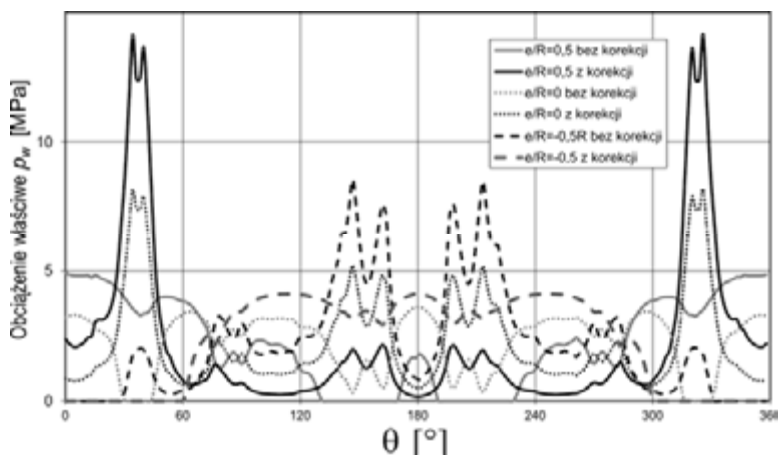
Rys. 10.10. Linia ugięcia ramy portalowej podwozia przy obciążeniu siłą osiową w rozwinięciu po obwodzie łożyska



Rys. 10.11. Wartość korekcji dla bieżni górnej i dolnej po obwodzie łożyska, w [mm]



Rys. 10.12. Obciążenia właściwe p_w poszczególnych elementów tocznych przed i po zastosowaniu korekcji, mimośród obciążenia równy 2,5 m, skierowany w kierunku wysięgnika zrzutowego, w [MPa]



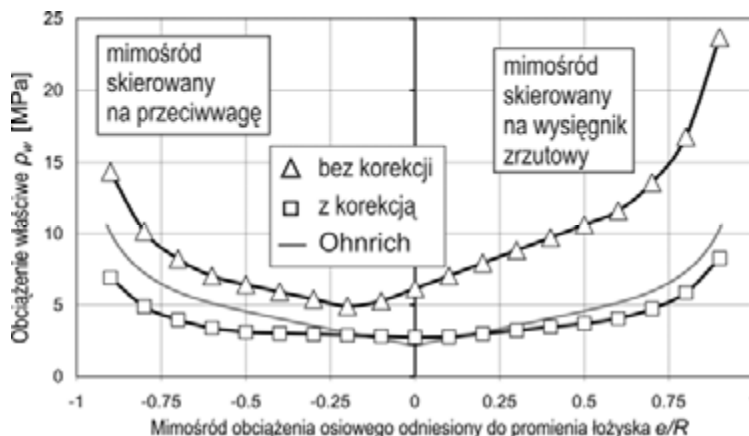
Rys. 10.13. Zestawienie obciążeń elementów tocznych bez zastosowania korekcji i z korekcją, mimośrodowo obciążenia $e = -0,5; 0; i 0,5R$

W przypadku małych mimośrodków obciążenia i współczynnikach korekcji λ większych od 1 obserwuje się nawet występowanie największego wyężenia elementów tocznych między strefami „twardymi” (rys. 10.13).

Z porównania maksymalnego obciążenia właściwego dla różnych mimośrodków obciążenia (rys. 10.14) wynika dwukrotne, a nawet trzykrotne zmniejszenie maksymalnego wyężenia elementu tocznego. Stosunek maksymalnych obciążeń właściwych

przed i po korekcji można nazwać dobrocią korekcji (rys. 10.15). Wskutek korekcji zachodzi także:

- przesunięcie minimum maksymalnego obciążenia do mimośrodów równego 0,
- spłaszczenie charakterystyki *maksymalne obciążenie–mimośród* i zwiększenie jej symetrii.



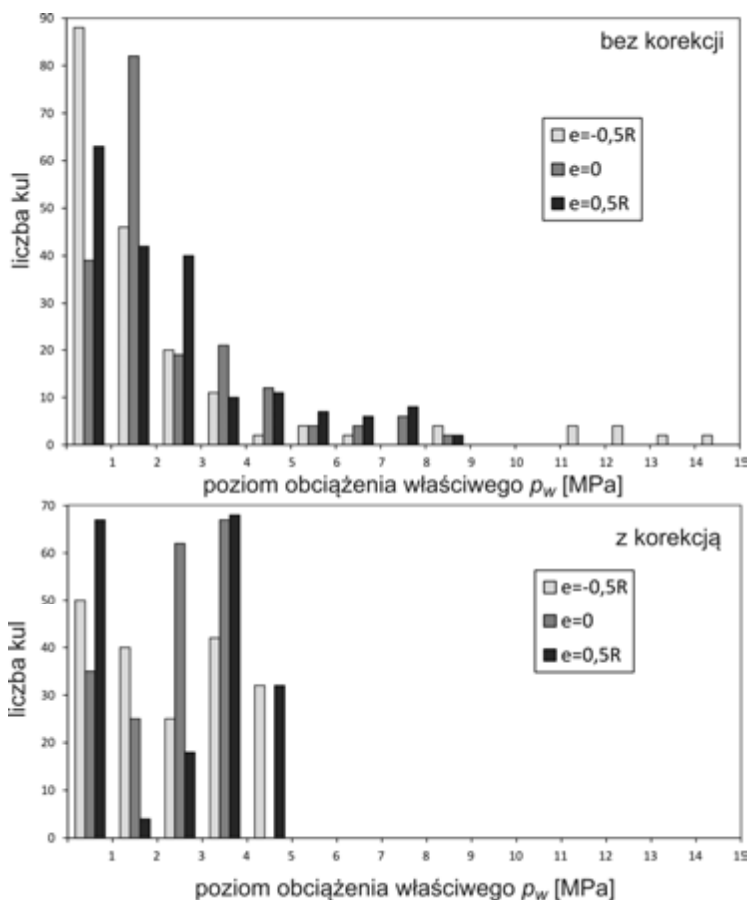
Rys. 10.14. Porównanie wyłączenia maksymalnego elementu tocznego bez korekcji – znaczniki trójkątne i po jej zastosowaniu – znaczniki kwadratowe, według Ohnricha – bez znaczników



Rys. 10.15. Miara dobroci stosowania korekcji – stosunek maksymalnego obciążenia właściwego z korekcją i bez korekcji

Szczególnie duże zmniejszenie występuje dla mimośrów obciążenia po stronie wysięgnika zrzutowego. Jest to szczególnie korzystne, ponieważ większość cykli obrotu nadwozia zachodzi podczas zwałowania, a występujące wówczas obciążenia są zwiększone o masę transportowanego nosiwa. Po korekcji rozkład obciążeń elementów tocznych po poziomach obciążenia właściwego przyjmuje równomierny poziom

w zakresie obciążeń do 5 MPa, w przeciwieństwie do rozkładu bez korekcji, w którym poziom obciążeń większości elementów tocznych mieści się w zakresie do 2 MPa, a obciążenie kilku procent przekracza wartość 8 MPa (rys. 10.16).



Rys. 10.16. Histogram obciążeń elementów tocznych

Koparka

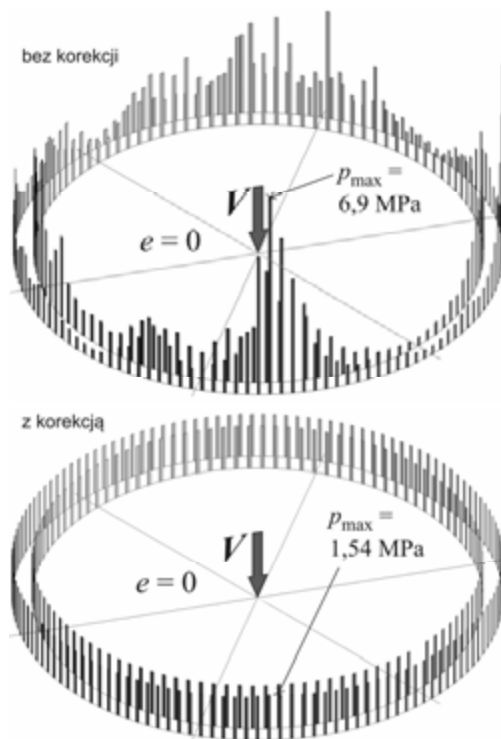
Obiektem analizy była koparka wielonaczyniowa kołowa o masie nadwozia 2200 Mg. Koparka ma łożyskowanie w postaci kulowego łoża dwuszerowego o średnicy podziałowej 14 m [310, 311]. Elementami tocznymi jest 243 kul o średnicy 250 mm. W zewnętrznym szeregu jest ich 135, a w wewnętrznym 108. Kule są rozmieszczone w koszykach po 9. Każdy koszyk obejmuje 5 kul szeregu zewnętrznego i 4 kule szeregu wewnętrznego. Wskaźnik średnicowy łożyska wynosi 56. Modele dyskretne podzespołów wsporczych tego łożyska opisano w rozdziale 8.2.

Przyjęto współczynnik korekcji $\lambda = 1$. Procedura wyznaczania krzywej korekcji była podobna jak w przypadku zwałowarki. Na rysunkach 10.17 i 10.18 pokazano rozkład obciążenia właściwego p_w elementów tocznych przed i po zastosowaniu korekcji, pod obciążeniem osiowym i z mimośrodem równym $0,5R$.

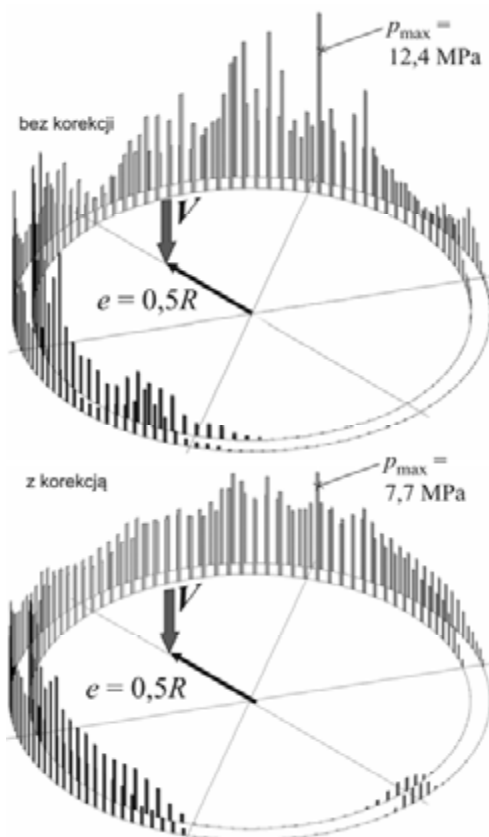
Zastosowanie korekcji wyeliminowało nierównomierność obciążenia elementów tocznych pod osiowym obciążeniem łożyska. Pod obciążeniem mimośrodowym nastąpiło wyrównanie rozkładu. Maksymalne wartości obciążeń właściwych zestawiono na wykresie (rys. 10.19) z wartościami wyznaczonymi zmodyfikowaną metodą Ohnricha. Zaobserwowano, że krzywa maksymalnych wartości po korekcji jest kopią krzywej przed korekcją, której minimum przesunięte jest do zerowej wartości mimośrodu i przyjmuje w tym punkcie wartość ohnrichowską, czyli:

$$\min p_w = \frac{V}{zd^2} \quad (10.7)$$

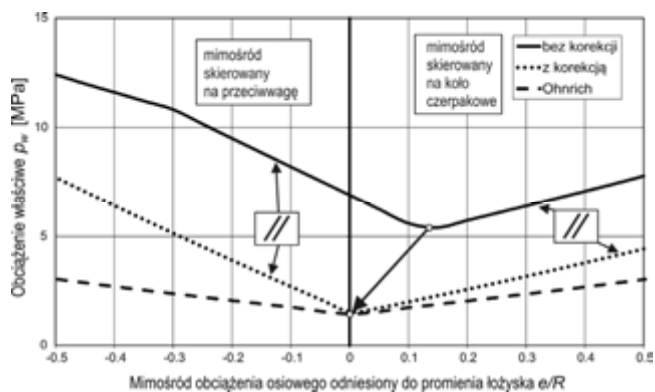
Spostrzeżenie to umożliwi oszacowanie wpływu korekcji na podstawie wyznaczenia charakterystyki *maksymalne obciążenie–mimośród* bez korekcji. Zachodzi to jedynie



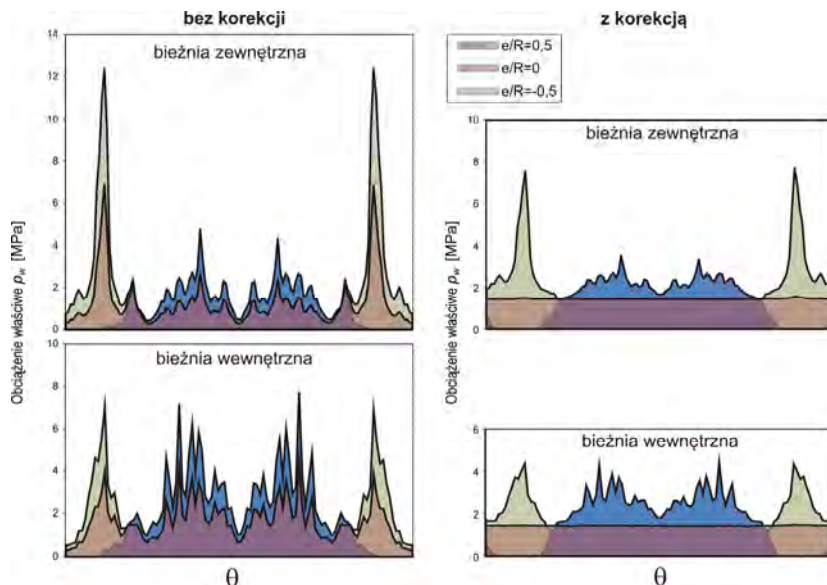
Rys. 10.17. Łożysko dwuszeregowe koparki kołowej – obciążenia właściwe p_w elementów tocznych przed i po zastosowaniu korekcji, obciążenie osiowe, w [MPa]



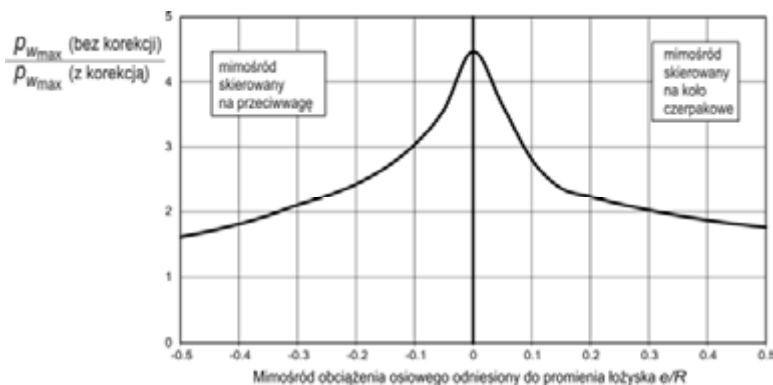
Rys. 10.18. Łożysko dwuszeregowe koparki kołowej – obciążenia właściwe p_w elementów toczyń przed i po zastosowaniu korekcji, mimośród obciążenia równy $0,5R$, skierowany w kierunku wysięgnika koła czepakowe, w [MPa]



Rys. 10.19. Łożysko dwuszeregowe koparki kołowej – porównanie wyężenia maksymalnego elementu toczyń bez korekcji i po jej zastosowaniu

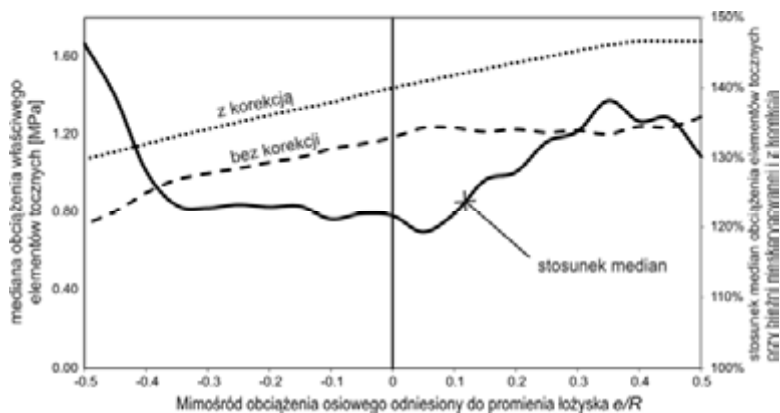


Rys. 10.20. Łożysko dwuszeregowe koparki kołowej – porównanie rozkładów obciążenia elementów toczych bez korekcji i po jej zastosowaniu dla trzech wartości mimośródów obciążenia osiowego

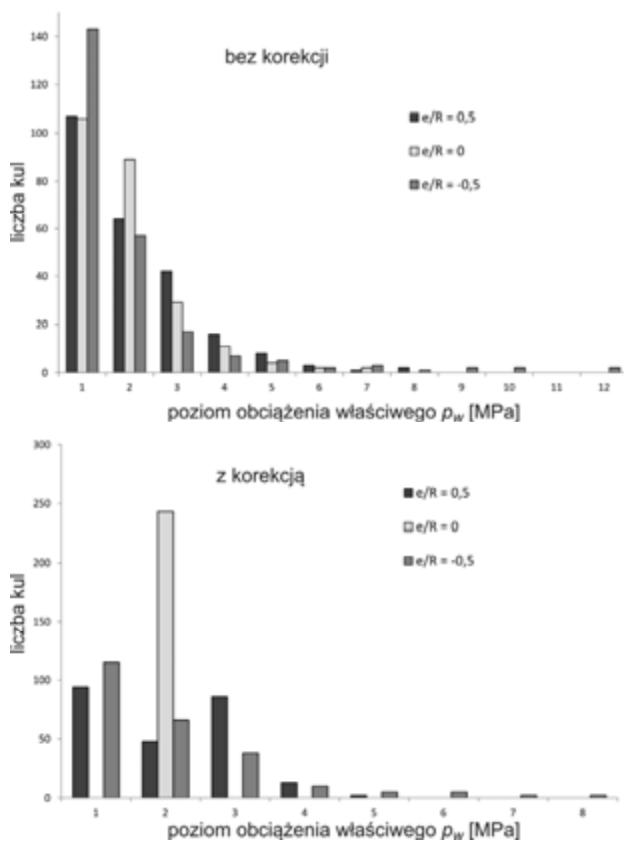


Rys. 10.21. Łożysko dwuszeregowe koparki kołowej – stosunek maksymalnego obciążenia właściwego z korekcją i bez korekcji

dla wartości współczynnika korekcji $\lambda = 1$. Różnica między kątami nachylenia krzywych wyznaczonych MES po uwzględnieniu podatności i ohnrichowskich od zwierciadła wpływ tej podatności. Bieżnia zewnętrzna jest silniej wyęziona niż bieżnia wewnętrzna (rys. 10.20). Wpływ imperfekcji lokalnych po mimośrodkach różnych od 0 jest nadal widoczny. Zysk stosowania korekcji dla współczynnika korekcji λ równego 1 jest największy w przypadku obciążenia osiowego (rys. 10.21). Pod obciążeniem



Rys. 10.22. Porównanie median obciążenia właskiego łożyska bez korekcji i skorygowanego



Rys. 10.23. Łożysko dwuszeregowie koparki kołowej – histogram obciążenia elementów tocznych

mimośrodowym jest on mniejszy, ale w dalszym ciągu istotny. Jeżeli obciążenie eksploatacyjne charakteryzuje się dużym mimośrodem, korzystniejsze jest stosowanie współczynnika korekcji większego od 1 (rys. 10.13).

Korekcja nie tylko zmniejsza wyężenie maksymalne elementów tocnych, ale powoduje odmienny rozdział obciążenia na elementy tocne. Mediana obciążenia kul w łożysku skorygowanym jest większa od 20 do 30% od mediany w łożysku nieskorygowanym (rys. 10.22).

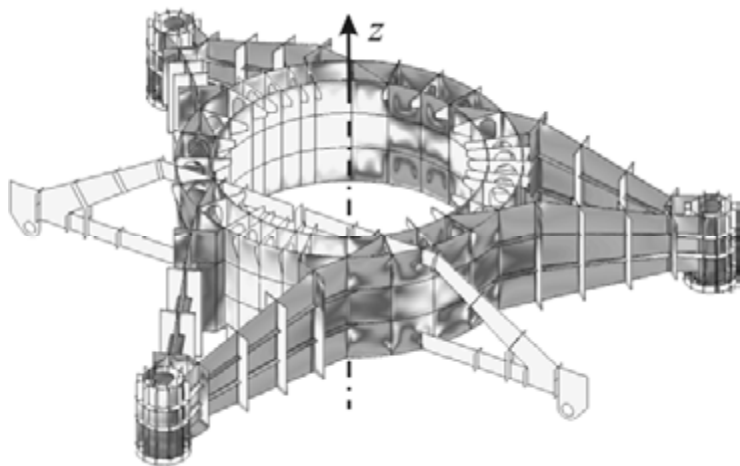
Na rysunku 10.23 zestawiono pełne histogramy obciążenia elementów tocnych w analizowanym łożysku. W łożysku bez korekcji prawie 40% kul jest nieobciążonych lub przenosi bardzo małe obciążenie (poniżej 1 MPa).

10.5. Wpływ korekcji na wyężenie ustroju nośnego

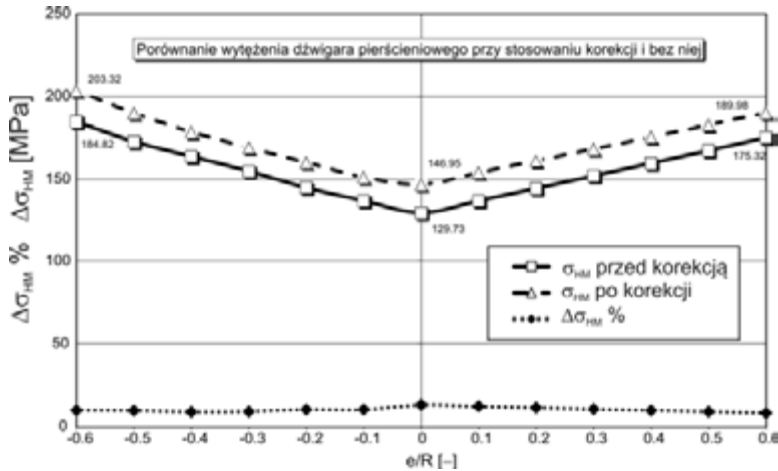
Korekcja zmienia wyężenie podzespołów wsporczych łożyska. Z jednej strony elementy tocne bardziej równomiernie obciążają dźwigar pierścieniowy, a z drugiej strony wypadkowe obciążenia od elementów tocnych odsuwają się od miejsc podparcia dźwigara pierścieniowego w kierunku na strefę niepodpartą przez co zwiększeniu ulega zginanie dźwigara.

W celu weryfikacji przeprowadzono analizę wpływu korekcji na wyężenie ustroju nośnego zwałowarki ZGOT-11500.100 (rys. 10.24).

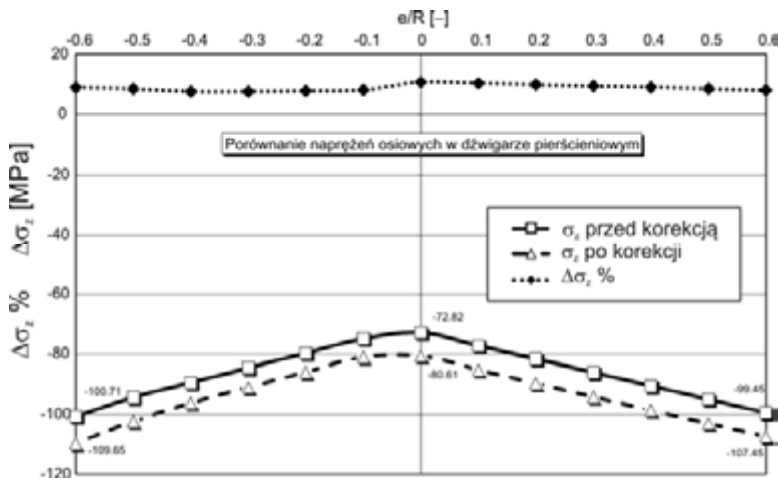
Wyznaczono wyężenie oraz naprężenia pionowe w płaszczu dźwigara dla różnych mimośrodków działania obciążenia od nadwozia. Wyniki zestawiono na wykresach (rys. 10.25, 10.26).



Rys. 10.24. Dźwigar pierścieniowy zwałowarki ZGOT-11500.100 – warstwy naprężeń



Rys. 10.25. Porównanie wyętnienia dźwigara pierścieniowego bez korekcji i z korekcją



Rys. 10.26. Porównanie naprężeń osiowych w płaszczu dźwigara pierścieniowego bez korekcji i z korekcją

Stwierdzono zwiększenie wyętnienia dźwigara o około 10% i podobne zwiększenie składowej pionowej naprężeń, dla której oczekiwano spadku. Wzrost naprężeń osiowych jest spowodowany nie obciążeniem od poszczególnych kul, lecz złożonym stanem naprężenia w miejscu wprowadzenia ramion podpór.

Dziesięcioprocentowy wzrost wyętnienia wydaje się być satysfakcjonujący przy około 30% spadku wyętnienia elementów tocznych.

10.6. Eksperymentalna weryfikacja zastosowania korekcji

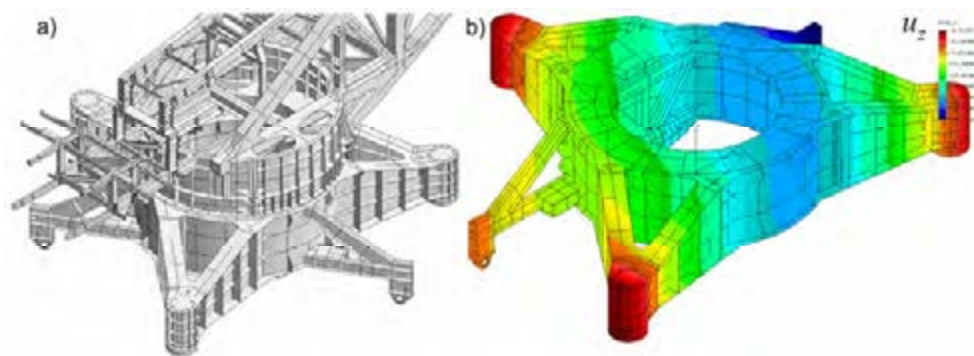
Przeprowadzono doświadczalną weryfikację obciążeń elementów toczyńnych w łożysku skorygowanym [263]. Obiektem badań była zwałowarka ZGOT–11500.100 (rys. 10.27) zbudowana dla KWB–Turów, w której do obrotu nadwozia zastosowano kulowe łoże jednoszeregowe o średnicy podziałowej 10 m. Zastosowano 143 kule o średnicy 200 mm. Masa nadwozia z balastem z pośrednim wysunięciem mostu podawarki wynosi 1120 Mg. Środek ciężkości znajduje się w odległości 2,24 m od osi łożyska w kierunku wysięgnika przeciwwagi. Model węzła obrotu i przykładowe pole przemieszczeń pokazano na rysunku 10.28.

W bieżniach łożyska zabudowano 13 czujników pomiarowych o średnicy 60 mm. Miejsca rozmieszczenia czujników pomiarowych oznaczono na rysunkach 10.29 (nadwozie) i 10.30 (podwozie).

W nadwoziu czujniki 1, 1a znajdują się w strefach „twardych”, w miejscu wprowadzenia ustroju nośnego wieży w platformę nadwozia, po stronie wysięgnika przeciwwagi, czyli po stronie mimośrodowej wypadkowej obciążającej łożysko. Przeciw-

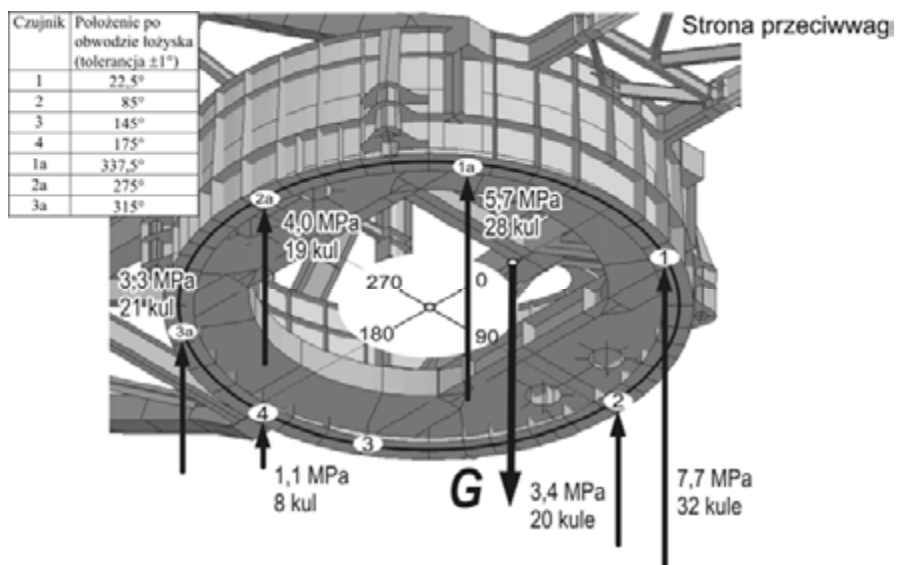


Rys. 10.27. Zwałowarka ZGOT–11500.100

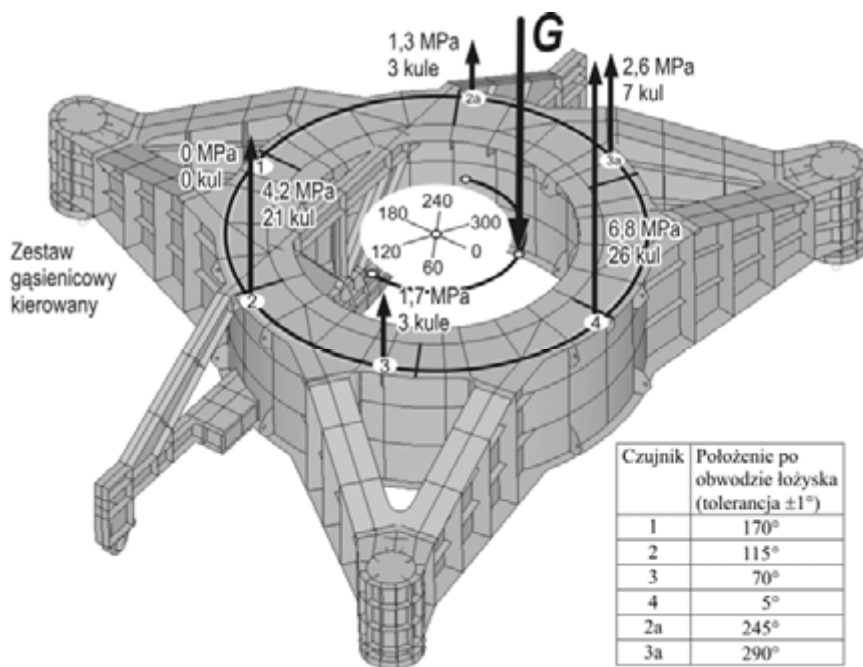


Rys. 10.28. Węzeł obrotu zwałowarki ZGOT–11500.100:

a) model geometryczny, b) pole przemieszczeń dźwigara pierścieniowego podwozia – składowa pionowa



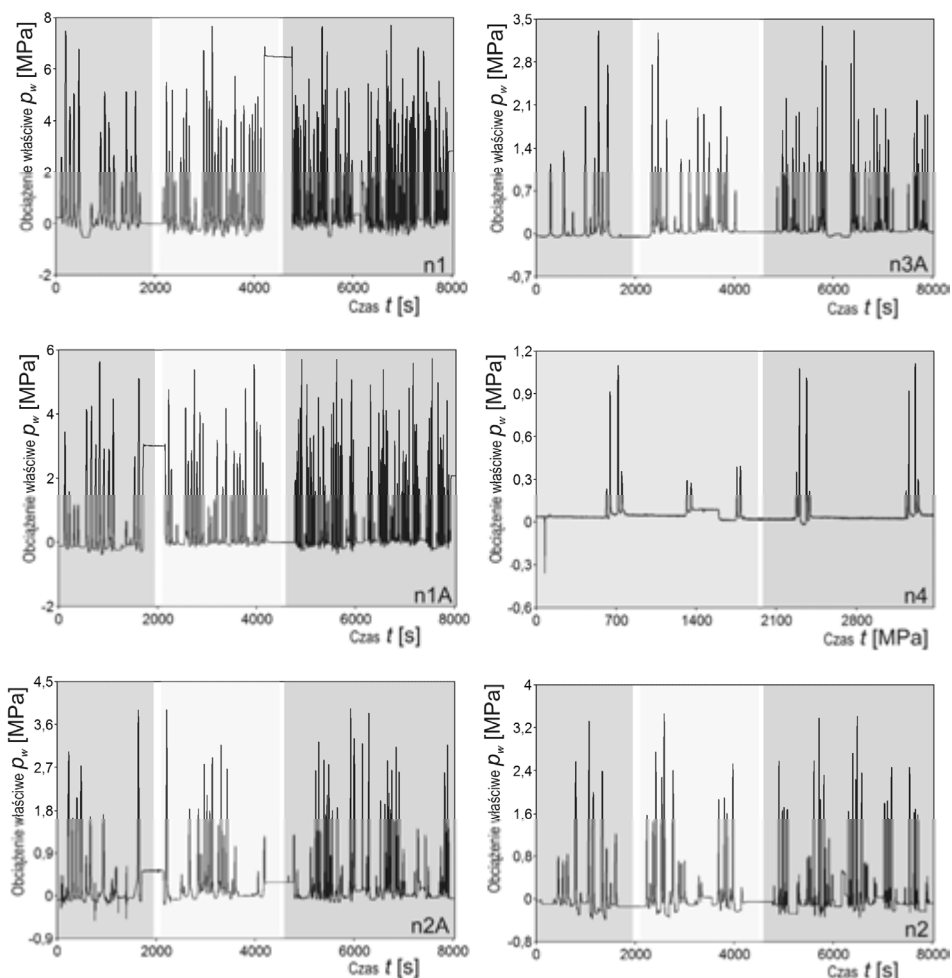
Rys. 10.29. Rozmieszczenie czujników w bieźni nadwozia, wartości ekstremalnych obciążeń właściwych i liczba kul niosących obciążenie



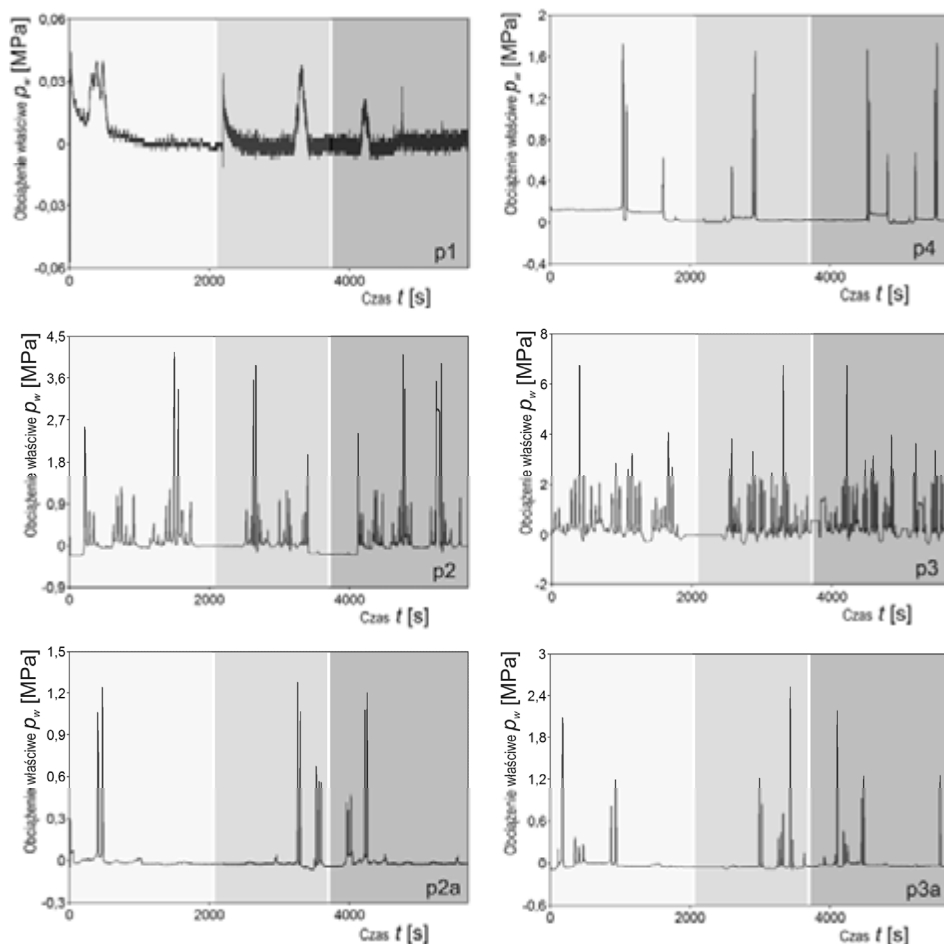
Rys. 10.30. Rozmieszczenie czujników w bieźni podwozia, wartości ekstremalnych obciążeń właściwych i liczba kul niosących obciążenie

ległe czujniki 3, 3a i 4 także znajdują się w strefach „twardych”, ale po stronie przeciwnej niż siła obciążająca. Czujniki 2 i 2a znajdują się w strefie „miękkiej” w płaszczyźnie poprzecznej do osi wzdłużnej nadwozia zwałowarki. W podwoziu trzy czujniki 1, 3 i 3a znajdują się w strefie wprowadzenia podpór, natomiast czujniki 2, 2a i 4 znajdują się między podporami. Szczegółowe współrzędne podano na rysunkach 10.29 i 10.30 w postaci tabel.

Pomiary przeprowadzono na poziomym podłożu, przy wietrze nieprzekraczającym 1 m/s. Nadwozie obracano w pełnym zakresie z trzema różnymi prędkościami obrotu nadwozia: odpowiednio 6,00; 9,15; 15,75 i 18,30 m/min, co odpowiada prędkościom obrotowym od 0,06 rad/min do 0,183 rad/min. Zarejestrowane przebiegi obciążeń właściwych zamieszczono na rysunkach 10.31 i 10.32.



Rys. 10.31. Przebieg sygnałów pomiarowych w czujnikach bieźni nadwozia



Rys. 10.32. Przebieg sygnałów pomiarowych w czujnikach bieźni podwozia

Bieżnia nadwozia

Czas pomiaru obciążeń występujących na bieźni nadwozia wyniósł 8000 s. Można w nim wyróżnić 3 zakresy:

- Zakres 1 – czas pomiaru 1800 s – obejmował obrót w lewo do położenia -97° z prędkością 6 m/min
- Zakres 2 – czas pomiaru 2300 s – obejmował obrót w prawo do położenia $94,5^\circ$ z prędkością 9,15 m/min.
- Zakres 3 – czas pomiaru 3500 s – obejmował obrót w lewo do położenia -97° z prędkością 15,75 m/min oraz obrót w prawo do położenia $94,5^\circ$ z prędkością 18,30 m/min.

Bieżnia podwozia

Czas pomiaru obciążeń występujących na bieżni nadwozia wynosił 6000 s i obejmował zakres 2 i 3 z pomiarów bieżni nadwozia. Wyróżniono w nim 3 zakresy:

Zakres 2 – czas pomiaru 1800 s – obejmował obrót w prawo do położenia $94,5^\circ$ z prędkością 9,15 m/min.

Zakres 3a – czas pomiaru 1200 s – obejmował obrót w lewo do położenia -97° z prędkością 15,75 m/min.

Zakres 3b – czas pomiaru 1700 s – obejmował obrót w prawo do położenia $94,5^\circ$ z prędkością 18,30 m/min.

Poszczególne zakresy zacieniono na wykresach odcieniami szarości.

Podczas pomiaru uzyskano sygnał pomiarowy z 12 czujników zabudowanych w bieżni: po 6 dla bieżni nadwozia i podwozia. Uszkodzeniu uległ czujnik w punkcie pomiarowym 3 dla bieżni nadwozia. Uzyskano jednak sygnał z czujnika 3a znajdującego się w położeniu symetrycznym po lewej stronie platformy nadwozia.

W nadwoziu najbardziej obciążony był punkt 1, w którym obciążenie właściwe osiągnęło wartość 7,7 MPa. Z czujnikiem w tym punkcie współpracowały 32 kule. Położony symetrycznie czujnik 1a zarejestrował wartość 5,7 MPa i był obciążony przez 28 kul. Różnica wynika prawdopodobnie z odchyłek płaskości platformy nadwozia. W dalszej eksploatacji wartości te powinny się wyrównać. Czujniki 2, 2a i 3a zarejestrowały wartości od 3,3 do 4 MPa i obciążane były przez około 20 kul. Czujnik 4 był obciążony tylko do wartości 1,1 MPa i współpracował z 8 kulami. Szczegółowy przebieg obciążenia w punkcie 1 pokazano na rysunku 10.33.

W bieżni podwozia najbardziej wyťažone są punkty 4 i 2 znajdujące się między podporami, w których obciążenia osiągnęły odpowiednio 6,8 i 4,2 MPa, natomiast czujniki znajdujące się przy podporach 2, 2a i 3a zarejestrowały obciążenia właściwe poniżej 2,6 MPa. Czujnik 1 nie wykazał istotnych obciążeń, co mogło być spowodowane także jego uszkodzeniem. Nastąpiło zatem odwrócenie typowego rozkładu obciążeń, w którym strefy pomiędzy podporami przenoszą mniejsze obciążenie. Dla większych mimośrodków siły wypadkowej obciążenie bieżni w poszczególnych strefach powinno się wyrównać. Szczegółowy przebieg obciążenia w punkcie 1 pokazano na rysunku 10.34.

Wartości ekstremalne obciążenia oraz liczbę kul obciążających czujnik zestawiono w tabeli 10.1.

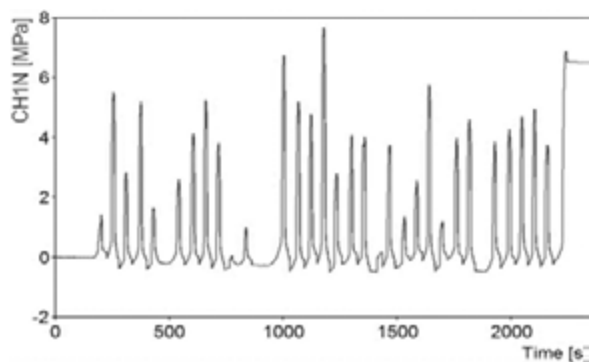
Maksymalne ohnrichowskie obciążenie właściwe jest równe:

- mimośród $e = 0,448R$

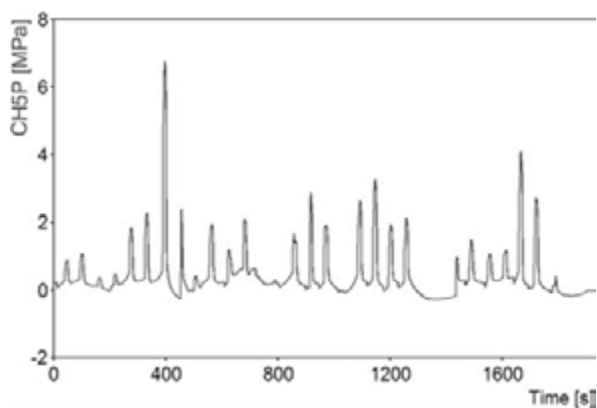
$$\max p_{w\text{Ohnrich}} = \frac{V}{zd^2} f_e = \frac{1,1 \times 10^7}{143 \cdot 200^2} 1,97 = 3,8 \text{ MPa}$$

- mimośród $e = 0$

$$\max p_{w\text{Ohnrich}} = \frac{V}{zd^2} f_e = \frac{1,1 \times 10^7}{143 \cdot 200^2} 1 = 1,92 \text{ MPa}$$



Rys. 10.33. Obciążenie właściwe elementów toczyńnych p_w podczas obrotu nadwozia (zakres 2), w [MPa]
– czujnik 1 umieszczony w bieżni górnej



Rys. 10.34. Obciążenie właściwe elementów toczyńnych p_w podczas obrotu nadwozia (zakres 2), w [MPa]
– czujnik 4 umieszczony w bieżni dolnej

Tabela 10.1. Ekstremalne wartości obciążeń bieżni łożyska w punktach pomiarowych i liczba kul uczestniczących w przenoszeniu obciążenia

Bieżnia górna łoża kulowego (nadwozie)			Bieżnia dolna łoża kulowego (podwozie)		
Czujnik	Obciążenie właściwe maksymalne	Liczba kul przenoszących obciążenie	Czujnik	Obciążenie właściwe maksymalne	Liczba kul przenoszących obciążenie
Nr	p_w [MPa]	Z_c [MPa]	Nr	p_w [MPa]	Z_c [MPa]
G1	7,7	32	D1	0	0
G1A	5,7	28	D2	4,2	21
G2	3,4	20	D2A	1,3	3
G2A	4	19	D3	1,7	3
G3A	3,3	21	D3A	2,6	7
G4	1,1	8	D4	6,8	26

Wartość maksymalnego obciążenia właściwego wyznaczona na drodze MES była równa:

$$\max p_w = 10,8 \text{ MPa}$$

Uzyskana szczytowa wartość obciążenia właściwego z pomiaru wyniosła 7,7 MPa była tylko dwukrotnie większa od wartości ohnrichowskiej i aż o 28% mniejsza niż uzyskana w MES. Według klasycznej teorii trwałości łożysk zmniejsza obciążenia styku układu *element toczny-bieżnia* o 28% skutkuje 2,7 krotnym zwiększeniem trwałości.

10.7. Możliwości fizyczne zastosowania korekcji, podsumowanie

Wstępną deplanację linii dna bieżni można uzyskać przez:

- a) zastosowanie wylewki pod łożysko o zmiennej grubości,
- b) zastosowanie podkładek korekcyjnych,
- c) wykonanie konstrukcji wsporczej z odpowiednio ukształtowanym pasem górnym,
- d) wykonanie pierścienia łożyskowego lub jego segmentów o zmiennej głębokości dna bieżni.

Wylewka pod łożysko o zmiennej grubości

Tolerancje wykonania podzespołów wsporczych łożysk o dużych średnicach nie mieszczą się w tolerancjach wykonania wymaganych przez producentów łożysk katalogowych. Odchyłki płaskości mają niekorzystny wpływ na dystrybucję obciążeń w łożysku [337]. Do zapewnienia płaskości stosuje się samopoziomujące wylewki epoksydowe.

W tradycyjnych rozwiązaniach posadowień, ciężkie maszyny i urządzenia, ze względu na trudne dopasowanie dużych powierzchni oporowych podstawy maszyny i fundamentu, ustawia się zwykle na dużej liczbie odpowiednio dopasowanych metalowych podkładek wyrównawczych i mocuje śrubami fundamentowymi, osadzonymi w żelbetonowym bloku. Jeżeli maszyna lub urządzenie generuje duże siły dynamiczne, to posadowienie takie przysparza użytkownikom tych obiektów zwykle dużo różnego rodzaju kłopotów techniczno-eksploatacyjnych. Jednym ze sposobów uniknięcia lub zmniejszenia tych kłopotów jest zastąpienie posadowienia o dużej sztywności (na podkładkach metalowych) posadowieniem podatnym. Pomijając znaczne związane z tym koszty, należy stwierdzić, iż rozwiązanie takie, w odniesieniu do posadowień ciężkich maszyn i urządzeń, nie są proste i łatwe w wykonaniu także ze względów technicznych.

W poszukiwaniu lepszych i tańszych rozwiązań posadowienia ciężkich maszyn i urządzeń, zwrócono uwagę na tworzywa sztuczne. Szczególnie przydatne do tego celu okazały się tworzywa chemoutwardzalne, bazujące na żywicach epoksydowych. W wyniku podjętych badań, głównie z inicjatywy przemysłu okrętowego, opracowano specjalne tworzywa na podkładki fundamentowe. Wymagania stawiane tworzywom na podkładki fundamentowe maszyn i urządzeń okrętowych są liczne, różnorodne i niełatwe do spełnienia, zwłaszcza w odniesieniu do silników napędu głównego. Oprócz amerykańskiego tworzywa CHOCKFAST ORANGE i niemieckiego EPOCAST 36, świadectwo uznania liczących się w świecie towarzystw klasyfikacyjnych, nadzorujących budowy i remonty statków, oraz producentów silników okrętowych uzyskało polskie tworzywo o nazwie EPY (tabela 10.2) [84], produkowane przez firmę Marine Service Jaroszewicz. Jest ono rezultatem wieloletnich prac badawczych prowadzonych w Politechnice Szczecińskiej w ścisłej współpracy z wymienioną firmą [56], która ma bogate doświadczenie praktyczne zdobyte podczas prac posadowieniowych kilku tysięcy różnych maszyn i urządzeń okrętowych, w tym ponad 1000 silników głównych.

Oprócz przemysłu okrętowego, opracowane tworzywo podkładowe EPY znajduje ostatnio coraz częściej praktyczne zastosowanie do naprawy uszkodzonych fundamentów i posadawianiu różnych ciężkich maszyn i urządzeń lądowych, zwłaszcza tam, gdzie tradycyjne posadowienia na żelbetowych blokach z zastosowaniem podkładek metalowych nie zdają egzaminu. Tworzywo EPY stosuje się między innymi do posadowienia łożysk w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego.

Tabela 10.2. Specyfikacja wylewek stosowanych pod łożyska wielkogabarytowe

Parametry	Belzona 1111	EpoCast 36 [246]	EPY [84]
Moduł sprężystości podłużnej wg ASTM D 695	1900 MPa	5610 MPa	4915 N/mm ²
Rozciąganie wg ASTM D638	33 MPa	49 MPa	45,9 N/mm ²
Wytrzymałość na ściskanie wg ASTM D695	93,2 MPa	164 MPa	169 N/mm ²
Wytrzymałość na zginanie wg ASTM D790	64,5 MPa		
Udarność wg ASTM D256	70 J/ m ²		6,4 kJ/m ²
Wytrzymałość na ścinanie połączenia z opiaskowaną powierzchnią wg ASTM D1002	Stal – 20,8 MPa Stal nierdzewna – 21,5 MPa Aluminium – 11,7 MPa		
Gęstość właściwa (po wymieszaniu)	2,5 g/cm ³		1,59 g/cm ³
Czas na aplikację	20 minut		30 min. w 21 °C
Czas twardnienia	Minimum 2 h w 20 °C		72 h w 10 °C 48 h w 15 °C 24 h w 20 °C

Na rysunku 10.35 zamieszczono przykład wykonywania wylewki pod łożysko wieńcowe ładowarko-zwałowarki ŁZKS-250.

Powierzchnia swobodna wylewki jest ograniczana przez położone na kołkach montażowych łożysko lub segmenty łożyska. Po odpowiednim ustawieniu kołków możliwe jest uzyskanie odpowiednio ukształtowanej wylewki, spełniającej równania korekcji.

Ponieważ stosowanie wylewki lub innego sposobu planowania powierzchni jest konieczne, ta metoda aczkolwiek nie najtańsza, rokuje wiele na przyszłość.

Podkładki korekcyjne

Podkładki były stosowane do wyrównywania powierzchni pod łożysko zanim do powszechnego użycia weszły wylewki epoksydowe [340]. Wadą podkładek o stałej grubości jest skokowa zmiana ich grubości. Na przykładzie koparki kołowej klasy C przeprowadzono analizę zastosowania korekcji z wykorzystaniem podkładek wyrównawczych.

Zbudowano model obliczeniowy łożyska i konstrukcji wsporczych. Przeprowadzono symulacje numeryczne FEM dystrybucji obciążenia po zastosowaniu korekcji w postaci podkładek wyrównawczych do łożyska koparki o średnicy podziałowej $D = 8$ m, średnicy kul $d = 200$ mm i współczynnika przystawania $s = 0,96$. Wyznaczono linie ugięcia u_g o nominalnym obciążeniu osiowym V dla ramy portalowej podwozia oraz o nominalnym obciążeniu V na średnim mimośrodku e dla nadwozia. W punktach twardych przyjęto wartość deformacji równą 0. Wyznaczoną krzywą przybliżono linią schodkową

$$w(\theta) = -\operatorname{sgn}(u_g) \left[\lambda \frac{|u_g(\theta)|}{\Delta w} \right] \Delta w \quad (10.8)$$

gdzie Δw – skok linii (skok ciągu grubości podkładek).

Przeprowadzono obliczenia dla dwóch różnych wartości skoku: $\Delta w = 0,25$ i $0,5$ mm oraz dla dwóch różnych położen nadwozia względem podwozia: T-T, gdy punkt „twardy” nadwozia działa na punkt „twardy” podwozia i M-T, gdy punkt „twardy” działa na punkt „miękki”. Wyznaczone dystrybucje obciążenia dla położenia T-T (znaczniki „puste”) oraz M-T (znaczniki „pełne”) naniesiono na wykresie (rys. 10.36).

Niezależnie od przyjętego skoku korekcji uzyskano zmniejszenie maksymalnej siły w elemencie tocznym o około 20%. W miejscu najbardziej wyężonym ($\theta = 240^\circ$, punkt „twardy” na „twardy”) spłaszczeniu uległ wierzchołek rozkładu. Po przeciwnej stronie dźwigara ($\theta = 60^\circ$), gdzie punkty „twarde” współpracowały z „miękkimi” nastąpiło charakterystyczne odwrócenie rozkładu. W miejsce dwóch wierzchołków powstał jeden leżący między nimi. Ze względu na dokładność korekcji uzyskane rozkłady są bardziej nieregularne.

a)



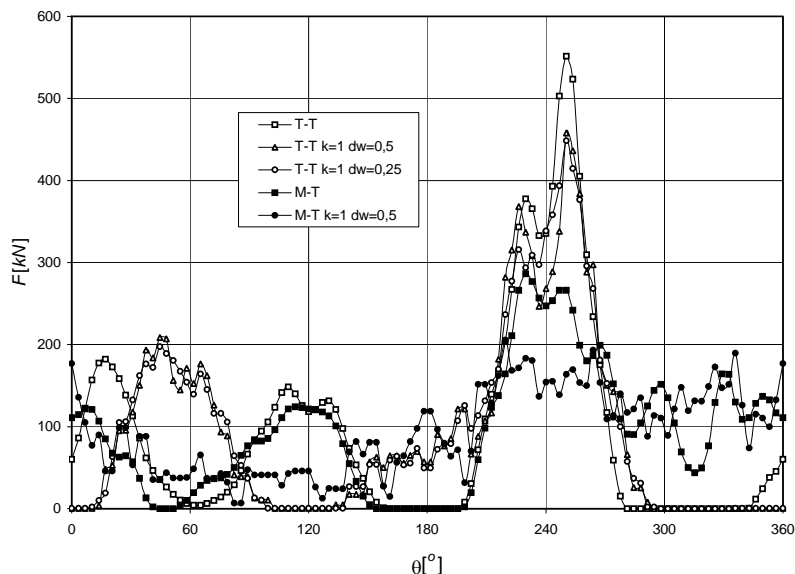
b)



c)



Rys. 10.35. Wylewanie wylewki epoksydowej pod łożysko wieńcowe: przygotowanie powierzchni pod wylewkę – ustawienie kołków (a), wylewanie – masa grawitacyjnie „poziomuje się” (b), położenie łożyska na wylewce (na kołkach montażowych) (c)



Rys. 10.36. Dystrybucja obciążenia w łożysku bez korekcji i z korekcją:
 T-T – punkt „twardy” nadwozia nad punktem „twardym” podwozia,
 M-T – punkt „twardy” nadwozia nad punktem „miękkim” podwozia,
 skok korekcji $\Delta w = 0,25$ i $0,5$ mm

Jeżeli przyjąć klasyczny model trwałości łożyska, w którym graniczna liczna cykli jest odwrotnie proporcjonalna do sześciangu obciążenia, to powinno się uzyskać prawie dwukrotny wzrost trwałości.

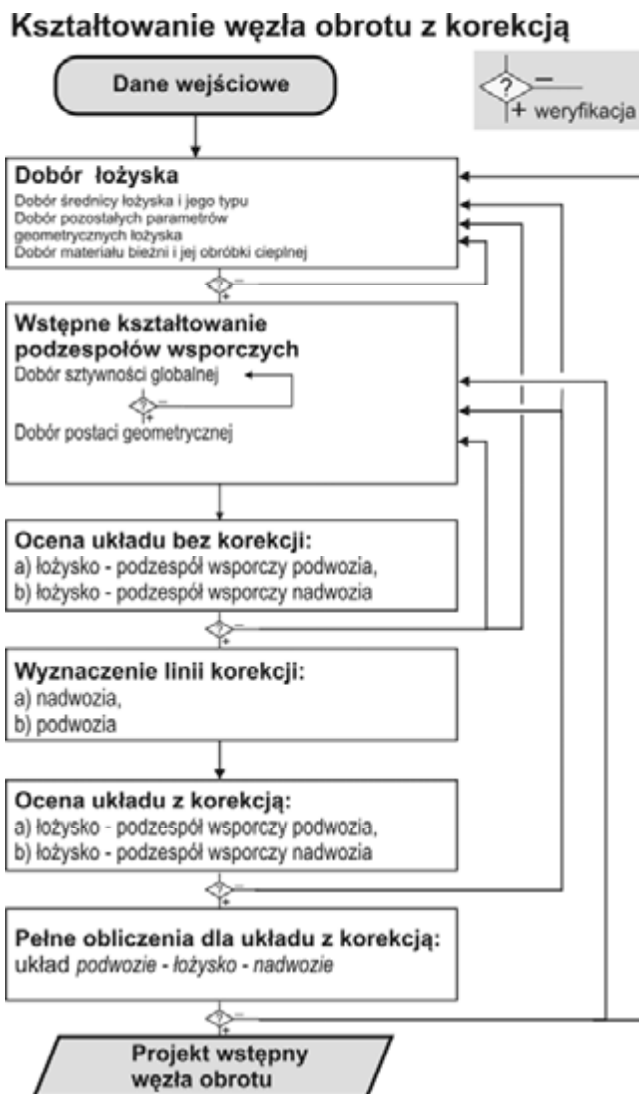
Podkładki o zmiennej grubości są obecnie możliwe do wykonania na obrabiarkach sterowanych numerycznie. Ich zastosowanie jest korzystniejsze od podkładek, w których grubość zmienia się skokowo. Możliwe jest także stosowanie grzebieniowych podkładek korekcyjnych, które umożliwiają zmianę korekcji w łożyskach zużytych.

Zagłębienie dna bieżni

W dobie obrabiarek sterowanych numerycznie istnieje techniczna możliwość wykonania bieżni, w której odległość dna bieżni od powierzchni montażowej do portalu będzie zmienna po obwodzie łożyska zgodnie z wyznaczoną krzywą korekcji. Wymagana jest jedynie wytaczarka, która może realizować zmienną wysokość narzędzia po obwodzie. Drugą możliwością jest sfrezowanie powierzchni montażowej w ten sposób, aby wymusić po zamontowaniu do sztywnego dźwigara pierścieniowego odpowiednie wygięcie linii dna bieżni.

10.8. Podsumowanie

Podstawą stosowania korekcji niezależnie od rodzaju maszyny musi być poprzedzone wnikliwą oceną stanu istniejącego w układzie *łożysko–jego konstrukcje wsporcze* bez korekcji. W konstruowaniu węzła obrotu z korekcją należy stosować wszystkie zasady, które obowiązują w konstruowaniu węzła obrotu bez korekcji.



Rys. 10.37. Algorytm kształtowania węzła obrotu z korekcją

Układ *łożysko–jego podzespoły wsporcze* charakteryzuje się złożonością oddziaływań między elementami składowymi. Na efekt końcowy czyli łożysko o odpowiedniej trwałości oraz niedegradujące podzespołów wsporczych wpływają:

- parametry łożyska: stosunki wymiarowe, co opisano w rozdziale o inwentaryzacji,
- geometria i sztywność podzespołów wsporczych,
- szczegóły konstrukcyjne podzespołów wsporczych,
- rodzaj i charakter obciążeń np. wyważenie nadwozia,
- wykonanie łożyska (materiał, obróbka cieplna) i podzespołów wsporczych (płaskość powierzchni pod łożysko),
- eksploatacja łożyska (smarowanie, uszczelnienie przed zanieczyszczeniami).

O sukcesie decyduje każdy z tych czynników. Wystarczy jedno „słabe ogniwo”, aby nastąpiła porażka. Dla konstruktora podstawowe znaczenie ma jednak dobór postaci oraz parametrów podzespołów wsporczych, który ma charakter nieodwracalny, ze względu na brak możliwości poprawienia błędów tego etapu na etapach późniejszych.

Dla przyjętej zgodnie z wytycznymi postaci konstrukcyjnej podzespołów wsporczych niezbędne jest przeprowadzenie ewaluacji za pomocą bardziej dokładnej metody. Algorytm takiej metody przedstawiono na rysunku 10.37.

Obecnie korekcja opracowana wg przedstawionej metody została zastosowana na dwóch maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego: eksploatowanej od roku 2009 zwałowarki ZGOT–11500.100 o masie nadwozia 1100 Mg i przekazanej obecnie do eksploatacji koparki K-18 o masie nadwozia 845 Mg. Obydwa łożyska zostały wyposażone w czujniki pomiarowe sił wywoływanych przez elementy toczne. W łożysku zwałowarki umieszczono 13 czujników, w koparce aż 32. Wyniki pomiarów opisane w podrozdziale 10.6 potwierdzają działanie korekcji, podobnie jak wyniki z opisanych w podrozdziale 10.4 symulacji numerycznych. Planowane jest zastosowanie korekcji na kolejnej maszynie [322].

Wadą stosowania korekcji jest konieczność indywidualnego jej wyznaczania do każdego z podzespołów wsporczych.

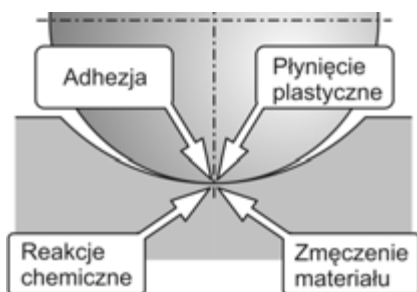
11. Zjawiska degradacji węzłów obrotowych

Wielkogabarytowe węzły obrotowe są złożonymi układami, poddawanyymi złożonym obciążeniom oraz wpływom środowiska. Dla tak złożonych układach istnieje wiele czynników powodujących ich degradację. W przypadku typowych łożysk tocznych rozróżnia się cztery podstawowe mechanizmy zużycia w łożysku [91]:

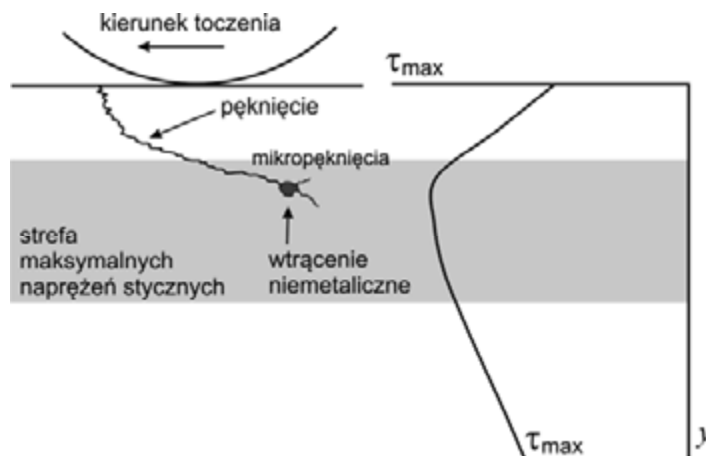
- zmęczenie materiału,
- płynięcie plastyczne materiału,
- adhezję,
- reakcje chemiczne.

Mechanizmy te występują jednocześnie w różnym natężeniach, zmieniających się z czasem eksploatacji łożyska.

Zmęczenie materiału wynika z działania cyklicznych obciążeń podczas przetaczania elementów tocznych. W typowych łożyskach maszynowych, w których nie popełniono błędów na etapie doboru, montażu i eksploatacji jest to podstawowy mechanizm zniszczenia [86, 369]. W rozdziale 6 opisano przebieg składowych naprężeń oraz wyznaczono niebezpieczną strefę w bieżni, w której może nastąpić inicjacja zjawisk zmęczeniowych. W strefie maksymalnych naprężeń stycznych każde wtrącenie niemetaliczne może być punktem inicjacji pęknięcia zmęczeniowego rozwijającego się w kierunku normalnym do płaszczyzny maksymalnych naprężeń głównych (rys. 11.2). Odmiennie pęknięcia zmęczeniowe wywołują zjawiska pittingu [233, 234] wskutek hydrostatycznego oddziaływania środka smarnego na mikropęknięcia powierzchniowe oraz frettingu [354] wskutek zmiany obciążenia bez przetaczania.

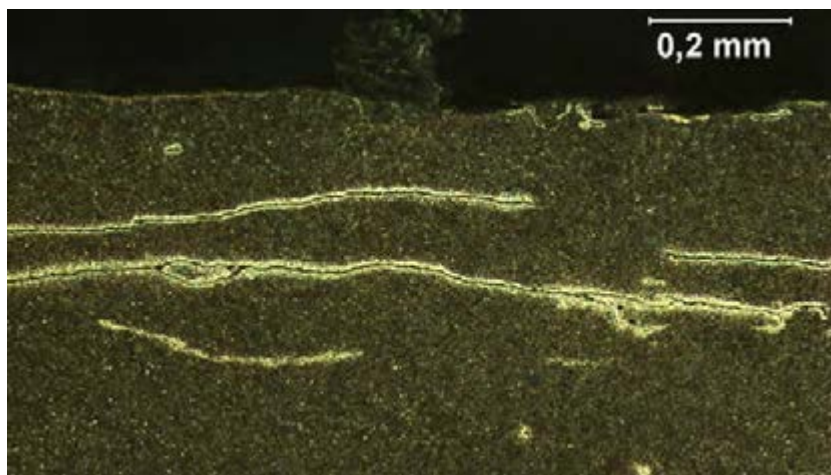


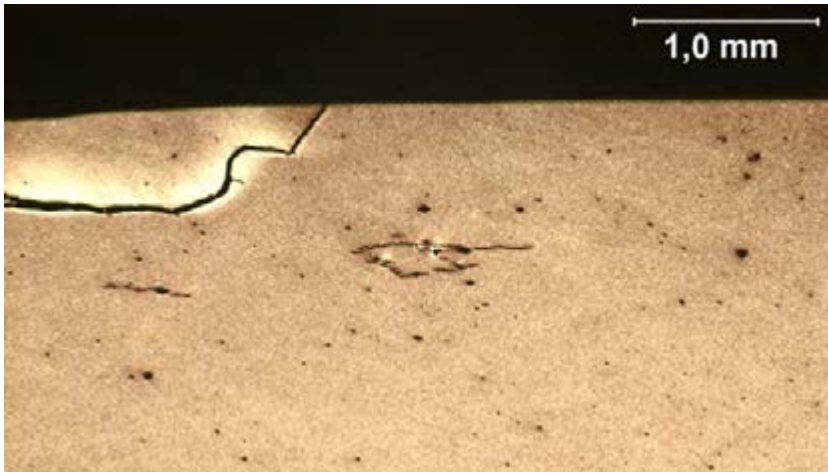
Rys. 11.1. Mechanizmy zużycia w łożysku



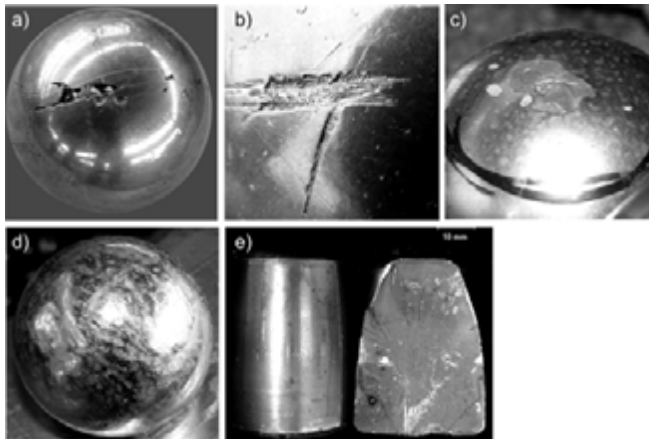
Rys. 11.2. Mechanizm powstawania pęknięcia

Mechanizmy zniszczeń są szeroko opisywane w pracach [3, 60, 287]. Przykładowe pęknięcia zmęczeniowe bieżni o dużej twardości wykonanej z materiału 100Cr6 pokazano na rysunkach 11.3 i 11.4. Zmęczenie materiału jest podstawowym mechanizmem zniszczenia w prawidłowo dobranych, zamontowanych i eksploatowanych łożyskach o bieżniach monolitycznych hartowanych i niskoodpuszczanych. W tego typu łożyskach produkty odspojone od bieżni wskutek złuszczenia bądź pittingu powodują szybką degradację całego łożyska. Na rysunku 11.5 pokazano przykłady uszkodzonych elementów toczących łożysk wielkogabarytowych z bieżniami o dużej twardości.

Rys. 11.3. Pęknięcia w warstwie podpowierzchniowej – bieżnia łożyska koła linowego maszyny wyciągowej o twardości 59HRC, trawienie HNO_3 [275]



Rys. 11.4. Wtrącenia niemetaliczne – rozwój pęknięcia w warstwie podpowierzchniowej bieżni łożyska koła linowego maszyny wyciągowej o twardości 59HRC, stan nietrawiony [275]



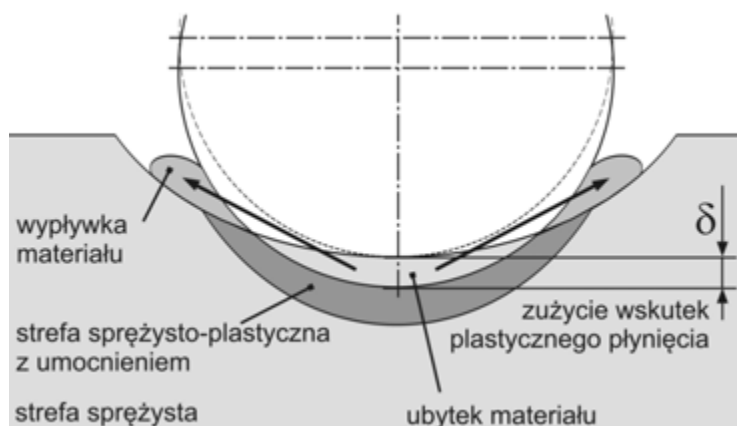
Rys. 11.5. Przykłady uszkodzonych elementów tocznych łożysk wielkogabarytowych:
 a) pęknięta kula, bieżnia C45 normalizowana; b) uszkodzenia powierzchni przez twarde wykruszenia;
 c) złuszczonej powierzchni kuli; d) zniszczonej powierzchni kuli, łożysko wieńcowe, bieżnia 42CrMo4V [273]; e) pęknięta baryłka, łożysko baryłkowe skośne, bieżnia 100Cr6 59HRC [325]

Mechanizm płynięcia plastycznego występuje we wszystkich łożyskach, w których obciążenie strefy styku powoduje przejście materiału w stan plastyczny. Materiał znajdujący się pod strefą styku jest podczas przetaczania elementu wyciskany na zewnątrz i tworzy tzw. wypływkę, której strefa końcowa najczęściej nie przylega do pierwotnej powierzchni bieżni. Wskutek wyciskania tego materiału następuje zużycie odkształceniowe (plastyczne). Materiał odkształcany plastycznie ulega umocnieniu i w zależności od wielkości obciążenia zużycie odkształceniowe rozwija się lub ulega

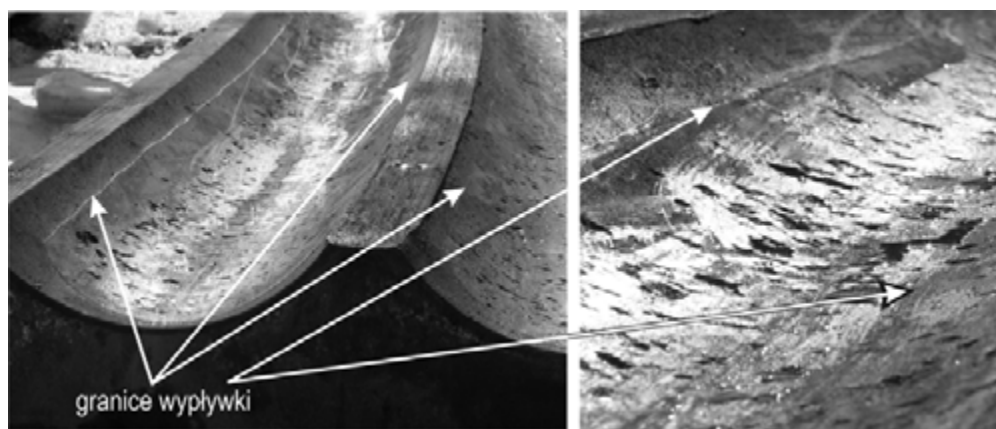
zahamowaniu. Schemat mechanizmu powstawania zużycia odkształceniowego przedstawiono na rysunku 11.6.

W łożyskach o bieżniach monolitycznych wykonanych ze stali normalizowanej lub ulepszonej cieplnie do niewielkiej twardości dominującym mechanizmem ich degradacji jest zużycie odkształceniowe. Na rysunku 11.7 przedstawiono przykłady bieżni z śladami zużycia plastycznego.

Wskutek odkształcania plastycznego w przetaczaniu kolejnych kul następuje także umocnienie materiału [67, 102, 356]. Powstaje warstwa o wyższej granicy plastyczności położona na miękkim podłożu. Cykliczne obciążanie powoduje w materiale kumulację cykli zmęczeniowych. Po przekroczeniu pewnej liczby cykli obciążenia pojawiają się pęknięcia zmęczeniowe i odpajanie materiału w postaci złuszczeń w przypadku



Rys. 11.6. Mechanizm zużycia odkształceniowego [327]

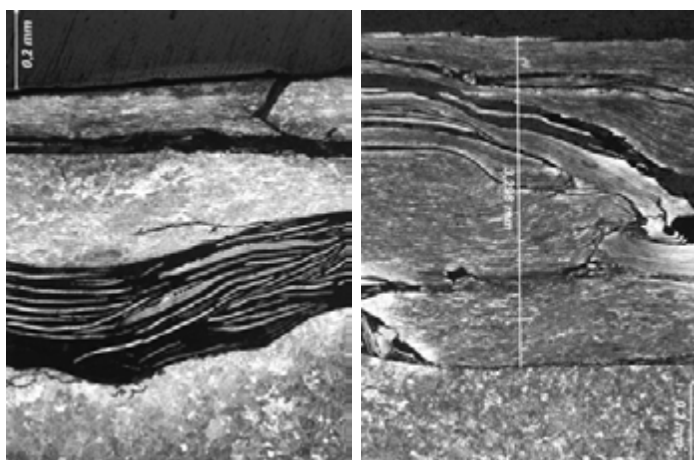


Rys. 11.7. Bieżnia dwuzeregowego łoża kulowego nadwozia koparki kołowej po 18 latach eksploatacji – materiał normalizowany C45N,

łożysk normalizowanych bądź wykruszeń w łożyskach o większej twardości, bądź z materiału bardziej podatnego na umocnienie. Odspojony materiał jest przemieszczany na zewnątrz bieżni lub transportowany w inne miejsce na obwodzie łożyska (rys. 11.8), gdzie jest kumulowany [339]. Podczas smarowania olejowego częściowo może być usunięty poza łożysko [293]. Dla miękkiego podłoża skumulowane złuszczyzny i wykruszenia mogą być ponownie zwałcowane. Warstwy złuszczyzn z zanieczyszczeniami tworzą wówczas wtórną powierzchnię bieżni o pewnych właściwościach nośnych [304]. Na rysunku 11.9 przedstawiono strukturę przekroju bieżni łożyska dwuszeregowego nadwozia koparki kołowej (rys. 11.7). Łożysko to wykonane z normalizowanej stali C45 było eksploatowane przez 18 lat. W końcowym okresie eksploatacji dochodzi do silnego natężenia zjawisk zmęczeniowych. Wówczas praktyką eksploatacyjną jest czyszczenie łożyska, polegające na usuwaniu złuszczyzn podczas planowych przeglądów, po podniesieniu nadwozia. W łożyskach miękkich bardzo rzadko dochodzi do uszkodzenia elementów tocznych.



Rys. 11.8. Kule łożyska pokryte złuszczynami

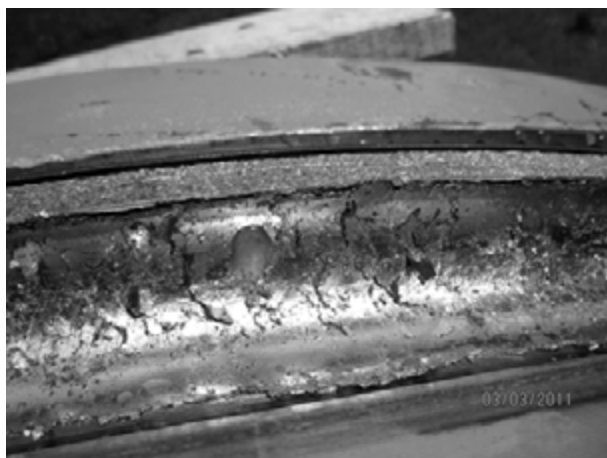


Rys. 11.9. Bieżnia wtórna powstała ze skumulowanej warstwy złuszczyzn i zanieczyszczeń [304]

Im większa twardość bieżni łożyska i materiał charakteryzujący się większym umocnieniem, tym mniejsza zdolność odspojonego materiału do ponownego zwałowania i większe jego degradujące działanie. Na rysunku 11.10 pokazano zdegradowaną bieżnię łożyska ładowarko-zwałowarki o bieżni normalizowanej, wykonanej z materiału C45, a na rysunku 11.11 bieżnię katalogowego łożyska wieńcowego 4-punktowego podparcia mostu zwałowarki o bieżni ulepszonej cieplnie, wykonaną z materiału 42CrMo4V. W obydwu przypadkach zanotowano podobny czas eksploata-



Rys. 11.10. Zdegradowana bieżnia łożyska ładowarko-zwałowarki o bieżni normalizowanej – materiał C45 normalizowany, czas eksploatacji 4 lata, przyczyna: zbyt wiotki podzespół wsporczy



Rys. 11.11. Zdegradowana bieżnia łożyska wieńcowego 4-punktowego podparcia mostu zwałowarki o bieżni ulepszonej cieplnie – materiał 42CrMo4V, czas eksploatacji 5 lat, przyczyna: przeciążenie łożyska [273]

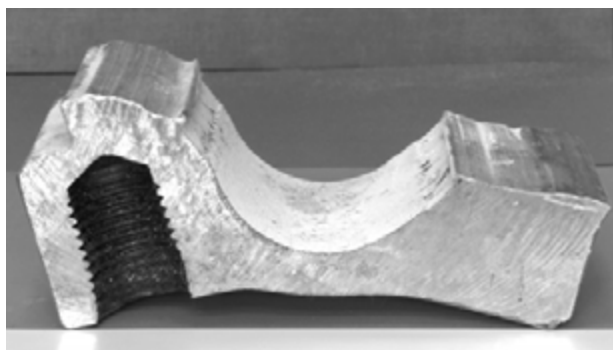
cji. Bieżnia pierwsza musiała zostać wymieniona ze względu na zużycie odkształceniowe około 2 mm na jedną bieżnię. Powstałe złuszczyzny były ponownie zawalcowywane, a elementy toczne bez śladu zużycia. W drugiej bieżni doszło do silnego rozwalcowania bieżni, a następnie odspajania fragmentów o większej grubości. Doszło do zniszczenia powierzchni elementów tocznych (rys. 11.5).

Łożyska zużyte odkształceniowo eksploatuje się w przypadku łożysk momentowych do czasu powstania nadmiernych luzów, a w przypadku łożysk kulowych do momentu zakleszczania się koszyków bądź do utraty przez bieżnię wymaganych cech geometrycznych. Ze względu na długi czas oczekiwania na zamiennik, łożyska zużyte odkształceniowo regeneruje się przez:

- pocienianie koszyków, gdy bieżnia jest ulepszana cieplnie,
- ponowne obrobienie bieżni w celu zdjęcia warstwy zdegradowanej, gdy materiał bieżni jest w stanie normalizowanym.

Możliwości regeneracji kończą się, gdy wskutek nadmiernego pocienienia dna bieżni następuje degradacja jego geometrii. Pierścień łożyska podparcia mostu koparki klasy C (rys. 11.12), w którym kąt działania kul był mniejszy niż 90° miał pierwotnie grubość 40 mm. Wskutek rozwalcowania przez działanie sił promieniowych nastąpiło pocienienie pierścienia do grubości około 15 mm i jego rozgięcie. Bezpośrednią przyczyną silnego rozwalcowania był błędny montaż, który spowodował dużą odchyłkę kołowości pierścienia.

Zniszczenie węzła obrotu jest wynikiem działania kilku czynników, lecz zazwyczaj możliwe jest określenie dominującego mechanizmu i jego bezpośredniej przyczyny. Jedną postać uszkodzenia może jednak wynikać z kilku różnych czynników. W tabeli 11.1 zawarto diagram łączący postać uszkodzeń oraz ich przyczyn w typowych łożyskach maszynowych.



Rys. 11.12. Zdegradowana bieżnia podparcia mostu koparki klasy C – bieżnia rozgięta wskutek działania sił promieniowych, przyczyna: nieprawidłowe posadowienie łożyska



Rys. 11.13. Diagram przyczyn uszkodzeń łożysk tocznych, na polu zacienionym oznaczono główne przyczyny występujące w łożyskach wielkogabarytowych, wg [91]

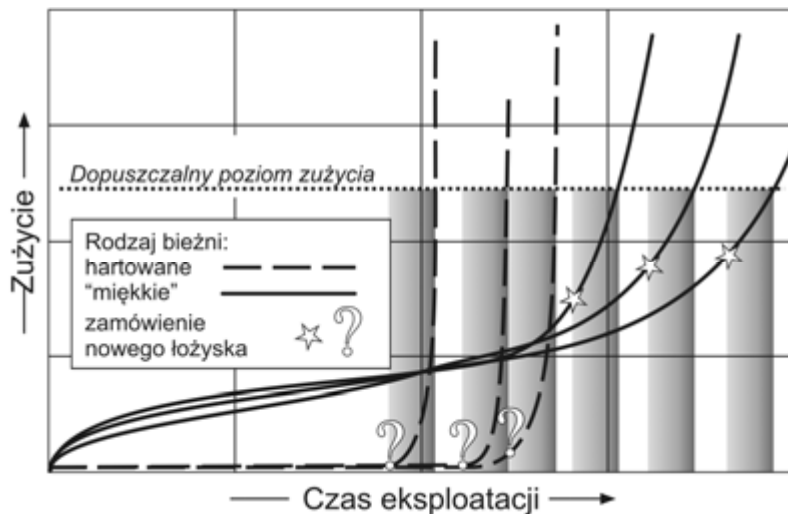
Przyczyny uszkodzeń łożysk sklasyfikował Harris [91]. Na rysunku 11.13 oznaczono główne przyczyny uszkodzeń występujące w wielkogabarytowych łożyskach tocznych.

Według Gläsera w łożyskach maszynowych tylko 1% awarii wynika z błędów technologicznych wykonania łożyska [80]. W łożyskach wielkogabarytowych uszkodzenia takie spotyka się znacznie częściej ze względu na trudności technologiczne podczas wykonania odkuwek, prawidłowość obróbki cieplnej. Podstawowe uszkodzenia w łożyskach wielkogabarytowych wynikają z:

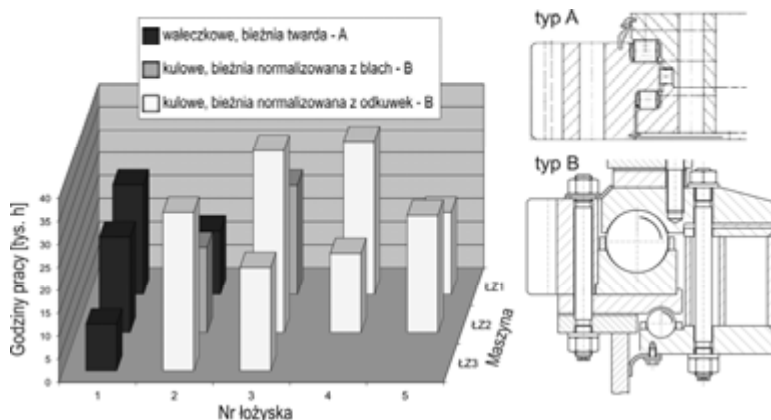
- błędów wytwarzania (materiał, obróbka plastyczna, obróbka cieplna),
- eksploatacji (zbyt duże obciążenia robocze, złe wyważenie maszyny),
- błędów projektowych (zbyt mała sztywność zabudowy, złe mocowanie),
- błędów montażu (deplanacja i utrata kołowości),
- błędnej eksploatacji (brak smarowania, zanieczyszczenie).

Zbyt mała, niejednorodna sztywność zabudowy oraz błędy montażowe są podstawowymi przyczynami znacznych przeciążeń elementów tocznych [249, 254, 272]. W przypadku klasycznych łożysk maszynowych im większa jest twardość bieżni, tym większa jest nośność łożyska. W przypadku łożysk wielkogabarytowych nierównomierna dystrybucja obciążenia spowodowana zbyt małą sztywnością zabudowy powoduje znaczne przeciążenia w strefach „twardych”, tak duże, że nawet zapas nośności związany z większą twardością nie wystarcza do ich przeniesienia. Wówczas bieżnie o dużej twardości ulegają w tych strefach degradacji zmęczeniowej, a odpowijony materiał, który ze względu na twardość nie ulega rozwalcowaniu, prowadzi do dalszej szybkiej degradacji elementów tocznych i dna bieżni (rys. 11.14). Szybkość zużycia wskutek ubytku materiału bieżni od wystąpienia pierwszych uszkodzeń powierzchniowych jest znacznie większa niż w łożyskach o bieżniach „miękkich”.

W łożyskach o bieżniach normalizowanych lub ulepszonych cieplnie do niewielkiej twardości już w początkowym okresie następuje wyraźny przyrost zużycia odkształceniowego, a następnie jego prawie liniowy wzrost, aż do wystąpienia zniszczeń zmę-



Rys. 11.14. Porównanie charakterystyk zużycia odkształceniowego bieżni hartowanych i w stanie „miękkim”



Rys. 11.15. Czas eksploatacji łożysk obrotu nadwozia w ładowarko-zwałowarkach LZKS, dane zebrane przez A. Kupskiego

zeniowych, których charakter jest jednak bardziej łagodny. W łożyskach tych produkty zmęczenia są ponownie zwałcowywane i następuje restytucja bieżni.

Ze względu na łagodny, przewidywalny proces degradacji łożyska o bieżniach normalizowanych oraz ulepszonych cieplnie do niewielkiej twardości można zużycie łożyska trafniej prognozować, a symptomy zbliżania się do dopuszczalnego poziomu zużycia występują na tyle wcześniej, że możliwe jest zamówienie lub wykonanie zamiennika łożyska [332].

Przykładem przewagi łożysk o bieżniach miękkich są łożyska stosowane do ładowarko-zwałowarki ŁZKS-1600. Pierwotnie zastosowano łożysko wałeczkowe o bieżniach hartowanych renomowanego producenta (typ A) (rys. 11.15). Łożysko zostało dobrane przez producenta metodą katalogową. Po kilkunastu tysiącach godzin pracy nastąpiła szybka degradacja łożyska we wszystkich trzech maszynach (11.15), spowodowane całkowitym zniszczeniem bieżni i elementów dystansowych. W jednym z łożysk wałeczek obrócił się osi w kierunku obwodowym.

Przyczyną degradacji było niedostosowanie sztywności podzespołów wsporczych do typu łożyska. Łożyska zastąpiono pierwotnie łożami kulowymi z hakim tocznym – typ B (rys. 11.15), z bieżniami z normalizowanej stali C45, wykonanymi z blach, a następnie z odkuwek. Łożyska te mimo zastosowania mniej nośnego elementu tocznego i miękkiego materiału bieżni, zapewniły średnio większą trwałość o 51%, a w szczytowym przypadku (rys. 11.16) nawet o 67%.

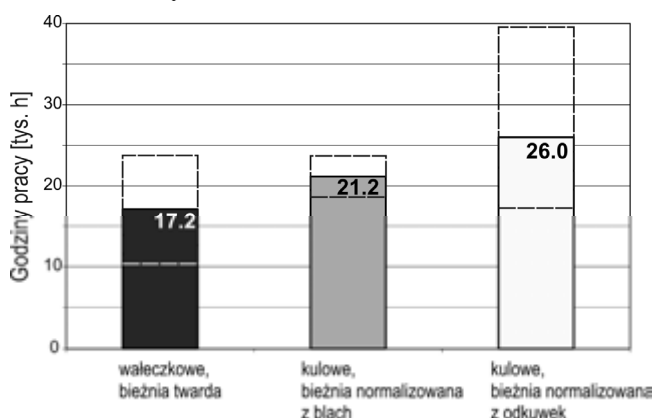
Na rysunku 11.17 pokazano zmianę odległości pomiędzy pierścieniami łożyska w czterech punktach pomiarowych. Dwa punkty pomiarowe (kąty $32,5^\circ$ i $-32,5^\circ$) znajdują się po stronie wysięgnika czerpakowego, a pozostałe dwa pod przeciwwagą.

Po wstępnym rozwałkowaniu na poziomie 0,5 mm, wyrównującym odchyłki płaskości podzespołów wsporczych następuje stabilny, liniowy wzrost zużycia. Jest on szybszy w punktach położonych po stronie koła czerpakowego i po jej lewej stronie, co wynika z obciążeń eksploatacyjnych. Zarówno podczas ładowania, jak i zwałowania mimośród obciążenia osiowego łożyska znajduje się po stronie koła czerpakowego. Szybkość sumarycznego zużycia $\Sigma \delta_p/t$ po stronie koła wynosi:

$$\Sigma \delta_p/t = 0,043 \div 0,055 \text{ mm/tys. h,}$$

a po stronie przeciwwagi:

$$\Sigma \delta_p/t = 0,008 \div 0,028 \text{ mm/tys. h.}$$



Rys. 11.16. Porównanie trwałości łożyska podczas obrotu nadwozia w ładowarko-zwałowarkach ŁZKS w zależności od typu łożyska i materiału bieżni



Rys. 11.17. Zużycie odkształceniowe łożyska ładowarko-zwałowarki ŁZKS-1600, pomiary A. Kupskiego [332]

Po około 23 tys. godzin eksploatacji następuje zmiana charakteru przebiegu zużycia. Wskutek nasilenia zjawisk zmęczeniowych szybkość zużycia po stronie koła osiąga w ostatnim okresie eksploatacji:

$$\Sigma \delta_{pl}/t = 0,8 \pm 0,9 \text{ mm/tys. h}$$

Przez systematyczny pomiar zużycia można stwierdzić zmianę charakteru przebiegu zużycia i odpowiednio wcześniej zamówić nowe łożysko i przewidzieć jego wymianę.

11.1. Doświadczalna identyfikacja zużycia odkształceniowego

Podstawowym celem poznawczym identyfikacji geometrii jest uzyskanie wiarygodnych danych do dalszej analizy metodami analitycznymi i numerycznymi (dostrajanie modeli), natomiast celem użytkowym jest ocena stanu technicznego łożyska w tym stopnia zużycia.

Tradycyjną metodą pomiaru geometrii bieżni jest pomiar za pomocą czujników zegarowych, jednak w łożyskach wielkogabarytowych bardzo często niemożliwe jest dokładne określenie bazy pomiarowej. Aby zidentyfikować zmiany w geometrii łożyska w warunkach poligonowych, niezbędne jest zastosowanie nowoczesnych metod pomiarowych [308, 326].

Identyfikacja położenia dna rowka bieżni

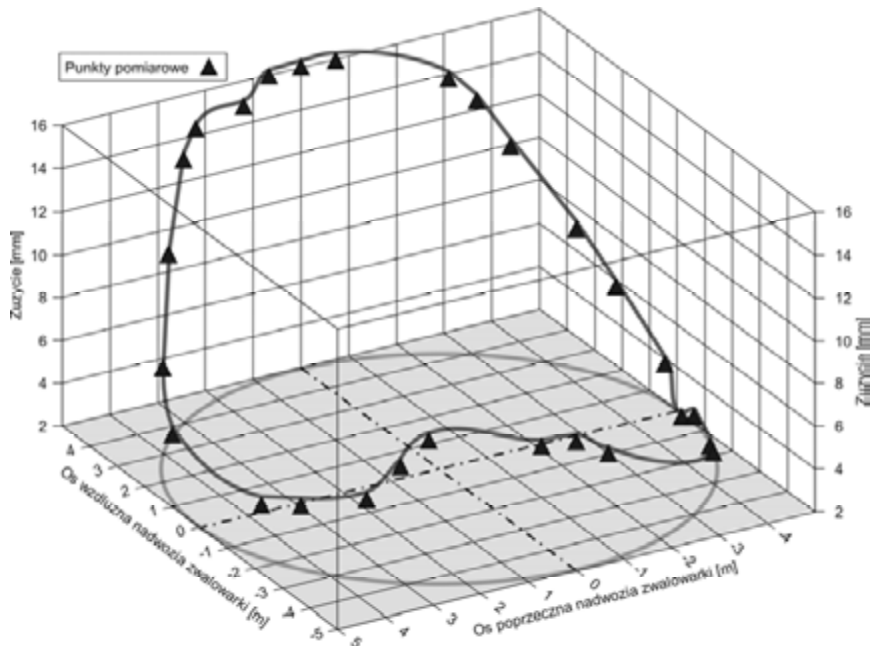
Zagłębienie dna rowka bieżni, gdy znane są wymiary nominalnych łożyska, można określić, mierząc grubość pierścienia łożyska. W przypadku łożysk, w których zagłębienie dna rowka wynosi od kilku do kilkunastu milimetrów, wygodną i dającą wystarczająco dokładne wyniki jest metoda ultradźwiękowa (rys. 11.18) [352, 353], polegająca na wprowadzeniu w materiał bieżni fali ultradźwiękowej i badaniu zjawiska odbicia o przeciwległą ściankę pierścienia. Źródłem fal jest czujnik piezoelektryczny. Uzyskiwana dokładność wynosi około 0,5mm.

Stosowanie bardziej dokładnych przyrządów do pomiaru grubości jest niecelowe, gdyż są trudności w dokładnym określeniu punktu pomiaru (położenie dna bieżni) oraz kierunku pomiaru. W łożyskach o dużym stopniu degradacji dużym utrudnieniem w pozycjonowaniu czujnika jest nieregularność powierzchni bieżni. Podczas pomiaru grubości bieżni w przypadku znacznych różnic w wartości między sąsiednimi punktami pomiarowymi należy wprowadzić punkty pośrednie. Przykładowy wykres 3D deplanacji dna bieżni w zwałowarce A₂RsB-5500 [304] pokazano na rysunku 11.19.

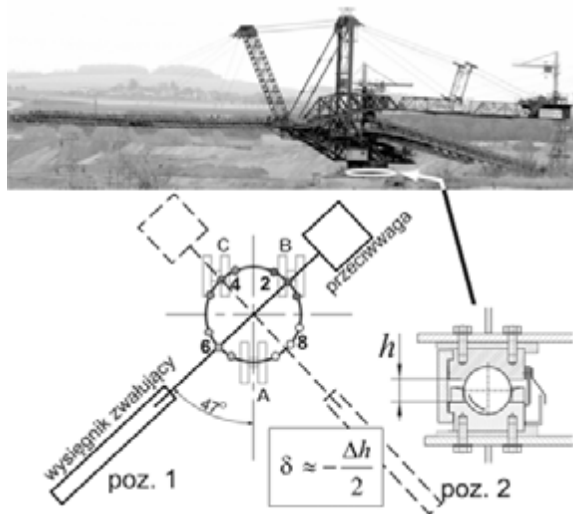
Zwałowarka ZGOT eksploatowana w kopalni odkrywkowej ma łożysko obrotu nadwozia w postaci łoża kulowego o średnicy podziałowej D równej 10 m (rys. 11.20). Bieżnia łożyska wykonana ze stali C45, o twardości 280 HB, klasyfikuje łożysko w grupie łożysk o bieżniach monolitycznych miękkich. Elementami tocznymi są kule o średnicy 150 mm. Kule są wykonane ze stali 100Cr6 o twardości 62 HRC. Masa nadwozia razem z nosiwem wynosi około 1200 Mg [278]. Położenie środka ciężkości maszyny nie leży w osi łożyska. Wartość mimośrodów podczas normalnej eksploatacji osiąga wartości od 0 do 4,2 m. Rama portalowa podwozia jest stosunkowo wiotka [252].



Rys. 11.18. Pomiar bezpośredni grubości bieżni metodą ultradźwiękową



Rys. 11.19. Deplancja powierzchni bieżni zwalówki A2RsB–5000 po 100 000 h eksploatacji [339]



Rys. 11.20. Zwałowarka ZGOT – postać konstrukcyjna łożyska, metoda pomiaru oraz rozmieszczenie punktów pomiarowych

Po około 20 tys. godzin eksploatacji maszyny, podczas okresowego przeglądu, stwierdzono zużycie odkształceniowe bieżni. Przeprowadzono pomiary zużycia metodą pośrednią, polegającą na pomiarze odległości pomiędzy pierścieniami łożyska. Pomiary wykonywano dla czterech grup punktów rozmieszczonych po obwodzie maszyny, co 90° . Pomiary wykonywano dla przedstawionego położenia nadwozia względem podwozia. W jednej grupie znajdowały się 3 punkty rozmieszczone co 15° . Na rysunku 11.20 pokazano schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych.

Czas między poszczególnymi cyklami pomiarowymi wynosił około 30 dni, co odpowiada około 3000 cyklów obciążeń. Ze względu na wiotkość podzespołów wsporczych oraz fluktuację warunków brzegowych: pochylenie podłoża, wiatr, zanieczyszczenia nosiwem, wykonywane przed pomiarem ruchy jazdy maszyny i obrotu oraz wskutek histerezy sił tarcia (układanie się poszczególnych elementów tocnych) rozrzut wyników pomiarów wynosi około $\pm 0,5$ mm. W celu zmniejszenia wpływu tych czynników przyjmowano dla jednej grupy punktów ich wartość średnią. Wartości zestawiono na wykresie (rys. 11.21), na osi poziomej jest szacowana liczba przetoczeń, a na osi pionowej $\frac{1}{2}$ wyniku pomiaru. Wyznaczono linie trendu.

Stwierdzono zatrzymanie zużycia dla dwóch grup punktów, powolny wzrost dla jednej grupy i dla jednej grupy przyspieszony wzrost. Prędkość zużycia podczas pomiaru wyniosła od 0 do $40 \mu\text{m}/1000$ cykli obciążeń.

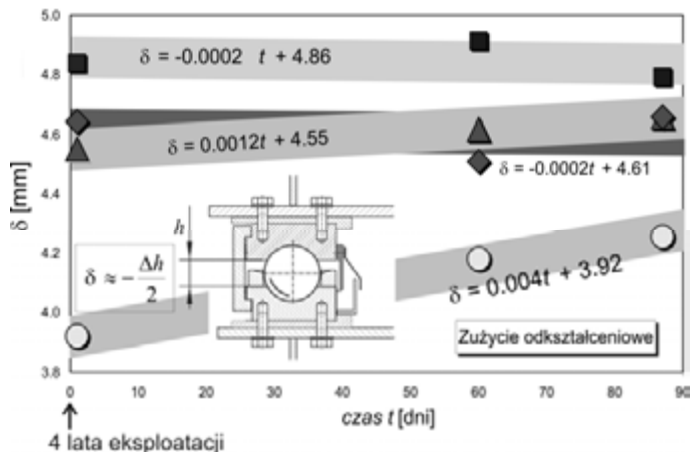
W celu rozróżnienia zużycia odkształceniowego bieżni nadwozia od zużycia odkształceniowego bieżni podwozia, dla jednego cyklu pomiarowego wykonano pomiary w dwóch wzajemnie ortogonalnych położeniach nadwozia. Wówczas poprzez rozwiązanie układu równań liniowych:

$$1 \text{ poz.} \begin{cases} \delta_{2s} + \delta_{2u} = h_{2s2u} \\ \delta_{4s} + \delta_{4u} = h_{4s4u} \\ \delta_{6s} + \delta_{6u} = h_{6s6u} \\ \delta_{8s} + \delta_{8u} = h_{8s8u} \end{cases} \quad 2 \text{ poz.} \begin{cases} \delta_{4s} + \delta_{2u} = h_{4s2u} \\ \delta_{6s} + \delta_{4u} = h_{6s4u} \\ \delta_{8s} + \delta_{6u} = h_{8s6u} \\ \delta_{2s} + \delta_{8u} = h_{2s8u} \end{cases} \quad (11.1)$$

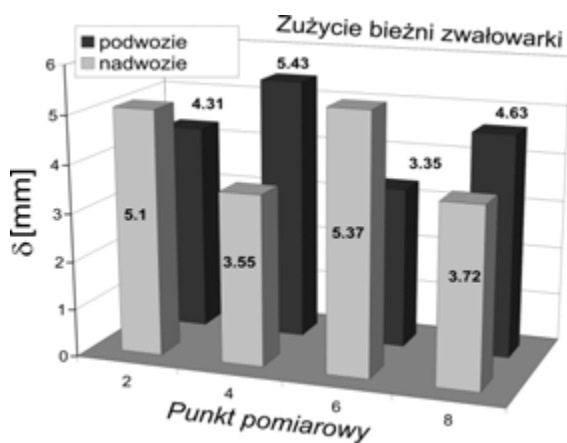
gdzie δ – wielkości poszukiwane dla odpowiednich punktów bieżni nadwozia i podwozia, h – odległość zmierzona w 1 i 2 położeniu, możliwe jest oszacowanie odrębnie zużycia każdej z bieżni δ_s i δ_u [308].

Uzyskane wartości zużycia dla poszczególnych punktów zamieszczono na wykresie (rys. 11.22). Wyznaczona średnia prędkość zużycia w czasie pierwszych 20 tys. godzin eksploatacji była równa:

$$\frac{d\delta_{pl}}{dn} = 22,3 \div 36,2 \mu\text{m}/1000 \text{ cykli obciążenia.}$$



Rys. 11.21. Zmiana odległości między pierścieniami łożyska w grupach pomiarowych wybranych cykli pomiarowych



Rys. 11.22. Zużycie bieżni zwalówki po 20 tys. godzin eksploatacji [331]

Zagłębienie dna bieżni nadwozia mieści się w granicach 3,5–5,4 mm, a dla podwozia 3,3–5,4 mm. Większe zużycie występuje tzw. „punktach twardych”, mniejsze w strefach „miękkich” [331].

Szybki przyrost zużycia jest typowy dla silnie obciążonych łożysk o bieżniach „miękkich” [156, 157]. Występuje on jednak głównie w pierwszym okresie eksploatacji łożyska.

W wyniku rozwałcowywania oraz ścierania nastąpiła zmiana profilu bieżni w przekroju poprzecznym oraz zagłębienie dna bieżni. Podczas oględzin po około pięcioletniej eksploatacji zaobserwowano rozwałcowanie bieżni łożyska, powstanie kolein, po których toczą się kule, oraz wypchnięcie na zewnątrz materiału pierścienia

łożyska. Są to zjawiska typowe w łożach kulowych wykonanych z nieutwardzonej stali [341]

Rozwalcowanie niweluje niedoskonałości płaskości pierścienia łożyska (deplanację) wynikające z montażu oraz zmniejsza wyężenie elementów tocnych w „punktach twardych”, czyli w miejscach wyprowadzenia podpór. Jest to tzw. samoczynna korekcja łożyska [334, 335]. Odmienne niż w przypadku bieżni utwardzonych nie następuje wykruszanie fragmentów bieżni.

Na podstawie uzyskanych szybkości zużywania bieżni prognozowano dalszą bezpieczną pracę łożyska przez kolejne 5 lat. Osiągnięto zakładany czas eksploatacji, czym potwierdzono prognozy [333].

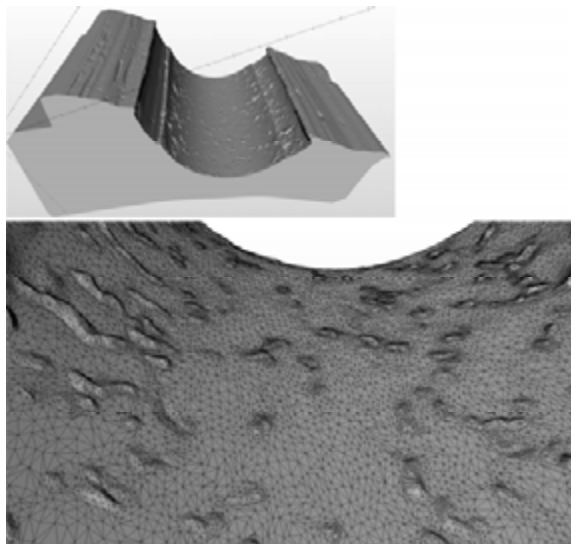
Identyfikacja geometrii przekroju poprzecznego bieżni

Znacznie bardziej złożone jest określenie zmian geometrii przekroju poprzecznego bieżni [343]. W wyniku nierównomiernego oddziaływania elementów tocnych, zmianie ulegają lokalne promienie krzywizny, pojawiają się koleiny. W tych miejscach promień bieżni R jest zbliżony do promienia kuli r , a między kątami kierunków działania maksymalnych obciążeń pojawiają się strefy o znacznie większych promieniach krzywizny.

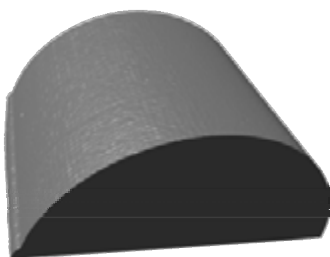
Do identyfikacji geometrii przekroju wymagana jest znacznie większa dokładność pomiaru, którą można osiągnąć przez zastosowanie nowoczesnych metod dityzacji, np. techniki *reverse engineering* [27]. Metody te pozwalają na mapowanie powierzchni zewnętrznej dowolnych brył i późniejszą konwersję jej do postaci dyskretnej (rys. 11.23). Wynikiem skanowania jest dyskretny obraz powierzchni bieżni składający się z punktów pomiarowych leżących na powierzchni oraz rozpiętej na nich siatki elementów powierzchniowych. Obecnie najczęściej stosowana jest digitalizacja wiązką lasera o dokładności pomiaru około 0,01 mm. Zaletą metody jest możliwość uzyskania dużej liczby punktów pomiarowych. Dla typowego odlewu bieżni liczba punktów potrzebnych do osiągnięcia wymaganej dokładności wynosi kilkadziesiąt tysięcy, dla fragmentu bieżni jest to już kilkaset tysięcy. Uzyskane wyniki muszą być poddane analizie geometrycznej i statystycznej.

Skanowanie oryginalnego fragmentu bieżni jest możliwe jedynie w przypadku łożysk wycofanych z eksploatacji. Dodatkowym ograniczeniem, ze względu na możliwości urządzeń pomiarowych, jest masa badanych fragmentów. W przypadku dużych łożysk masa fragmentu bieżni o długości odpowiadającej średnicy kuli osiąga nawet rząd 100 kg!

Możliwe jest wówczas wykonanie negatywu powierzchni bieżni w postaci odlewu [340]. Materiał używany do wykonania odlewu (rys. 11.24), aby zapewnić dobre odwzorowanie, musi charakteryzować się małym skurczem i krótkim czasem wiązania. Ponadto powinien mieć małą adhezję do materiału bieżni i dobre własności mechaniczne.



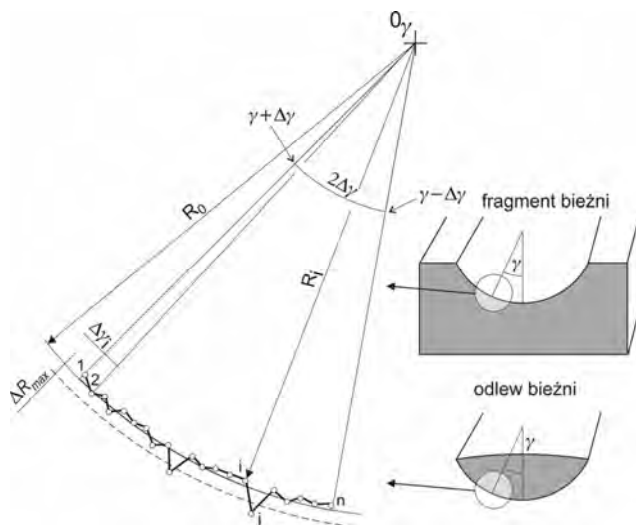
Rys. 11.23. Modele wirtualne pierścienia łożyska



Rys. 11.24. Modele wirtualne odlewu bieżni [340]

Zasadę wyznaczania promienia krzywizny pokazano na rysunku 11.25. W wybranym przekroju poprzecznym, dla wybranego kąta działania elementu tocznego γ , wybiera się zbiór P_γ punktów p_i , zawierających się zakresie $\gamma \pm \Delta\gamma$. Oprócz promienia R , nieznanne jest także położenie środka krzywizny 0_γ . Dlatego niezbędne jest przeprowadzenie procedury iteracyjnej w przestrzeni $\Pi(R, 0_\gamma)$. Podczas iteracji dla każdego wybranego punktu 0_γ , wyznaczana jest średnia wartość promienia R_0 . Niezbędne jest odrzucenie niektórych punktów. W przypadku bieżni są to punkty znajdujące się w głębokich ubytkach, pęknięciach, a w przypadku odlewu potencjalne pustki odlewnicze. Można to zapisać dla bieżni:

$$P = P_\gamma - p_i \notin [0, R_0 + \Delta R] \quad (11.2)$$



Rys. 11.25. Schemat wyznaczania lokalnego promienia krzywizny

a dla odlewu:

$$P = P_\gamma - p_i \notin [R_0 - \Delta R, \infty] \quad (11.3)$$

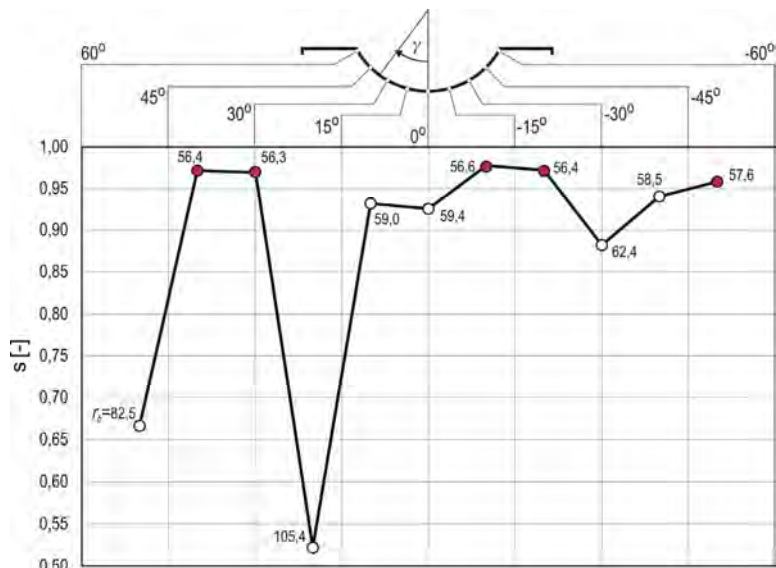
Kryterium iteracji jest minimum odchyłki kwadratowej promienia punktów pomiarowych R_i od promienia okręgu o zadanym środku:

$$R \in [R - \Delta R, R + \Delta R] : \sum_{i=1}^n (R_i - R)^2 = \min \quad (11.4)$$

Wyznaczenie geometrii bieżni przebiega w następujących etapach:

- zorientowanie modelu w przestrzeni,
- przeprowadzenie korekcji w celu otrzymania równoległych przekrojów poprzecznych (usunięcie krzywizny promieniowej łożyska),
- eliminacja przekrojów o dużych uszkodzeniach powierzchni,
- wyznaczenie lokalnych promieni krzywizny dla wybranych kątów działania elementu toczonego na podstawie serii punktów w jego otoczeniu, dla poszczególnych przekrojów poprzecznych,
- obróbka statystyczna wyników w celu określenia wartości średnich dla danego kąta działania.

Przykładowy wykres współczynnika przystawania s oraz promieni krzywizny na przekroju poprzecznym bieżni łożyska koparki Rs-560 pokazano na rysunku 11.26.



Rys. 11.26. Przykład kolein – współczynnik przystawania s oraz promienie krzywizny (wartości obok punktów pomiarowych) na przekroju poprzecznym bieżni łożyska koparki Rs-560

11.2. Modele materiału sprężysto-plastycznego

W odróżnieniu od materiału liniowosprężystego, w którym związki pomiędzy odkształceniem a naprężeniem są liniowe, w materiałach sprężysto-plastycznych występuje sprzężenie pomiędzy charakterystykami materiału i wartościami określającymi aktualny stan materiału (przemieszczenie, naprężenie, odkształcenie), historią stanu materiału (np. umocnienie) i prędkością zmiany stanu materiału (lepkość).

Najczęściej stosowanymi nieliniowymi modelami materiału są różnego rodzaju modele sprężysto-plastyczne. W odróżnieniu od modeli nieliniowosprężystych w materiałach tych występuje przejście materiału ze stanu sprężystego do stanu plastycznego. Oprócz odkształceń sprężystych pojawiają się odkształcenia trwałe. Całkowite odkształcenie $\{\varepsilon\}$ jest sumą odkształcenia sprężystego ε_s i plastycznego ε_{pl} :

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_{pl} \quad (11.5)$$

Klasyczne modele materiału sprężysto-plastycznego zawierają trzy zasadnicze składniki [253]:

- sformułowanie związków między naprężeniem i odkształceniem w stanie sprężystym, przed wystąpieniem odkształceń plastycznych,
- kryterium uplastycznienia ustanawiające poziom naprężeń, dla których nastąpi płynięcie materiału,

- związki między naprężeniem i odkształceniem dla stanu po uplastycznieniu, gdzie współistnieją odkształcenia sprężyste ε_s i plastyczne ε_{pl} .

Najprostszym modelem materiału sprężysto-plastycznego jest materiał o charakterystyce bilinearnej składający się z dwóch odcinków o różnym kącie nachylenia w stosunku do osi ε [67, 298]. Pierwszy odcinek odzwierciedla zakres sprężysty i wówczas tangens kąta nachylenia α_1 jest równy modułowi sprężystości podłużnej materiału E w zakresie sprężystym, proporcjonalnym. Drugi odcinek reprezentuje materiał uplastyczniony i dla niego tangens kąta nachylenia α_2 jest równy modułowi stycznym materiału E_T . Punkt przecięcia odcinków odpowiada naprężeniu równemu granicy plastyczności materiału $\sigma = R_e$.

Zazwyczaj przyjmuje się moduł styczny równy:

$$E_T = (0,02 \div 0,1)E \quad (11.6)$$

W przypadku materiałów stosowanych powszechnie na bieżnie łożysk przyjmuje się moduł styczny równy 0,1 (stal C45) lub 0,05 (stal 42CrMo4V) modułu sprężystości podłużnej. Model ten nadaje się do prostszych obliczeń sprężysto-plastycznych. Gdy potrzebna jest większa dokładność przybliża się charakterystykę materiału większą liczbą odcinków. Bariery w budowie modelu zazwyczaj nie jest jednak dokładność odwzorowania, lecz dokładność uzyskania charakterystyki $\sigma(\varepsilon)$, którą znamy jedynie z pewną dokładnością.

W złożonym stanie naprężenia odpowiednikiem kryterium $\sigma = R_e$ jest początkowa powierzchnia plastycznego płynięcia [95]. Jest to powierzchnia ograniczająca w przestrzeni naprężeń wypukły obszar początkowych stanów sprężystych Ω_0 . Ogólnie równanie powierzchni początkowego płynięcia można zapisać w następujący sposób:

$$f([\sigma], k(\kappa)) = 0 \quad (11.7)$$

gdzie: f – funkcja płynięcia, $[\sigma]$ – tensor naprężeń, k – funkcja parametru wzmocnienia κ .

Funkcja płynięcia f można sobie wyobrazić jako powierzchnię w sześciowymiarowej przestrzeni naprężeń. Funkcja płynięcia (powierzchnia płynięcia) dzieli przestrzeń naprężeń na dwie części. Określa ona stan materiału. Wewnątrz znajduje się strefa, w której obowiązuje sprężyste zachowanie się materiału. Po spełnieniu przez naprężenie kryterium uplastycznienia:

$$f([\sigma]) - k(\kappa) = 0 \quad (11.8)$$

(osiągnięcie powierzchni płynięcia) przechodzi on w stan plastyczny.

Gdy dla danego stanu naprężenia spełniony jest warunek $f \leq 0$ wówczas materiał znajduje się w stanie sprężystym, gdy $f > 0$, materiał jest w stanie plastycznym.

Parametr materiału k jest uzyskany doświadczalnie dla jednoosiowego stanu naprężenia i zależy od historii odkształceń plastycznych. Dla modeli idealnie plastycznych (bez umocnienia) parametr k jest stały, dla modeli uwzględniających umocnienie jest zależny od parametru umocnienia κ .

Funkcja f we wzorze (11.8) dla materiału izotropowego jest funkcją niezmienników tensora naprężeń [5]:

$$f = f(J_1, J_2, J_3) \quad (11.9)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} J_1 &= \sigma_{ii} \\ J_2 &= \frac{1}{2} \sigma_{ij} \sigma_{ij} \\ J_3 &= \frac{1}{3} \sigma_{ij} \sigma_{jk} \sigma_{ik} \end{aligned} \quad (11.10)$$

W metalach odkształcenia plastyczne są niezależne od ciśnienia hydrostatycznego i funkcja płynięcia ma postać:

$$f(J_2', J_3') - k(\kappa) = 0, \quad (11.11)$$

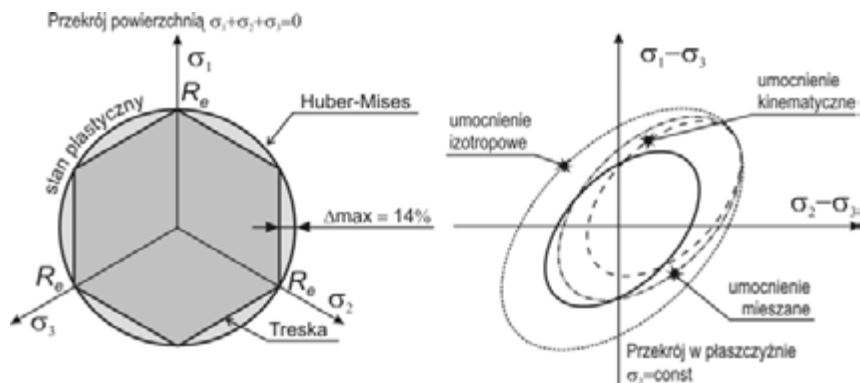
gdzie J_2' , J_3' – drugi i trzeci niezmiennik derywatora naprężeń:

$$\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \sigma_{kk}. \quad (11.12)$$

W zależności od przyjętej hipotezy wyężenia materiału funkcja płynięcia (powierzchnia płynięcia) ma różną postać. Strefa sprężysta musi być figurą wypukłą i zawierać punkt początkowy układu współrzędnych ($\sigma = 0$).

Najczęściej stosowane w metalach **kryterium Hubera–Misesa** opiera się na wartości drugiego niezmiennika derywatora naprężeń J_2' [97]. Dla większości metali daje rozwiązania bardziej ścisłe niż kryterium τ_{\max} .

W przestrzeni naprężeń głównych ma postać walca (rys. 11.27) o osi wyznaczonej przez równanie naprężeń hydrostatycznych: ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$) prostopadłego do płaszczy-



Rys. 11.27. Kryteria uplastycznienia według różnych hipotez oraz modele umocnienia

zny ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$). Walec ten jest opisany na graniastosłupie powierzchni płynięcia wg hipotezy τ_{\max} . Warunek ten można zapisać macierzowo w postaci równania:

$$\frac{1}{2} \sigma_{ij}^2 N \sigma_{ij}^2 - k(\kappa) = 0 \quad (11.13)$$

gdzie

$$N = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{2} & 1 & -\frac{1}{2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 \end{bmatrix} \quad (11.14)$$

Kryterium Hubera–Misesa wykazuje zgodność z kryterium τ_{\max} wzdłuż krawędzi graniastosłupa τ_{\max} , a największa różnica $\sim 14\%$ występuje podczas czystego ścinania:

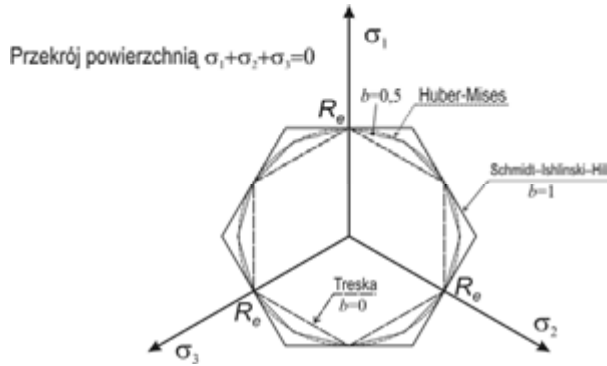
$$\frac{\sqrt{3}}{2} \leq \frac{f_{\tau_{\max}}}{f_{HM}} \leq 1 \quad (11.15)$$

W modelach numerycznych możliwe jest także zastosowanie zunifikowanego kryterium płynięcia Y_u [173], które wprowadza współczynnik b w drugim naprężeniu głównym. Zunifikowane kryterium płynięcia do metali ma postać:

$$f_{Y_u} = \begin{cases} \sigma_1 - \frac{1}{1+b}(b\sigma_2 + \sigma_3), & \text{gdy } \sigma_2 < \frac{(\sigma_1 + \sigma_3)}{2} \\ \frac{1}{1+b}(\sigma_1 + b\sigma_2) - \sigma_3, & \text{gdy } \sigma_2 \geq \frac{(\sigma_1 + \sigma_3)}{2} \end{cases} \quad (11.16)$$

Jeżeli $b = 0$, to kryterium jest tożsame z kryterium Treski. Gdy $b = 0,5$, otrzymuje się dobre przybliżenie kryterium Hubera–Misesa, a dla $b = 1$ kryterium maksymalnego naprężenia dewiatorowego Schmidta–Ishlinskiego–Hilla. Porównanie postaci kryterium dla różnych wartości b pokazano na rysunku 11.28.

Równanie powierzchni płynięcia (11.7) jest funkcją tensora naprężeń σ i parametru wzmocnienia materiału κ . Wskutek odkształceń plastycznych powierzchnia płynięcia zmienia swój rozmiar i kształt. Po osiągnięciu przez materiał powierzchni płynięcia przyjmuje się prawo płynięcia zakładające prostopadłość wektora przyrostu odkształ-



Rys. 11.28. Zunifikowane kryterium uplastycznienia Yu

cenia plastycznego do powierzchni płynięcia w przestrzeni naprężeń (zasada normalności):

$$\delta \varepsilon_p = \lambda \frac{\partial g(\sigma)}{\partial \sigma} \quad (11.17)$$

gdzie g – funkcja potencjału plastycznego.

Współczynnik λ jest skalar, który można uzyskać z jednoosiowej charakterystyki $\sigma(\varepsilon)$. Jeżeli funkcję potencjału plastycznego przyjmiemy jako tożsamą z funkcją płynięcia:

$$\delta \varepsilon_p = \lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (11.18)$$

to prawo płynięcia nazywa się stowarzyszonym prawem płynięcia.

Prawo stowarzyszonego płynięcia obowiązuje dla wielu materiałów, m.in. metali. Z uplastycznieniem wiąże się zjawisko umocnienia materiału. Podstawowe modele umocnienia materiału pokazano na rysunku 11.27.

Umocnienie mieszane jest kombinacją umocnienia izotropowego i kinematycznego, w której strefa sprężysta ulega jednocześnie powiększaniu i przesunięciu [95, 298].

Umocnienie izotropowe jest ze względu na swoją prostotę i efektywność najczęściej stosowanym modelem umocnienia. Dla wielu materiałów poddawanych obciążeniom okresowym uzyskiwane wyniki znacznie odbiegają od wyników doświadczalnych, jednak może być stosowane, jeżeli obciążenia nie są okresowe.

Umocnienie izotropowe zakłada, że powierzchnia uplastycznienia w wyniku odkształceń plastycznych rozszerza się równomiernie we wszystkich kierunkach. Wówczas wartość naprężenia uplastyczniającego jest funkcją całki zredukowanych odkształceń plastycznych i dla kryterium Hubera–Misesa ma postać:

$$R_e \left(\int d\varepsilon_p \right) = R_e \left(\sqrt{\frac{2}{3} d\varepsilon_{p_{ij}} d\varepsilon_{p_{ij}}} \right) \quad (11.19)$$

Moduł plastyczny E_{pl} , czyli tangens kąta nachylenia krzywej naprężenie zredukowane – odkształcenia plastyczne może być wyznaczony z jednoosiowej charakterystyki $\sigma(\varepsilon)$:

$$E_p = \frac{d\sigma}{d\varepsilon_p} \quad (11.20)$$

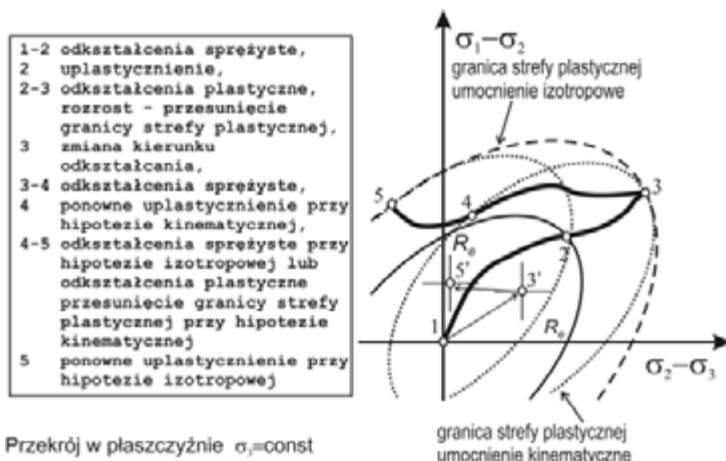
Dla kryterium Hubera–Misesa naprężenie zredukowane jest równe:

$$\sigma = \sqrt{3J_2} \quad (11.21)$$

Umocnienie kinematyczne opiera się na założeniu, że strefa sprężysta przesuwa się w kierunku zmiany naprężeń nie zmieniając jednak rozmiaru ani kształtu. Wartość naprężenia uplastyczniającego R_e nie ulega zmianie, ale naprężenie w odciążaniu σ_c jest funkcją odkształcenia plastycznego. Zazwyczaj stosuje się ten model w bilinearnej charakterystyce $\sigma(\varepsilon)$.

W materiałach inżynierskich umocnienie ma najczęściej postać **umocnienia mieszanego**, przy którym następuje jednocześnie powiększenie oraz przesunięcie strefy sprężystej. Przyjęcie adekwatnego modelu umocnienia jest szczególnie ważne w obciążeniach cyklicznych. Na rysunku 11.29 porównano stan materiału dla różnych modeli umocnienia.

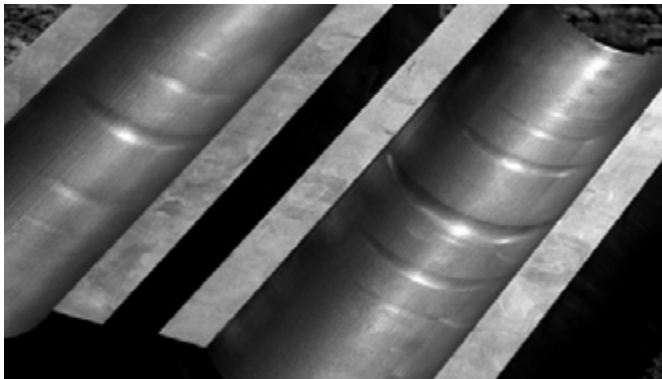
Rozwiązanie zadania opiera się na technice przyrostowej, polegającej na krokowym zwiększaniu parametrów wejściowych, rozwiązywaniu zadania na poszczegól-



Rys. 11.29. Porównanie stanu materiału dla różnych modeli umocnienia



Rys. 11.30. Doświadczalne wyznaczenie charakterystyki układu *bieżnia–kula–bieżnia*



Rys. 11.31. Widok bieżni z odciskami elementu tocznego

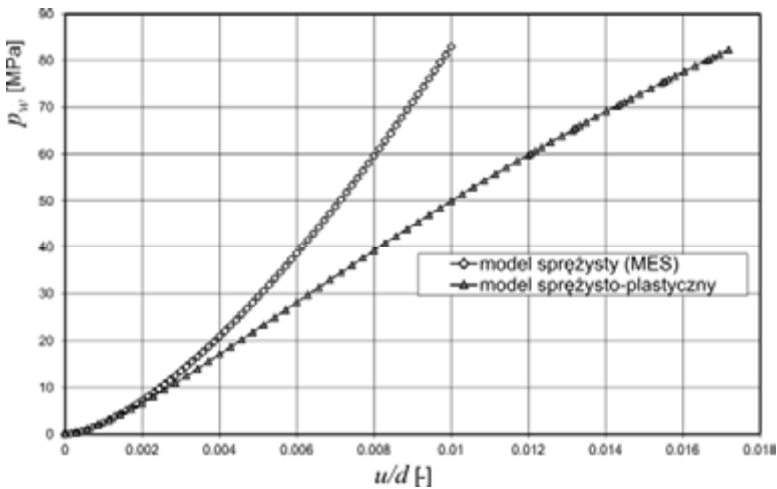
nych krokach i sterowanie charakterystykami materiału przez uzyskane wyniki cząstkowe. Jak każdy proces iteracyjny rozwiązanie ma charakter niejednoznaczny, zależy od zastosowanej techniki przyrostowej i metod iteracji na poszczególnych krokach. W większości przypadków, niezależnie od zastosowanych modeli materiału, sformułowanie zadania polega na sprowadzeniu modeli nieliniowych do skończonej liczby cząstkowych modeli liniowych i następnie odpowiednie stosowanie technik interpolacji.

Zagadnienie identyfikacji materiału do późniejszych analiz numerycznych, do wyznaczania charakterystyk elementów zastępczych układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* wymaga dokładnej znajomości parametrów płynięcia materiału. Można przeprowadzić badania doświadczalne na próbkach bieżni. Zaletą takiego badania jest odwzorowanie wieloosiowego stanu naprężeń istniejącego w łożysku, niemożliwego do uzyskania w typowych próbkach wytrzymałościowych. Na rysunku 11.30 pokazano doświadczalne wyznaczenie charakterystyki układu *bieżnia–kula–bieżnia*, a na

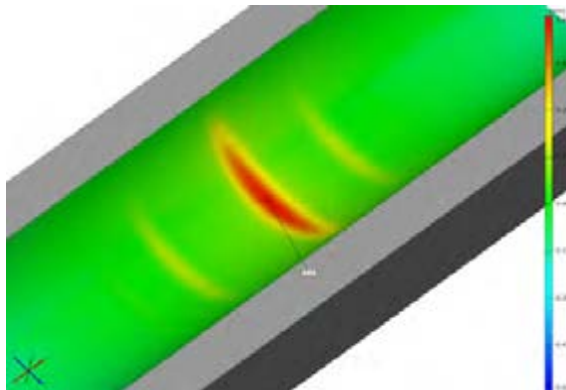
rysunku 11.31 widok bieżni z odciskami elementu toczonego. Podczas próby zastosowano bardzo wysoką wartość obciążenia właściwego: ponad 80 MPa.

Porównanie charakterystyk układu *bieżnia–element toczone–bieżnia* uzyskanych na drodze numerycznej (materiał sprężysty) oraz doświadczalnej (materiał bieżni w stanie sprężysto-plastycznym) wykazuje znaczne odstępstwo uzyskanych charakterystyk już od ugięcia około 0,2% średnicy kuli (11.32).

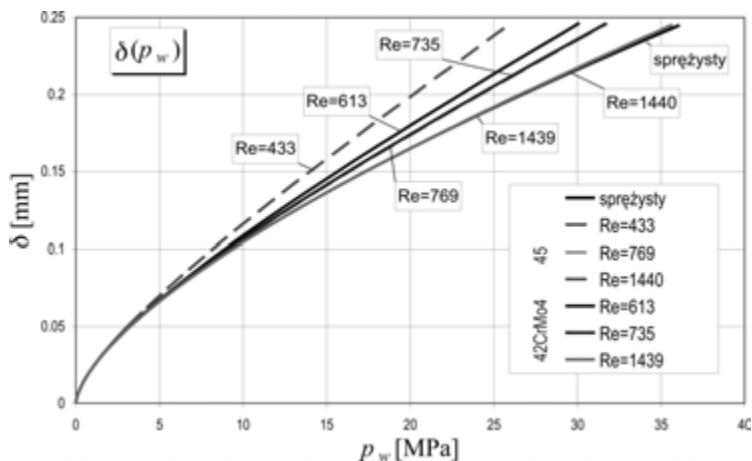
Po wykonaniu skanowania powierzchni z odciskami elementów toczonech (rys. 11.33) możliwe jest określenie wartości umocnienia materiału. Wyniki prób umożliwiają dostrojenie modeli numerycznych *układu bieżnia–element toczone–bieżnia*, nie-



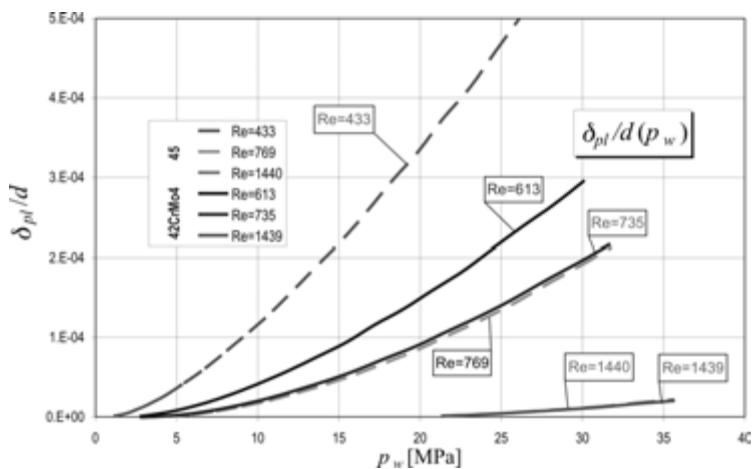
Rys. 11.32. Porównanie charakterystyk układu *bieżnia–element toczone–bieżnia* uzyskanych na drodze numerycznej (materiał sprężysty) oraz doświadczalnej (materiał bieżni w stanie sprężysto-plastycznym)



Rys. 11.33. Model wirtualny bieżni uzyskany ze skanera 3D – warstwicę przemieszczeń

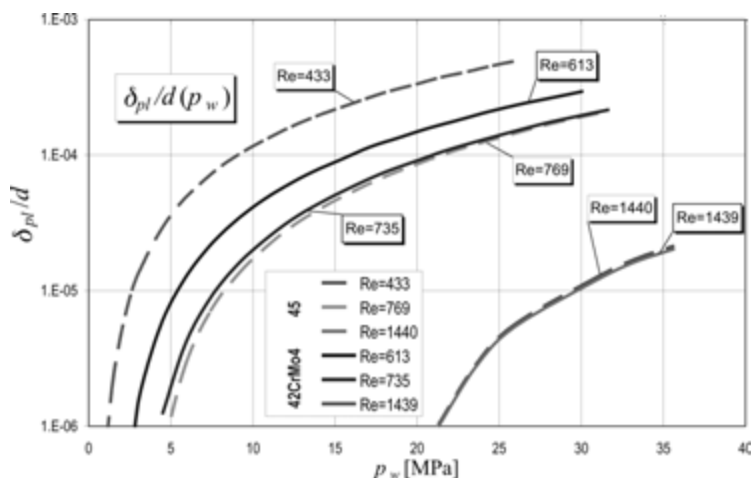


Rys. 11.34. Ugięcie bieżni podczas wgniatania kuli dla różnych charakterystyk materiału bieżni



Rys. 11.35. Względne ugięcie trwałe bieżni podczas wgniatania kuli dla różnych charakterystyk materiału bieżni

zbędnych do dalszych analiz w prognozowaniu wielkości zużycia metodami numerycznymi lub ocenie dystrybucji obciążeń w łożysku zużyтым odkształceniowo. Na rysunkach 11.34, 11.35 i 11.36 przedstawiono wyniki numeryczne uzyskane na modelach bieżni z dostrojonymi charakterystykami materiału. Pokazano charakterystyki ugięcia pod obciążeniem oraz względne ugięcie trwałe bieżni podczas wgniatania kuli, dla materiałów C45 i 42CrMo4 o różnych granicach plastyczności.

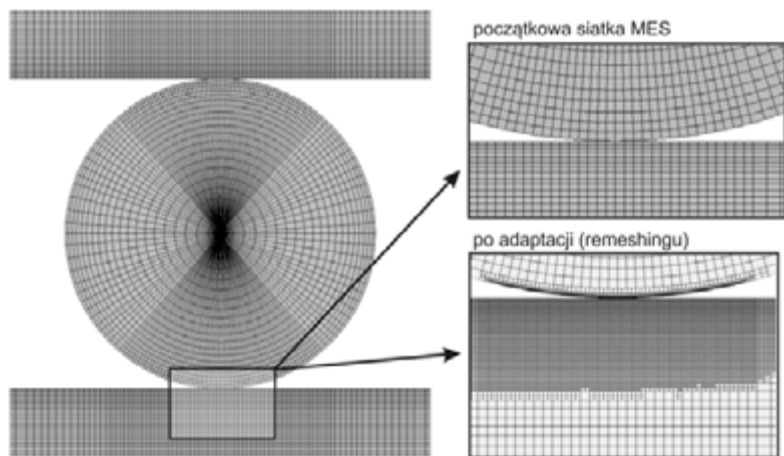


Rys. 11.36. Względne ugięcie trwałe bieżni podczas wgniatania kuli, dla różnych charakterystyk materiału bieżni – skala logarytmiczna

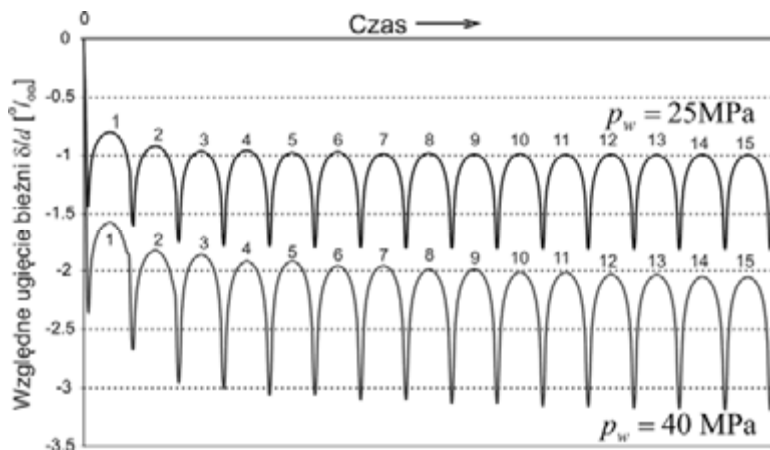
11.3. Symulacje numeryczne – prognozowanie zużycia

Badania eksperymentalne zużycia odkształceniowego oraz doświadczenia eksploatacyjne wykazały, że po wstępnym rozwałcowaniu materiału warstwy wierzchniej i jego umocnieniu odkształceniowemu następuje stabilizacja przyrostu zużycia. Badania doświadczalne jedynie informują o wielkości zużycia oraz stanie powierzchni materiału podczas okresowych oględzin. Do rozpoznania zjawisk zachodzących podczas rozwałcowania możliwe jest zastosowanie symulacji numerycznej metodą elementów skończonych. Obliczenia takie były prowadzone przez Prebila i Kunca [153, 159, 160], ale ich modele nie uwzględniały przetaczania elementu tocznego, a jedynie jego cykliczne obciążanie i odciążanie.

Pierwsze próby analizy zużycia odkształceniowego z uwzględnieniem przetaczania wykonał Stańco [358], który wykorzystał modele tarczowe w płaskim stanie odkształcenia (rys. 11.37). Ze względu na duże wartości odkształceń plastycznych konieczne było zastosowanie siatki adaptacyjnej. Uzyskane wyniki (rys. 11.38) potwierdziły zjawisko stabilizacji szybkości zużycia odkształceniowego po pierwszych cyklach obciążenia. Modele umożliwiały analizę pierwszych kilkuset cykli obciążenia. Wykazano, że przyrost zużycia jest zależny od wartości obciążenia właściwego (rys. 11.39). Modele materiału zdefiniowano na podstawie zbadanych krzywych rozciągania statycznego badanych materiałów.



Rys. 11.37. Model 2D układu wałeczek-bieżnia, zastosowanie siatki adaptacyjnej

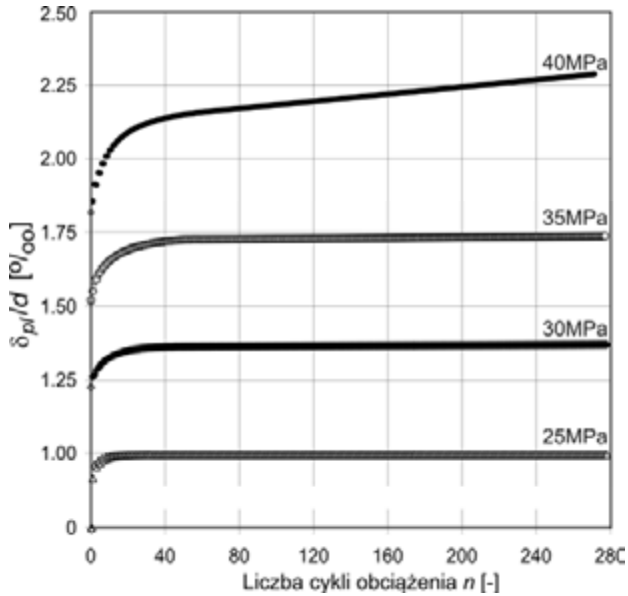


Rys. 11.38. Przebieg przemieszczeń bieżni w kolejnych cyklach, dla dwóch różnych wartości obciążenia właściwego

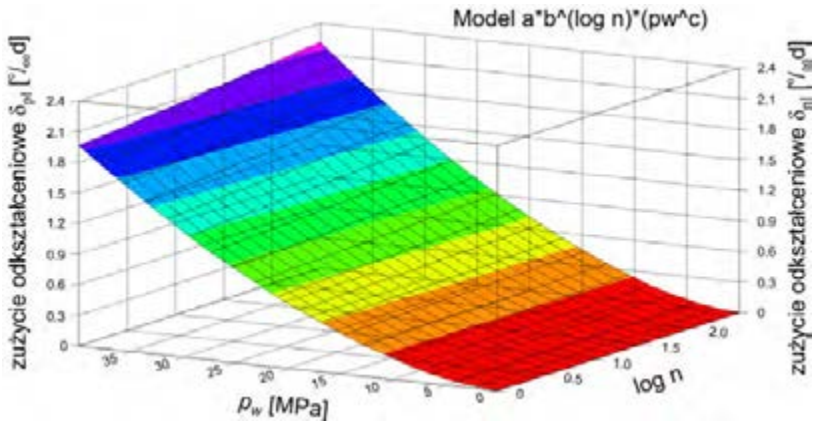
Na podstawie uzyskanych przez Stańco przebiegów obciążenia właściwego można spróbować wyznaczyć charakter związku między wielkością zużycia δ_{pl} a wartością obciążenia właściwego p_w oraz liczbą cykli obciążenia N . Po przeprowadzeniu regresji nieliniowej stwierdzono, że wzór aproksymacyjny może być postaci:

$$\delta_{pl} = d \left(ab^{\log N} p_w^c \right) \quad (11.22)$$

gdzie a , b i c – stałe, d – średnica wałeczka.



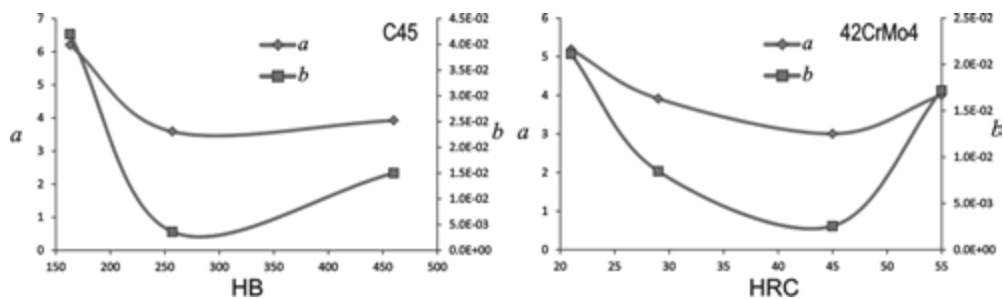
Rys. 11.39. Przebieg przemieszczeń bieźni w kolejnych cyklach, dla dwóch różnych wartości obciążenia właściwego



Rys. 11.40. Zużycie odkształceniowe w funkcji liczby cykli n i obciążenia właściwego p_w

Na rysunku 10.40 pokazano postać geometryczną uzyskanej funkcji.

Do uogólnienia zależności zaproponowano funkcję przejścia między układem *bieżnia–wałeczek–bieżnia* a układem *bieżnia–kula–bieżnia* przez przyrównanie charakterystyk *siła–ugięcie* obydwu układów [358].



Rys. 11.41. Stałe a i b funkcji przejścia między układem *bieżnia-waleczek-bieżnia* a układem *bieżnia-kula-bieżnia*

Funkcja przejścia ma charakter nieliniowy, jest zależna od obciążenia właściwego i ma postać:

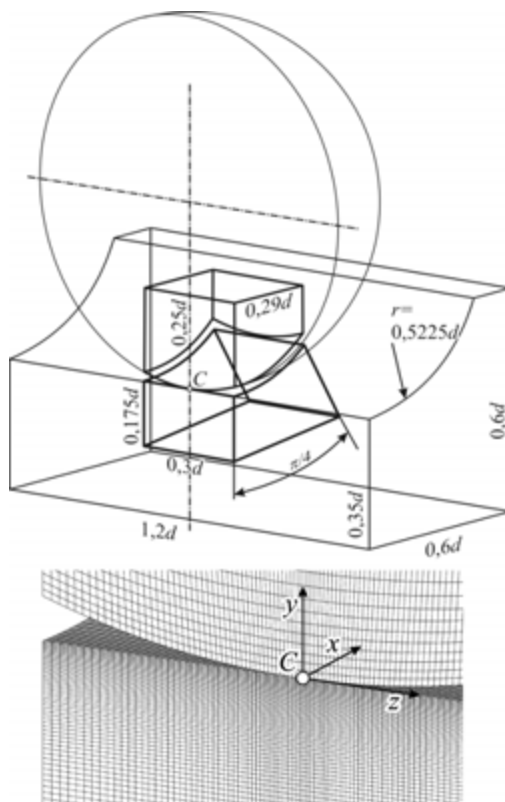
$$p_{d \times l} = \frac{ap_w}{1 + b \frac{P_w}{E}} \quad (11.23)$$

Parametry a i b zależą od materiału i jego twardości. Stańco wyznaczył je dla dwóch podstawowych materiałów: stali C45 i 42CrMo4 i kilku wybranych twardości. Na rysunku 11.41 przedstawiono zmiany parametrów funkcji przejścia od twardości materiału. Charakter zmian wykazuje znaczne zmniejszenie wartości parametrów dla średnich twardości bieżni.

Stosowanie tak przyjętej funkcji przejścia może wiązać się ze znacznymi błędami w szacowaniu zużycia, ale umożliwi oszacowanie szybkości zużycia odkształceniowego na podstawie obliczeń realizowanych na silnych komputerach PC.

Odmienny o kilka rzędów większy rozmiar zadań numerycznych występuje podczas budowania modeli 3D układów *bieżnia-element toczy-bieżnia*. Modele te wymagają stosowania funkcji przejścia. Ze względu na dużą wartość współczynnika średnicowego w_s w łożyskach wielkogabarytowych w modelu można pominąć jedną z krzywizn bieżni. Na rysunku 11.42 pokazano przykładowy model do symulacji przetaczania kuli po bieżni. W kuli i bieżni wydzielono strefę o bardzo dużej gęstości dyskretyzacji. Na rysunku podano podstawowe wymiary tej strefy odniesione do średnicy kuli. Pokazano także siatkę elementów skończonych. W stanie nieobciążonym kula z punktem C bieżni. Wokół tego punktu elementy skończone bieżni mają rozmiar $0,063\%d$ wgłęb bieżni, $0,21\%d$ w kierunku toczenia kuli i $0,44\%d$ w kierunku krzywizny bieżni. Rozmiar elementów rośnie liniowo wraz z odległością od punktu C, by na brzegu strefy osiągnąć wartości odpowiednio: $0,64\%d$, $0,50\%d$ i $2,2\%d$.

Przyjęto materiał o granicy plastyczności R_e równej 769 MPa, module sprężystości podłużnej E równy 206 GPa oraz doświadczalnie wyznaczonej charakterystyce $\sigma(\varepsilon)$ z początkową wartością modułu stycznego E_T równą $1/20,5$ modułu sprężystości podłużnej.



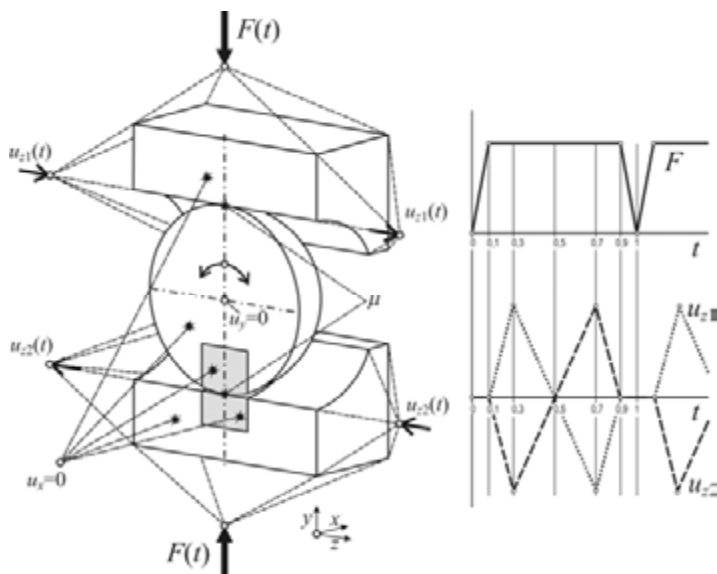
Rys. 11.42. Model 3D układu *bieżnia-kula-bieżnia* do symulacji zużycia odkształceniowego

Cały model składa się z półkuli oraz dwóch połówek bieżni. Schemat obciążeń układu i warunki brzegowe przedstawiono na rysunku 11.43. Bieżnie są obciążane równoważącymi się siłami F oraz poddawane przeciwnym wymuszeniom kinematycznym u_{z1} i u_{z2} .

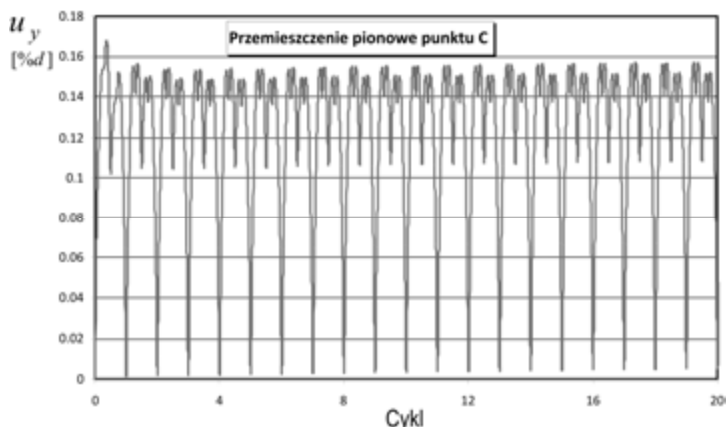
Pojedynczy cykl obciążenia składa się z:

- 1) obciążenia układu siłą F ($t = 0 - 0,1$),
- 2) wymuszeniu ruchu wzdłużnego bieżni u_{z1} i u_{z2} do położenia skrajnego ($t = 0,1 - 0,3$),
- 3) wymuszeniu ruchu bieżni u_{z1} i u_{z2} do drugiego położenia skrajnego ($t = 0,3 - 0,7$),
- 4) powrót bieżni u_{z1} i u_{z2} do położenia początkowego ($t = 0,7 - 0,9$),
- 5) odciążenie bieżni ($t = 0,9 - 1$).

Pojedynczy cykl obejmuje zatem dwa przetoczenia pod obciążeniem oraz przyłożenie i zdjęcie obciążenia. Między elementami układu zdefiniowano tarcie coulombowskie o współczynniku $\mu = 0,05$, które wymuszało obrót półkuli.

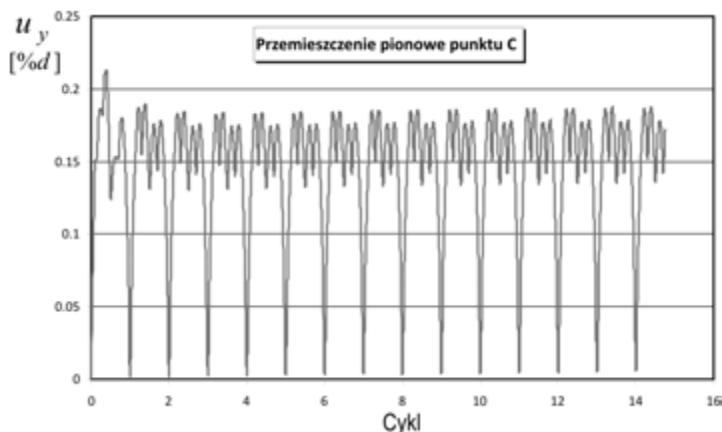


Rys. 11.43. Schemat obciążeń układu oraz przebiegi wymuszeń

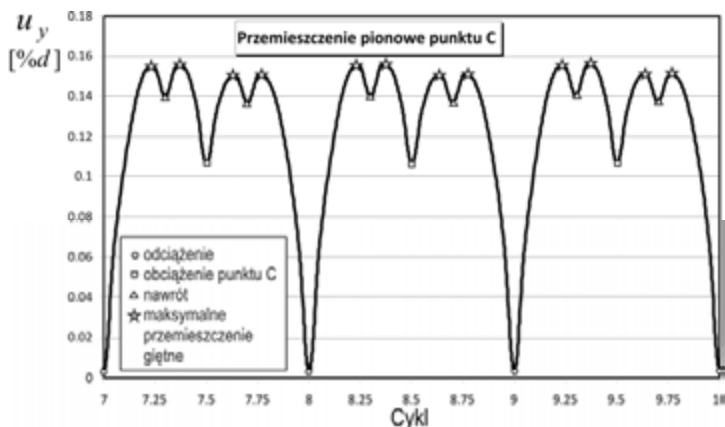
Rys. 11.44. Przebieg przemieszczeń pionowych punktu C w kolejnych cyklach przetaczania
– obciążenie właściwe $p_w = 37,2$ MPa

Obliczenia prowadzono z krokiem $\Delta t = 0,002$, co odpowiadało przetoczeniu o $0,03\%d$. Ze względu na bardzo duży strumień wyników zapisywano je z co $0,05$. Jedynie wartości globalne, takie jak praca sił zewnętrznych na układzie, dyssypacja plastyczna, dyssypacja przez tarcie była zapisywana w każdym kroku rozwiązania.

Przeprowadzono obliczenia dla dużych wartości obciążenia właściwego p_w , odpowiednio: 18,6; 24,7; 37,2 i 55,8 MPa.



Rys. 11.45. Przebieg przemieszczeń pionowych punktu C w kolejnych cyklach przetaczania – obciążenie właściwe $p_w = 55,8$ MPa

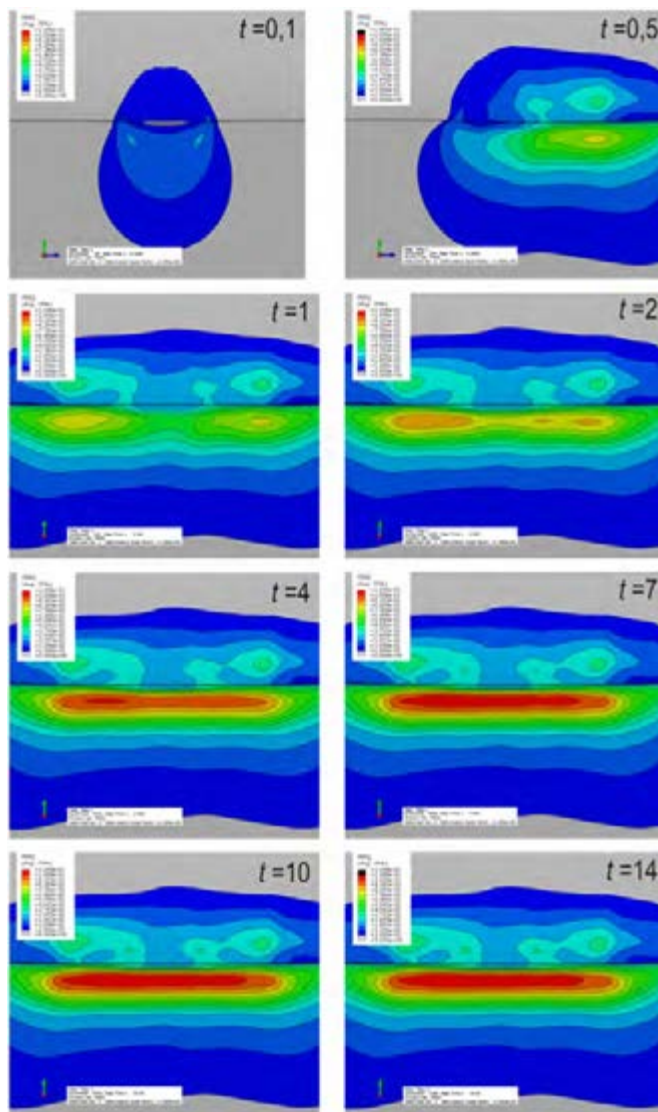


Rys. 11.46. Przebieg przemieszczeń pionowych punktu C w kolejnych cyklach przetaczania – punkty charakterystyczne

Przebieg przemieszczeń punktu C dla obciążenia właściwego 37,2 i 55,8 MPa pokazano na rysunkach 11.44 i 11.45. Punkty charakterystyczne oznaczono na fragmencie wykresu przedstawionym na rysunku 11.46. Przebieg w poszczególnych cyklach wykazuje bardzo dużą powtarzalność. Jedynie pierwszy cykl obciążenia wywołuje większe przemieszczenie.

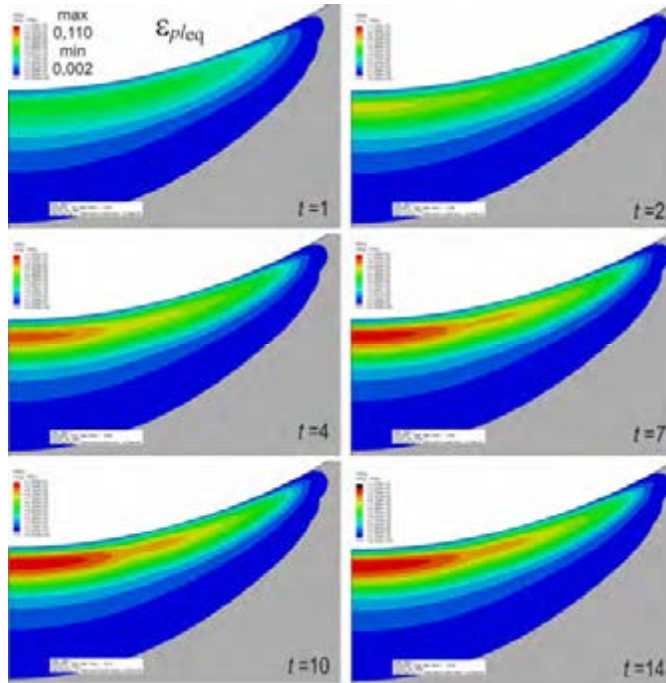
Wartość zużycia odkształceniowego wyznaczano na podstawie przemieszczeń punktu C bieźni po każdorazowym zdjęciu obciążenia, dla całkowitej wartości zmiennej t .

Mimo iż przyrost zużycia jest powolny to w materiale bieźni kumulowane są odkształcenia plastyczne. Na rysunku 11.47 zestawiono warstwicę ekwiwalentnych od-



Rys. 11.47. Warstwy ekwiwalentnych odkształceń plastycznych w kolejnych cyklach pod obciążeniem właściwym $p_w = 55,8$ MPa – przekrój w płaszczyźnie YZ równoległej do kierunku toczenia

kształceń plastycznych w kolejnych cyklach pod obciążeniem właściwym $p_w = 55,8$ MPa na przekroju płaszczyzną symetrii, równoległą do kierunku toczenia oraz na powierzchni bieżni. Wszystkie obrazy wykonano w tym samym zakresie wartości. Dla pierwszych cykli różnice są znaczne, natomiast pomiędzy cyklem 7, 10 i 14 różnica



Rys. 11.48. Warstwy ekwiwalentnych odkształceń plastycznych w kolejnych cyklach pod obciążeniem właściwym $p_w = 55,8$ MPa – przekrój w płaszczyźnie XY, prostopadły do kierunku toczenia

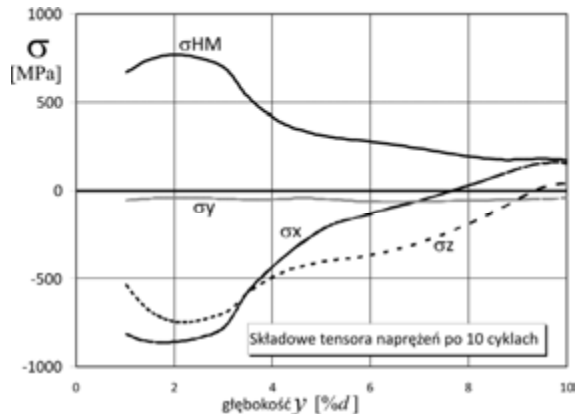
jest już niezauważalna. Podobnie w przekroju poprzecznym bieżni (rys. 11.48), chociaż w tym przekroju widoczna jest jeszcze różnica pomiędzy cyklem 7 i 10.

Nierównomierne odkształcanie powoduje powstawanie naprężeń resztkowych o wysokiej wartości. Na rysunku 11.49 pokazano przykładowy wykres składowych naprężeń pod punktem C po kierunku włąb bieżni, po 10 cyklach obciążenia. Po wszystkich kierunkach występuje ściskanie, ale istotne są składowe w kierunkach równoległych do powierzchni bieżni.

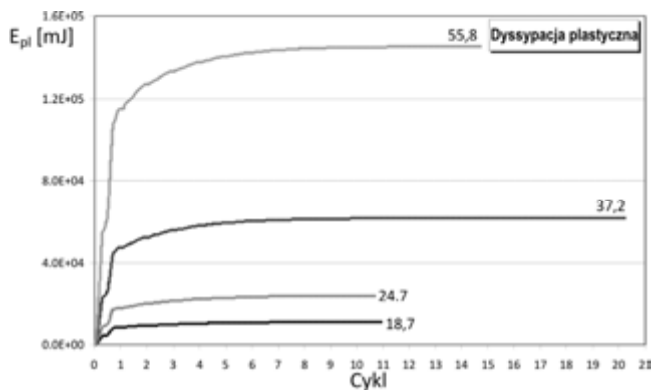
Powstawanie odkształceń plastycznych wymaga energii. Wartość przyrostu dyssypacji plastycznej zmienia się wraz z kolejnymi cyklami obciążenia. Na rysunku 11.50 zestawiono krzywe dyssypacji dla różnych wartości obciążenia właściwego. Po kilku, kilkunastu cyklach obciążenia krzywe dyssypacji się stabilizują. Porównano wartości energii po 10 cyklach obciążenia. Zależność pomiędzy energią dyssypacji badanego układu, a wartością obciążenia właściwego można aproksymować wielomianem drugiego stopnia. W badanym przypadku jest to:

$$E_{pl}(N = 10) = (p_w - 10,98)(p_w + 11,93)$$

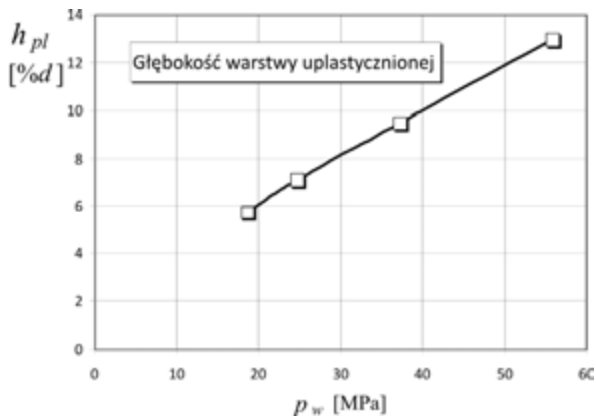
Energia w zależności jest w mJ, a obciążenie właściwe w MPa.



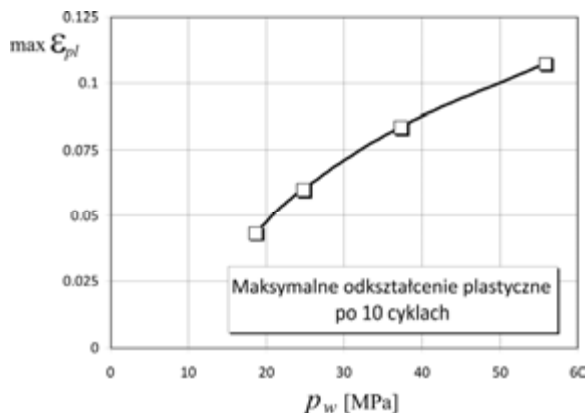
Rys. 11.49. Przykładowy wykres składowych naprężeń resztkowych w głąb bieżni po 10 cyklach obciążenia ($p_w = 18,4$ MPa)



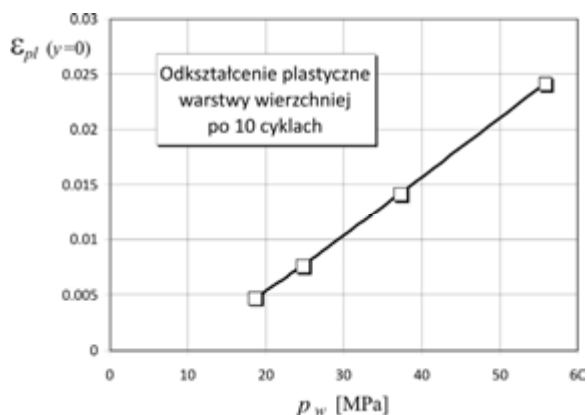
Rys. 11.50. Wartość energii dysypacji plastycznej dla różnych wartości obciążenia właściwego



Rys. 11.51. Głębokość warstwy odkształconej plastycznie w funkcji obciążenia właściwego



Rys. 11.52. Maksymalne ekwiwalentne odkształcenie plastyczne po 10 cyklach odkształcenia w funkcji obciążenia właściwego



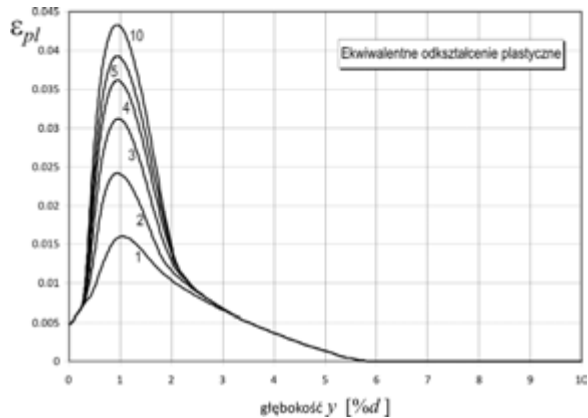
Rys. 11.53. Ekwiwalentne odkształcenie plastyczne w warstwie wierzchniej po 10 cyklach w funkcji obciążenia właściwego

Głębokość warstwy uplastycznionej rośnie wraz z wartością obciążenia właściwego (rys. 11.51), ale do jej uplastycznienia dochodzi już po pierwszym cyklu obciążenia. Głębokość warstwy uplastycznionej zmienia się liniowo w funkcji obciążenia właściwego.

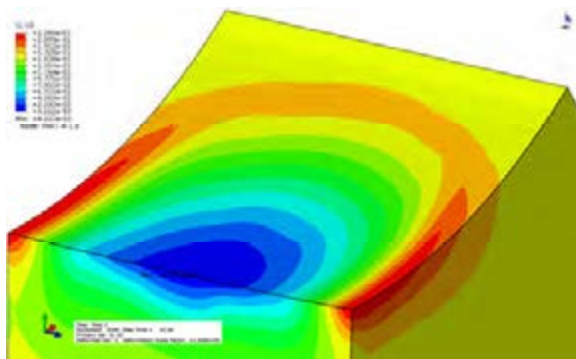
Na rysunku 11.52 porównano maksymalną wartość ekwiwalentnego odkształcenia plastycznego od obciążenia właściwego po 10 cyklach obciążenia. Zależność między tymi wielkościami można aproksymować funkcją liniową logarytmu naturalnego z obciążenia właściwego. W badanym przypadku jest to:

$$\max \varepsilon_{pl}(N = 10) = 0,0582 \ln(p_w) - 0,1267$$

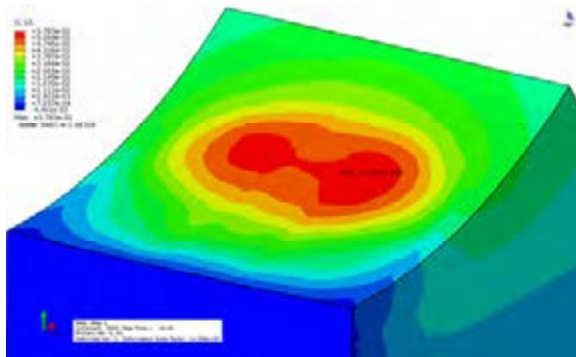
Natomiast maksymalne ekwiwalentne odkształcenie plastyczne na powierzchni bieżni zmienia się liniowo w funkcji obciążenia właściwego (rys. 11.53).



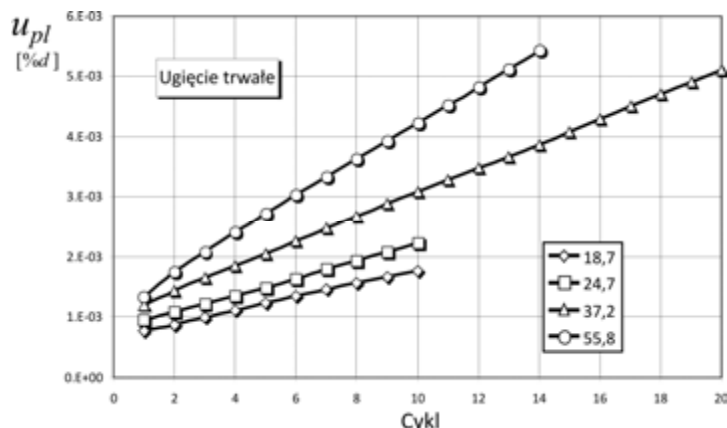
Rys. 11.54. Przykładowa zmiana ekwiwalentnego odkształcenia plastycznego w warstwie podpowierzchniowej w kolejnych cyklach obciążenia (obciążenie właściwe $p_w = 18,4$ MPa)



Rys. 11.55. Warstwy przemieszczeń w kierunku prostopadłym do powierzchni styku w punkcie C (kierunek Y) w $[\%d]$ po 10 cyklach obciążenia $p_w = 55,8$ MPa



Rys. 11.56. Warstwy przemieszczeń w kierunku poprzecznym (kierunek X) w $[\%d]$ po 10 cyklach obciążenia $p_w = 55,8$ MPa



Rys. 11.57. Przyrost ugięcia trwałego bieżni dla różnych wartości obciążenia właściwego

Wykresy ekwiwalentnego odkształcenia plastycznego w warstwie podpowierzchniowej w kolejnych cyklach obciążenia pod obciążeniem właściwym p_w równym 18,4 MPa pokazano na rysunku 11.54. Przyrost odkształcenia następuje w relatywnie cienkiej warstwie wierzchniej na głębokości od 0,3% d do 3% d .

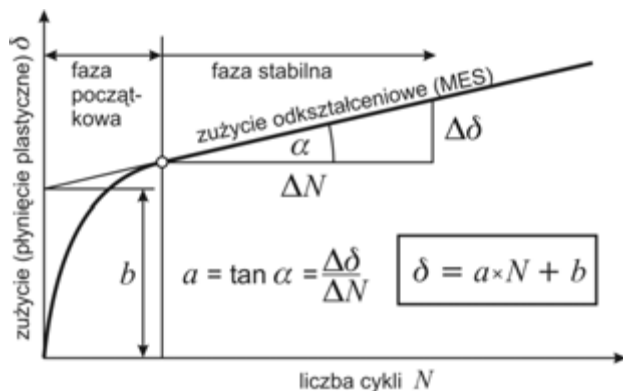
Odształcenia plastyczne powodują wgniatanie materiału w głąb bieżni (rys. 11.55) i wynikający zeń wypływ materiału w kierunku poprzecznym, prostopadle do kierunku toczenia kuli (rys. 11.56). Ze względu na zmienny kierunek toczenia kuli przepływ materiału w kierunku wzdłużnym występuje tylko w pierwszych cyklach obciążenia. Stwierdzony przepływ materiału powoduje obniżanie dna bieżni w kolejnych cyklach obciążenia. Na rysunku 11.57 pokazano przyrost ugięcia trwałego bieżni przy różnych wartościach obciążenia właściwego. Do opisu zużycia najlepsze przybliżenie wyników daje wzór w postaci [330]:

$$\frac{\delta_{pl}}{d} = aN + b \quad (11.24)$$

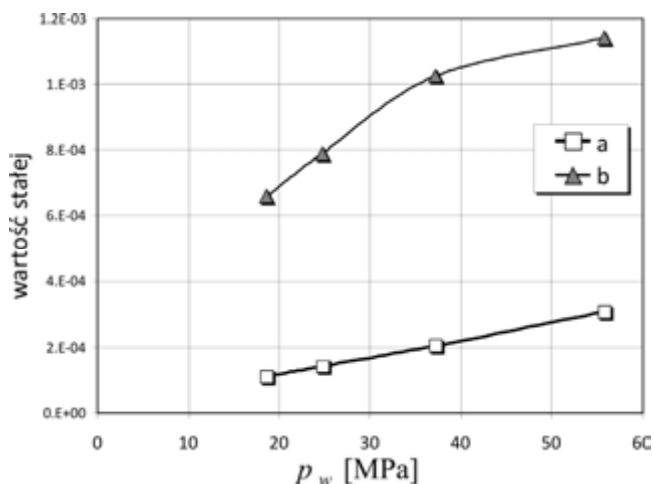
gdzie: δ_{pl} – zużycie odkształceniowe bieżni, N – liczba cykli obciążenia, a, b – stałe zależne od obciążenia właściwego elementu toczonego p_w .

Stala a opisuje szybkość zużycia bieżni $\frac{d\delta_{pl}}{dN}$ od momentu, gdy nastąpi stabilizacja zużycia materiału i zmienia się ona w zależności od obciążenia liniowo. Natomiast stała b opisuje zużycie odkształceniowe do momentu zanim nastąpi stabilizacja zużycia. Model przedstawiono na rysunku 11.58.

Podany model umożliwia symulację zużycia bieżni. Sumaryczne zużycie bieżni δ_j pod elementem tocznym j , po N cyklach można przedstawić w postaci sumy zużycia w fazie I (co zależy od maksymalnej wartości obciążenia właściwego oraz zużycia w kolejnych cyklach obciążenia zależnych od wyznaczonej metodą elementów skoń-



Rys. 11.58. Bilinearny model zużycia odkształceniowego



Rys. 11.59. Wartości stałych we wzorze aproksymującym zużycie odkształceniowe w funkcji obciążenia właściwego

czonych dystrybucji obciążeń w łożysku z zużyciem odkształceniowym po poprzednich cyklach (faza II):

$$\delta_{jN} = b(\underbrace{\max p_{w_j}}_{FEM}) + \sum_{i=1}^N a_{j_i} \left(\underbrace{p_{w_{j_{i-1}}}(V_i, e_i, \delta_{1_{i-1}}, \dots, \delta_{z_{i-1}})}_{FEM} \right) \quad (11.25)$$

gdzie: a i b – stałe z modelu zużycia, z liczbą elementów toczych, V – obciążenie łożyska w kierunku osiowym, e – mimośród, z – liczba elementów toczych [342].

Zmiana wartości stałych a i b w zależności od obciążenia właściwego w analizowanym modelu przedstawia wykres (rys. 11.59).

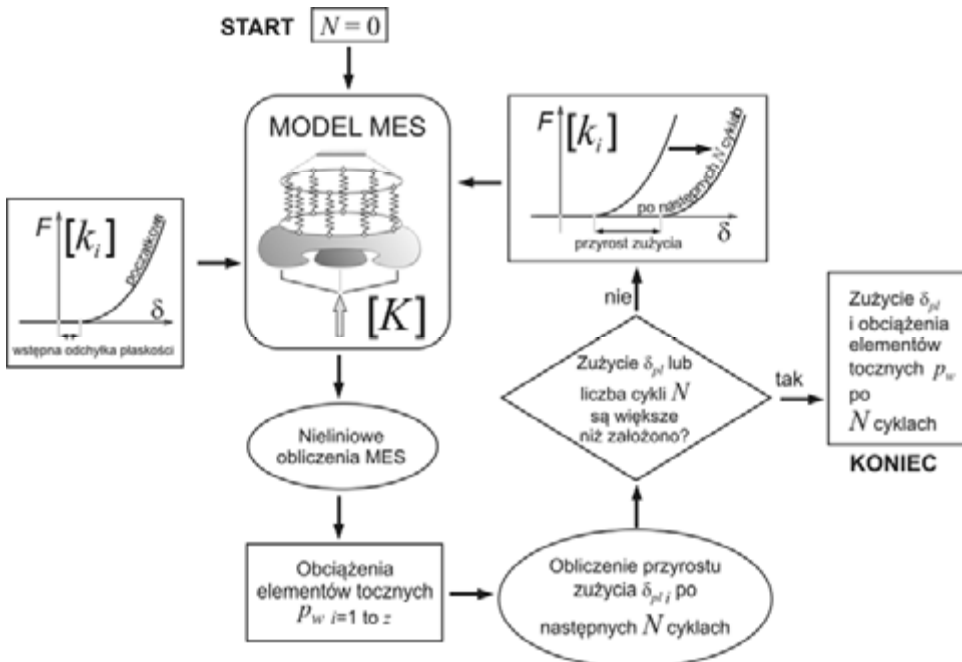
W badanym przypadku można przeprowadzić aproksymację funkcjami postaci:

$$a = 5,27 \times 10^{-6} p_w + 1,185 \times 10^{-5}$$

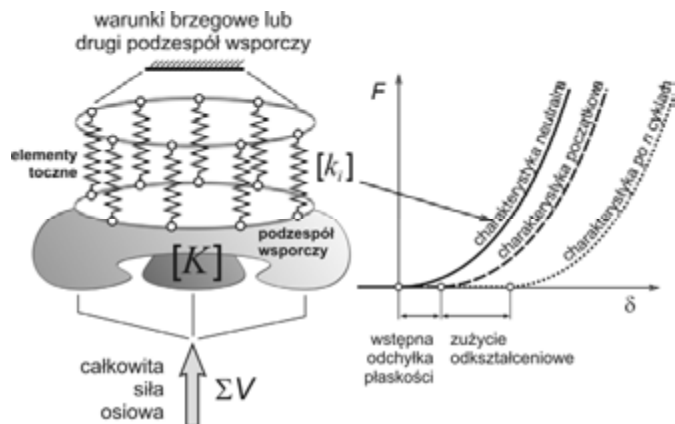
$$b = 1,388 \times 10^{-3} - 1,39 \times 10^{-2} / p_w$$

Na podstawie wzoru (11.21) można zbudować algorytm prognozowania zużycia odkształceniowego łożyska. Podstawowy problem tkwi w zmianie dystrybucji obciążeń wraz ze wzrostem zużycia odkształceniowego. Można przyjąć, że dystrybucja zmienia się od początkowej bardzo nierównomiernej do ohnrichowskiej z użyciem krzywej korekcji. Jeżeli należy przeprowadzić dokładniejszą prognozę, niezbędna jest analiza zużycia za pomocą algorytmów iteracyjnych i wyznaczanie dystrybucji po każdym zdefiniowanym wcześniej przyroście zużycia. Algorytm taki sformułował Stańco [358] (rys. 11.60). Charakterystyki elementów zastępczych *bieżnia–element toczny* ulegają podczas zużycia przesunięciu (rys. 11.45). Wymagane jest wówczas przeprowadzanie wielu analiz dla różnych położenia członów maszyny. Możliwe jest także zastosowanie metody rozdzielania układu i zastąpienie jednego z członów członem sztywnym.

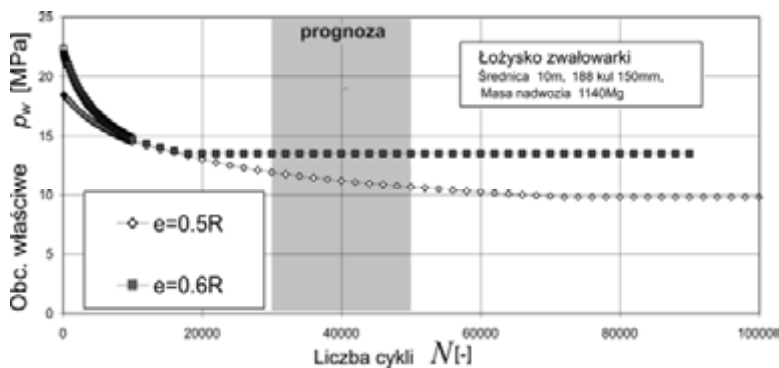
Opisaną metodę zastosowano do szacowania zużycia łożyska zwałowarki o średnicy podziałowej 10 m (rys. 11.22). W łożysku tym po 4 latach eksploatacji stwierdzono zużycie odkształceniowe na poziomie 3–5 mm na pojedynczej bieżni. Sposób pomiaru



Rys. 11.60. Schemat blokowy procedury szacowania zużycia odkształceniowego [358]



Rys. 11.61. Przesunięcie charakterystyki siła–ugięcie wraz z przyrostem zużycia odkształceniowego



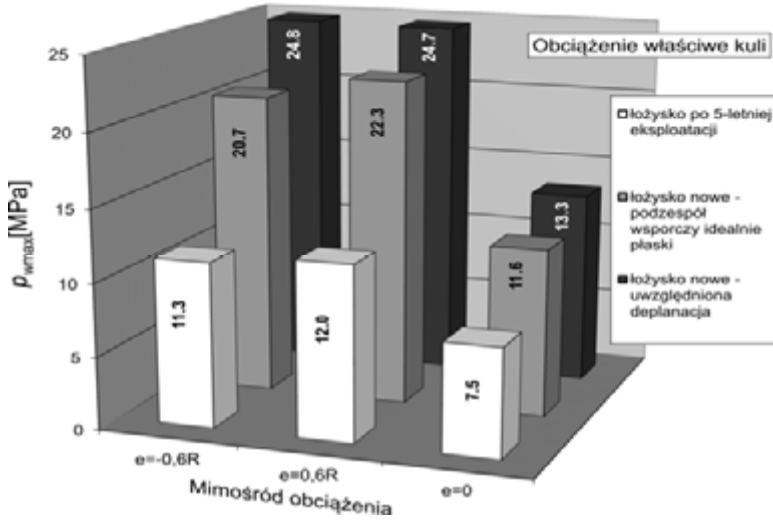
Rys. 11.62. Zmiana maksymalnego obciążenia właściwego od liczby cykli N

opisano w podrozdziale 11.1. Maksymalna wartość mimośrodowo siły osiowej obciążającej łożysko wynosiła około 0,5 promienia podziałowego R . Zwałowarki należą do maszyn, w których poziom obciążeń jest dosyć dobrze zdefiniowany, gdyż w przeciwieństwie do koparek brak jest wpływu urabianego ośrodka. Przeprowadzono prognozę zużycia dla dwóch wartości mimośrodu obciążenia osiowego 0,5 R i 0,6 R . Na rysunku 11.62 pokazano zmianę maksymalnego obciążenia właściwego od liczby cykli N . Dla obydwu wartości mimośrodu nastąpi stabilizacja wartości obciążenia właściwego, ale na różnych poziomach.

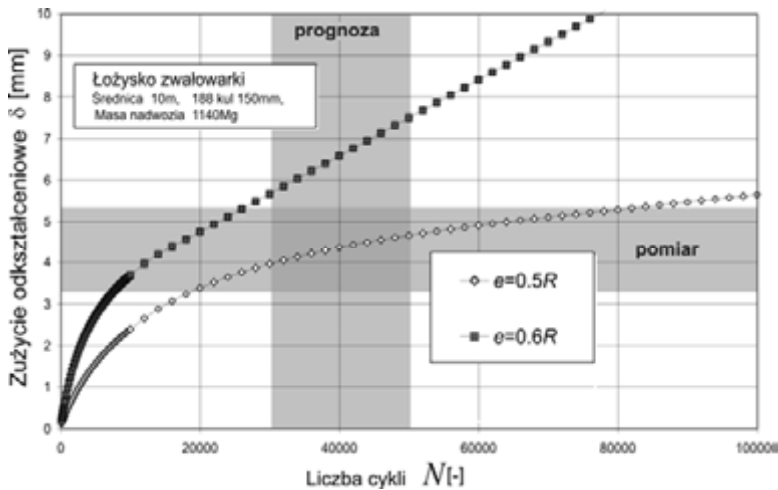
Wyznaczone MES wartości obciążenia właściwego w łożysku nowym, z odchyłką płaskości oraz z wprowadzoną wartością zmierzonego zużycia po 5 latach eksploatacji są zgodne z tymi uzyskanymi z szacowania (rys. 11.63).

Także prognozowane zużycie odkształceniowe (rys. 11.64) wykazuje dobrą zgodność z wartościami zmierzonymi. W przypadku $e = 0,5R$ uzyskano dobrą zgodność

wartości zmierzonej z prognozowaną, w przypadku $e = 0,6R$ uzyskano większe wartości zużycia. Nie oznacza to, że podczas eksploatacji nie występowały większe wartości mimośrodów, a to że ich liczba cykli nie była duża.



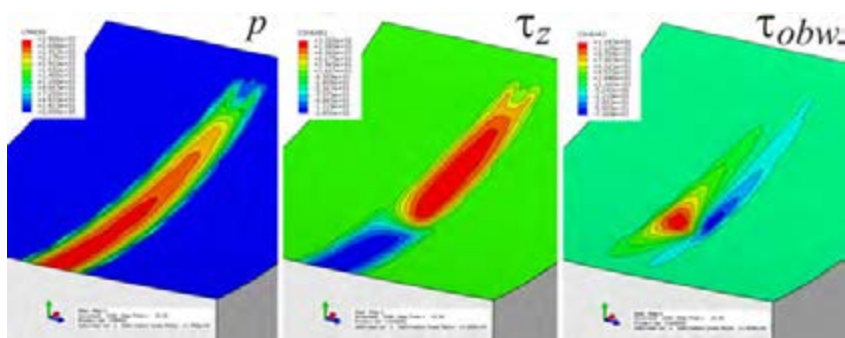
Rys. 11.63. Wyznaczone MES wartości obciążenia właściwego w łożysku nowym, z odchyłką płaskości oraz z wprowadzoną wartością zmierzonego zużycia po kilkuletniej eksploatacji



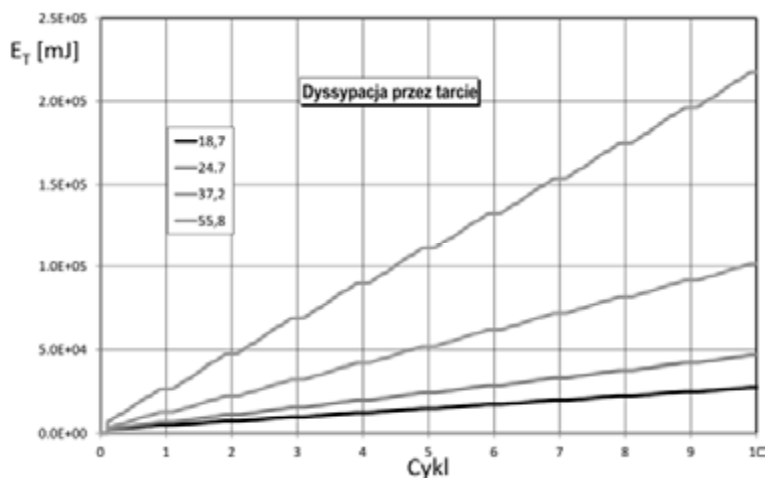
Rys. 11.64. Wartość zużycia odkształceniowego w zależności od liczby cykli N

11.4. Modelowanie zjawiska tarcia

Przedstawione w rozdziale 11.3 modele 3D umożliwiają rozpoznanie zjawiska tarcia między elementem tocznym a bieżnią. W łożyskach o dużym współczynniku przystawiania tarcie ma istotny wpływ na stan wyężdżenia warstwy wierzchniej [25, 26, 389]. W łożyskach wolnobieżnych tarcie ma charakter mieszany [33, 105, 223, 287, 360]. Duża strefa styku występująca dla współczynnika przystawiania s równego lub większego 0,96, powoduje znaczne różnice pomiędzy promieniami toczenia poszczególnych punktów na bieżni. Na rysunku 11.65 pokazano rozkład nacisków oraz składowe naprężenia trakcyjnych na powierzchni bieżni uzyskane na drodze numerycznej. W obliczeniach przyjęto model tarcia coulombowskiego o wartości współczynnika $\mu = 0,05$. Możliwe jest także zastosowanie bardziej zaawansowanych modeli tarcia.



Rys. 11.65. Rozkład nacisków oraz składowe sił tarcia na powierzchni styku kula-bieżnia

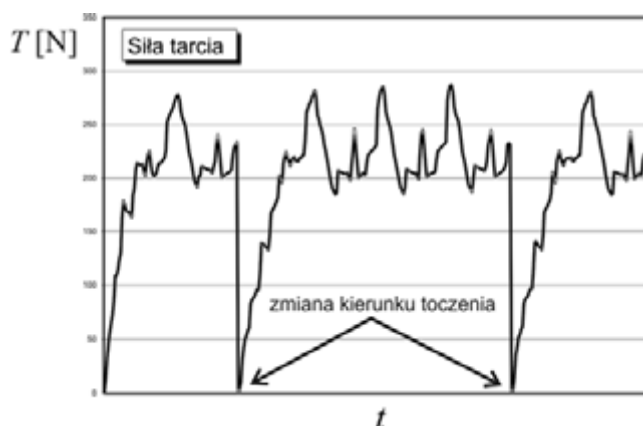


Rys. 11.66. Dyssypacja przez tarcie dla różnych wartości obciążenia właściwego

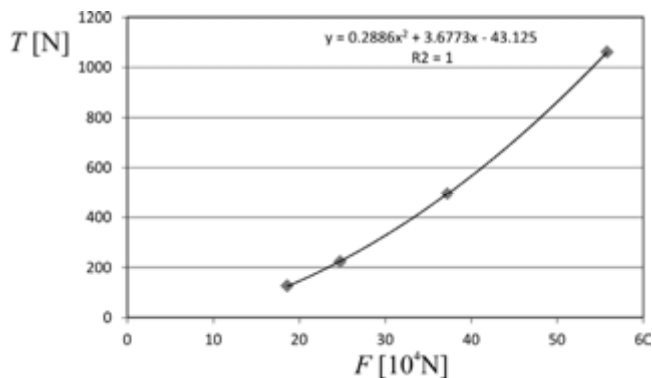
Z obliczeń numerycznych można wyznaczyć energię rozproszoną przez tarcie. Na rysunku 11.66 pokazano zmianę energii dyssypacji przez tarcie dla różnych wartości obciążenia właściwego. Przebieg wykazuje dużą regularność. Na rysunku 11.67 pokazano przebieg w czasie jednego cyklu podczas toczenia (w zakresie $[N + 0,1; N + 0,9]$). Widoczne są miejsca zmiany kierunku toczenia. Po wyznaczeniu pochodnej po przemieszczeniu bieżni uzyskuje się wartości sił tarcia (rys. 11.68). Na rysunku 11.69 przedstawiono zależność między siłą tarcia a wartością obciążenia. Jest ona dobrze przybliżana wielomianem kwadratowym.



Rys. 11.67. Dyssypacja przez tarcie – zakres $[N + 0,1; N + 0,9]$



Rys. 11.68. Siła tarcia dla różnych wartości obciążenia właściwego – zakres $[N + 0,1; N + 0,9]$, pojedynczy styk półkula-bieżnia (obciążenie właściwe 55,8 MPa)



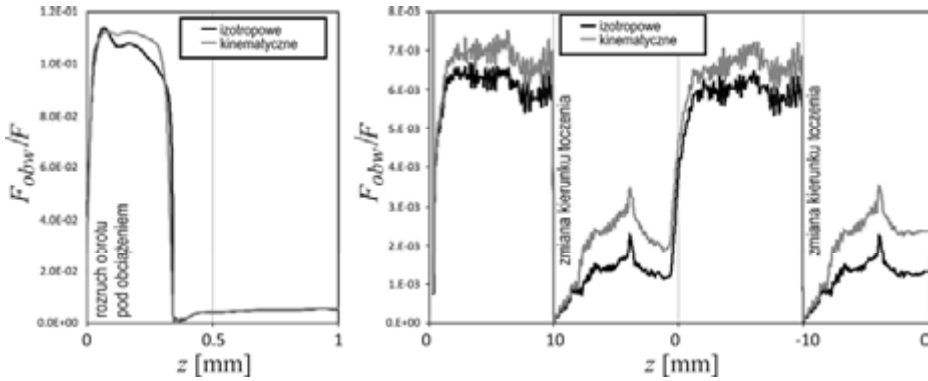
Rys. 11.69. Średnia siła tarcia dla różnych wartości obciążenia, układ *bieżnia–kula–bieżnia*



Rys. 11.70. Mechanizmy tarcia w łożysku

Tak wyznaczona siła tarcia jest jedną ze składowych sił tarcia w łożysku uwzględniającą mikropoślizgi (rys. 11.70). Oprócz niej istotna jest lepkość materiału (histereza sprężysta) powodująca zjawisko tarcia toczonego, tarcie między elementami tocznymi a koszykami oraz tarcie wiskotyczne w środku smarnym. Tarcie wiskotyczne jest w przypadku wielkogabarytowych wolnoobrotowych łożysk tocznych pomijalne.

Siła obwodowa oporu podczas obrotu oprócz sił tarcia zawiera także siłę potrzebną do odkształcania plastycznego bieżni. Siła ta jest największa podczas pierwszego przetoczenia kuli. Jeżeli rozruch pierwszego przetoczenia jest wykonywany pod obciążeniem, wartość siły oporu wielokrotnie przekracza późniejszą wartość. Na wykresie (rys. 11.71) przedstawiono przebieg obwodowej siły oporu odniesionej do siły obciążającej kulę podczas rozruchu obrotu pod obciążeniem. Lewa część wykresu przedstawia zakres początkowy przebiegu siły oporu. Prawa strona wykresu pełny cykl z dwukrotną zmianą kierunku toczenia. Ponowne przetoczenie kuli przy powrocie wymaga już znacznie mniejszej siły. Przebieg jest powtarzalny. W modelowaniu istotne jest przyjęcie właściwego modelu umocnienia. Wartość początkowej siły oporu jest niewrażliwa na przyjęty model umocnienia.



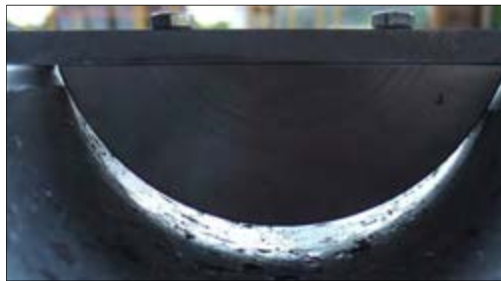
Rys. 11.71. Przebieg obwodowej siły oporu odniesionej do siły obciążającej kule podczas rozruchu obrotu pod obciążeniem

11.5. Wpływ sztywności na zużycie odkształceniowe

Do właściwego projektowania podzespołów wsporczych wielkogabarytowych węzłów tocznych niezbędna jest identyfikacja związków między wielkością zużycia plastycznego a sztywnością podzespołów wsporczych.

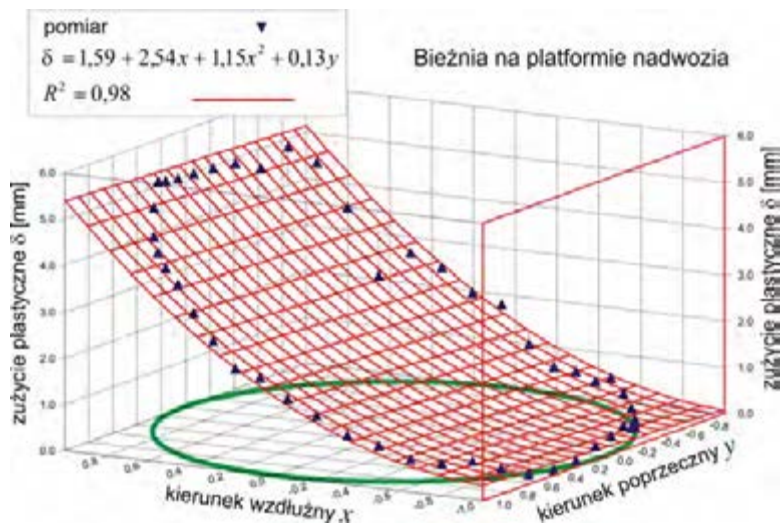
Identyfikacja zużycia odkształceniowego

Przeprowadzono pomiary wielkości zużycia odkształceniowego łożyska wycofanego z eksploatacji za pomocą wzornika oraz czujnika zegarowego (rys. 11.72). Pomiary wykonano z podziałką 7.5° [320]. Przeprowadzono dobór powierzchni aproksymującej metodą regresji nieliniowej.

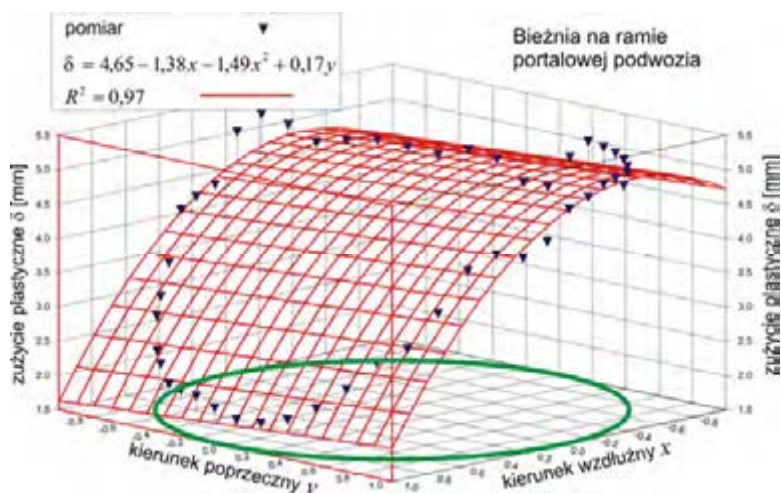


Rys. 11.72. Wzornik zastosowany podczas pomiarów

Wartości zużycia odkształceniowego w punktach pomiarowych oraz powierzchnie aproksymujące wyznaczone metodą regresji nieliniowej dla bieżni górnej i dolnej pokazano na rysunkach 11.73 i 11.74.



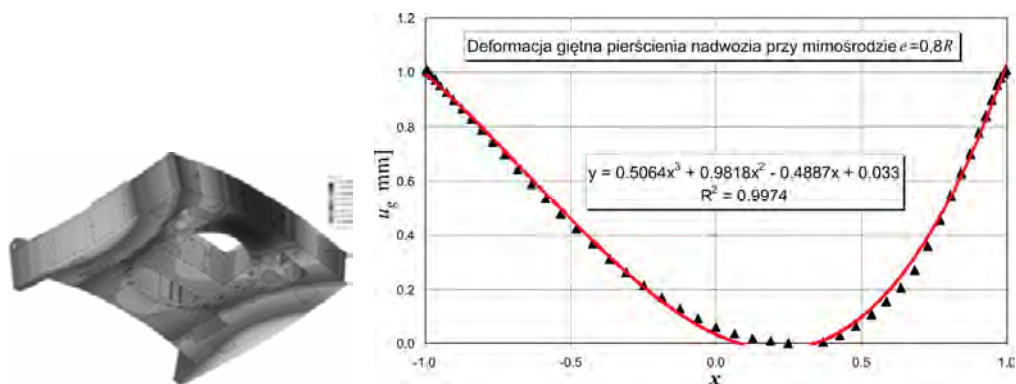
Rys. 11.73. Wartości zużycia odkształceniowego bieżni górnej oraz powierzchnia aproksymująca



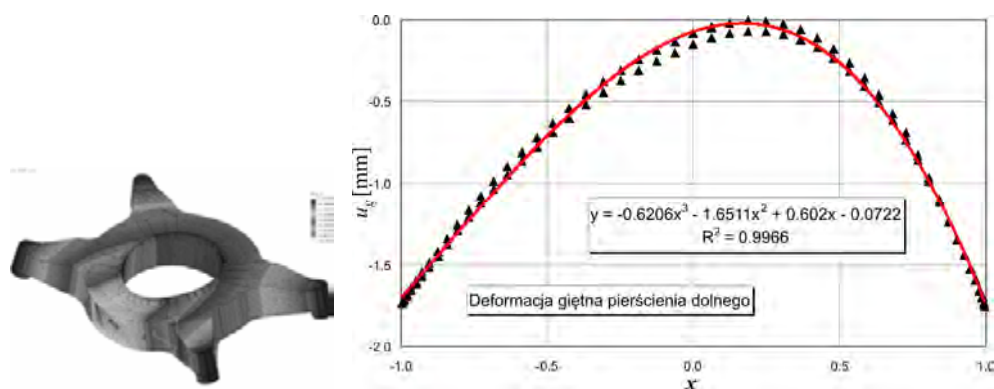
Rys. 11.74. Wartości zużycia odkształceniowego bieżni dolnej oraz powierzchnia aproksymująca

Postać deformacji

Zbudowano modele MES platformy nadwozia i ramy portalowej podwozia. Celem obliczeń MES było wyznaczenie linii ugięcia pierścieni łożyska. Przykładowa postać deformacji platformy została pokazana na rysunku 11.75, a deformacji ramy portalowej podwozia na rysunku 11.76.



Rys. 11.75. Warstwy przemieszczeń platformy nadwozia podczas ładowania – deformacja giętna



Rys. 11.76. Warstwy przemieszczeń ramy portalowej podwozia – deformacja giętna

Celem zrealizowanych prac była identyfikacja modelu zużycia na podstawie przeprowadzonych pomiarów oraz identyfikacja postaci deformacji giętej podzespołów wsporczych: ramy portalowej podwozia oraz platformy nadwozia. Przeprowadzono pomiary zużycia odkształceniowego łożyska wielkogabarytowego i wyznaczono wzory aproksymujące.

Wartość zużycia plastycznego po obwodzie łożyska można dobrze przybliżyć funkcją dwóch zmiennych będącą sumą wielomianu kwadratowego względem współrzędnej wzdłużnej i liniową względem współrzędnej poprzecznej. Wyniki te są jakościowo zgodne z rozkładem sztywności podzespołów wsporczych [349].

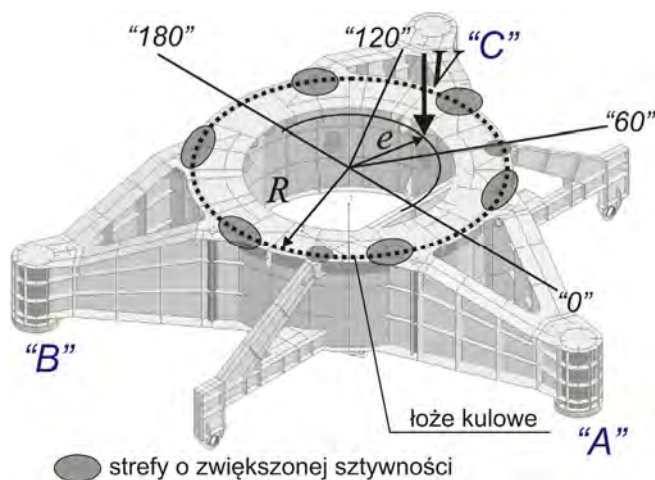
Linia ugięcia podzespołów wsporczych jest dobrze aproksymowana wielomianem trzeciego stopnia.

Wyznaczona postać aproksymacji może posłużyć do określenia pola deformacji na podstawie wyrywkowych danych uzyskanych podczas eksploatacji łożyska.

11.6. Wyznaczenie dystrybucji obciążeń MES w łożysku zdegradowanym

Znajomość geometrii łożyska zużytego odkształceniowo umożliwia wyznaczenie w nim dystrybucji obciążeń i ocenę wpływu zużycia na wyteżenie bieżni. Bieżnia łożyska nowego jest wyteżona bardzo silnie w tzw. strefach twardych, czyli miejscach wprowadzania obciążeń lub wyprowadzania obciążeń z podzespołów wsporczy łożyska. Jeżeli wstępna deplanacja powierzchni pod łożysko wskutek odchyłek wykonania będzie niekorzystnie skierowana, czyli wysunięta w strefach twardych w kierunku elementów tocznych, nastąpi jeszcze większe spiętrzenie obciążeń w tych strefach. Przez zużycie odkształceniowe, którego szybkość zależy w okresie stabilnego zużycia liniowo od obciążenia właściwego, bieżnia w strefach twardych ulega szybszemu rozwałcowaniu i dystrybucja obciążeń się wyrównuje. Na przykładzie łożyska zwalówki ZGOT opisanego w rozdziale 11.1 przeprowadzono analizę wpływu zużycia na dystrybucję obciążeń.

Zbudowano powłokowo-objętościowy model obliczeniowy MES (rys. 11.77) na podstawie elementów zastępczych [340], które umożliwiają wprowadzenie oddzielnych wartości zużycia dla miejsca działania każdego elementu tocznego, a także odchyłek płaskości (deplanacji powierzchni pod łożysko). Do modelu zaaplikowano warunki brzegowe. Wartości obciążeń elementów tocznych analizowano w układzie odwrotnym (reakcje podporowe stanowią obciążenie układu) [331].



Rys. 11.77. Model geometryczny ramy portalowej podwozia oraz platformy nadwozia – schemat obciążeń, oznaczenia podpór

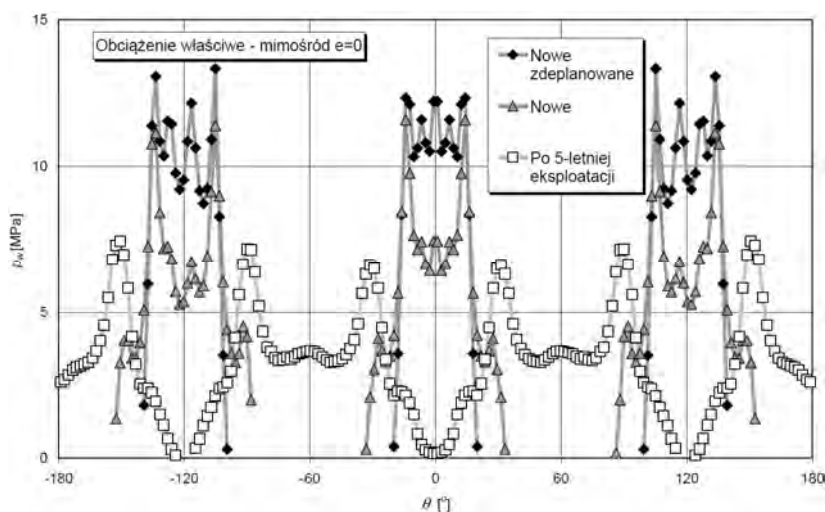
Wyznaczono wartości obciążeń poszczególnych elementów toczyńnych dla trzech różnych geometrii łoża:

- łoża nowe posadowione na płaskiej ramie portalowej,
- łoża nowe posadowione na ramie portalowej z uwzględnieniem zmierzonych odchyłek płaskości podzespołu wsporczego (na poziomie $\pm 1,5$ mm),
- łoża z uwzględnieniem zużycia odkształceniowego po 5-letniej eksploatacji.

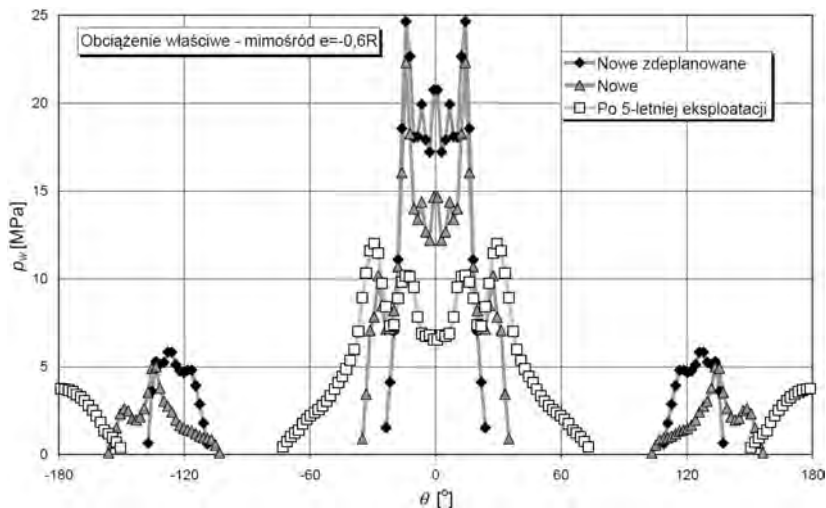
Na wykresach (rys. 11.78–11.80) przedstawiono wyniki obliczeń analizowanych przypadków dla 3 różnych mimośrodków działania obciążenia $-0,6R$ (mimośrodek w kierunku podpory sterowanej A); 0 ; $0,6R$ (mimośrodek skierowany pomiędzy podpory B i C).

Niezależnie od położenia nadwozia w nowym łożu występują strefy, w których kule są przeciążone, i strefy, w których kule nie przenoszą obciążenia. Początkowa deplanacja podzespołów wsporczych może przyczynić się do zwiększenia obciążenia o około 20%. Po rozwalcowaniu bieżni w najbardziej obciążonych strefach, wzrasta liczba kul przenoszących obciążenie, a maksymalna wartość spada do około 50% w stosunku do łoża nowego położonego na zdeplanowanym podzespole wsporczym.

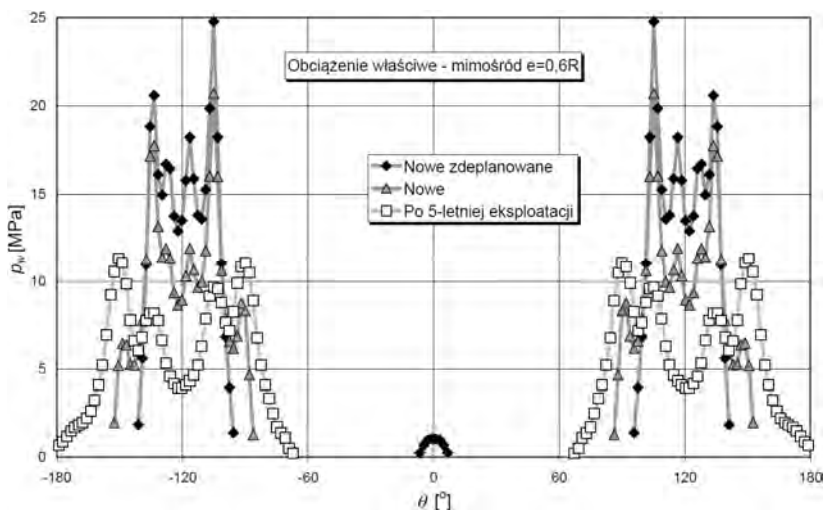
Znaczne zużycie odkształceniowe, które nastąpiło w łożu zwałowarki ZGOT nie ma konotacji wyłącznie negatywnych. O ile dla łoża nowego obciążenie „niesie” zaledwie połowa elementów toczyńnych, o tyle po rozwalcowaniu liczba kul biorących czynny udział w przenoszeniu obciążenia ulega wydatnemu zwiększeniu (rys. 11.81). W związku ze znacznie większym rozwalcowaniem bieżni w miejscach o zwiększonej sztywności (przepony, środki podpór) spłaszczeniu ulegają wierzchołki lokalnych



Rys. 11.78. Obciążenie elementów toczyńnych przy obciążeniu osiowym: w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji



Rys. 11.79. Obciążenie elementów toczy przy obciążeniu mimośrodkowym na podporę skrętną: w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji

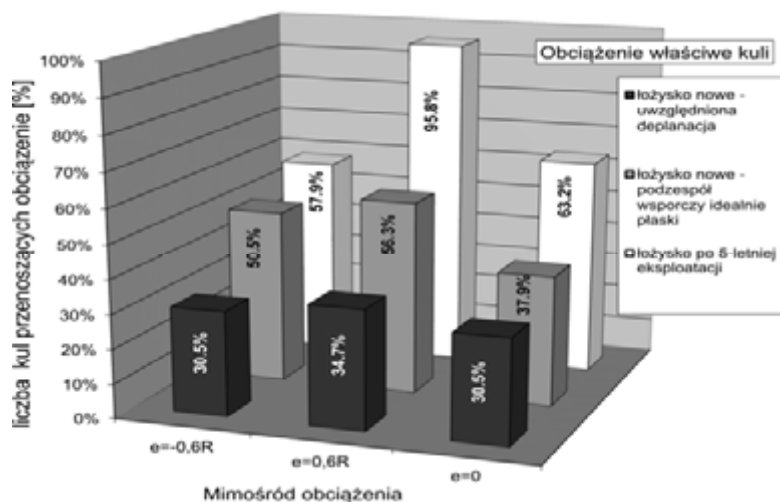


Rys. 11.80. Obciążenie elementów toczy pod obciążeniem mimośrodkowym skierowanym między podpory niesterowane: w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji

ekstremów. Dzięki temu uzyskuje się zmniejszenie wartości maksymalnego obciążenia do około 45–56% wartości dla łożyska nowego (rys. 11.63).

Zachodzi zatem samoczynna korekcja geometrii bieżni wydatnie zmniejszająca obciążenia. Jeżeli spadek szczytowych obciążeń jest na tyle duży, aby znacząco zwol-

nić proces zużycia odkształceniowego, a ekwiwalentna liczba cykli nie osiągnęła jeszcze wartości krytycznej ze względu na zmęczenie materiału, to możliwa jest długa eksploatacja łożyska.



Rys. 11.81. Liczba kul przenoszących obciążenie w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji

11.7. Podsumowanie

Degradacja wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych jest problemem istotnym, gdyż w przeciwieństwie do typowego łożyskowania maszynowego, zniszczenie łożyska prowadzi do znacznie większych kosztów ze względu na koszt łożyska, czas jego wykonania od zamówienia oraz koszty przestoju maszyny.

Degradacja wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych ze względu na wielkość obciążeń nie następuje w końcowym etapie eksploatacji łożyska, lecz towarzyszy całemu czasowi eksploatacji. Umiejętność rozpoznania zjawisk degradacyjnych zachodzących w węźle obrotowym jest konieczne do właściwego projektowania węzła obrotu, interpretacji wyników uzyskanych z jego monitorowania oraz prognozowania końca jego trwałości użytkowej. Opis mechanizmów podstawowych uszkodzeń oraz przykłady uszkodzonych elementów łożysk zawarte na początku rozdziału zamieszczono w celu ukazania nie tyle odmienności mechanizmów ich zniszczenia, lecz innej jej wagi ze względu na odmienne materiały bieżni, odmienną sztywność zabudowy, odmienny poziom obciążeń i prędkości, inaczej definiowaną trwałość. Szczególną uwagę zwrócono na mechanizm zużycia odkształceniowego, który w prawidłowo dobranych, zamontowanych i eksploatowanych klasycznych łożyskach maszynowych praktycznie nie występuje [80, 91, 206, 381]. Przedstawiono argumenty za

stosowaniem bieżni o małej twardości i przedstawiono przykłady ich wyższości nad bieżniami o dużej twardości. Większość publikacji z zakresu łożyskowania tocznego pomija całkowicie opisywaną grupę łożysk.

Do monitorowania zużycia odkształceniowego dużych łożysk z bieżniami o małej twardości oraz identyfikacji zmian geometrii powierzchni bieżni zaproponowano kilka metod identyfikacji opisanych w podrozdziale 1.1. Zastosowane podczas pomiarów zmiany odległości między pierścieniami łoż kulowych dwóch ortogonalnych położań nadwozia względem podwozia umożliwia wyznaczenie odrębnych wartości zużycia bieżni nadwozia i podwozia.

Uzyskane wyniki pomiarów zagłębienia dna bieżni i ich zmienność po obwodzie łożyska oraz powiązanie ich z postacią deformacji podzespołów wsporczych (podrozdział 11.5) nie były dotychczas w literaturze opisane. Przez znajomość postaci deformacji oraz wrywkowe dane dotyczące zużycia możliwe jest odtworzenie rozkładu zużycia na podstawie kilku wrywkowych danych uzyskanych z pomiarów i dalsza identyfikacja dystrybucji obciążeń metodą elementów skończonych (podrozdział 11.6). Nowoczesne metody doświadczalne w połączeniu z metodami numerycznymi dają obecnie możliwość porównania przebiegu zużycia po obwodzie łożyska z rozkładem sztywności dźwigara pierścieniowego.

Zużycie odkształceniowe wynika ze zjawiska płynięcia plastycznego materiału bieżni. Opisano modele materiału stosowane do numerycznej symulacji zjawisk w zakresie nieliniowości materiałowej. Modele te stosowano do wyznaczenia odkształceń trwałych podczas wgniatania elementu tocznego w bieżnię (podrozdział 11.2) oraz numerycznej symulacji przetaczania kuli po sprężysto-plastycznej bieżni. Dotychczas takie symulacje wykonywane były wyłącznie na modelach tarczowych w płaskim stanie odkształcenia, a na modelach objętościowych dla bardzo małej gęstości siatki elementów skończonych [356, 358], nie dającej wiarygodnych ilościowo wyników i obejmowały jedynie jedno, dwa przetoczenia. Problemem w modelach MES jest brak możliwości modelowania granicy stanu plastycznego i sprężystego wewnątrz elementu skończonego. Tylko nieliczne elementy, takie jak np. element belkowy, wprowadzony w pracy [346], umożliwiają zamodelowanie dwustanowości w elemencie skończonym. Zaprezentowane modele skończenie elementowe ze względu na bardzo gęstą dyskretyzację eliminują ten problem, co niestety jest okupione długim czasem obliczeń i koniecznością ich wykonywania na klastrach obliczeniowych ze względu na zapotrzebowanie na pamięć operacyjną.

Za pomocą przeprowadzonych symulacji numerycznych, opisanych w podrozdziale 11.3, rozpoznano zjawiska zachodzące w początkowym etapie rozwałcowania bieżni: zmiany pola naprężeń i odkształceń, głębokość warstwy odkształconej plastycznie (umocnionej przez zgniot). Potwierdzono możliwość stosowania wzoru (11.21) na aproksymację zużycia odkształceniowego funkcją liniową, której argumentem jest liczba cykli, która była zbudowana przez Stańco na podstawie modeli w płaskim stanie odkształcenia [358]. Uzyskano jednak odmienną zależność współczynników funk-

cji w zależności od obciążenia właściwego. Uzyskane modele i zbudowane algorytmy posłużyły do analizy zużycia łożyska zwalówki po kilkuletniej eksploatacji. Użytko dobrą zgodność w stosunku do obiektu fizycznego.

Wyniki z symulacji przetwarzania dotyczą jednego materiału bieżni i kilku poziomów obciążenia właściwego. Ich uogólnienie na większe spektrum materiałów wymaga dalszych czasochłonnych symulacji. Niezbędne jest także uwzględnienie w kolejnych algorytmach prognozowania zużycia odkształceniowego modeli zmęczenia, np. na podsrawie hipotezy energetycznej Łagody–Macha, tak aby zdefiniować punkt końcowy etapu stabilnego wzrostu zużycia odkształceniowego.

Efektom ubocznym zbudowanych modeli była numeryczna identyfikacja postaci tarcia na styku *element toczny–bieżnia* o dużym współczynniku przystawania. Wyznaczono wartość sił oporów tarcia wskutek poślizgów między elementami oraz rozkład sił trakcyjnych po powierzchni styku. Wyznaczono także opory wynikające z wymuszania zużycia odkształceniowego przez element toczny (rozwalcowywania).

Zbudowane na podstawie wyników pomiarów zużycia obiektu fizycznego modele łożysk: idealnego i w różnych etapach eksploatacji (podrozdział 11.6) obrazują zjawisko spłaszczania dystrybucji obciążeń i mechanizm samokorekcji. Prawidłowy dobór geometrycznych i fizycznych cech łożyska w skojarzeniu z odpowiednim doborem sztywności podzespołów wsporczych, pozwalający uzyskać wstępną korekcję przez początkowe rozwalcowanie bieżni, a następnie stabilizację geometrii, wymaga jeszcze dalszych symulacji numerycznych oraz badań na obiektach rzeczywistych, szczególnie w zakresie rozpoznania zjawisk zachodzących podczas wstępnego rozwalcowania, jednak już na obecnym etapie można stwierdzić potencjalne korzyści płynące ze stosowania łożysk miękkich podlegających samokorekcji. Pozostaje jednak drugie ograniczenie związane ze zjawiskami zmęczeniowymi.

12. Identyfikacja obciążeń węzłów obrotowych

Prawidłowa identyfikacja węzła obrotu wymaga wiarygodnego określenia widma obciążeń przenoszonych przez ten węzeł. Zarówno na etapie kształtowania postaci konstrukcyjnej, jak i podczas eksploatacji widmo obciążeń nie jest jednoznacznie określone. W doborze węzła łożyskowego ostateczna postać konstrukcyjna maszyny nie jest znana, a obciążenia eksploatacyjne są szacowane na podstawie założeń projektowych i prognozowanych warunków pracy. Wymagane jest zdefiniowanie typowych zbiorów (kojarzeń obciążeń) i adekwatnych do nich współczynników bezpieczeństwa. Jest to jedno z najtrudniejszych zadań projektowych. W przypadku maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego oraz maszyn przeładunkowych stosuje się normy, w których zdefiniowano obciążenia elementarne oraz sposoby ich kojarzenia. W tabeli 12.1 zamieszczono kojarzenie obciążeń w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego wg normy DIN 22261 [42], której odpowiednikiem jest norma PN-EN-G/47000 [217]. W tabeli 12.2 zestawiono kojarzenie obciążeń według normy ISO 5049 [100] dotyczącej także maszyn przeładunkowych. Obydwie normy stosowano w projektowaniu większości maszyn eksploatowanych w polskich kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego, z wyjątkiem maszyn produkcji byłej NRD, które projektowano wg norm TGL.

W obydwu przytoczonych normach obciążenia elementarne są kojarzone do grup kombinacji obciążeń:

- głównych H,
- głównych i dodatkowych HZ,
- głównych dodatkowych i specjalnych HZS,
- głównych dodatkowych i granicznych HZG (tylko DIN 22261),
- montażowych (tylko ISO 5049).

Kojarzenia te różnią się stosowanymi współczynnikami bezpieczeństwa w zakresie sprawdzenia wytrzymałości doraźnej i zmęczeniowej (eksploatacyjnej) oraz w zakresie sprawdzania stateczności maszyny. Współczynniki bezpieczeństwa wynikają z częstości występowania takich kojarzeń, ich prawdopodobieństwa oraz stopnia niebezpieczeństwa. Stosuje się je w konstruowaniu podzespołów wsporczych łożysk.

Tabela 12.2. Kojarzenie obciążeń według normy ISO 5049

Rodzaj obciążenia	Obciążenia główne	Obciążenia główne i dodatkowe	Obciążenia główne dodatkowe i specjalne								Obciążenia montażowe	
			1	2	3	4	5	6	7	8		
Ciężar własny urządzenia	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
Obciążenie użytkowe na przenośnikach, zespołach pobierających i lejach samowyladowczych	+	+	+	+	+	+	+			+	+	
Obciążenie zanieczyszczeniami	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
Normalny opór czerpania i normalny opór boczny	+	+	+	+	+	+	+			+	+	
Siły w przenośnikach	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
Obciążenia dynamiczne stale działające	+	+	+	+	+	+	+			+	+	
Obciążenia wynikające z pochylenia urządzenia	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
Obciążenie wiatrem stanu roboczego		+	+	+	+	+	+			+	+	
Obciążenie śniegiem i lodem*												
Wpływ temperatury*												
Wyjątkowy opór czerpania i wyjątkowy opór boczny		+										
Opory tarcia i jazdy		+										
Boczne siły poziome w czasie jazdy		+										
Sporadyczne obciążenia dynamiczne		+										
Obciążenia z zatkania przesypów			+									
Oparcie koła czerpakowego lub łańcucha czerpakowego na skarpie				+								
Awaria urządzeń zabezpieczających					+							
Zablokowanie mechanizmu jazdy						+						
Poprzeczna kolizja koła czerpakowego za skarpią								+				
Obciążenie wiatrem burzowym nie pracującego urządzenia									+			
Uderzenia o odbój										+		
Obciążenia w wyniku trzęsienia ziemi											+	
Obciążenia montażowe (ciężary własne w sytuacjach szczególnych)												+

* w razie potrzeby

Obciążenia łożysk węzła obrotu podczas projektowania wyznacza się, wybierając ekstremalne normowe kojarzenia obciążeń z każdej z wymienionych grup, ale bez uwzględnienia współczynników bezpieczeństwa. Na podstawie poszczególnych koja-

rzeń wyznacza się wypadkowe siły i momenty obciążające węzeł obrotu do doboru łożyska katalogowo lub metodami ohnrichowskimi. W przypadku analizy MES model całej maszyny jest obciążany siłami elementarnymi, a w przypadku analizy fragmentu zawierającego węzeł obrotu uogólnionymi siłami przekrojowymi uzyskanymi z analizy modelu całej maszyny.

Duże maszyny robocze, takie jak maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego podlegają wieloletniej eksploatacji. W tym czasie wielokrotnie następuje zmiana warunków eksploatacji, modernizowane są zespoły maszynowe, zmieniany jest ustrój nośny. Te czynniki często powodują zmianę parametrów pracy. Wymagana jest wówczas weryfikacja obciążenia węzła obrotu (stateczności maszyny). Sprawdzenie realizowane jest na drodze obliczeń oraz bezwzględnie przez doświadczalną weryfikację położenia środka ciężkości nadwozia (całej maszyny).

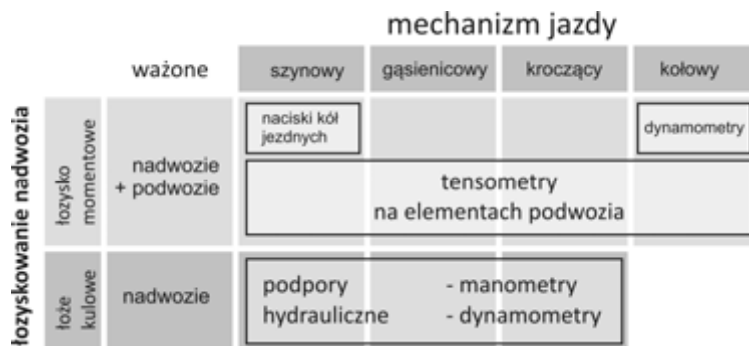
W przypadku maszyn urabiających obciążenia węzła obrotu mogą znacznie odbiegać od obciążeń normowych ze względu na dynamikę procesu urabiania [143].

12.1. Wyważanie maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego

Wyważanie maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego jest niezbędne do zapewnienia ich stateczności [42, 100, 302] i powinno być przeprowadzone po każdym remoncie związanym z demontażem lub montażem większych podzespołów, po modernizacji maszyny lub w przypadku zaobserwowania niepokojących objawów. Takim objawem może na przykład być przyspieszone zużywanie łożyska obrotu nadwozia [51]. Siła ciężkości nadwozia i znajdującego się na nim urobku wraz z siłami związanymi z urabianiem w przypadku koparek lub też zwałowaniem w przypadku zwałowarek, obciążeniami od ruchów roboczych maszyny, wiatru itp. powoduje mimośrodowe obciążenie łożyska. Przesunięcie wypadkowej siły obciążającej łożysko prowadzi często do znacznej zmiany dystrybucji obciążeń w łożysku. Wobec tego, gdy obserwuje się przyspieszone zużywanie łożyska, pierwszą czynnością powinna być weryfikacja położenia środka ciężkości nadwozia.

Metody pomiarowe, które stosuje się do identyfikacji położenia środka ciężkości maszyn roboczych, w zależności od sposobu łożyskowania oraz rodzaju mechanizmu jazdy, zestawiono na diagramie (rys. 12.1).

W przypadku maszyn, w których nadwozie położone jest na łożu kulowym, ważone jest nadwozie, w przypadku stosowania łożysk momentowych (wieńcowych) ważona jest cała maszyna (rys. 12.1). Ważenie polega najczęściej na uniesieniu obiektu na podporach (siłownikach) hydraulicznych i następnie pomiaru siły obciążającej siłownik. Istnieją tu dwa sposoby pomiaru: bezpośrednia polegająca na pomiarze ciśnienia w siłowniku oraz pośrednia, w której pomiędzy siłownikiem a nadwoziem umieszcza się dynamometr wyposażony w czujniki tensometryczne.



Rys. 12.1. Metody pomiarowe stosowane do wyznaczenia środka ciężkości nadwozia maszyn roboczych

Obydwie metody mają swoich zwolenników dowodzących wyższości stosowanej przezeń metody. W celu weryfikacji dokładności przeprowadzono jednoczesne pomiary reakcji na siłownikach obydwoma metodami.

Maszyny poruszające się na podwoziach szynowych można także ważyć przez pomiar obciążenia szyny przez poszczególne koła przejeżdżającej maszyny [307, 323].

Procedura ważenia maszyny wymaga spełnienia kilku warunków związanych z bezpieczeństwem oraz dokładnością uzyskiwanych wyników. Jednym z nich jest ograniczenie prędkości wiatru podczas pomiaru do wartości 5 m/s, położenie maszyny na płaskim podłożu, co zawsze jest możliwe tylko z pewną dokładnością, oraz zakaz przebywania osób bezpośrednio nie uczestniczących w pomiarze na maszynie. Podane czynniki, mimo zadanych ograniczeń, mają jednak istotne znaczenie w wyznaczaniu środka ciężkości i powinny zostać uwzględnione w korekcji wyniku. Równym błędem obarczają jednak one obydwie metody ważenia.

Na podstawie wartości reakcji podporowych wyznacza się momenty statyczne, z których po podzieleniu przez sumę reakcji otrzymuje się współrzędne środka ciężkości:

$$x_c = \frac{\sum R_i x_i}{\sum R_i}; \quad y_c = \frac{\sum R_i y_i}{\sum R_i} \quad (12.1)$$

gdzie: x_c , y_c – współrzędne środka ciężkości, x_i , y_i – współrzędne położenia i -tej podpory, R_i – wartość reakcji i -tej podpory.

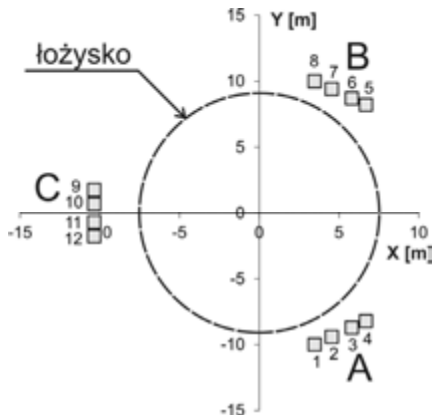
Ważenie przez pomiar ciśnienia charakteryzuje się dużą prostotą. Jedynym potrzebnym wyposażeniem są precyzyjne manometry. Obecnie stosuje się manometry o zakresie ciśnienia 100 MPa, klasie 0,2 oraz dokładności odczytu 0,2 MPa. Maksymalny błąd pomiaru ciśnienia może zatem wynieść 2 MPa. Możliwe jest podłączenie manometrów z komputerem i jednoczesny odczyt ciśnienia. W przypadku zastosowa-

nia większej liczby siłowników możliwe jest zdwojenie, a nawet zastosowanie poczwórnej liczby manometrów (rys. 12.2). Wadą podanej metody pomiaru jest zakłócenie w postaci tarcia występującego w siłownikach hydraulicznych. W związku z tym konieczne jest stosowanie sprawnych siłowników oraz dokonanie takiej samej liczby pomiarów podczas podnoszenia maszyny (nadwozia) oraz podczas jego opuszczania. Zaletą tej metody pomiaru jest jego prostota oraz brak wrażliwości na temperaturę.

Ważenie z zastosowaniem dynamometrów wymaga stosowania wyskalowanych dynamometrów, które umieszcza się między siłownikiem hydraulicznym a ważonym obiektem [266]. Dynamometry są wyskalowane uprzednio na prasach hydraulicznych. Dokładność skalowania dynamometru nie przekracza dokładności pomiaru manometrem, ponieważ siła na prasie też musi być w jakiś sposób mierzona. Do tego dochodzą błędy związane z torem pomiarowym. Zaletą tej metody jest jednoczesny odczyt z wszystkich dynamometrów.

Przykład ważenia

Obiektem badań była koparka kołowa o średnicy łoża kulowego 18 m. Nadwozie podniesiono na 12 podporach hydraulicznych (rys. 12.2), zgrupowanych w trzech grupach A, B i C, trzech, wyposażonych w manometry precyzyjne KELLER Leo1 o zakresie 100 MPa i klasie 0,2.



Rys. 12.2. Rozmieszczenie podpór hydraulicznych

Przeprowadzono 10 serii pomiarowych: 5 podczas podnoszenia nadwozia i 5 podczas jego opuszczania (rys. 12.3), przy bezwietrznej pogodzie. Wyniki ważenia przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 12.4. Wyznaczony z momentów statycznych środek ciężkości skorygowano o przesunięcie wywołane pochyleniem podłoża. Wynik pomiaru jest obarczony błędem wynikającym z klasy manometrów. Błąd ten powiększony o wyznaczony z rozkładu *t*-Studenta przedział ufności 95% wynikający z roz-

rzutu pomiarów przedstawiono w postaci zacienionego prostokąta. Ostatecznie wyznaczony środek ciężkości nadwozia koparki ma współrzędne:

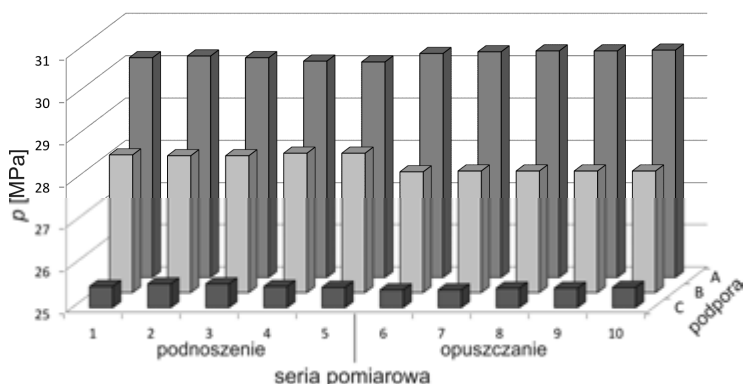
$$x_C = 0,79 \pm 0,05 \text{ m}$$

$$y_C = -0,37 \pm 0,07 \text{ m}$$

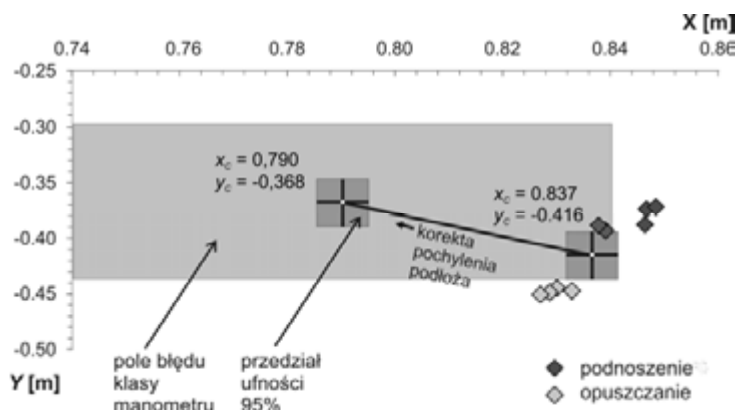
a masa nadwozia wynosi:

$$M = 2793 \pm 9 \text{ Mg}$$

Środek ciężkości wyznaczono z błędem nie większym niż 0,8%, a jego masę nie większym niż 0,4%. Jest to dokładność znacznie lepsza niż wymagana do wyznaczenia stateczności maszyny. W przypadku pomiaru przy wietrze zmiennym, ale nieprzekraczającym dopuszczalnej wartości 5 m/s^2 , przedział ufności 95% może być znacznie szerszy, ale nie przekracza wartości błędu wynikającego z klasy manometru.



Rys. 12.3. Ciśnienie w podporach hydraulicznych w seriach pomiarowych



Rys. 12.4. Wyniki ważenia koparki z oznaczonym polem błędu

Porównanie ważenia różnymi metodami

Obiektem badań była zwałowarka o podwoziu szynowym ZST-2500-50/18 eksploatowana na składowisku popiołu w Elektrowni Turów (rys. 12.5). W maszynie tej po poprzedniej modernizacji nie dokonano wyważania, co skutkowało degradacją wieńcowego łożyska obrotu nadwozia oraz groziło utratą stateczności podczas oparcia wysięgnika zwałującego o skarpe. Podstawowe dane obiektu badań:

- rozstaw szyn – 6 m,
- średnica podziałowa łożyska wieńcowego – 2700 mm,
- wydajność – 2000 m³/h,
- długość wysięgnika zrzutowego – 50 m.



Rys. 12.5. Widok zwałowarki ZST-2500-50/18



Rys. 12.6. Widok manometru precyzyjnego, dynamometru tensometrycznego oraz manometru precyzyjnego podczas ważenia zwałowarki

Przeprowadzono ważenie maszyny. Ze względu na małą masę maszyny podnoszona była cała maszyna. Maszynę podparto na trzech wyposażonych w manometry precyzyjne klasy 0,2 podporach hydraulicznych, na których umieszczono dynamometry (rys. 12.6). Maksymalny błąd pomiaru ciśnienia wynosi 0,2 MPa.

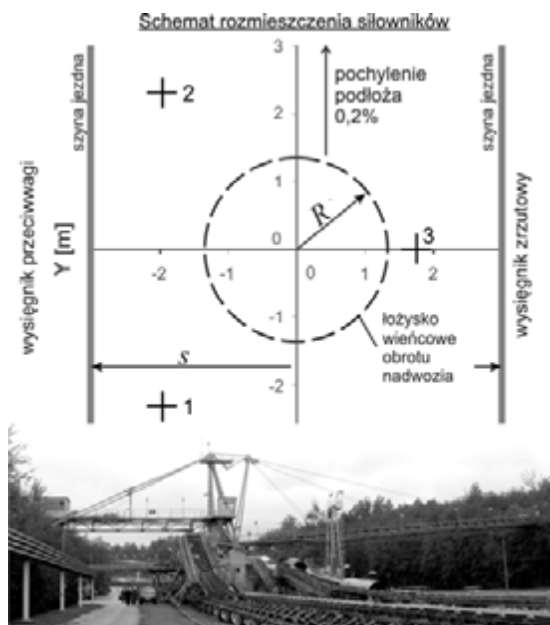
Schemat rozmieszczenia podpór pokazano na rysunku 12.7. W podporach 1 i 2, od strony wysięgnika, przeciwwagi zastosowano siłowniki LARZEP o średnicy tłoka 130 mm, a w podporze 3, od strony wysięgnika zrzutowego o średnicy tłoka 250 mm. Podczas pomiarów kontrolowano pochylenie maszyny za pomocą poziomicy.

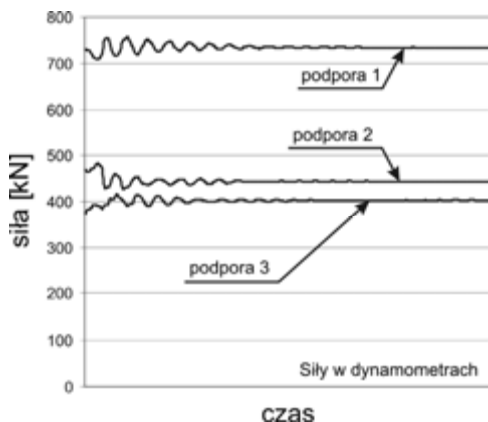
Prędkość wiatru podczas pomiarów mierzona na wysokości wysięgnika maszyny nie przekraczała 3 m/s. Wykonano 5 cykli *podnoszenia–opuszczania* maszyny.

Na rysunku 12.8 przedstawiono wykres przykładowych przebiegów czasu reakcji podporowych uzyskanych z dynamometrów.

Dokonano czterech odczytów pochodzących z czterech cykli *podnoszenia–opuszczania*. Równolegle dokonano także odczytów z manometrów pomiarowych: 5 odczytów po cyklu podnoszenia i 5 po cyklu opuszczania. W podobny sposób wyznaczono przedział ufności 95%. Uwzględniono także pochylenie podłoża (maszyny) w kierunku poprzecznym. Po korekcji środek ciężkości przesunął się o 26 mm.

Wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 12.3. Mimo zastosowania różnych metod pomiaru uzyskano różnice w położeniu środka ciężkości w kierunku wzdłużnym 19 mm, w kierunku poprzecznym 37 mm. Różnica ta w kierunku wzdłużnym nie przekracza 1,5% promienia podziałowego łożyska R i 1% rozstawu szyn s . Różnice





Rys. 12.8. Przykładowe przebiegi czasowe reakcji podporowych

w położeniu środka ciężkości maszyny w poszczególnych pomiarach wynikają także ze zmiennej prędkości wiatru podczas pomiarów. Różnica w wyznaczonej obydwoma metodami masie maszyny wynosi 4,5 Mg i nie przekracza 3% wartości średniej.

W obydwu metodach stwierdzono podobny zakres rozrzutu pojedynczych wyników pomiarów wynoszący 50–60 mm. Wobec podanych wyników można przypuszczać, że wpływ tarcia w siłownikach, z zastosowaniem odpowiednich procedur pomiarowych i dobrym stanie siłowników, jest mniejszy niż inne czynniki zakłócające pomiar.

Tabela 12.3. Porównanie wyników pomiarów

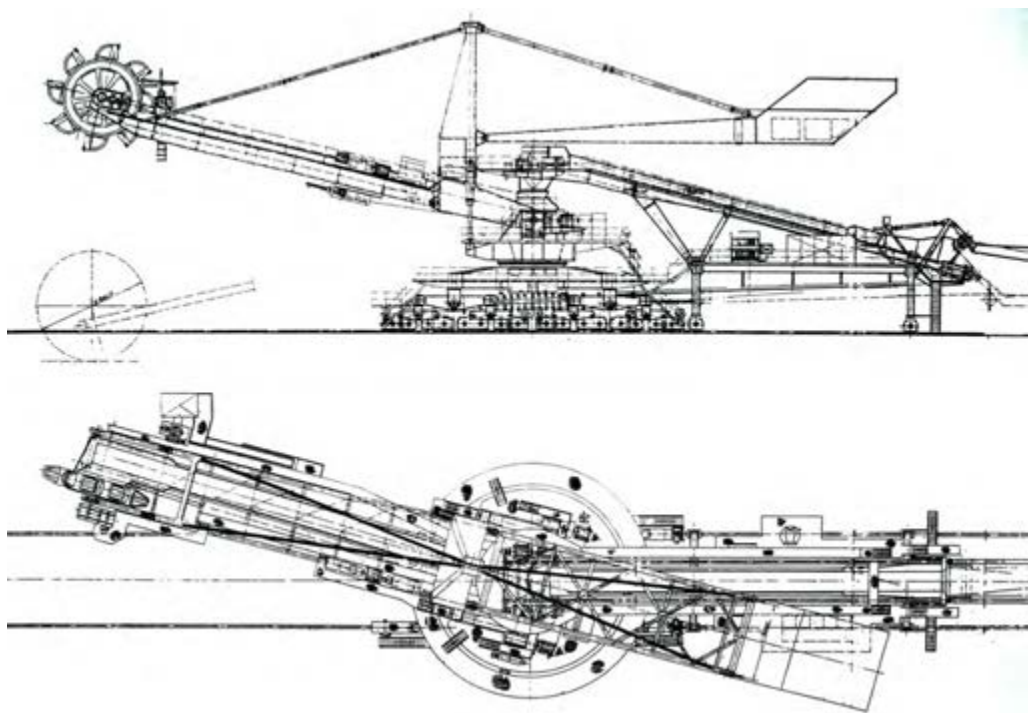
Kierunek wzdłużny				Kierunek poprzeczny			
	Dyn	Man	Dyn-Man		Dyn	Man	Dyn-Man
x_{cmin} [m]	-0,252	-0,224	0,019	y_{cmin} [m]	0,061	0,024	0,037
x_{cmax} [m]	-0,209	-0,200		y_{cmax} [m]	0,085	0,048	
Δx_c [m]	0,043	0,024		Δy_c [m]	0,023	0,024	
$\Delta x_c/R$ [%]	3,19%	1,75%	1,41%	$\Delta y_c/R$ [%]	1,74%	1,76%	2,75%
$\Delta x_c/S$ [%]	0,72%	0,39%	0,32%	$\Delta y_c/S$ [%]	0,39%	0,40%	0,62%
Masa				X_c, Y_c – współrzędne środka ciężkości, R – promień podziałowy łożyska wieńcowego, S – rozstaw szyn			
	Dyn	Man	Dyn-Man				
Q_{min} [Mg]	161,6	156,4	4,54				
Q_{max} [Mg]	164,7	160,9					
ΔQ [Mg]	3,1	4,5					
ΔQ [%]	1,89%	2,83%		2,82%			

Uzyskany przedział ufności uwzględniał jedynie rozrzut wartości pomiarów. Jeżeli uwzględnimy, że manometry precyzyjne charakteryzują się klasą 0,2% zakresu pomiarowego i odczyt następuje in situ bezpośrednio na siłowniku, a dynamometry klasą 0,5% do czego należy także doliczyć błąd toru pomiarowego, to okazuje się, że pomiar dynamometryczny nie jest dokładniejszy. Zaletą pomiaru manometrycznego jest ponadto brak innych urządzeń niezbędnych podczas pomiaru, szybkość i wygoda odczytu. Konieczna jest jednak szczególna uwaga na stan siłowników oraz przesmarowanie ich przegubów kulowych.

Ważenie przez pomiar odkształceń szyn jezdnych

Wyznaczenie środka ciężkości nadwozi obrotowych maszyn przeładunkowych na podwoziu szynowym może być wykonane przez pomiar odkształceń szyn jezdnych wywołanych przez koła przejeżdżającej maszyny [277, 307]. Przy odpowiednio dobranej kombinacji położenia nadwozia względem podwozia możliwe jest wyeliminowanie systematycznych błędów pomiarowych.

Maszyny transportujące urobek eksploatowane na placach składowych, takie jak np. ładowarko-zwałowarki wyposażone są zazwyczaj w podwozie szynowe (rys. 12.9).



Rys. 12.9. Ładowarko-zwałowarka o podwoziu szynowym

Masa tego typu maszyny jest przenoszona na szyny poprzez wiele kół jezdnych i układ wahaczy. Pozostałymi ruchami roboczymi maszyn jest obrót nadwozia wokół osi pionowej realizowany przez momentowe łożyska wieńcowe oraz obrót wokół osi poziomej górnej części nadwozia.

W przeciwieństwie do maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego wyposażonych w klasyczne łoża kulowe, takich jak koparki kołowe lub zwałowarki, nie istnieje możliwość podnoszenia nadwozia na podwoziu za pomocą dynamometrów hydrauliczno-tensometrycznych i bezpośredniego pomiaru masy nadwozia.

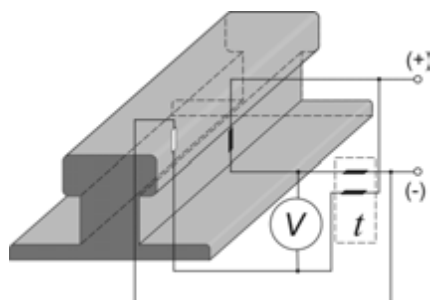
Możliwość zważenia poszczególnych elementów składowych – członów maszyny istnieje jedynie podczas remontów głównych, gdy nadwozie maszyny podlega demontażowi. Często zachodzi pilna potrzeba przeprowadzenia weryfikacji położenia środka ciężkości ze względu na niebezpieczeństwo utraty stateczności maszyny. Wówczas jedyną metodą pozostaje albo pomiar odkształceń w wybranych punktach wahaczy bądź podpory podwozia, albo też pomiar nacisków wywieranych przez koła jezdne na szynę.

Pomiar odkształceń w wahaczach wymaga skalowania np. przez budowę modeli MES. Istnieją duże trudności w wyborze adekwatnego punktu pomiarowego oraz określenia wpływu imperfekcji geometrycznych oraz fizycznych obiektu badań.

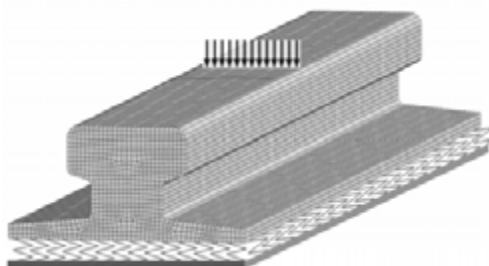
Wyznaczenie środka ciężkości przez pomiar nacisków wywieranych przez poszczególne koła jezdne na szynę jest szybki i wygodny, gdyż konieczne jest jedynie wykonanie dwóch punktów pomiarowych na szynie jezdnej. Podczas przejazdu maszyny kolejne koła znajdują się nad punktem pomiarowym i wywierają nacisk na szynę. Znajdujące się po obydwu stronach środka szyny dwa tensometry czynne mierzą odkształcenie wywołane naciskiem. Pozostałe dwa tensometry stanowią kompensację termiczną mostka. Takie rozmieszczenie eliminuje wpływ zginania szyny wywołanego nieosiowym położeniem koła jezdne. Schemat układu pomiarowego pokazano na rysunku 12.11.



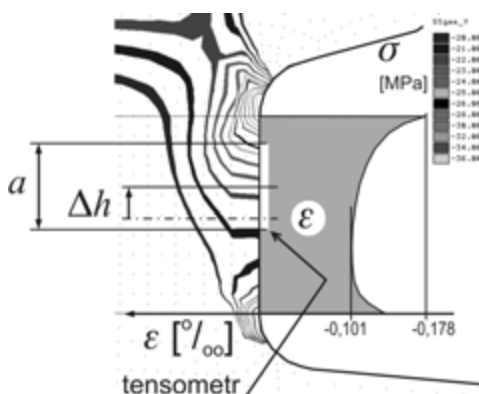
Rys. 12.10. Wielowahaczowe podwozie szynowe



Rys. 12.11. Schemat układu pomiarowego

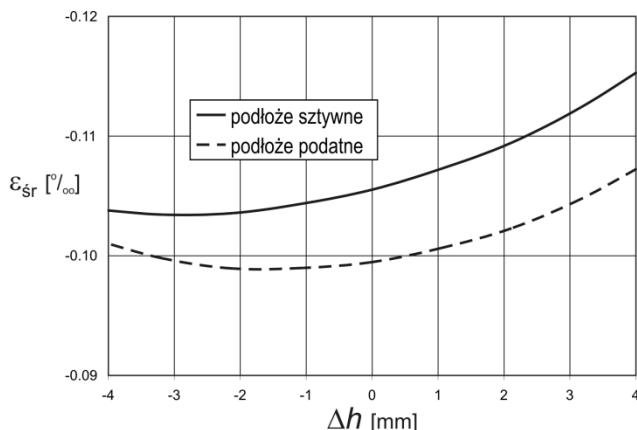


Rys. 12.12. Model obliczeniowy do kalibracji numerycznej



Rys. 12.13. Izolinie naprężeń pionowych w przekroju szyny oraz rozkład odkształceń po wysokości średnicy szyny – obciążenie 10 kN. Oznaczono położenie tensometru

Zachodzi istotna wrażliwość układu pomiarowego na odległość tensometrów czynnych na średnicy od główki szyny [323]. Przeprowadzenie kalibracji czujników pomiarowych jest niezbędna, jeżeli wyniki pomiarów mają charakter nie tylko jakościowy, ale i ilościowy. Kalibrację doświadczalną dla typowych szyn jezdnych opisano w pracy [47]. Kalibrację można także wykonać metodami numerycznymi, np. MES.



Rys. 12.14. Zależność zmierzonego odkształcenia od położenia tensometru względem środka wysokości szyny

Na rysunku 12.12 pokazano model dyskretny fragmentu szyny jezdnej poddanej obciążeniu kołem jezdny.

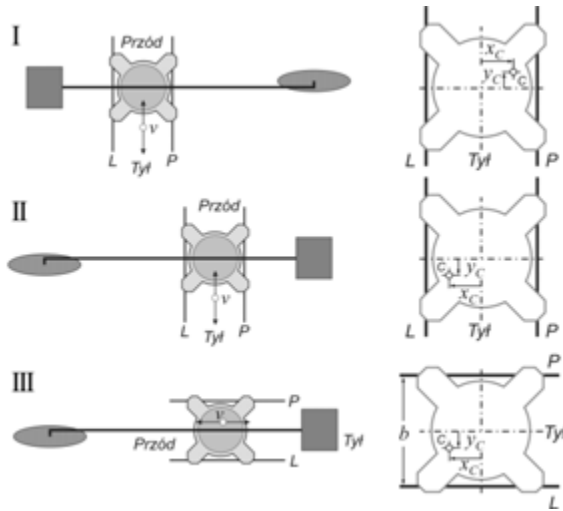
Wyznaczono pole naprężeń i pole odkształceń w przekroju szyny pod obciążeniem (rys. 12.13). Rozkład odkształceń po wysokości średnika szyny wykazuje znaczną nierównomierność. Wskazania tensometru są proporcjonalne do całki z odkształceń po jego czynnej długości a . Wskutek różnic w położeniu tensometrów oraz różnic w sztywności podtorza uzyskuje się różną wartość wskazań (rys. 12.14). Błąd pomiaru może wynosić nawet 15%.

Odrębnym problemem jest istotna wrażliwość układu pomiarowego na odległość tensometrów czynnych na średniku od główki szyny [323]. Aby wyeliminować tę przyczynę błędu oraz błąd systematyczny wywołany różnicami poszczególnych, tensometrów przeprowadza się pomiary dla trzech położenia (rys. 12.15).

Wyznaczenie środka ciężkości maszyny jest najprostsze, gdy środek ciężkości podwozia leży w osi obrotu. Z pomiarów w położeniu I i II:

$$\begin{aligned} \frac{x_c}{b} + \frac{1}{2} &= \frac{G_r}{G_r + G_l} = \frac{G_r (2 + \delta_r + \delta_l)}{G_r (2 + \delta_r + \delta_l) + G_l (2 + \delta_r + \delta_l)} \\ &= \frac{G_r (1 + \delta_r) + G_r (1 + \delta_l)}{G_r (1 + \delta_r) + G_l (1 + \delta_l) + G_l (1 + \delta_r) + G_r (1 + \delta_l)} \end{aligned} \quad (12.2)$$

gdzie: x_c , y_c – położenie środka ciężkości maszyny, G_l , G_r – rzeczywiste obciążenie poszczególnych zestawów jezdnych (l – lewych, r – prawych), R_l , R_r – zmierzone obciążenie poszczególnych zestawów jezdnych (l – lewych, r – prawych), δ_l , δ_r – względne systematyczne błędy pomiarowe czujnika na szynie lewej i prawej, b – rozstaw szyn.



Rys. 12.15. Schemat położenia względem podwozia

Indeksami rzymskimi oznaczono położenia pomiarowe zgodnie z rysunkiem 12.15. Po uwzględnieniu, że:

$$G_{r_i} = G_{l_{ii}} \text{ i } G_{l_i} = G_{r_{ii}} \quad (12.3)$$

po przekształceniach otrzymuje się, że

$$\begin{aligned} \frac{x_c}{b} + \frac{1}{2} &= \frac{G_{r_i}(1 + \delta_r) + G_{l_{ii}}(1 + \delta_l)}{G_{r_i}(1 + \delta_r) + G_{l_i}(1 + \delta_l) + G_{r_{ii}}(1 + \delta_r) + G_{l_{ii}}(1 + \delta_l)} \\ &= \frac{R_{r_i} + R_{l_{ii}}}{R_{r_i} + R_{r_{ii}} + R_{l_i} + R_{l_{ii}}} \end{aligned} \quad (12.4)$$

Możliwe jest także wyznaczenie stosunku względnych systematycznych błędów pomiarowych czujnika na szynie lewej i prawej:

$$\frac{1 + \delta_r}{1 + \delta_l} = \frac{R_{r_i}}{R_{l_i}} \frac{G_{l_i}}{G_{r_i}} = \frac{R_{r_i}}{R_{l_i}} \left(\frac{b - 2x_c}{b + 2x_c} \right). \quad (12.5)$$

Z pomiaru w położeniu III:

$$\frac{y_c}{b} + \frac{1}{2} = \frac{G_{r_{iii}}}{G_{r_{iii}} + G_{l_{iii}}} = \frac{\frac{R_{r_{iii}}}{(1 + \delta_r)}}{\frac{R_{r_{iii}}}{(1 + \delta_r)} + \frac{R_{l_{iii}}}{(1 + \delta_l)}} = \frac{R_{r_{iii}}}{R_{r_{iii}} + R_{l_{iii}} \frac{R_{r_i}}{R_{l_i}} \left(\frac{b - 2x_c}{b + 2x_c} \right)} \quad (12.6)$$

Wzory końcowe:

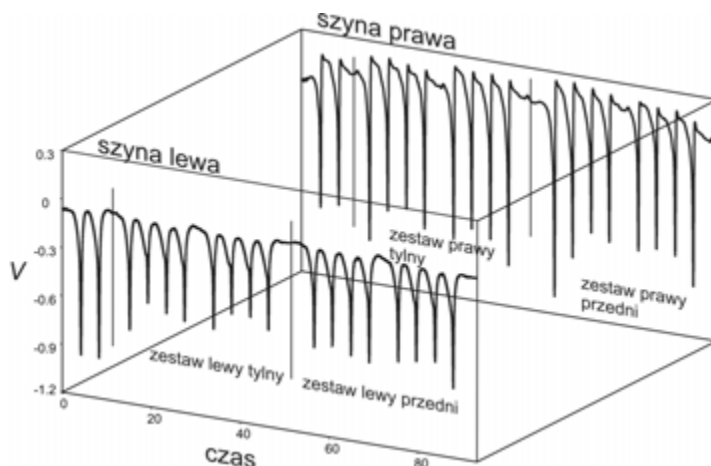
$$x_c = \left(\frac{R_{r_I} + R_{l_{II}}}{R_{r_I} + R_{r_{II}} + R_{l_I} + R_{l_{II}}} - \frac{1}{2} \right) b$$

$$y_c = \left(\frac{R_{r_{III}}}{R_{r_{III}} + R_{l_{III}} \frac{R_{r_I}}{R_{l_I}} \left(\frac{b - 2x_c}{b + 2x_c} \right)} - \frac{1}{2} \right) b \quad (12.7)$$

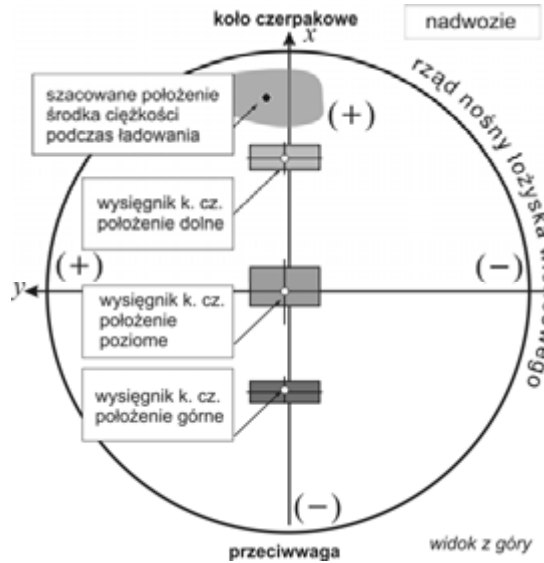
Podaną metodę zastosowano do wyznaczenia środka ciężkości ładowarko-zwałowarki LZKS1600 o masie około 800 Mg. Wykonano 9 serii pomiarowych dla położenia nadwozia względem podwozia opisanych na rysunku 12.15 oraz dla trzech położenia wysięgnika koła czerpakowego. W każdej serii zrealizowano co najmniej 6 pomiarów.

Przykładowy przebieg sygnału pomiarowego podczas jazdy maszyny do przodu dla położenia I z wysięgnikiem koła czerpakowego w położeniu dolnym pokazano na rysunku 12.16.

Na rysunku 12.17 pokazano położenia środków ciężkości dla różnych położenia wysięgnika w odniesieniu do średnicy podziałowej łożyska wieńcowego. Oznaczono przedziały ufności 95%. Przedziały ufności wyznaczono rozkładem *t*-Studenta. Na diagram naniesiono także oszacowane pole pracy podczas ładowania w położeniu dolnym. W celu zwiększenia dokładności obliczeń można zwielokrotnić liczbę czujników po długości szyny.



Rys. 12.16. Przebieg sygnału pomiarowego podczas jazdy maszyny do przodu w położeniu I z wysięgnikiem koła czerpakowego w położeniu dolnym



Rys. 12.17. Położenie środka ciężkości nadwozia ładowarko-zwałowarki

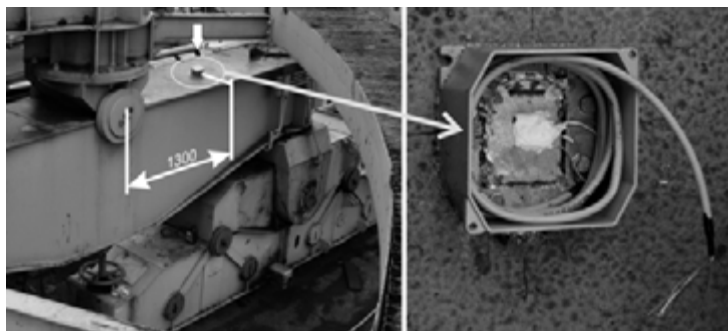
Zaprezentowana metodyka pomiaru umożliwia w prosty i szybki sposób przeprowadzenie identyfikacji położenia środka ciężkości maszyny roboczej na podwoziu szynowym. Dzięki seriom pomiarowym we wzajemnie ortogonalnym lub symetrycznym położeniach wyeliminowano błąd systematyczny wynikający z położenia tensometru na środku szyny.

Osiągnięto także cel praktyczny polegający na określeniu przyczyny szybkiej degradacji łożyska wieńcowego obrotu nadwozia.

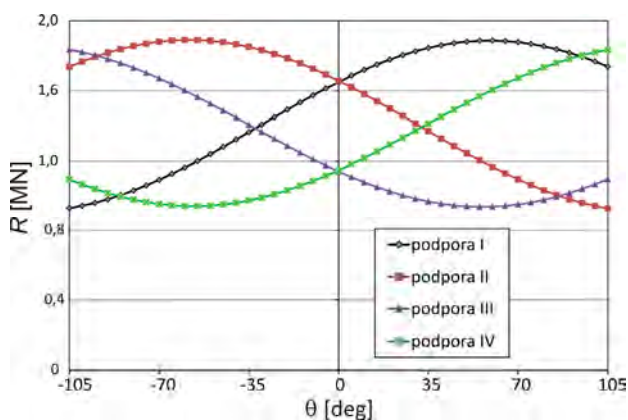
Podstawową wadą wyznaczania środka ciężkości przez pomiar odkształceń szyn jezdnych jest pomiar niejednoczesny, kolejna rejestracja nacisku przetaczających się nad czujnikiem kół jezdnych.

Ważenie przez pomiar odkształceń elementów konstrukcyjnych

Na maszynie przeprowadzono także pomiary porównawcze za pomocą czujników tensometrycznych naklejonych na głównych wahaczach podczas remontu maszyny przy zdjętym nadwoziu [267]. Celem tych badań było także zmierzenie obciążeń eksploatacyjnych podczas eksploatacji ładowania/zwałowania. Punkty pomiarowe rozmieszczone zostały na czterech wahaczach w odległości 1300 mm od osi podparcia portalu podwozia (rys. 12.18). Na podstawie obliczeń numerycznych MES otrzymano rozkład naprężeń i odkształceń w punkcie pomiarowym. Rozkład odkształceń w wybranym punkcie pomiarowym jest równomierny zarówno po szerokości, jak i po długości.



Rys. 12.18. Puszka hermetyczna z punktem pomiarowym na wahaczu od strony zachodniej



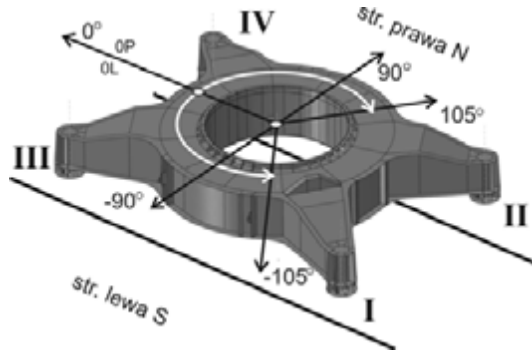
Rys. 12.19. Wykres reakcji podporowych w [T] (bez uwzględnienia masy podwozia) podczas obrotu nadwozia w zakresie od -105° do 105° i dla wartości mimośrodu $e = 1$ m skierowanego na przeciwwagę, wyznaczone MES

Podczas obrotu nadwozia zmieniają się reakcje podporowe. Na rysunku 12.19 pokazano wyznaczone MES wartości reakcji podporowych (bez uwzględnienia masy podwozia) podczas obrotu nadwozia w zakresie od -105° do 105° i dla wartości mimośrodu $e = 1$ m skierowanego na przeciwwagę. Numerację poszczególnych podpór pokazano na rysunku 12.20.

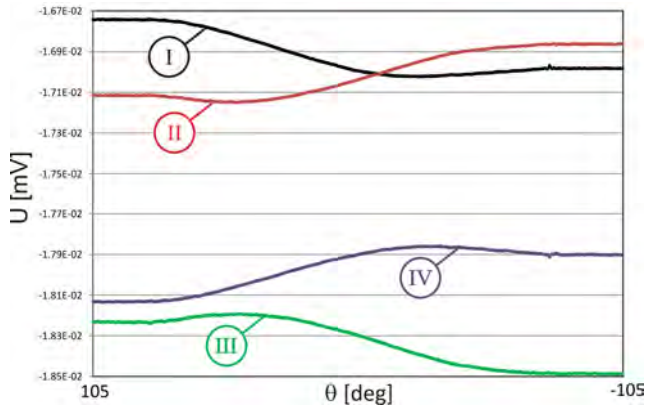
Wyznaczone mimośrody położenia środka ciężkości nadwozia wynoszą:

- w położeniu górnym części wychylnej (koło czerpakowe w górze)
 $e = -1,37$ m,
- w położeniu poziomym wysięgnika koła czerpakowego
 $e = -0,34$ m,
- w położeniu dolnym części wychylnej (koło czerpakowe w dole)
 $e = 0,70$ m.

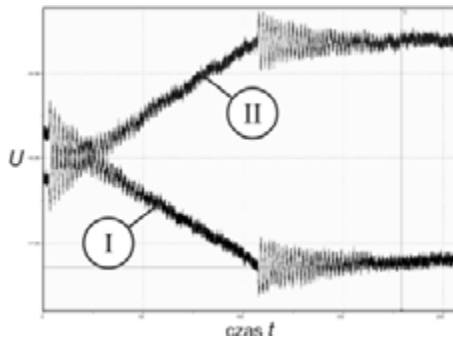
Ujemna wartość mimośrodu oznacza środek ciężkości nadwozia skierowany na przeciwwagę.



Rys. 12.20. Oznaczenia podpór (punktów pomiarowych), zakres obrotu nadwozia, oznaczenia kątów



Rys. 12.21. Przebieg sygnału pomiarowego: obrót nadwozia w położeniu górnym wysięgnika k.cz. – obrót nadwozia od -105° do 105° (pomiar 28)



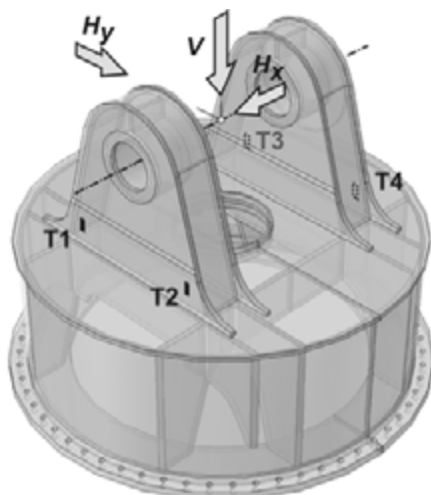
Rys. 12.22. Przebieg sygnału pomiarowego: wychylenie nadwozia do położenia poziomego wysięgnika k.cz.do położenia górnego – kąt położenia nadwozia 90°

12.2. Odształceniowa identyfikacja obciążeń

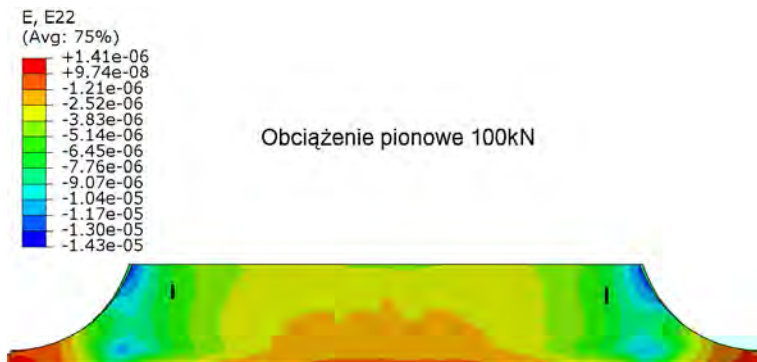
Węzły obrotowe stanowią układ wielokrotnie statycznie niewyznaczalny. Niejednorodna, zwarta struktura podzespołów wsporczych, złożony stan obciążenia, duża liczba par tocnych oraz wrażliwość układu na imperfekcje, sprawiają, że obciążenia węzłów obrotowych są trudne do identyfikacji metodami tensometrycznymi. Wyjątkiem są układy, w których składowe siły wpływających w obszar łożyska są definiowane przez pary kinematyczne tworzące układ statycznie wyznaczalny, w których istnieje bardzo prosty, łatwy do rozpoznania stan obciążenia. Przykłady takich obiektów to wszelkiego rodzaju wahacze, ciągną, słupy. W elementach tych, pomijając siły tarcia można określić kierunki i składowe poszczególnych sił. Warunkiem stosowania odształceniowej identyfikacji obciążeń jest taki wybór punktów umieszczenia czujników, w strefach o małych gradientach odształceń, które wykazują małą wrażliwość na imperfekcje spowodowane deplanacją blach w podzespołach blachownicowych. Zazwyczaj nie istnieje dobra możliwość kalibrowania punktów pomiarowych na obiekcie fizycznym i zastępczo stosuje się kalibrację MES. Najczęściej nie jest także znany stan obciążenia w chwili klejenia czujników, a wtedy można określić jedynie składową zmienną obciążenia. Opisano dwa przykłady określenia obciążeń węzła obrotowego na podstawie pomiarów tensometrycznych [249, 273].

Przykład 1

Określenie obciążeń łożyska podparcia mostu zwałowarki ZGOT-15400.120. Celem pomiarów było wyznaczenie obciążeń łożyska podparcia mostu podczas eksploatacji zwałowarki. Wykonano 4 punkty pomiarowe (rys. 12.23).



Rys. 12.23. Lokalizacje umieszczenia czujników tensometrycznych



Rys. 12.24. Warstwice odkształceń pionowych z zaznaczonymi miejscami naklejenia tensometrów



Rys. 12.25. Warstwice odkształceń poprzecznych z zaznaczonymi miejscami naklejenia tensometrów

Wykonano kalibrację za pomocą modelu numerycznego jednostkową siłą równą 100 kN. Warstwice odkształceń przedstawiono na rysunkach 12.24 i 12.25. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń uzyskano mnożnik obciążeń k , który dla poszczególnych kierunków obciążeń wynosi:

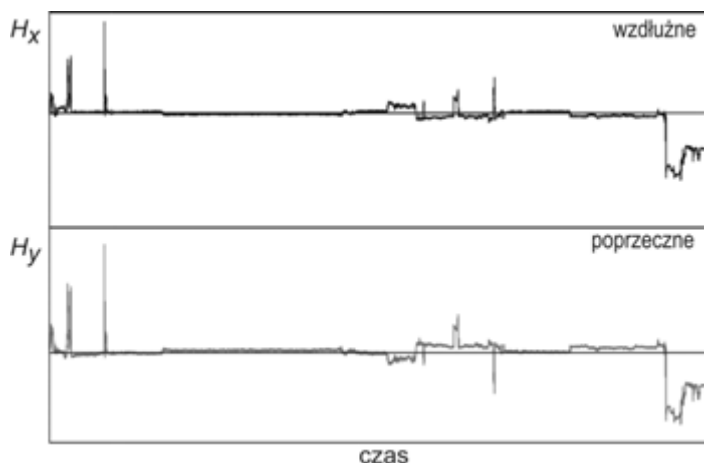
- obciążenie pionowe $k_V = 18,18e^6$ [kN/V],
- obciążenie poprzeczne $k_y = 3,05e^6$ [kN/V],
- obciążenie wzdłużne $k_x = 2,93e^6$ [kN/V].

Do wyznaczenia poszczególnych sił posłużono się następującymi zależnościami:

$$V = \left(\frac{T1 + T2 + T3 + T4}{4} \right) k_V$$

$$H_y = \left(\frac{T2 + T3 - T1 - T4}{2} \right) k_y$$

$$H_x = \left(\frac{T1 + T2 - T3 - T4}{4} \right) k_x$$



Rys. 12.26. Przebieg zmian obciążeń wzdłużnych i poprzecznych w [kN]

Zarejestrowano liczne serie pomiarowe dla różnych położeniach gąsienic mostu i wózka. Pomiary obejmowały skręt w miejscu, podjazdy i hamowania wózkiem lub zwałowarką oraz kombinacje tych ruchów. Na rysunku 12.26 pokazano przykładowy przebieg siły poprzecznej i wzdłużnej.

Siły masowe pionowe (średnie) od jazdy D wyznaczone z pomiarów są równe:

$$D = 5,8\% E$$

a maksymalne wynoszą:

$$D = 13,2\% E$$

gdzie E obciążenie łożyska masą mostu i wysięgnika odbierającego.

Wypadkowe siły poziome mieszczą się w zakresie:

- szczytowa $F_{\text{rmax}} = 495,3 \text{ kN}$,
- przeciętna $F_r = 243 \text{ kN}$.

Siły te obejmują siły tarcia w parach kinematycznych, efekty dynamiczne oraz siły masowe od ruchu jazdy. Nieuwzględniona jest w pełni siła od pochylenia podłoża (pomiaru nie były przeprowadzane w granicznym pochyleniu).

Przeprowadzono porównanie obciążeń zmierzonych i wyznaczonych z normy. Wyniki zamieszczono w tabeli 12.4. Wartości przeciętne z pomiarów odpowiadają obciążeniom normowym, natomiast wartości szczytowe wykazują nadwyżki rzędu momentu wywrotnego oraz siły bocznej około 30–40%.

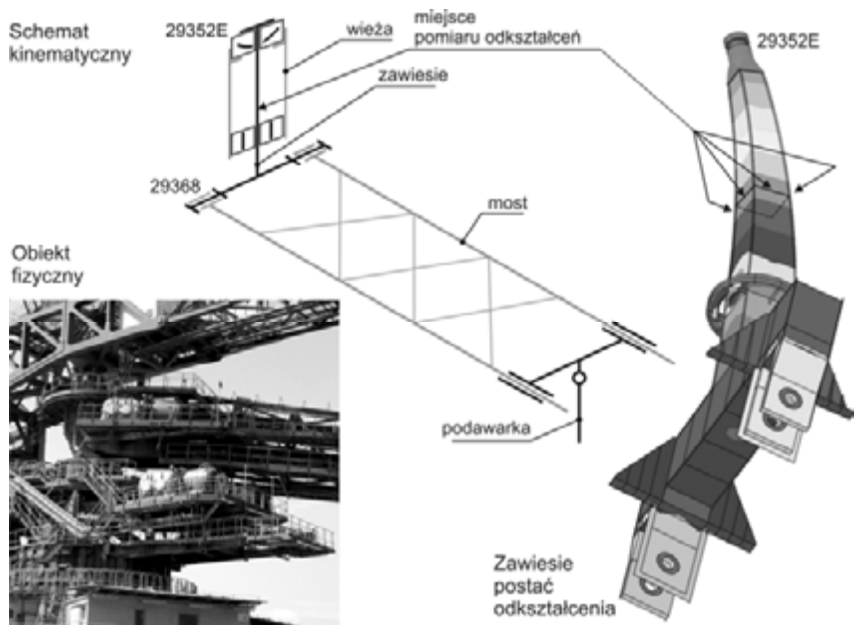
Tabela 12.4. Obciążenia łożyska zredukowane do płaszczyzny podziałowej łożyska

Przypadek kojarzenia obciążeń	Siła osiowa F_a [kN]	Moment wywrotny M [kN·m]	Siła promieniowa F_r [kN]
Obciążenia wyznaczone zgodnie z normą			
Norma (transport)	5347,3	9875	709,6
Norma (transport, pochylenie awaryjne)	5347,3	1322,1	972,1
Obciążenia z uwzględnionymi pomiarami (wartości średnie)			
Pomiar + wartość określone z normy (masa własna, wiatr burzowy, pochylenie)	5656,3 (masa własna + zmierzone nadwyżki)	999,9 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)	705,7 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)
W stosunku do normowych	105,8%	101,3%	99,5%
Pomiar + wartość określone z normy (masa własna, wiatr burzowy, pochylenie awaryjne)	5656,3 (masa własna + zmierzone nadwyżki)	1272,3 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)	966,3 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)
W stosunku do normowych	105,8%	100,4%	99,4%
Obciążenia z uwzględnionymi pomiarami (wartości szczytowe)			
Pomiar + wartość określone z normy (masa własna, wiatr burzowy, pochylenie)	6053,3 (masa własna + zmierzone nadwyżki)	1523,9 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)	1019,2 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)
W stosunku do normowych	113,2%	154,3%	143,6%
Pomiar + wartość określone z normy (masa własna, wiatr burzowy, pochylenie awaryjne)	6053,3 (masa własna + zmierzone nadwyżki)	1826,9 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)	1272,3 (wiatr burzowy + pochylenie + wyniki pomiaru)
W stosunku do normowych	113,2%	138,2%	130,9%

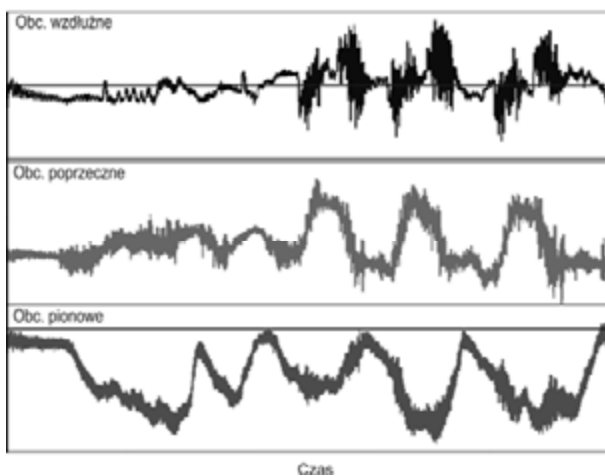
Przykład 2

Określenie obciążeń w układzie łożysk zawieszenia mostu zwałowarki ZGOT-11500.100

Most podwieszony jest w części centralnej nadwozia zwałowarki poprzez zawiesie, które pokazano na rysunku 12.27. Zawiesie łożyskowe jest w górnej części poprzez łożysko baryłkowe wzdłużne 29352. W środkowej części zawiesie mostu podparte na łożysku ślizgowym z tuleją brązową z czaszą kulistą o średnicy 1250 mm.



Rys. 12.27. Schemat kinematyczny łożyskowania mostu – miejsce pomiaru odkształceń w zawiesiu



Rys. 12.28. Przykładowe przebiegi składowych zmiennych obciążenia łożyska zawiesia mostu

Łożysko jest obciążone ciężarem mostu, nosiwa i zanieczyszczeń z uwzględnieniem pracy na podłożu pochyłym, wymuszeniami dynamicznymi od transportowanego urobku, wiatrem itp. Wartości tych obciążeń cząstkowych dobrze definiują normy [1]. Słabo zdefiniowane są siły bezwładności wynikające z jazdy maszyny głównej i podawarki, a szczególnie siły tarcia w mechanizmie rozsuwu mostu.

Wartości sił masowych oraz tarcia są niewystarczająco zdefiniowane. W celu identyfikacji obciążeń przeprowadzono doświadczalny pomiar sił poprzecznych działających na łożysko, przez tensometryczny pomiar odkształceń zawiesia. Pomiary przeprowadzono dla różnych konfiguracji maszyny, różnych kierunków i zwrotów jazdy. Na rysunku 12.29 pokazano przykładowy przebieg obciążeń działających na łożysko podczas rozruchu i hamowania jazdy oraz miejsce naklejenia czujników.

Przedstawione przykłady odkształceniowej identyfikacji zostały wykonane w związku z degradacją łożysk.

12.3. Częstościowa identyfikacja obciążeń

Czas eksploatacji maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego wynosi zazwyczaj kilkadziesiąt lat, w tym czasie maszyna jest często modernizowana, wyposażana w nowe elementy, co z biegiem lat powoduje zmianę obciążenia elementów struktury nośnej. Jednym z najbardziej odpowiedzialnych elementów ustroju nośnego są cięgna, na których zawieszono są wysięgniki. Uszkodzenie tego elementu może prowadzić do katastrofy [4]. W przypadku cięgien linowych istnieje zazwyczaj duży współczynnik bezpieczeństwa, natomiast gdy cięgna wykonane są z blach i łączone technologią spawania, wykazują dużą wrażliwość na zjawiska zmęczeniowe. Podstawowym problemem podczas sprawdzenia wytrzymałości eksploatacyjnej jest identyfikacja obciążenia cięgna od masy własnej maszyny, co wynika z braku możliwości zważenia poszczególnych członów maszyny bez jej demontażu. Jedną z takich maszyn jest samojezdny przenośnik PGOT-5500. Na rysunku 12.30 pokazano maszynę i zaznaczono strzałkami przedmiotowe cięgna.



Rys. 12.29. Przenośnik samojezdny
– cięgna wymagające identyfikacji napięcia oznaczono strzałkami

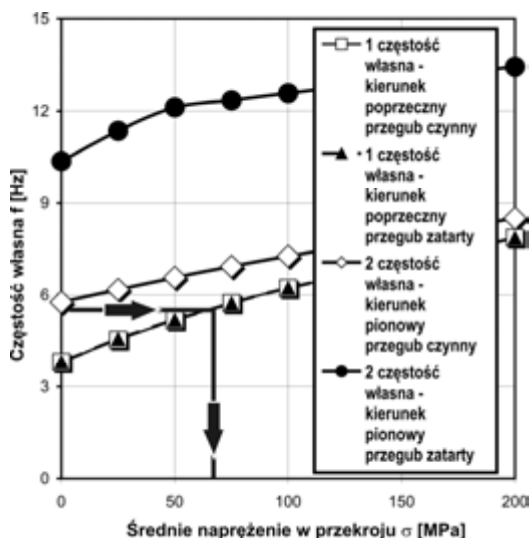
Cięgna są zbyt odpowiedzialnymi elementami, aby do pomiaru można było zastosować sprawdzone metody, takie jak tensometryczna metoda otworkowa. Cechą charakterystyczną cięgien jest występowanie stosunkowo prostych, wzajemnie ortogonalnych postaci własnych. Niezbędne stało się wykorzystanie metody elementów skończonych [387] i pomiaru częstości własnych [36, 270].

Metodyka pomiaru

Podstawą identyfikacji siły napinającej cięgno – średniego naprężenia przekrojowego jest wyznaczenie metodą elementów skończonych częstości własnych kilku pierwszych postaci własnych (modów) (rys. 12.30) oraz charakterystyk *częstość własna–naprężenie cięgna* dla różnych stanów zamocowania cięgna [319]. Na rysunku 12.31 pokazano przebiegi dla połączeń sworzniowych obracających się i zatartych.



Rys. 12.30. Pierwsza postać własna cięgna



Rys. 12.31. Charakterystyka częstości własne – średnie naprężenie przekrojowe [324]

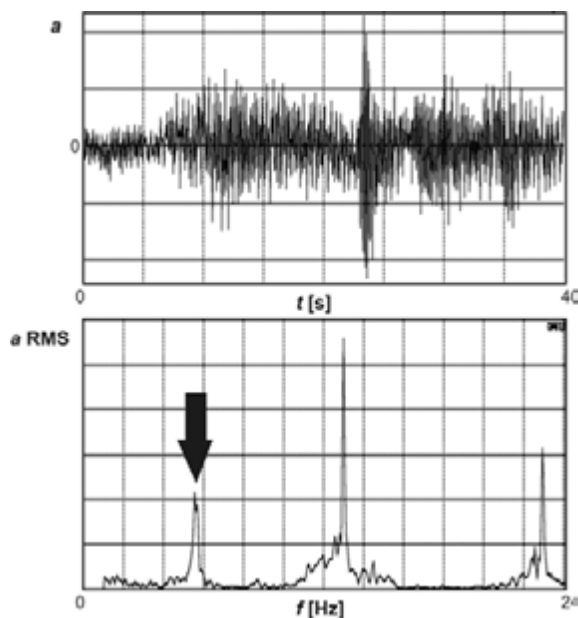
Z symulacji numerycznych stwierdzono dużą wrażliwość częstości drgań w płaszczyźnie obrotu sworzni (pionowej) od stanu kinematycznego jointa oraz praktycznie znikomy jego wpływ na częstość drgań w kierunku poprzecznym.

Przez odniesienie zmierzonych częstości do wyników uzyskanych MES możliwe jest wyznaczenie napięcia ciągną od ciężaru własnego maszyny. Przy małych drganiach i obciążonym ciągnie, tarcie występujące na sworzniach nie ulega rozwinięciu i węzły (przeguby) zachowują się jak sztywne, co pozwala na identyfikację napięcia nawet za pomocą drgań w płaszczyźnie obrotu sworzni.

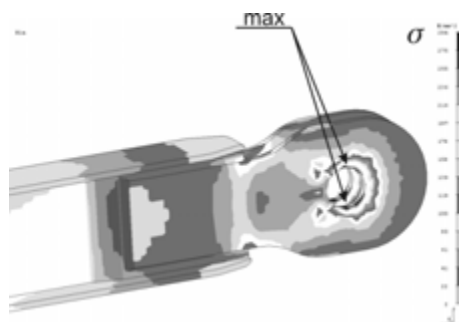
Wyniki

Metodę zastosowano do cięgien oznaczonych strzałkami na rysunku 12.30. Pomiarzy zrealizowano w kilku seriach, uzyskano powtarzalne wyniki. Przykładowy zmierzony przebieg przyspieszenia w kierunku poziomym dla ciągną wysięgnika przeciwwagi oraz wyznaczoną charakterystyką amplitudowo-częstotliwościową pokazano na rysunku 12.32.

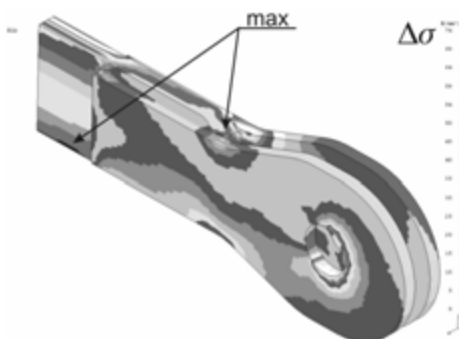
Stwierdzono, że napięcie przekrojowe ciągną wysięgnika przeciwwagi od mas własnych wynosi około 67 MPa. Wyznaczona wartość umożliwiła przeprowadzenie pełnego zakresu obliczeń wytrzymałościowych oraz zmęzeniowych z uwzględnieniem dodatkowych składników obciążenia, takich jak wiatr, pochylenie podłoża, siły



Rys. 12.32. Zmierzony przebieg przyspieszenia w kierunku poziomym (na górze) oraz wyznaczoną charakterystyką amplitudowo-częstotliwościową (na dole)



Rys. 12.33. Naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera–Misesa



Rys. 12.34. Zakres naprężeń według hipotezy Hubera–Misesa

bezwładności ruchów masowych. Przykładowe wyniki naprężeń zastępczych i zakres naprężeń pokazano na rysunkach 12.33. i 12.34.

Wyniki interpretowano za pomocą normy DIN 22261. Stwierdzono, że uzyskane wartości znajdują się w bezpiecznym zakresie.

Zaprezentowana numeryczno-doświadczalna metoda umożliwia w prosty i szybki sposób identyfikację napięcia cięgien wykonanych z blach na obiekcie fizycznym w warunkach poligonowych. Przeprowadzona analiza wrażliwości częstości własnych na napięcie ciągną i sposób podparcia wykazała dobrą rozdzielczość metody.

Osiągnięto także cel praktyczny – odpowiedź na pytanie czy dalsza eksploatacja maszyny nie grozi katastrofą. Podaną metodę stosowano z sukcesem także dla innych maszyn.

12.4. Podsumowanie

W rozdziale opisano wybrane metody identyfikacji obciążenia tocznych węzłów obrotowych. Metody tensometrii oporowej, identyfikacji częstotliwościowej są powszechnie znane. Zaproponowano jednak kilka oryginalnych rozwiązań układów po-

miarowych. Porównano metody doświadczalnego wyznaczania położenia środka ciężkości i masy dużych maszyn bądź ich nadwozia. Wykazano, że stosowanie precyzyjnych manometrów zamiast dynamometrów tensometrycznych nie pogarsza dokładności pomiaru. Oryginalny jest sposób eliminacji systematycznego błędu pomiarowego związanego z wyważaniem maszyn szynowych przez pomiar nacisków kół jezdnych na szyny. Przez przeprowadzenie pomiarów w dwóch przeciwległych położeniach i jednym do nich ortogonalnym, błąd określenia położenia środka ciężkości jest całkowicie eliminowany. Pozostałe przykłady ilustrują dobrze zastosowane techniki. Nie zaprezentowano przykładów układów pomiarowych dotyczących identyfikacji obciążeń działających na podzespoły wsporcze łożyska od strony mechanizmów jazdy. Przykłady takich badań można znaleźć w pracach [176, 247, 374]. Obciążenia można także wyznaczyć przez symulacje numeryczne [139, 340] z wykorzystaniem modeli MBS [38]. Konieczna jest jednak znajomość modeli podłoża oraz znajomość dynamicznych charakterystyk modalnych maszyny roboczej. Należy podkreślić istotny wpływ obciążeń od mechanizmów jazdy na obciążenie węzłów obrotu nadwozia. Znajomość wiarygodnego zbioru obciążeń jest warunkiem koniecznym do prawidłowego rozpoznania zjawisk w tocznym węźle obrotowym i właściwego jego projektowania, eksploatacji, prognozowania jego trwałości, diagnozowania przyczyn zbyt szybkiej degradacji.

13. Wnioski

Przedstawione zagadnienia obejmują cztery podstawowe obszary badań:

- modelowanie na poziomie lokalnym: pojedynczego styku *element toczny-bieżnia*, w tym modelowanie zużycia odkształceniowego,
- modelowanie na poziomie globalnym: całego węzła obrotu z wykorzystaniem elementów zastępczych elementu tocznego, modelowanie połączeń śrubowych,
- metodologii syntezy wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych: metod obliczeniowych, doboru materiałów, kształtowania podzespołów wsporczych, korygowania łożysk,
- metodyki badań eksperymentalnych: pomiaru pośredniego i bezpośredniego obciążeń elementów tocznych, identyfikacji obciążeń węzła obrotu, identyfikacji zmiany geometrii wskutek zużycia odkształceniowego.

Modelowanie na poziomie lokalnym

Zbudowano modele MES, uwzględniające rzeczywisty kształt powierzchni styku i wynikających zeń odstępstwa od klasycznych teorii hertzowskich. Dla bardzo dużego zbioru modeli, różniących się parametrami geometrycznymi, spróbowano zdefiniować modele fenomenologiczne przydatne do rozwiązywania rzeczywistych zadań inżynierskich. Wyznaczono łatwe do zastosowania spójne wzory aproksymacyjne w postaci wielomianów, których argumentem jest logarytm naturalny z dopełnienia do jedności współczynnika przystawania. Dają one bardzo dobre przybliżenie w szerokim zakresie współczynników przystawania. Wyznaczono także wzory do rozwiązania zagadnienia wyężenia strefy styku. Opisana budowa modeli dyskretnych może zostać zastosowana do rozwiązywania innych nietypowych zagadnień związanych z kontaktem między ciałami fizycznymi.

Szczególną uwagę zwrócono na mechanizm zużycia odkształceniowego, który w prawidłowo dobranych, zamontowanych i eksploatowanych klasycznych łożyskach maszynowych praktycznie nie występuje. Zużycie odkształceniowe wynika ze zjawiska płynięcia plastycznego materiału bieżni. Opisano modele materiału stosowane do numerycznej symulacji zjawisk w zakresie nieliniowości materiałowej. Modele te wykorzystano do wyznaczenia odkształceń trwałych podczas wgniatania elementu

tocznego w bieźnię oraz numerycznej symulacji przetaczania kuli po sprężysto-plastycznej bieźni. Dotychczas takie symulacje wykonywane były wyłącznie na modelach tarczowych w płaskim stanie odkształcenia, a na modelach objętościowych o bardzo małej gęstości siatki elementów skończonych, niedającej wiarygodnych ilościowo wyników i obejmowały jedynie jedno, dwa przetoczenia. Zaprezentowane modele ze względu na bardzo gęstą dyskretyzację eliminują ten problem.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych rozpoznano zjawiska zachodzące w początkowym etapie rozwałcowania bieźni: zmiany pola naprężeń i odkształceń, głębokość warstwy odkształconej plastycznie (umocnionej przez zgniot). Potwierdzono możliwość stosowania liniowej aproksymacji zużycia odkształceniowego, której argumentem jest liczba cykli. Uzyskane modele i zbudowane algorytmy posłużyły do analizy zużycia łożyska zwałowarki po kilkuletniej eksploatacji. Uzyskano dobrą zgodność w stosunku do obiektu fizycznego.

Wyniki z symulacji przetaczania dotyczą jednego materiału bieźni i kilku poziomów obciążenia właściwego. Ich uogólnienie na większe spektrum materiałów wymaga dalszych czasochłonnych symulacji. Niezbędne jest także uwzględnienie w kolejnych algorytmach prognozowania zużycia odkształceniowego modeli zmęczenia, by zdefiniować punkt końcowy etapu stabilnego wzrostu zużycia odkształceniowego.

Dodatkowym efektem zbudowanych modeli była numeryczna identyfikacja postaci tarcia na styku *element toczny–bieźnia* o dużym współczynniku przystawania. Wyznaczono wartość sił oporów tarcia wskutek poślizgów pomiędzy elementami oraz rozkład sił trakcyjnych po powierzchni styku. Wyznaczono także opory wynikające z wymuszania zużycia odkształceniowego przez element toczny (rozwałcowywania).

Modelowanie na poziomie globalnym

Szczegółowo opisano modelowanie elementów tocznych za pomocą elementów zastępczych. Całkowicie nowe podejście stanowi metoda superpozycji podzespołów wsporczych z dobrymi wynikami stosowana w Zakładzie Komputerowego Wspomagania Projektowania i Badań Eksperymentalnych Politechniki Wrocławskiej. Przedstawiona metoda modelowania połączeń śrubowych umożliwia weryfikację wytrzymałości połączeń śrubowych przez sprzężoną analizę na dwóch poziomach: całego węzła i pojedynczego połączenia.

Zaprezentowane modele MES węzłów obrotu eksploatowanych obiektów fizycznych reprezentują całe spektrum typów maszyn roboczych i transportowych, podlegających obciążeniom o różnych charakterach, o różnych postaciach konstrukcyjnych. Przedstawiono zakres stosowności poszczególnych modeli obliczeniowych podzespołów wsporczych. Ze względu na zróżnicowaną postać konstrukcyjną wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych i zazwyczaj szeroki zbiór możliwych stanów obciążenia nie istnieje możliwość sformułowania szczegółowych zaleceń odnośnie do modelowania mających uniwersalny charakter.

Metodologia syntezy wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych

Dokonano przeglądu metod obliczeniowych łożysk wielkogabarytowych. Przeprowadzona dyskusja wymagań stawianych metodom obliczeniowym wskazuje zjawiska, które należy uwzględniać w modelach obliczeniowych na etapach projektowania wstępnego oraz obliczeń sprawdzających.

Zaproponowano nowe rozwinięcie zmodyfikowanej metody Ohnricha w zapisie macierzowym, uwzględniające wszystkie składowe obciążenia łożyska oprócz momentu obrotowego. Rozwinięcie to jest istotne ze względu na możliwość eliminacji wzorów redukcyjnych do uwzględniania składowej promieniowej obciążenia.

Ze względu na zróżnicowaną postać konstrukcyjną wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych i zazwyczaj szeroki zbiór możliwych stanów obciążenia nie istnieje możliwość sformułowania szczegółowych zaleceń mających charakter uniwersalny.

Zwrócono uwagę na globalne i lokalne czynniki konstrukcyjne, które mają istotny wpływ na postać deformacji podzespołów wsporczych i dystrybucję obciążeń. Czynnikiem globalnym jest sztywność podzespołów wsporczych, która wynika z sztywności ich elementów składowych. Stwierdzono, że najbardziej korzystne jest zapewnienie podobnej sztywności obydwóm podzespołom wsporczym nadwozia i podwozia. Dotychczas większość producentów łożysk i biur konstrukcyjnych hołdowało zasadzie kojarzenia jednego podzespołu wsporczego o dużej sztywności z drugim bardziej podatnym. Przedstawiony przykład przeczy tej zasadzie. Drugim przekonaniem, które okazało się nieuzasadnione jest przyjęcie założenia o wyższości dźwigarów pierścieniowych o przekroju zamkniętym nad dźwigarami o przekroju otwartym.

Stwierdzono znaczący wpływ kąta doprowadzenia podpór do dźwigara pierścieniowego oraz odsunięcia powierzchni pod łożysko od płaszczyzny wprowadzenia podpór na rozkład sztywności i wynikającą z niej postać deformacji dźwigara pierścieniowego. Wykazano szkodliwy wpływ lokalnych usztywnień w postaci żeber i przepon. Elementy te chętnie wprowadzane przez konstruktorów lekkich ustrojów nośnych, są korzystne pod względem wytrzymałościowym, lecz powodują występowanie lokalnych spięrzeń w rozkładzie sztywności. Stosowanie lekkich ustrojów nośnych w obszarze węzła łożyskowego jest przerzuceniem kosztów z etapu wytwarzania na etap eksploatacji maszyny.

Przedstawiona metodyka analizy parametrycznej podstawowych parametrów geometrycznych podzespołu wsporczego oraz metoda przybliżonej oceny podzespołu wsporczego powinny być stosowana w projektowaniu wstępnym.

Sformułowano ideę stosowania korekcji łożysk. Niezależnie od rodzaju maszyny stosowanie korekcji musi być poprzedzone wnikliwą oceną stanu istniejącego w układzie *łożysko–jego konstrukcje wsporcze* bez korekcji. Przy konstruowaniu węzła obrotu z korekcją należy stosować wszystkie zasady, które obowiązują przy konstruowaniu

węzła obrotu bez korekcji. Wadą stosowania korekcji jest konieczność indywidualnego jej wyznaczania do każdego z podzespołów wsporczych.

Obecnie korekcja opracowana według przedstawionej metody została zastosowana w dwóch maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Obydwa łożyska zostały wyposażone w czujniki pomiarowe sił wywoływanych przez elementy toczne. Wyniki pomiarów potwierdzają działanie korekcji.

Zbudowane na podstawie wyników pomiarów zużycia obiektu fizycznego modele łożysk: idealnego i w różnych etapach eksploatacji obrazują zjawisko spłaszczania się dystrybucji obciążeń i mechanizm, tzw. samokorekcji. Prawidłowy dobór geometrycznych i fizycznych cech łożyska w skojarzeniu z odpowiednim doбором sztywności podzespołów wsporczych, pozwalający uzyskać wstępną korekcję przez początkowe rozwałcowanie bieżni, a następnie stabilizację geometrii, wymaga jeszcze dalszych symulacji numerycznych oraz badań na obiektach rzeczywistych, szczególnie w zakresie rozpoznania zjawisk zachodzących podczas wstępnego rozwałcowania. Już na obecnym etapie można stwierdzić potencjalne korzyści płynące ze stosowania łożysk miękkich podlegających samokorekcji.

Metodyka badań eksperymentalnych

Przedstawione metody doświadczalnej identyfikacji obciążeń przez pomiar bezpośredni lub pośredni zostały zweryfikowane na kilku obiektach fizycznych: koparkach i zwałowarkach. Są to oryginalne, unikatowe metody, których założenia opracowano na podstawie analizy możliwości ich wdrożenia nie na obiekcie laboratoryjnym, ale na dużych maszynach roboczych eksploatowanych w trudnych warunkach, dla złożonych obciążeń. Metody wykazały swoją przydatność, a uzyskane wartości obciążeń właściwych były zgodne z wynikami uzyskanymi na drodze numerycznej.

Pomiar bezpośredni jest dokładniejszy, ale wymaga ingerencji w bieżnię łożyska. Metoda ta jest możliwa do zastosowania jedynie w łożyskach nowych o bieżniach normalizowanych lub ulepszonych cieplnie do niewielkiej twardości. Czujniki są narażone na uszkodzenie wskutek ich zawalcowania z bieżnią lub wpływu środka smarowego i zanieczyszczeń występujących wewnątrz łożyska. Z tego względu pomiar możliwy jest w pierwszym okresie eksploatacji. Przewaga tej metody tkwi w rozsprzężeniu sygnałów z sąsiednich elementów tocznych.

Pomiar pośredni charakteryzuje się większym błędem wskutek interakcji sąsiadujących elementów tocznych na mierzone odkształcenie. Zaletą tej metody jest jednak jej niski koszt, możliwość stosowania także do łożysk już eksploatowanych oraz trwałość czujnika i możliwość jego odtworzenia w razie uszkodzenia. Możliwe jest także stosowanie obydwu metod pomiarowych równocześnie.

Zmierzone maksymalne wartości obciążeń właściwych były od 3 do 4 razy większe niż wyznaczone metodami ohnrichowskimi. Zaobserwowano istotny wpływ odchyłek płaskości podzespołów wsporczych na dystrybucję obciążeń.

Degradacja wielkogabarytowych tocznych węzłów obrotowych ze względu na wielkość obciążeń nie następuje w końcowym etapie eksploatacji łożyska, lecz towarzyszy całemu czasowi eksploatacji. Umiejętność rozpoznania zjawisk degradacyjnych zachodzących w węzle obrotowym jest konieczna do właściwego projektowania węzła obrotu, interpretacji wyników uzyskanych z jego monitorowania oraz prognozowania końca jego trwałości użytkowej. Do monitorowania zużycia odkształceniowego dużych łożysk z bieżniami o małej twardości oraz identyfikacji zmian geometrii powierzchni bieżni zaproponowano kilka metod ich identyfikacji. Zastosowanie podczas pomiarów zmiany odległości pomiędzy pierścieniami łoż kulowych dwóch ortogonalnych położenia nadwozia względem podwozia umożliwia wyznaczenie odrębnych wartości zużycia bieżni nadwozia i podwozia.

Uzyskane wyniki pomiarów zagłębienia dna bieżni i ich zmienność po obwodzie łożyska oraz powiązanie ich z postacią deformacji podzespołów wsporczych nie były dotychczas w literaturze opisane. Nowoczesne metody doświadczalne w połączeniu z metodami numerycznymi dają obecnie możliwość porównania przebiegu zużycia po obwodzie łożyska z rozkładem sztywności dźwigara pierścieniowego.

Znajomość wiarygodnego zbioru obciążeń jest warunkiem koniecznym do prawidłowego rozpoznania zjawisk w tocznym węzle obrotowym i właściwego jego projektowania, eksploatacji, prognozowania jego trwałości, diagnozowania przyczyn zbyt szybkiej degradacji. Zaproponowano kilka oryginalnych rozwiązań układów pomiarowych. Porównano metody doświadczalnego wyznaczania położenia środka ciężkości i masy dużych maszyn bądź ich nadwozia. Wykazano, że stosowanie precyzyjnych manometrów zamiast dynamometrów tensometrycznych nie pogarsza dokładności pomiaru. Oryginalny jest sposób eliminacji systematycznego błędu pomiarowego związanego z wyważaniem maszyn szynowych przez pomiar nacisków kół jezdnych na szyny.

Obecnie stosowane metody modelowania dają możliwość uzyskania wyników o dużej wiarygodności. Każdy model budowany jest jednak na pewnym poziomie idealizacji. Problemem modelowania na poziomie globalnym są imperfekcje geometrii obiektu fizycznego. W obiekcie istniejącym możliwa jest identyfikacja tych imperfekcji. Na etapie projektowania powinno się przyjmować reprezentatywne statystycznie modele o rozmytej geometrii. Metoda budowy takich modeli powinna zostać w przyszłości opracowana. Problemem modelowania na poziomie lokalnym jest niedostateczna znajomość modeli materiału bieżni pod obciążeniem cyklicznym: charakterystyk sprężysto-plastycznych z umocnieniem w złożonym przestrzennym stanie odkształcenia oraz charakterystyk zmęczenia niskocyklowego. Konieczne jest prowadzenie badań doświadczalnych na maszynach wytrzymałościowych oraz stanowiskowych na modelach łożysk, w celu wyznaczenia charakterystyk typowych materiałów o różnej twardości.

Literatura

- [1] Auerbach F., *Absolute Härtemessung*, Annalen der Physik, 43/1891.
- [2] Augustynowicz J., Dudek K., Rosik R., *Przyczyny degradacji ustrojów nośnych wielonaczyniowych koparek kołowych*, Górnictwo Odkrywkowe, 2006, R. 48, nr 5/6, 10–14.
- [3] Augustynowicz J., Rosik R., Wiewiórko B., *Przyczyny degradacji dźwigara pierścieniowego koparki KWK-1500S*, Syst.: J. Syst. Transdiscipl. Syst. Sci. 2003, Vol. 8, Spec. Iss., 15–24.
- [4] Babiarz S., Dudek D., *Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym*, Ofic. Wyd. PWr., Wrocław 2007.
- [5] Bathe K.J., *Finite element procedures in engineering analysis*, Prentice Hall, New Jersey 1982.
- [6] Bathe K.J., *Finite-Elemente-Methoden*, 2. Aufl., Springer Verl., Berlin 2002.
- [7] Bęben A., *Maszyny i urządzenia w górnictwie odkrywkowym*, PWN, Warszawa–Kraków– Łódź 1971.
- [8] Bielajew N.M., *Wyčislenie naibolšich raščetnych napriazhenij pri szatii uprugich tiel*, Leningrad 1929.
- [9] Bielajew N.M., *Wytrzymałość materiałów*, Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej, Warszawa 1956.
- [10] Bhushan B., *Principles and applications of tribology*, John Wiley & Sons, New York 1999.
- [11] BN-71/1130-10 – *Kulowe połączenia obrotowe dwurzędowe*.
- [12] Bochmann H., *Die Abplattung von Stahlkugeln und Zylindern durch den Messdruck*, Praca doktorska, Drezno 1927.
- [13] Bogucki A., *Analiza wytrzymałościowa portalu pod łożysko wieńcowe zwalowarki*, Praca dyplomowa, IKEM Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
- [14] Brändlein J., Eschmann P., Hasbargen L., Weigand K., *Die Wälzlagerpraxis*. Vereinigte Fachwerke GmbH, (wyd. 3 poprawione) Mainz 1998.
- [15] Brändlein J., Schlereth W., *Konstruktion und Berechnung eines grossen Wälzlagergehäuses*, Antriebstechnik, 11/1980.
- [16] Brändlein J., *Kraftflussgerechte Konstruktion der Wälzlageranschlussteile*, Wälzlagertechnik, 1/1981.
- [17] Brändlein J., *Lastübertragung durch Grosswälzlager bei Schwenkbaren, auf Ringträgern abgestützten Grossgeräten*, Fördern und Heben, 28/1978, Nr 4.
- [18] Brändlein J., *Lastübertragung im Grosswälzlager bei elastischen Ringträgern als Unter- und Oberkonstruktion*, Fördern und Heben, 30 1980 Nr 3.
- [19] Brändlein J., *Elastische Verformungen der Gehäuse beeinflussen die Wälzlagerung*, Maschinenmarkt, 56/1980.
- [20] Brändlein J., *Grosswälzlager zwischen elastischen Tragringen*, Ergebnisse einer rechnerischen Untersuchung, Wälzlagertechnik, 2/1981, 38–41.
- [21] Brändlein J., *Wälzlager-Kraftverteilung in Gehäusen unter Berücksichtigung der Gehäuseelastizität*, Maschinenmarkt, 7/1973.

- [22] Breucker U., *Experementelle und theoretische Bestimmung der Lastverteilung in Wälzdrehverbindungen bei Stückung durch ungleichfoermig elastische Anschlusskonstruktionen*, Ruhr-Universität Bochum. Institut für Konstruktionstechnik, Schriftenreihe, Heft 85, 4, 1985.
- [23] Brzoska Z., *Statyka i stateczność konstrukcji prętowych i cienkościennych*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1961.
- [24] Carlson D.N., *Caligulas Floating Palaces*, Archaeology, May/June 2002, Vol. 55, Iss. 3, 26–31.
- [25] Changsen W., *Analysis of Rolling Element Bearings*, Mechanical Engineering Publ., London 1991.
- [26] Chen Y.M., Ives L.K., Dalby J.W., *Numerical simulation of slipping contact oper a half-plane*, Wear 1995, 189, 83–91.
- [27] Chlebus E., *Techniki komputerowe CAx w inżynierii produkcji*, WNT, Warszawa, 2000.
- [28] Cichoń C., Cecot W., Krok J., Pluciński P., *Metody komputerowe w liniowej mechanice konstrukcji*, Wyd. PK, Kraków 2002.
- [29] Cohrs H.H., Oberdrevermann R., *Faszination Baumaschinen – Giganten in Erd- und Tagebau*, Giesel Verlag, Isernhagen 2000.
- [30] Cook R., *Finite element modelling for stress analysis*, John Wiley, New York, 1995.
- [31] Crossland B., *Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel*. In: Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers, 1956, 138–149.
- [32] Cvekl Z., *Teoretische und experimentelle Untersuchungen an Kugeldrehbahnen für Tagebaugeräte*, Hebezeuge und Fördermittel, 6/1974.
- [33] Czarnecki H., *Modelowanie zjawisk tribologicznych dla tarcia mieszanego z wykorzystaniem komputerowych programów CAD*, Tribologia, 2007, 28, 2, 141–150.
- [34] Czmochowski J., Moczko P., Smolnicki T., Rusiński E., *Wybrane aspekty awarii kierowanego zestawu gąsienicowego zwalowarki*, Przegląd Mechaniczny, 2006, R. 65, nr 1, 29–33.
- [35] Czmochowski J., Rusiński E., Smolnicki T., *Zastosowanie modeli parametrycznych w doborze sztywności portalu zwalowarki*, Problemy rozwoju maszyn roboczych. XI Konferencja naukowa, Z. 2. Gliwice, Wyd. Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn PŚL., 1998, 353–360.
- [36] Czmochowski J., *Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego*, Ofic. Wyd. PWr., Wrocław 2008.
- [37] Czub. E.F., *Krupnogabaritnye podšibniki kačenija*, Mašinostojenie, Moskva 1976.
- [38] DADS Reference Manual. Revision 8.0, Computer Aided Design Software Inc., 1995.
- [39] Dang Van K., Maitournam M.H., *On some recent trends in modelling of contact fatigue and wear in rail*, Wear, 253 (2002), 219–227.
- [40] Deja M., Stolarski T., Barylski A., *Finite element analysis of contact problems using the ANSYS program*, III Konferencja Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Kudowa Zdrój 1996.
- [41] Dellinger C., Fiedler H., *FAG Wälzlager in der Haspel des neuartigen Rohrverlegungsschiffes "Apache"*, Wälzlageretechnik, 1/1980.
- [42] DIN 22261 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braubkohletagebauen*, 1993.
- [43] Dobrzański L.A., *Metalowe materiały inżynierskie*, WNT, Warszawa 2004.
- [44] Dowson D., *History of Tribology*, 2nd edition. UK, Professional Engineering Publ. Ltd., 2009.
- [45] Dudek D., Dudek K., Rusiński E., Smolnicki T., *Ustalenie częstości drgań własnych ciężkich górnych koparki KWK–1200 M w funkcji siły rozciągającej*. Raporty IKiEM PWr. 1992, Ser. SPR nr 9.
- [46] Dudek D., Korzeń Z., *Dynamische Untersuchungen des Krupp-Schaufelradbaggers SchRs 4600.50 unter Betriebsbedingungen des Tagebaues "Belchatów" in Polen*, Braunkohle, 37/1985.
- [47] Dudek D., *Elementy dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego. Akwizycja sygnałów, analiza układów*, Oficyna Wyd. PWr., Wrocław 1994.
- [48] Dudek D., *Krupp-Schaufelradbagger SchRs–4600 in polnischen Tagebauen*, Braunk. Tagebautech., 1986, Bd 38, H. 1/2.

- [49] Dudek D., *Modele statystyczne obciążeń eksploatacyjnych w procesie urabiania wielonaczyniowymi koparkami kołowymi*, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1987 nr 53, Monografie nr 12.
- [50] Dudek K., Rusiński E., Wach Z., *Ocena wyężenia dźwigara pierścieniowego ładowarko-zwałowarki LZKs-1600*, III konferencja naukowa „Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich”, Kudowa Zdrój, 11–14 grudnia 1996.
- [51] Durst W., Vogt W., *Schaufelradbagger*, Trans. Tech. Publications, 1986.
- [52] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Metoda obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych z uwzględnieniem luzu łożyskowego*, Archiwum Budowy Maszyn, 4/1980.
- [53] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Metody obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych trzyczędowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej, Mechanika, 16/1981.
- [54] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Modelowanie części tocznych w łożyskach wieńcowych za pomocą elementów prętowych*, XI Konferencja „Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo”, Warszawa 1997.
- [55] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Modelowanie pracy łożyska wieńcowego montowanego w parce jednonaczyniowej*, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, 270/2002.
- [56] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Wpływ sposobu modelowania na charakterystyki zastępcze wałeczków w obliczeniach łożysk tocznych wieńcowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, 270/2001.
- [57] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Wyznaczenie nośności wieńcowych łożysk krzyżowych za pomocą metody elementów skończonych*, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, nr 23/1998.
- [58] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Obliczanie połączeń śrubowych w łożyskach wieńcowych*, Przegląd Mechaniczny, 9/2002, 30–36.
- [59] Dziurski A., *Wybór optymalnego sposobu modelowania kontaktu w przypadkach złożonych konstrukcji maszyn roboczych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, 270/2003.
- [60] FAG Wälzlager Kugellager – Rollenlager – Gehäuse – Zubehör Katalog WL 41 520/2 DB. 1996.
- [61] FAG Kugelfischer Georg Schaefer KGaA Schweinfurt. Waelzlager auf den Wegen des technischen Fortschritts, 2. Aufl., R. Oldenbourg Verl. GmbH, Muenchen 1986.
- [62] FAG Slewing Bearings. Katalog CD, 1999.
- [63] FAG Slewing Bearings. Single row Four-Point Bearings for Cranes and Excavators. Publ. No. 43 109ED.
- [64] Feix K., *Lebensdauerberechnung der Waelzlager*, Steyr-Deimler-Puch, 1973.
- [65] FLT Katalog łożysk tocznych, 2010.
- [66] Föppl L., *Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper*, Forschung auf dem Gebiet des Ingenieur-Wesens, 7/1936.
- [67] Gabryszewski Z., Gronostajski J., *Mechanika procesów obróbki plastycznej*, PWN, Warszawa 1991.
- [68] Gao X.H., Huang X.D., Wang H., Chen J., *Load distribution over raceways of an 8-point-contact slewing bearing*, Applied Mechanics and Mechanical Engineering, PTS 1–3, 29–32, 10–15, 2010.
- [69] Gao X.H., Huang X.D., Wang H., Chen J., *Modelling of ball-raceway contacts in a slewing bearing with non-linear springs*, Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 225, Issue C4, 827–831, 2011.
- [70] Gao X.H., Huang X.D., Wang H., Hong R.J., Chen J., *Effect of raceway geometry parameters on the carrying capability and the service life of a four-point-contact slewing bearing*, Journal of Mechanical Science and Technology, 24 (10), 2083–2089, 2010.
- [71] Gibczyńska T., Pytko S., *Łożyska toczne wieńcowe*, Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 1999.

- [72] Gibczyńska T., Marciniak A., *Analiza rozkładu obciążenia w dwurzędowym kulkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem siły promieniowej*, Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994.
- [73] Gibczyńska T., Marciniak A., *Problemy wyznaczania obciążeń w łożyskach wieńcowych*, II Międzynarodowa Konf. Nauk.-Techn. Rozwój i Kierunki Badań Samojezdnych Żurawi Hydraulicznych. Cz. 1, Radziejowice 1994.
- [74] Gibczyńska T., Szucki T., Wiernicki J., *Model obliczeniowy dwurzędowych kulkowych łożysk wielkogabarytowych*, Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994.
- [75] Gibczyńska T., Życzkowski M., *Równania statyki dwurzędowego kulkowego łożyska wieńcowego*, Mechanika Teoretyczna i Stosowana, 7/1969.
- [76] Gibczyńska T., *Konstrukcja i zastosowanie łożysk tocznych o dużych średnicach*, Czasopismo Techniczne, 1965, nr 6M.
- [77] Gibczyńska T., *Łożyska wieńcowe, Konstrukcja, Obliczanie*, Monografia, Zeszyty Nauk. Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika, 24/1991.
- [78] Gibczyńska T., *Obliczenie łożysk wieńcowych obciążonych jednocześnie momentem i niewielką siłą w dowolnym kierunku*, Archiwum Budowy Maszyn, XIV, 3/1967.
- [79] Gibczyńska T., *Symulacja rozkładu obciążenia w łożyskach. Symulacja w badaniach i rozwoju*, Wyd. Spółdzielcze, 1994.
- [80] Gläser H., *Schäden an Gleit- und Wälzlagerungen*, Verlag Technik GmbH, Berlin 1990.
- [81] Glodez S., Potocnik R., Flaker J., *Computational model for calculation of static capacity and lifetime of large slewing bearing's raceway*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 47, 2012, 16–30.
- [82] Goncz P., Potocnik R., Glodez S., *Lifetime determination of the raceway of a large three-row roller slewing bearing*, Advances in Fracture and Damage Mechanics X, Book Series: Key Engineering Materials, Vol. 488–489, 2012, 113–116.
- [83] Goncz P., Potocnik R., Glodez S., *Load capacity of a three-row roller slewing bearing raceway*, 11th International Conference on the Mechanical Behavior of Materials (ICM11), Book Series: Procedia Engineering, Vol. 10, 1196–1201, 2011.
- [84] Grudziński K., Jaroszewicz W., *Posadawianie maszyn i urządzeń na podkładkach fundamentowych odlewanych z tworzywa EPY*, Szczecin 2005.
- [85] Gulianek V.I., *Vybor rasčetnoj schemy konstrukcij s odnostonnimi sviazami tipa kratkovych krugov*, Gornye, stroitelnye i dorozhnye mašiny, Kiev 1982.
- [86] Hai G.X., Diao H.X., Jing H.R., Hua W., Jie C., *A Rolling Contact Fatigue Reliability Evaluation Method and its Application to a Slewing Bearing*
- [87] Haimann R., *Metaloznawstwo*, Ofic. Wyd. PWr., Wrocław 2000.
- [88] Hall S., Woodhead R.W., *Frame Analysis*, John Wiley & Sons, New York 1961.
- [89] Han H., *Determination of mean flow stress and friction coefficient by the modified two-specimen method in cold rolling*, Journal of Materials Processing Technology, 159 (2005), 401–408.
- [90] Handreck T., *Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion*, Praca doktorska, TU Dresden, 1993.
- [91] Harris T.A., *Rolling Bearing Analysis*, Fourth Ed., John Wiley & Sons, Inc., New York 2001.
- [92] Harzheim L., *Strukturoptimierung*, Grundlagen und Anwendungen, Verl. Harri Deutsch, Frankfurt a.M. 2008.
- [93] Harnatkiewicz P., *Analiza wpływu zużycia odkształceniowego na dystrybucję obciążeń w łożysku wieńcowym. Analiza zmian makro- i mikrostruktury materiałów łożyska wieńcowego koparek węgla brunatnego*, Praca dyplomowa, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, 2009.
- [94] Hawrylak H., Sobolski R., *Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego*, WN Śląsk, Katowice 1974.
- [95] Hinton E., Owen D.R.J., *Finite Element in Plasticity*, Pineridge Press., London 1980.

- [96] Hertz H., *Über die Berührung fester elastischer Körper*, Journal für die reine und angewandte Mathematik 92, 156–171 (1881) (<http://www.uni-leipzig.de/~pwm/web/download/Hertz1881.pdf>).
- [97] Huber T.M., *Teoria sprężystości*, PWN, Warszawa 1954.
- [98] Iluk A., Przybyłek G., Smolnicki T., Bojczuk J., *Analiza wytrzymałościowa podwozia zwałowarki 4420.61. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn*, V Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba, 14–16 maja 2001, T. 1, Wrocław 2001, 353–360.
- [99] INA Slewing rings Catalogue 404. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Iss. February 2012.
- [100] ISO 5049/1 *Przejezdne urządzenia do ciągłego przeladunku materiałów*.
- [101] ISO 76, *Rolling bearings – Static load ratings*, 1987.
- [102] Jiang Z.Y., Zhu H.T., Tieu A.K., *Mechanics of roll edge contact in cold rolling of thin strip*, Int. J. of Mechanical Sciences, 48 (2006), 697–706.
- [103] Johnson K.L., *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, 1995.
- [104] Jones A., *The mathematical theory of rolling-element bearings*, Mechanical Design and Systems, Handbook, McGraw-Hill, 1964.
- [105] Journal of Tribology – Transactions of The Asme, Vol. 134, Issue 1, Article Number: 011101, DOI: 10.1115/1.4005770, 2012.
- [106] Kahn R., *Ein Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen*, Technische Hochschule Hannover. Lehrstuhl fuer Stahlbau. Schriftenreihe. Heft 3, Hannover 1964.
- [107] Kamyk Z., Mańko Z., Rusiński E., Smolnicki T., *Badania doświadczalne i modele dyskretne połączeń ciernych z zastosowaniem śrub sprężających w mostach stalowych*, IV Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba, 1999, T. 2, Wrocław, 41–50.
- [108] Kania L., Krynke M., Mazanek E., *A catalogue capacity of slewing bearings*, Mechanism and Machine Theory, 58, 29–45, 2012.
- [109] Kania L., Krynke M., Mazanek E., *Nośność łożysk wieńcowych waleczkowych krzyżowych z uwzględnieniem podatności pierścieni i śrub mocujących*, Problemy Maszyn Roboczych, Z. 29, 2007, 43–52.
- [110] Kania L., Krynke M., Mazanek E., *Wpływ deformacji pierścieni na nośność łożyska wieńcowego waleczkowego*, Górnictwo Odkrywkowe, 1/2008, 51–56.
- [111] Kania L., Krynke M., Śpiewak S., *Problemy obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych podwójnych*, Przegląd Mechaniczny, 12/2009, 37–40.
- [112] Kania L., Mazanek E., Mruk M., *Analiza połączenia śrubowego obciążonego mimośrodowo na przykładzie łożyska wieńcowego*, Czasopismo Techniczne, Mechanika, 102, 1-M, 195–202, 2005.
- [113] Kania L., Mazanek E., Mruk M., *Wpływ postaci konstrukcyjnej struktur nośnych na rozkład obciążenia wewnętrznego w łożysku wieńcowym*, Przegląd Mechaniczny, 1/2006, 33–36.
- [114] Kania L., Mazanek E., Mruk M., *Wpływ rozmieszczenia śrub mocujących łożysko wieńcowe na rozkład jego obciążenia wewnętrznego*, Przegląd Mechaniczny, 12/2004, 29–32.
- [115] Kania L., Pytlarz R., Reszka P., *Modelowanie strefy styku kulkowych łożysk wieńcowych oraz analiza numeryczna współczynnika twardości*, Modelowanie Inżynierskie, 10/2011, 157–164.
- [116] Kania L., Pytlarz R., *Analiza obciążenia krawędzi bieżni w jednorzędowych łożyskach wieńcowych*, Systems, 16, 1, 235–244, 2012.
- [117] Kania L., Śpiewak S., *Nośność statyczna łożysk wieńcowych podwójnych z uwzględnieniem sił promieniowych obciążających łożysko*, Górnictwo Odkrywkowe, 51/2010.
- [118] Kania L., Śpiewak S., *Oszacowanie oporów ruchu w łożyskach tocznych wieńcowych podwójnych*, Modelowanie Inżynierskie, 10/2011, 165–172.
- [119] Kania L., Śpiewak S., *Problemy kształtowania przekrojów poprzecznych pierścieni łożysk wieńcowych podwójnych*, Systems, 16, 1, 245–256, 2012.

- [120] Kania L., Śpiewak S., *Wpływ luzu łożyskowego na nośność statyczną łożysk tocznych wieńcowych podwójnych w odniesieniu do oporów toczenia*, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 58, 1, 119–122, 2012.
- [121] Kania L., Śpiewak S., *Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych na nośność statyczną łożysk tocznych wieńcowych podwójnych*, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 56, 8, 930–933, 2010.
- [122] Kania L., Śpiewak S., *Współczynnik krotności łożysk wieńcowych podwójnych*, Acta Mechanica et Automatica, 3/2009, 65–67.
- [123] Kania L., Śpiewak S., *Wyznaczanie charakterystyk zastępczych kulek w numerycznym modelowaniu łożysk tocznych wieńcowych*, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 55, 6, 334–337, 2009.
- [124] Kania L., *Charakterystyki zastępcze waleczków przy obliczaniu nośności łożysk wieńcowych metodą elementów skończonych*, Polioptymalizacja, 2000.
- [125] Kania L., *Charakterystyki zastępcze waleczków w modelowaniu łożysk tocznych wieńcowych*, Przegląd Mechaniczny, 2003, 35–41, 2003.
- [126] Kania L., *Modelowanie korekcy cięciwowo-lukowej w waleczkach łożysk tocznych wieńcowych*, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 54/2008, 417–420.
- [127] Kania L., *Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej*, Wyd. Politechniki Częstochowskiej, 2005.
- [128] Kania L., *Modelling of rollers in calculation of slewing bearing with the use of finite elements*, Mechanism and Machine Theory, 41, 11, 1359–1376, 2006.
- [129] Kardstuncer H., *Finite Element Handbook*, McGraw-Hill, New York 1987.
- [130] Kazanski A.M., *Konstrukcii sovremennykh oporo-povorotnykh ustrojstv*, Stroitelnye i Dorożnyje Mašiny, 4/1963.
- [131] Khonsari M.M., Booser E.R., *Applied Tribology, Bearing Design and Lubrication*, 2nd Ed., John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [132] Kleiber M., Woźniak C., *Nonlinear Mechanics of Structures*, PWN, Warszawa 1991.
- [133] Klein B., *FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*, 7. Aufl., GWV Fachverl., Wiesbaden 2007.
- [134] Klein B., *Leichtbaukonstruktion Berechnungsgrundlagen und Gestaltung*, 8. Aufl., GWV Fachverl., Wiesbaden 2009.
- [135] Knothe K., Wessels H., *Finite Elemente. Eine Einfuehrung fuer Ingenieure*, 4. Aufl., Springer Verl., Berlin 2008.
- [136] Kocańda S., *Zmęczeniowe niszczenie metali*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1972.
- [137] Kocańda S., Kocańda A., *Niskocyklowa wytrzymałość zmęczeniowa metali*, Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 1989.
- [138] Kondracki S., Smolnicki T., *Algorytm roju cząstek w optymalizacji kształtu elementów maszyn*, Transport Przemysłowy, 2008, nr 2, supl., 113–118.
- [139] Kondracki S., *Dynamika podwozia koparki kołowej*, Praca dyplomowa, Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej, 1999.
- [140] Kondracki S., Kondracki G., Smolnicki T., *Nowoczesne metody optymalizacji konstrukcji prętowych*, Górnictwo Odkrywkowe, 2010, R. 51, nr 4, 128–133.
- [141] Kondracki S., Smolnicki T., *Algorytmy genetyczne w optymalizacji kształtu elementów Maszyn*, Systems, 2004, Vol. 9, Spec. Iss. 2, 554–565.
- [142] Korenn H., Kirchner W., Braune G., *Die elastische Verformung einer ebenen Stahloberfläche unter belasteten Zylinderrollen*, Werkstattstechnik, 53, 4/1963.
- [143] Kowalczyk M., Smolnicki T., Stańco M., *Identyfikacja obciążeń eksploatacyjnych koparki SRs2000. Problemy rozwoju maszyn roboczych*, XXII konferencja naukowa, Zakopane, 19–22.01.2009, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2009, 89–90.

- [144] Kowalczyk M., Smolnicki T., Stańco M., *Kształtowanie węzłów ustrojów nośnych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego*, Acta Mechanica et Automatica, 2009, vol. 3, nr 2, 44–46.
- [145] Kowalczyk M., Smolnicki T., Stańco M., *Wybrane aspekty kształtowania wytrzymałościowego ram przestrzennych metodą elementów skończonych*, Transport Przemysłowy, 2008, nr 2, supl., 209–214.
- [146] Krynke M., Kania, L., Mazanek E., *Modelling the contact between the rolling elements and the raceways of bulky slewing bearings*, Key Engineering Materials, Trans Tech Publ., 490, 166–178, 2012.
- [147] Krynke M., *Modele obliczeniowe i charakterystyki nośności statycznej łożysk tocznych wieńcowych z uwzględnieniem podatności pierścieni łożyskowych*, Praca doktorska, Wydz. Inż. Mech. i Inf., Częstochowa 2010.
- [148] Krzemiński-Freda H., *Łożyska toczne*, PWN, Warszawa 1985.
- [149] Krzemiński-Freda H., *Nowoczesne metody obliczania łożysk tocznych*, Tribologia, 2/1993.
- [150] Kulak F.F., *Adaptive Contact Elements for Three-Dimensional Explicit Transient Analysis*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 72, 125–151, 1989.
- [151] Kunc R., Korelc J., Prebil I., Torkar M., *Določevanje materialnih parametrov za računanje nosilnost velikih kotalnih ležajev z mehaniko poškodbe*, 8. Konferenca o materialih in tehnologijah, Portorož, Slovenija, 2000.
- [152] Kunc R., Prebil I., *Low-cycle fatigue properties of steel 42CrMo4*, Materials Science and Engineering, A345 (2003), 278–285.
- [153] Kunc R., Prebil I., *Numerical determination of carrying capacity of large rolling bearings*, J. Mater. Process. Technol., 155/156 (2004), 1696–1703.
- [154] Kunc R., Prebil I., Korelc J., Rodic T., Torkar M., *Determination of material properties for the calculation of large rolling bearing carrying capacity using damage mechanics*, Mater. Tehnol. 35(3–4), 107 (2001).
- [155] Kunc R., Prebil I., Korelc J., Rodic T., Torkar M., *Low cycle elastoplastic properties of normalized and tempered 42CrMo4 steel*, Materials Science and Technology Nove, 2002, Vol. 18.
- [156] Kunc R., Prebil I., Torkar M.: *Določitev malociklične nosilnosti kotalnega stika*, Kovine, Zlitine, Tehnologije, 1–2/1999.
- [157] Kunc R., Prebil I., Torkar M., *Materiali in nosilnost velikih kotalnih ležajev*, 7. Konferenca o materialih in tehnologijah, Portorož, Slovenija, 1999.
- [158] Kunc R., Prebil I., Torkar M., *Low cycle carrying capacity of bearings with hardened rolling layer*, Kovine Zlit. Tehnol., 32 (1998), 3–4.
- [159] Kunc R., Zerovnik A., Prebil I., *Verification of numerical determination of carrying capacity of large rolling bearings with hardened raceway*, Int. J. of Fatigue, 29 (2007), 1913–1919.
- [160] Kunc R., Zerovnik A., Zvokelj M., Prebil I., *Numerical determination of the carrying capacity of rolling rotational connections*, Materials and Technology, 41 (2007) 2, 73–76.
- [161] Kunc R., Zupan S., Prebil I., *Merilni sistem za določanje malociklične nosilnosti kotalnega stika*, V: Enodnevna tehnična konferenca o virtualni instrumentaciji, Ljubljana, 23.10.1997. NIDays-Europe 97: virtual technologies: a world without barriers, Ljubljana 1997.
- [162] *Large diameter bearings*, Machine Design., 06/1989.
- [163] Leonhardt T., Matthias K., *Dimensionierungssoftware für Grosswälzlager*, Antriebstechnik, 8/1997.
- [164] Liu H.B., Li J.S., Xue Y.J., Ma W., *Study on Load Distribution Calculating Method of Slewing Bearing with the Link Elements*, Advanced Science Letters, Vol. 4, Issue 8–10, 2759–2763, 2011.
- [165] Logan D.L., *A First Course in the Finite Element Method*, Fourth Ed. Thomson, Toronto 2007.

- [166] Lundberg G., Odquist F., *Studien über die spannungsverteilung in der Nähe der Berührung von Körpern nebst Anwendungsbeispielen*, Akademie für Ingenieurwissenschaft, Sztokholm, Nr 116/1932.
- [167] Lundberg G., Palmgreen A., *Dynamic capacity of roller bearings*, Kugellager-Zeitschrift, 3/4, 1947.
- [168] Lundberg G., Palmgreen A., *Mechanical Engineering Series*, 1, Sztokholm.
- [169] Lundberg G., *Cylinder compressed between two plane bodies*, SKF 4134, 1949.
- [170] Luty W., *Stale łożyskowe*, WNT, Warszawa 1969.
- [171] Malcher K., Rusiński E., Smolnicki T., *Modele dyskretne łożysk wieńcowych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego*, Bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn, Trzecie Konwersatorium BDM, Wrocław, Szklarska Poręba, 6–8 listopada 1997, Wrocław 1998, 169–182.
- [172] Malkiewicz T., *Metaloznawstwo stopów żelaza*, PWN, Warszawa 1976.
- [173] Maohong Y., Guowei M., Jianchun L., *Structural plasticity. Limit Shakedown and Plastic Analyses of Structures*, Springer, Berlin-Heidelberg 2009.
- [174] Marciniak A., *Metody obliczania obciążenia w trzyczęściowym rolkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem podatności konstrukcji wsporczych* (praca doktorska), Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 1993.
- [175] Marciniak A., *Wyznaczanie rozkładu obciążenia w trzyczęściowym rolkowym łożysku wielkogabarytowym*, Mechanika Teoretyczna i Stosowana, 3/1989.
- [176] Maślak P., Rusiński E., Smolnicki T., *Obliczenia wytrzymałościowe elementów podwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 2011, nr 1, 71–74.
- [177] Mathias K., *Berechnung der Wälzkörperkräfte in Grosswälzlagern*, Fördern und Heben, 29/1979.
- [178] Matthias K., *Beitrag zur Berechnung der Wälzkörperkräfte in Grosswälzlagern*, Fördern und Heben, 2/1972.
- [179] Matthias K., *Berechnung starr gelagerter Kugeldrehverbindungen bei beliebiger konstruktiver Ausführung und beliebiger Belastung*, Maschinenbautechnik, 11/1969.
- [180] Matthias K., *Berechnung von Kugeldrehverbindungen*, Hebezeuge und Fördermittel, 9/1963.
- [181] Matthias K., *Entwicklung bei Grosswälzlagern durch gemeinsame Forschung*, Konstruktion, 1/1997.
- [182] Mazanek E., *Modele obliczeniowe i charakterystyki nośności statycznej łożysk tocznych wieńcowych*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Monografie, 62/1999.
- [183] Mazanek E., *Zagadnienia konstrukcyjne i wytrzymałościowe w wielkogabarytowych łożyskach tocznych wieńcowych*, Wyd. Politechniki Częstochowskiej, 2005.
- [184] Mazanek E., Kania L., Krynke M., Śpiewak S., Pytlarz R., *Problemy modelowania i obliczania łożysk wieńcowych jako podatnych węzłów obrotu maszyn i urządzeń*, Wydawnictwa PCz., Częstochowa 2012.
- [185] McGriffin P.B., Proud D.J., *Diagnosing Problems in dragline Roller Circles Using the Roller Load Test Second International Conference on Mining Machinery*, The Institution of Engineers, Australia, 1998.
- [186] Misiak J., *Obliczenia konstrukcji prętowych*, PWN, Warszawa 1993.
- [187] Moczko P., Rusiński E., Smolnicki T., *Obliczenia wytrzymałościowe nadwozia koparki BWE 1400L*, [w:] *Problemy rozwoju maszyn roboczych*, XX Konferencja naukowa (Dokument elektroniczny), Zakopane, 22–25.01.2007.
- [188] Mozer D., *Chronology of the Growth of Bicycling and the Development of Bicycle Technology Bicycle history*, National Bicycle History Archive of America, www.nbhaa.com
- [189] Munier D., Pahud P., Erdemli F., *Improved kineto-static model of high-speed ball bearings under constant axisymmetrical load*, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, 271/2001.

- [190] Murzyński Z., *Jednorzędowe wielkogabarytowe łożyska kulowe – zasady oraz metoda doboru i obliczeń*, Węgiel Brunatny, 2011 nr 4/77.
- [191] Nasdala L., *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik*, Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks, Vieweg+Teurner, Wiesbaden 2010.
- [192] Nogiec T., Malcher K., *Badania łożysk wieńcowych*, Etap II. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWr., 1987, Ser. SPR nr 51.
- [193] Nogiec T., Malcher K., *Badanie łożysk wieńcowych*, Raport SPR 033/84, Wrocław 1984.
- [194] Nogiec T., Malcher K., *Łożyska wieńcowe*, Przegląd Mechaniczny, 15/1988.
- [195] Nogiec T., Malcher K., *Rozwój teorii i metod obliczeń oraz kształtowania łożysk wielkogabarytowych*, Etap I. Raport IKEM Politechniki Wrocławskiej, nr 86/S-043, Wrocław 1986.
- [196] Nogiec T., Malcher K., *Zagadnienia materiałowe w budowie łożysk wieńcowych*, Raporty Ins. Konstr. Ekspł. Masz. PWr. 1986, Ser. PRE, nr 25.
- [197] Nogiec T., Smolnicki T., *Opracowanie metod i urządzeń do doświadczalnej oceny wpływu parametrów konstrukcji i obciążeń na nośność i trwałość łożysk wieńcowych*, Raporty IKiEM PWr., 1987, Ser. SPR nr 111.
- [198] O & K Orenstein & Koppel AG, *Moving the Earth*, katalog firmowy.
- [199] Oettel R., Henatsch P., *Die Gestaltung von Kugelbahnen in Tagebaugeräten*, Braunkohle, 23/1971, 345–350.
- [200] Ohnrich S., *Berechnung der zweireihigen Kugeldrehverbindungen*, Institut für Fördertechnik, Leipzig 1959.
- [201] Olave M., Sagartzazu X., Damian J., Serna A., *Design of Four Contact-Point Slewing Bearing With a New Load Distribution Procedure to Account for Structural Stiffness*, Journal of Mechanical Design, 132 (2), Art. No. 021006 2010.
- [202] Osiński J., *Obliczenia wytrzymałościowe elementów maszyn z zastosowaniem metody elementów skończonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
- [203] Pajer G., Pfeifer M., Hojdar J., *Tagebaugrobgeräte und Universalbagger*, VEB Verlag Technik, Berlin 1971.
- [204] Pallini R., Rumbarger J., *Failure Analysis and Redesign of Large-Diameter Stacker Reclaimer Slew Bearings*, Lubrication Eng., 12/1979.
- [205] Pallini R.A., Sague J.E., *Computing Core-Yield Limits for Case-Hardened Rolling Bearings*, ASLE Trans., 28 (1985) 1.
- [206] Palmgren A., *Łożyska toczne*, Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1951.
- [207] Palmgren A., *Ball and Rolling Bearing Engineering*, 3rd Edition, Burbank, Philadelphia 1959.
- [208] Papadopoulos I.V., *Long life fatigue under multiaxial loading*, Int. J. of Fatigue, 23 (2001), 839–849.
- [209] Parisch H., *A Consistent Tangent Stiffness Matrix for Three-Dimensional Nonlinear Contact Analysis*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 28, 1803–1812, 1989.
- [210] Patz M., *Nichtlineare Berechnung der Lastverteilung in Waelzdrehverbindungen unter Beachtung von Tragwerksverformungen*, Ruhr-Universität Bochum. Institut für Konstruktionstechnik. Schriftenreihe. Heft 87, 1, 1987.
- [211] Pietrusiak D., Rusiński E., Smolnicki T., Kowalczyk M., *Oddziaływania dynamiczne występujące podczas pracy zwalowarki*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 2011, nr 1, 66–68.
- [212] PN-83/M-86452 *Łożyska toczne – kulki*.
- [213] PN-84/M-86453 *Łożyska toczne – waleczki*.
- [214] PN-EN ISO 6506-1:2008 *Metale – pomiar twardości sposobem Brinella*.
- [215] PN-EN ISO 6507-1:2007 *Metale – pomiar twardości sposobem Vickersa*.
- [216] PN-EN ISO 683-17:2004 *Stale na łożyska kulkowe i waleczkowe*.

- [217] PN-G-47000-2 *Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwalowarki. Część 2: Podstawy obliczeniowe.*
- [218] PN-H-04357:1993 *Tablice porównawcze twardości określonej sposobem Rockwella, Vickersa, Binella, Shore'a i wytrzymałości na rozciąganie.*
- [219] PN-ISO 281:1994 *Łożyska toczne – Nośność dynamiczna i trwałość.*
- [220] PN-ISO 5049-1 *Urządzenia przejezdne do transportu ciągłego materiałów masowych luzem. Zasady projektowania konstrukcji stalowych.*
- [221] PN-ISO 76:1998 *Łożyska toczne. Nośność statyczna.*
- [222] Połownikov V., *Issledovanie raboty mnogokatkovykh oporno-povorotnykh ustrojstv strelovych kranov*, Trudy MTWU Mašgiz., 63/1955.
- [223] Popov V.L., *Contact mechanics and friction*, Physical principles and applications, Springer Verl., Berlin 2010.
- [224] Potocnik R., Goncz P., Flasker J., Glodez S., *Fatigue life of double row slewing ball bearing with irregular geometry* *Fatigue 2010 Book*, Series: Procedia Engineering, Vol. 2, Issue 1, 1877–1886, 2010.
- [225] Prebil I., Godler I., Crnkovic I., *Modelling and calculation of large-sized bearings*, Mechanical Engineering Journal, Vol. 33, 89/1987.
- [226] Prebil I., Kaiba P., *Object-oriented environment for design and production preparation of large rolling rotational connections*, Advances in Engineering Software, 33 (2001), 131–141.
- [227] Prebil I., Zupan S., Lučić P., *Lastverteilung auf Wälzkörper von Drehverbindungen*, Konstruktion, 11/1997.
- [228] Prebil I., Zupan S., Lucic P., *Adaptive and Variant Design of Rotational Connections*, Engineering with Computers, Vol. 11, 1995, 83–93.
- [229] Przemieniecki J.S., *Theory of Matrix Structural Analysis*, McGraw-Hill, New York 1968.
- [230] Przybyłek G., Smolnicki T., *Metoda oceny konstrukcji wsporczych łożysk wielkogabarytowych*, Transport Przemysłowy, 2004, nr 2, 52–55.
- [231] Przybyłek G., *Metoda uzyskiwania równomiernego obciążenia w parach obrotowych o niejednorodnej podatności*, Rozprawa doktorska, Raporty IKiEM PWr., 2003, Ser. PRE nr 14.
- [232] Przystupa F., Zając J., Zając T., *Badania doświadczalne jako podstawa diagnozowania oraz projektowania wielkogabarytowej podpory obrotowej*, V Konf. Nauk. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Wrocław–Szklarska Poręba 2001.
- [233] Pytko S. i inni, *Problemy wytrzymałości kontaktowej*, PWN, Warszawa 1982.
- [234] Pytko S., Szczerek M., *Pitting – forma niszczenia elementów tocznych*, Tribologia, 4/5, 1993.
- [235] Qin S.X., Li Y.L., *Stress analysis of the working device of Multi-functional excavator*, Advanced Manufacturing Technology, PTS 1–3, Book Series: Advanced Materials Research, Vol. 314–316, 2499–2503, 2011.
- [236] Rasper L., *Hydraulische Abstützung der Drehverbindung*, Braunkohle, 16/1964.
- [237] Rasper L., *Kugeldrehverbindungen bei Tagebaugroßgeräten*, Braunkohle H. 11.1972, 360–369.
- [238] Reik W., *Zum Wechselverformungsverhalten des Edstahles Ck45 im Normalisierten Zustand*, Dissertation, 1978.
- [239] Reis L., Li B., Freitas M., *Multiaxial loadings with different frequencies between axial and torsional components in 42CrMo4 steel*, www.emeraldinsight.com/1757-9864.htm
- [240] Reszka P., Kania L., Pytlarz R., *Numerical analysis of the screw connection with preload tension used in the mounting of slewing bearings*, Journal of KONES Powertrain and Transport, 19, 2, 2012.
- [241] Rieg F., Hackenschmidt R., *Finite Elemente Analyse fuer Ingenieure*, 2. Aufl., Carl Hanser Verl., Wien 2003.
- [242] Rixen W., *Semikompakte Schaufelradbagger*, Braunkohle, 40/1988.

- [243] Romanowicz P., *Analiza zmęczenia wybranych elementów maszyn pracujących w warunkach kontaktu tocznego*, Rozprawa doktorska, Wydział Konstrukcji Maszyn, Politechnika Krakowska, 2009.
- [244] Romanowicz P., Zieliński A.P., *Analiza zmęczenia tocznego przy użyciu hipotez wieloosiowego zmęczenia wysokocyklowego*, XXI Konf. Nauk. Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2008.
- [245] Rosik R., *Metodyka oceny procesów degradacyjnych szynowych węzłów obrotu nadwozi maszyn roboczych*, Rozprawa doktorska, Raporty Inst. Konstr. Eksp. Masz. PWr., 2007, Ser. PRE nr 11.
- [246] Rothe Erde Großwärlzlager Hoesch Rothe Erde Dortmund 4.12.
- [247] Rusiński E., Smolnicki T. i inni, *Analiza wytrzymałościowa podpory portalu oraz analiza obciążeń projektowych wózków jezdnych podwozia zwalowarki ZGOT11500.100*, Raporty IKiEM PWr., 2005, Ser. SPR nr 18.
- [248] Rusiński E., Czmochoowski J., Iluk A., Smolnicki T., Moczko P., Przybyłek G., *Obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji nośnej podwozia zwalowarki 4420.61*, Raporty IKiEM PWr., 2001, Ser. SPR nr 14.
- [249] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T. i inni, *Ustalenie przyczyn awarii zawieszenia mostu na zwalowarkach ZGOT-11500 oraz opracowanie algorytmu obliczeniowego obciążeń na przykładzie awarii zwalowarki nr zakł. Z48 w PGE KWB Turów S.A*, Raporty IKiEM PWr., 2010, Ser. SPR nr 20.
- [250] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T., Sozański L., *Ocena stanu technicznego koparki łańcuchowej poddawanej modernizacji*, Górnictwo Odkrywkowe, 2003, R. 45, nr 4/5, 76–79.
- [251] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T., Stańco M., *Analiza wytrzymałościowa i stateczności koparki łańcuchowej Rs-560 podczas transportu*, Raporty IKiEM PWr., 2009, Ser. SPR nr 7.
- [252] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T., *Obliczenia wytrzymałościowe MES podwozia zwalowarki ZGOT-11000.100*, Raport Inst. Konstr. Eksp. Masz. PWr. 1996 Ser SPR nr 8.
- [253] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Ofic. Wyd. PWr., Wrocław 2000.
- [254] Rusiński E., Przybyłek G., Smolnicki T., *Zastosowanie zaawansowanych metod numerycznych do analizy sił w parach kinematycznych mechanizmu obrotu pieca Kaldo*, Problemy Maszyn Roboczych, Zeszyt 17/2001.
- [255] Rusiński E., Smolnicki T. i inni, *Analiza obciążeń nowego łożyska 12000 koparki SchRs 4600x30 w procesie urabiania*, Raporty IKiEM PWr., 2001 Ser. SPR nr 17.
- [256] Rusiński E., Smolnicki T. i inni, *Obliczenia wytrzymałościowe ustroju zwalowarki ZGOT 11500.100. Cz. 1, Obliczenia elementów podwozia*, Raporty IKiEM PWr., 2005, Ser. SPR nr 80.
- [257] Rusiński E., Smolnicki T. i inni, *Ocena stanu technicznego ustroju nośnego zwalowarki A2RsB5000 z O/Józwin*, Raporty IKiEM PWr., 2000, Ser. SPR nr 74.
- [258] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., Jankowiak R., *Analiza ustroju nośnego podwozia koparki metodą elementów skończonych*, Przegląd Mechaniczny, 19–20/2000.
- [259] Rusiński E., Smolnicki T., Czmochoowski J., Kanczewski P., *Some aspects of reconstructing and modernizing the SchRs 800 stripper gantry using FEM*, [w:] *Off-road machine and vehicles in theory and practice*, Proceedings of the 1st international conference, Wrocław, September 23–24, 1996, Ed. by Piotr Dudziński i in., Wrocław, ISTVS-East Eur. Office Tech. Univ. Wroc., 1996, 329–336.
- [260] Rusiński E., Smolnicki T., Czmochoowski J., *Analiza numeryczna ustroju nośnego podwozia w aspekcie doboru łożyska wieńcowego*, Problemy rozwoju maszyn roboczych, XIV Konferencja naukowa, Zakopane, 22–25.01.2001, Zeszyty Naukowe, Politechnika Opolska, Mechanika, ISSN 1429–6055, z. 64, 363–370.

- [261] Rusiński E., Smolnicki T., Dzielendziak S., *Wpływ sztywności konstrukcji na rozkład nacisków w mechanizmie obrotowym koparki*, [w:] *Problemy urabiania i przeróbki skal*, VI Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław–Szklarska Poręba, październik 1991. T. 2, Wrocław, PWr., 1991, 173–180.
- [262] Rusiński E., Smolnicki T., Kanczewski P., *Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern*, Braunkohle, Surface Mining, 1997, Jg 49, Nr 5, 465–471.
- [263] Rusiński E., Smolnicki T., Kowalczyk M., Stańco M., *Montaż czujników w bieżniach łożyska kulowego do zwalowarki ZGOT 11500.100 oraz przeprowadzenie pomiarów*, Raporty IKiEM PWr., 2007, Ser. SPR nr 28.
- [264] Rusiński E., Smolnicki T., Malcher K., *Modele dyskretne łożysk wieńcowych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn*, Trzecie Konwersatorium BDM, Wrocław–Szklarska Poręba 1977.
- [265] Rusiński E., Smolnicki T., Moczko P., *Modification of SchRs 4600x30 excavator body's slewing bearing and its supporting structure*, World Mining, 2005, Vol. 57, No. 3, 2–8.
- [266] Rusiński E., Smolnicki T., Pietrusiak D., Maślak P., *Wyważanie nadwozia zwalowarki A2RsB12500, Z-94*, Raporty IKiEM PWr., 2010, Ser. SPR nr 38.
- [267] Rusiński E., Smolnicki T., Pietrusiak D., Stańco M., *Analiza stateczności ŁZKS nr 2: pomiar zmiany położenia środka ciężkości nadwozia w czasie rzeczywistym*, Raporty IKiEM PWr., 2012, Ser. SPR 79.
- [268] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., Jankowiak R., *Analiza ustroju nośnego podwozia koparki metodą elementów skończonych*, Przegląd Mechaniczny, 2000, R. 49, nr 19–20, 16–19.
- [269] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., *Obliczenia sprawdzające oraz analiza naprężeń i ugięć łoża kulowego fi8000*, Raporty IKiEM PWr., 1999, Ser. SPR nr 75.
- [270] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., *Some aspects of bucket wheel excavator modal frequencies identification*, [w:] *22nd Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics*, Extended abstracts, Italian Association for Stress Analysis, Monticelli Terme-Parma, Italy, September 28–October 1, 2005, 272–273.
- [271] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M. i inni, *Analiza metodą elementów skończonych konstrukcji wieży podparcia mostu oraz obrotnicy fi5000, propozycje wzmocnień*, Raporty IKiEM PWr., 2006, Ser. SPR nr 64.
- [272] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., Kowalczyk M., *Analiza możliwości zwiększenia trwałości węzła obrotu nadwozia ładowarko-zwalowarki ŁZKS1600.33,5*, Raporty IKiEM PWr., 2007, Ser. SPR nr 29.
- [273] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., Maślak P., Pietrusiak D., *Identyfikacja obciążeń łożyska 1.4 P.Z.T44.1768.5.5.04A podawarki w zwalowarce Z-92 oraz ocena jego doboru*, Raporty IKiEM PWr., 2012, Ser. SPR 42.
- [274] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., *Festigkeitnachweis der Schraubenverbindung in Litzenhühkonstruktion zu Traggerüst*, Raporty IKiEM PWr., 2011, Ser. SPR nr 22.
- [275] Rusiński E., Smolnicki T., Kowalczyk M., Stańco M., *Ocena łożyskowania zestawu kół linowych $\phi 5000\text{mm}$ górniczego wyciągu szybowego klatkowego szybu R-IX*, Raporty IKiEM PWr., 2008, Ser. SPR nr 83.
- [276] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., *Opracowanie schematu pomiarowego bieżni łożyska kulowego zwalowarki ZGOT 11500.100*, Raporty IKiEM PWr., 2007, Ser. SPR nr 28.
- [277] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., *Wyznaczenie położenia środka ciężkości ładowarko-zwalowarki ŁZKS 1600/1 po wykonanej modernizacji i korekcie balastu*, Raporty IKiEM PWr., 2009, Ser. SPR nr 78.
- [278] Rusiński E., Smolnicki T., *Analiza rozkładu sił w łożysku zwalowarki ZGOT-II 500.100*, Raporty IKiEM PWr., 1999, Ser. SPR nr 32.

- [279] Rusiński E., Smolnicki T., *Rozwój metod obliczeniowych w budowie maszyn i pojazdów*, Przegląd Mechaniczny, 2010, R. 69, nr 6, 17–24.
- [280] Rusiński E., Stańco M., Smolnicki T., *Dobór metody naprawy ugięcia łoża pod szyną obrotnicy K-II*, Raporty IKiEM PWr., 2010, Ser. SPR nr 99.
- [281] Rusiński E., Wach Z., Smolnicki T., *Obliczenia wytrzymałościowe dźwigara pierścieniowego podwozia ładowarko-zwalowarki LKZS 1600.33,5*, Raporty IKiEM PWr., 1996, Ser. SPR nr 9.
- [282] Rusiński E., *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1994.
- [283] Rusiński E., *Mikrokomputerowa analiza ram i nadwozi pojazdów i maszyn roboczych*, WKŁ, Warszawa 1990.
- [284] Rusiński E., *Numerische Festigkeitsberechnungen des Portals von Schaufelradbaggern*, Deutsch. Hebe- u. Foerdertech, Nr 11/1986.
- [285] Rusiński E., *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Ofic. Wyd. PWr., Wrocław 2002.
- [286] Rust W., *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen*, Vieweg+Teurner, Wiesbaden 2009.
- [287] Quinn T.F.J., *Tribology*. (<http://iopscience.iop.org/0031-9120/12/3/302>).
- [288] Schaefer M., *Numerik im Maschinenbau*, Springer Verl., Berlin 1999.
- [289] Scheffler M., Pajer G., Kurth F., *Grundlagen der Fördertechnik*, VEB Verlag Technik, Berlin 1982.
- [290] Schlecht B., Krüger H., Heß J., *Mechanical Engineering, Drive and Control Technology of the World's Largest Swing Bridge over the Suez Canal at El-Ferdan* Vortrag anlässlich der „Bridge Engineering Conference”, 26–30 March 2000, Sharm El-Sheikh, Sinai, Egypt.
- [291] Schlecht B., Krüger H., Heß H., *Drehbrücke über den Suez-Kanal bei El-Ferdan-Maschinenbau*, Antriebs- und Steuerungstechnik Stahlbau, 68 (1999), Heft 5.
- [292] Schlicht H., Schreiber E., Zwirlein O., *Ermüdung bei Wälzlagern und ihre Beeinflussung durch Werkstoffeigenschaften*, Wälzlagertechnik, 1/1987.
- [293] Schmierung von Wälzlagern. FAG OEM und Handel AG. Publ. Nr. WL81 115/4 DA.
- [294] Shang Z.G., Gao T.Y., Wang H., *Modeling of Load Distribution in Large-size Wind Turbine Blade Bearings*, Advances in Mechanical Design, PTS 1 AND 2, Book Series: Advanced Materials Research, Vol. 199–200, 1410–1413, 2011.
- [295] SKF Grosse Lager. Lager fuer den Gross- und Schwermaschinenbau.
- [296] SKF Katalog Główny 2006.
- [297] SKF Slewing Bering, 09.2009.
- [298] Skrzypek J., *Plastyczność i pełzanie*, PWN, Warszawa 1986.
- [299] Smolnicki T. i inni, *Kształtowanie i dobór parametrów ustrojów nośnych łożysk wielkogabarytowych w aspekcie zwiększenia ich nośności*, Raporty IKiEM PWr., 2005, Ser. SPR nr 28.
- [300] Smolnicki T. i inni, *Modele zużycia odkształceniowego łożysk wielkogabarytowych w aspekcie dystrybucji obciążeń*, Raporty IKiEM PWr., 2009, Ser. SPR nr 81.
- [301] Smolnicki T., Cieśla M., *Wpływ usztywnień wewnętrznych podzespołów wsporczych na dystrybucję obciążeń w łożysku*, Górnictwo Odkrywkowe, 2010, R. 51, nr 3, 211–214.
- [302] Smolnicki T., Czmochoński J., Stańco M., *Ocena możliwości transportu maszyn podstawowych przy zwiększonych pochyleniach podłoża*, Górnictwo Odkrywkowe, 2009, R. 50, nr 4/5, 94–96.
- [303] Smolnicki T., Derlukiewicz D., Stańco M., *Evaluation of load distribution in the superstructure rotation joint of single-bucket caterpillar excavators*, Automation in Construction, 2008, Vol. 17, No. 3, 218–223.
- [304] Smolnicki T., Harnatkiewicz P., Stańco M., *Degradation of a geared bearing of a stacker*. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2010, Vol. 10, No. 2, 131–139.

- [305] Smolnicki T., Karliński J., Ostapów L., *Wyznaczanie stateczności samojezdnej maszyny roboczej górnictwa podziemnego podczas jazdy*, Górnictwo Odkrywkowe, 2010, R. 51, nr 4, 25–28.
- [306] Smolnicki T., Karliński J., Derlukiewicz D., *Identification of internal stresses in bolted flanged joints*, Solid State Phenomena, 2010, Vol. 165, 353–358.
- [307] Smolnicki T., Kowalczyk M., Stańco M., Zajac J., *Wyznaczenie środka ciężkości ładowarko-zwałowarki o podwoziu szynowym*, Górnictwo Odkrywkowe, 2007, R. 49, nr 3/4, 128–130.
- [308] Smolnicki T., Koziółek S., *Methods of identifying plastic wear of large-size bearing tracks*, [w:] *Mechatronic systems and materials*, MSM 2011, 7th international conference, 7–9 July 2011, Kaunas (Lithuania): abstracts, eds. I. Skiedraitė, J. Baskutienė, E. Dragašius, Kaunas, Technologija, 2011, 248–249.
- [309] Smolnicki T., Malcher K., *Wpływ parametrów układu element toczny–bieżnia na jego nośność*, Przegląd Mechaniczny, 2000, R. 49, nr 19–20, 19–22.
- [310] Smolnicki T., Przybyłek G., Stańco M., *Zwiększenie nośności łożysk wielkogabarytowych metodą korekcji bieżni*, Górnictwo i Geoinżynieria, 2007, R. 31, z. 2, 551–557.
- [311] Smolnicki T., Przybyłek G., *Obciążenie elementów tocznych w łożysku dwuszeregowym na niejednorodnym, odkształcalnym podłożu*, Przegląd Mechaniczny, 2004, R. 63, nr 1, 11–14.
- [312] Smolnicki T., Przybyłek G., *Ogólne wytyczne projektowania węzła obrotu nadwozia maszyn roboczych*, Górnictwo Odkrywkowe, 2003, R. 45, nr 4/5, 72–75.
- [313] Smolnicki T., Przybyłek G., *Wpływ korekcji dźwigar pierścieniowego na dystrybucję obciążenia w wielkogabarytowym łożysku tocznym, Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn*, V Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba, 14–16 maja 2001. T. 2, Wrocław, 209–216.
- [314] Smolnicki T., Przybyłek G., *Zmniejszanie wytwężenia elementów łożysk wielkowymiarowych metodą korekcji bieżni*, Przegląd Mechaniczny, 2004, R. 63, nr 6, 19–23.
- [315] Smolnicki T., Kowalczyk M., Stańco M., *Identification of rope wheel bearing failure in mine shaft lift*, [w:] 25th Danubia-Adria Symposium on Advances in Experimental Mechanics, September 24rd–27th, Česke Budejovice 2008.
- [316] Smolnicki T., Rusiński E., Karliński J., *FEM modelling of fatigue loaded bolted flange joints*, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 2007, Vol. 22, Iss. 1, 69–72.
- [317] Smolnicki T., Rusiński E., Przybyłek G., *Wybrane aspekty dostrajania modeli dyskretnej koparki wielonaczyniowej kołowej*, Górnictwo Odkrywkowe, 2006, R. 48, nr 7/8, 146–148.
- [318] Smolnicki T., Rusiński E., *Superelement-based modeling of load distribution in large-size slewing bearings*, Journal of Mechanical Design, 2007, Vol. 129, nr 4, 459–463.
- [319] Smolnicki T., Stańco M., Derlukiewicz D., *Numerical-experimental identification of the effort state of bands of opencast mining machines*, [w:] 26th Danubia-Adria Symposium on Advances in Experimental Mechanics, September 23rd–26th, 2009, Montanuniversität Leoben, Austria.
- [320] Smolnicki T., Stańco M., Pietrusiak D., *Experimental and numerical ball load identification of large diameter slewing bearing*, [w:] XX International Conference on „Material handling, constructions and logistics”, MHCL’ 12, Belgrade, Serbia, 3–5 October 2012, ed. by S. Bošnjak, G. Kartnić and N. Zrnić, University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade 2012, 161–166.
- [321] Smolnicki T., Stańco M., Prus L., Zajac J., *Układ pomiarowy do identyfikacji obciążenia elementów tocznych w łożysku wielkogabarytowym*, Górnictwo Odkrywkowe, 2007, R. 49, nr 3/4, 131–133.
- [322] Smolnicki T., Stańco M., Przybyłek G., *Zastosowanie korekcji w łożysku kulowym zwalowarki ZGOT 2000.50*, Górnictwo Odkrywkowe, 2008, R. 50/2, nr 4/5, 326–328.
- [323] Smolnicki T., Stańco M., *Determination of centre of gravity of machines with the rail undercarriage*, Solid State Phenomena, 2010, Vol. 165, 359–364.

- [324] Smolnicki T., Stańco M., *Identyfikacja częstotliwościowa obciążeń cięgien w maszynach podstawowych*, Górnictwo Odkrywkowe, 2009, R. 50, nr 4/5, 100–104.
- [325] Smolnicki T., Stańco M., *Identyfikacja przyczyn uszkodzenia łożyska baryłkowego zawieszenia mostu zwalowarki*, *Podstawy konstrukcji maszyn – kierunki badań i rozwoju*. T. 2, pod red. nauk. M. Wasilczuka, Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011, 374–383.
- [326] Smolnicki T., Stańco M., *Metody identyfikacji zużycia odkształceniowego bieżni łożysk wielkogabarytowych*, *Czasopismo Techniczne, Mechanika*, 2006, R. 103, z. 1–M, 341–350.
- [327] Smolnicki T., Stańco M., *Model zużycia odkształceniowego bieżni łożysk wielkogabarytowych*, *Górnictwo Odkrywkowe*, 2008, R. 50/2, nr 4/5, 309–315.
- [328] Smolnicki T., Stańco M., *Modernizacja ustroju nośnego ładowarko-zwalowarki wspomaganą MES*, *Przegląd Mechaniczny*, 2010, R. 69, nr 7/8, 21–26.
- [329] Smolnicki T., Stańco M., *Obliczenia wytrzymałościowe ramy portalowej podwozia zwalowarki ZGOT 11500.100*, *Problemy rozwoju maszyn roboczych*, XX Konferencja naukowa (Dokument elektroniczny), Zakopane, 22–25.01.2007.
- [330] Smolnicki T., Stańco M., *Prognozowanie zużycia odkształceniowego wielkogabarytowych łożysk tocznych o bieżniach miękkich*, *Acta Mechanica et Automatica*, 2009, vol. 3, nr 1, 98–100.
- [331] Smolnicki T., Stańco M., *Wpływ zużycia odkształceniowego bieżni na rozdział obciążenia w łożu kulowym*, [w:] XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gdynia–Jurata, 19–23 września 2005. T. 4, Red. nauk. W. Tarełko, L. Hempel, Wyd. Fundacji Rozwoju Akademii Morskiej, Gdynia 2005, 237–242.
- [332] Smolnicki T., Stańco M., *Wybrane aspekty eksploatacji wielkogabarytowych łożysk tocznych*, *Eksploatacja i Niezawodność*, *Maintenance and Reliability*, 2009, nr 2, 25–30.
- [333] Smolnicki T., Stańco M., *Zmiana dystrybucji obciążeń w łożysku wielkogabarytowym wskutek zużycia odkształceniowego*, *Zeszyty Naukowe – Wyższa Szkoła Oficerska Wojsk Lądowych im. gen. T. Kościuszki*, 2010, R. 42, nr 4, 266–274.
- [334] Smolnicki T., Stańco M., *Zmiana obciążeń elementów tocznych w łożu kulowym zwalowarki wskutek zużycia odkształceniowego*, *Górnictwo i Geoinżynieria*, 2011, R. 35, z. 3/1, 239–245.
- [335] Smolnicki T., Stańco M., *Zmiana wartości obciążeń w wielkogabarytowym łożysku wskutek odchyłek geometrii*, *Górnictwo Odkrywkowe*, 2008, R. 50/2, nr 4/5, 271–274.
- [336] Smolnicki T., Wójcik T., *Modelowanie węzła obrotu nadwozia koparek jednonaczyniowych*, *Górnictwo Odkrywkowe*, 2006, R. 48, nr 7/8, 149–152.
- [337] Smolnicki T., Zieliński K., Stańco M., *Wpływ odchyłki płaskości podzespołu wsporcze łożyska wieńcowego na obciążenie elementów tocznych*, [w:] *Problemy rozwoju maszyn roboczych*, XX Konferencja naukowa (Dokument elektroniczny), Zakopane, 22–25.01.2007.
- [338] Smolnicki T., *Analiza dystrybucji obciążeń w wielkogabarytowym łożysku obrotu nadwozia maszyny roboczej*, *Systems: Journal of Transdisciplinary Systems Science*, 2002, vol. 7, wyd. spec. nr 1, 506–515.
- [339] Smolnicki T., *Degradacja łożyska wieńcowego w zwalowarce A2RsB 5000*, *Węgiel Brunatny*, 2000 (wyd. spec.), Referat z Czwartego Konwersatorium Bezpieczeństwo oraz Degradacja Maszyn.
- [340] Smolnicki T., *Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych*, Ofic. Wyd. PWr., Wrocław 2002.
- [341] Smolnicki T., *Identyfikacja modelu zmiany geometrii łożysk wielkowymiarowych na podatnych konstrukcjach wsporczych*, *Przegląd Mechaniczny*, 2001, R. 60, nr 12, 11–15.
- [342] Smolnicki T., *Large-size bearings in opencast mining machines*, [w:] *Design and selection of bulk material handling equipment and systems: mining, mineral processing, port, plant and excavation engineering*, Vol. 1, ed. by Jayanta Bhattacharya, Wide Publishing, Kolkata 2012, 105–130.

- [343] Smolnicki T., *Methods of identifying geometry of large-size bearing tracks*, [w:] 21st Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics. Extended abstracts, Pula, Croatia, September 29–October 2, 2004, ed. by Stjepan Jecic, Damir Semenski, Croatian Society of Mechanics, Zagreb 2004, 54–55.
- [344] Smolnicki T., *Metoda oceny układu łożysko wielkowymiarowe – konstrukcje wsporcze*, Przegląd Mechaniczny, 2002, R. 61, nr 5, 37–40.
- [345] Smolnicki T., *Modele numeryczne układu element toczny–bieżnia w wielkogabarytowych łożyskach tocznych*. Problemy rozwoju maszyn roboczych, XIII Konferencja naukowa, Zakopane, 24–27 stycznia 2000. T. 2, 147–154.
- [346] Smolnicki T., *Nieliniowe modele belek cienkościennych w obliczeniach ustrojów nośnych maszyn*, Raporty IKiEM PWr., 1993, Ser. PRE nr 13, Rozprawa doktorska.
- [347] Smolnicki T., *Nieliniowe modele układu bieżnia-kula-bieżnia do wyznaczenia rozkładu nacisków w wielkowymiarowym łożysku tocznym*, Przegląd Mechaniczny, 1999, R. 58, nr 5/6, 16–20.
- [348] Smolnicki T., *Numerical-experimental method of identifying load distribution in large-size bearings*, [w:] 22nd Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics. Extended abstracts. Italian Association for Stress Analysis [i in.], Monticelli Terme, Parma, Italy, September 28–October 1, 2005, B.m.: b.w., 2005, 274–275.
- [349] Smolnicki T., *Wpływ sztywności konstrukcji wsporczych na zużycie bieżni łożyska wielkogabarytowego*, *Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn*, V Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba, 14–16 maja 2001. T. 2, 201–208.
- [350] Smolnicki T., *Współpraca elementów tocznych i bieżni w łożyskach wieńcowych na wiotkich konstrukcjach wsporczych*, *Problemy Maszyn Roboczych*, 2000, z. 15, 141–149.
- [351] Smolnicki T., *Wymiarowanie konstrukcji wsporczych wielkogabarytowych łożysk tocznych z wykorzystaniem FEM*, *Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn*, IV Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba, 18–20 maja 1999. T. 2, 241–250.
- [352] Sozański L., *Technika ultradźwiękowych pomiarów grubości*, [w:] *Problemy i innowacje w remontach energetycznych*, PIRE 2000, III Konferencja naukowo-techniczna, Szklarska Poręba 2000.
- [353] Sozański L., *Zastosowanie technik ultradźwiękowych w badaniach eksploatacyjnych maszyn*, [w:] *Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn*, II Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba 1995.
- [354] Sproles E.S. Jr., Gaul D.J., Duquette D.J., *A new interpretation of the mechanism of fretting and fretting corrosion damage*, In: *Fundamentals of Tribology*, Ed. Suh N.P., Saka N., The MIT Press Massachusetts 1978, 585–596.
- [355] Stańco M., Smolnicki T., *Doświadczalna identyfikacja obciążenia elementów tocznych łożyska wielkogabarytowego*, *Problemy Maszyn Roboczych*, 2007, z. 29, 73–81.
- [356] Stańco M., Smolnicki T., *Modelowanie zużycia odkształceniowego bieżni łożysk wielkogabarytowych metodą elementów skończonych*, *Transport Przemysłowy*, 2006, nr 2, 24–26.
- [357] Stańco M., Smolnicki T., *Prognozowanie zużycia odkształceniowego łożysk wielkogabarytowych o bieżniach monolitycznie miękkich*, *Problemy rozwoju maszyn roboczych*, XXII konferencja naukowa, Zakopane, 19–22.01.2009, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2009, 155–156.
- [358] Stańco M., *Modele analityczno-numeryczne zużycia odkształceniowego wielkogabarytowych łożysk tocznych*, Rozprawa doktorska, Raporty IKiEM PWr., 2008, Ser. PRE nr 2.
- [359] Stribeck R., *Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform*, VDI., Z. 51, 1907.
- [360] Szczerek M., Wiśniewski M., *Tribologia i trybotechnika*, Wydawnictwo Instytutu Eksploatacji, Radom 2000.

- [361] Szlagowski J., *Metodyka kształtowania wytrzymałościowego elementów konstrukcji według kryterium nośności granicznej*, Prace IPPT, 25, Warszawa 1990.
- [362] Szmelter J., Dacko M., Dobrociński S., Wieczorek M., *Metoda elementów skończonych w statyce konstrukcji*, Arkady, Warszawa 1979.
- [363] Szydłowski H. i inni, *Teoria pomiarów*, PWN, Warszawa 1981.
- [364] Śpiewak S., *Analiza i dobór parametrów konstrukcyjnych łożysk wieńcowych podwójnych*, Praca doktorska, Wydz. Inż. Mech. i Inf., Częstochowa 2011.
- [365] Takahashi H., Omora T., *Measurement of the rolling element load distribution in turntable bearings*, SAE Technical Paper, 1985.
- [366] Taschenbuch für Bergingenieure 1999 – Mining Engineers, Aktuelle Entwicklungs-Tendenzen in der Schaufelradbagger, Technologie Verlag Glückauf, Essen 1998.
- [367] Teutsch R., *Kontaktmodelle und startegien zur Simulation von Waelzlagern und Waelzfuerungen*, Dissertation, Technische Universitaet Keiserslautern, Maschinenelemente und Getriebetechnik, Berichte Band 01/2005.
- [368] Wach Z., *Metoda oceny wyteżenia konstrukcji nośnych maszyn metodami numerycznymi*, Praca doktorska IKiEM PWr., Wrocław 1997.
- [369] Walzlagerschaden. Schadenserkenung und Begutachtung gelaufender Walzlager. Publ. – Nr. WL 82 102/2 DA.
- [370] Weber C., *Die Hertzsche Gleichung für elliptische Druckflächen*, Zeitschrift für Angew. Math. und Mech., 1948.
- [371] Wegst C.W., *Stahlschlüssel*, Verlag Stahlschlüssel Wegst., Marbach 2001.
- [372] Wocka N., *Czteropunktowy, statycznie wyznaczalny sposób podparcia wielkogabarytowych mechanizmów obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego*, Drugie konserwatorium bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn, Wrocław–Szklarska Poręba 1996.
- [373] Wojciechowski J., Wojciechowski T., *Połączenia przewodnicowe toczone – odkształcenia elementów toczone i bieżni*, Przegląd Mechaniczny. 9/1993.
- [374] Wong J., *Theory of ground vehicles, second edition*, John Wiley & Sons Inc., 1993.
- [375] Wozniak J., *Ein Beitrag zur Ermittlung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen*, Konstruktion, 34, 10/1982, 393–398.
- [376] Wozniak J., *Lastverteilung in Waelzdrehverbindungenl ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Bestimmung von Waelzkoerper-Kraftvektoren*, Ruhr-Universität Bochum, Institut für Konstruktionstechnik, Schriftenreihe, Heft 81.1, 1981.
- [377] Wriggers P., *Nichtlineare Finite-Elemente-Methoden*, Springer Verl., Berlin 2001.
- [378] Wróbel J., *Technika komputerowa dla mechaników*, PWN, Warszawa 1994.
- [379] Wróblewski A.K., *Historia fizyki*, Wyd. Nauk. PWN, Warszawa 2007.
- [380] *Wykaz łoż kulowych w maszynach podstawowych*, Materiały FAMAGO Zgorzelec.
- [381] Yhland, E. *Static load carrying capacity*, Ball Bearing Journal, 211, 1982.
- [382] Zakłady Mechaniczne Bumar Łabędy S.A. Oddział w Zawierciu (dawn. ZAFAMA). *Łożyska Toczone Wielkogabarytowe (katalog-informator) wydanie czwarte, 2012.*
- [383] Zaretsky E.V., *Palgren revisited – a basis for bearing life prediction*, STLE annual meeting, NASA Technical memorandum 107440.
- [384] Zaretsky E.V., Poplawski J.V., Miller C.R., *Rolling Bearing Life Prediction – Past, Present, and Future*, Int. Tribology Conf. 2000 Nagasaki, NASA/TM-2000-210529.
- [385] Zielaskowski M., *Wpływ geometrii ustroju nośnego podwozia zwałowarki na rozkład nacisków w łożysku wieńcowym*, Praca dyplomowa, Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Wrocław 2001.
- [386] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*, Sixth ed., Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2006.

- [387] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The finite element method*, Vol. 1, Vol. 2, McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [388] Zupan S., Prebil I., *Carrying angle and carrying capacity of a large single row ball bearing as a function of geometry parameters of the rolling contact and the supporting structure stiffness*, Mechanism and Machine Theory, 36 (2001), 1087–1103.
- [389] Zwirlein O., Schlicht H., *Werkstoffanstrengung bei Wälzlagerbeanspruchung – Einfluss von Reibung und Eigenspannungen*, Werkstofftechnik, 11/1980.
- [390] Zwirlein O., Wieland W.P., *Case depth for induction hardened slewing bearing rings*, SAE Tech., Pap. Ser. No. 831371/1983.

Large-diameter rolling bearings. Global and local problems

Large-diameter rolling bearings, sometimes called the rotary supports, are characterized by a wide variety of structural forms. Phenomena occurring in this type of bearings differ significantly from those occurring in conventional sealed bearings. Usually different are the main mechanisms of destruction of these joints and damage criteria. Therefore, large-diameter rolling bearings should be handled as a separate class of objects in relation to the rolling joints based on the catalogue rolling bearings.

The book presents the issues related to the synthesis, analysis and diagnosis of large diameter rolling joints. The issues cover four main areas of research: modeling at a local level a single contact rolling element – runway; modeling at a global level the whole rotation joint, methodology of synthesis of large diameter rolling bearings and methodics of experimental testing. The typical rotation joints in the selected working machines were described. Much attention in the study was paid to the correct shaping of supporting subassemblies of rotation joint, bearing geometry and material selection on the raceway. The paper presents an original method of bearing raceway correction.

The paper presents the application of modern computer-aided design methods for identification of load distribution. These studies significantly enhanced the knowledge of the mechanisms of load transfer in the bearing. Much attention has been paid to the experimental measurement of loads of bearing and individual rolling elements.

Basic mechanisms of damage occurring in the large diameter rolling bearings, as well as the methods of identification, with particular emphasis on plastic wear, the models and the impact on load distribution in the bearing were also analyzed.

The work contains 12 chapters, the first three and the beginning of Chapter 4 can be used by students of the second degree of MSc. Studies. The remaining chapters are focused on specialists shaping the rotary joints and the researchers involved in the construction methodology, the development of the theory of bearings, numerical and experimental identification of large-diameter of rolling bearings. A rich collection of citing sources may be a short cut for those wishing to take up research in this subject.

