

**Politechnika Śląska**  
**Wydział Transportu**  
**Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych**



**ROZPRAWA DOKTORSKA**

mgr inż. Adam-Marek WITTEK

**WPLYW CZYNNIKÓW KONSTRUKCYJNYCH I  
TECHNOLOGICZNYCH NA TRWAŁOŚĆ  
STABILIZATORÓW W POJAZDACH  
SAMOCHODOWYCH**

**Streszczenie**

**Promotor:**

**dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ prof. nzw. w Pol. Śl.**

**Katowice, październik 2012**

<b>SPIS TREŚCI</b>	.....	<b>2</b>
<b>Spis tabel i rysunków</b>	.....	<b>4</b>
<b>Spis oznaczeń</b>	.....	<b>8</b>
<b>1. Wstęp</b>	.....	<b>9</b>
<b>2. Przegląd literaturowy</b>	.....	<b>11</b>
<b>2.1 Teoria stabilizatorów samochodowych</b>	.....	<b>11</b>
2.1.1 Podstawy obliczeniowe		
2.1.2 Obliczeniowy model zastępczy stabilizatorów typu <i>I</i>		
2.1.3 Obliczeniowy model zastępczy stabilizatorów typu <i>II</i>		
2.1.4 Siły i momenty działające na obciążony stabilizator		
2.1.5 Wpływ elastycznego łożyskowania stabilizatorów		
<b>2.2 Hipotezy wyężeniowe - analiza naprężeń</b>	.....	<b>18</b>
2.2.1 Najważniejsze hipotezy wyężeniowe		
2.2.2 Obciążenia stabilizatorów – rodzaje naprężeń		
<b>2.3 Współczynniki korekcyjne</b>	.....	<b>22</b>
2.3.1 Przegląd współczynników korekcji stosowanych w praktyce obliczeniowej stabilizatorów		
<b>2.4 Stale stosowane do produkcji stabilizatorów masywnych i rurowych</b>	.....	<b>25</b>
2.4.1 Wpływ dodatków stopowych na własności stali		
<b>2.5 Obróbka cieplna stabilizatorów</b>	.....	<b>27</b>
2.5.1 Proces hartowniczy stosowany w produkcji stabilizatorów		
2.5.2 Naprężenia, pęknięcia i odkształcenia hartownicze		
2.5.3 Odpuszczanie średnie		
2.5.4 Odwęglanie krawędzi		
<b>2.6 Badania zmęczeniowe (Wöhler – Smith – Watson – Topper)</b>	.....	<b>33</b>
2.6.1 Krzywe Wöhlera		
2.6.2 Kryterium Smitha – Watsona – Toppera (1970)		
2.6.3 Opracowanie wyników badań zmęczeniowych		
2.6.4 Opracowania wyników w zakresie nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej		
<b>2.7 Zarys teorii gięcia</b>	.....	<b>43</b>
2.7.1 Plastyczna zmiana kształtu – formy, naprężenia uplastyczniające $k_f$		
<b>2.8 Współczesne metody produkcyjne. Produkcja – gięcie / formowanie</b>	.....	<b>46</b>
<b>stabilizatorów na gorąco i zimno</b>		
2.8.1 Fosforanowanie (tworzenie się powłok fosforanowych)		
2.8.2 Śrutowanie kulkowe		
2.8.3 Nawęglanie (opcjonalnie)		
2.8.4 Lakierowanie proszkowe		
2.8.5 Kształtowanie końcówek		
<b>3. Teza pracy</b>	.....	<b>52</b>
<b>4. Cele pracy</b>	.....	<b>53</b>
<b>5. Obliczenia statyczne stabilizatorów z zastosowaniem MES</b>	.....	<b>55</b>
5.1. Ogólne wytyczne – założenia obliczeniowe		
5.2. Analiza statycznych obliczeń wytrzymałościowych MES obciążonego stabilizatora samochodu Nissan X61F		
5.3. Analiza statycznych obliczeń wytrzymałościowych MES obciążonego stabilizatora samochodu Daimler C218		

5.4	Analiza statycznych obliczeń wytrzymałościowych MES obciążonego stabilizatora samochodu LandRover L405 VA		
6.	<b>Dobór promienia gięcia i jego wpływ na naprężenia zastępcze</b>	.....	<b>62</b>
7.	<b>Owalizacja stabilizatora rurowego i wpływ owalizacji na naprężenia zastępcze</b>	.....	<b>67</b>
8.	<b>Wytrzymałość zmęczeniowa stabilizatorów</b>	.....	<b>70</b>
9.	<b>Symulacja numeryczna procesu gięcia stabilizatorów na zimno i gorąco</b>	.....	<b>72</b>
10.	<b>Dobór stali i jej wpływ na parametry wytrzymałościowe stabilizatorów rurowych i masywnych giętych na gorąco</b>	.....	<b>76</b>
10.1	Analiza materiałowa stabilizatorów rurowych giętych na gorąco ze stali 34MnB5		
10.2	Analiza materiałowa stabilizatora masywnego giętego na gorąco ze stali 55Cr3		
10.3	Analiza materiałowa stabilizatora rurowego giętego na gorąco ze stali 35Mn5		
11.	<b>Podsumowanie i wnioski</b>	.....	<b>84</b>
12.	<b>Literatura</b>	.....	<b>86</b>

## Spis rysunków:

### 1. Wstęp

1. Rys. 1.1. Kształty stabilizatorów samochodowych – przykłady
2. Rys. 1.2. a) stabilizator prętowy masywny samochodu Nissan X61F  
b) stabilizator prętowy masywny samochodu MB C218  
c) stabilizator rurowy samochodu LandRover L405 VA  
d) strefy obliczeniowe stabilizatora – strefy brane pod uwagę przy obliczeniach wytrzymałościowych stabilizatorów
3. Rys. 1.3. Schemat tylnego zawieszenia (KIA Clarus KIA MOTORS CORPORATION / OTC Division)

### 2. Przegląd literaturowy

#### 2.1 Teoria stabilizatorów samochodowych

1. Rys. 2.1. Mocowanie stabilizatora w kolumnie McPhersona, oś przednia [58]
2. Rys. 2.2. Przykładowe mocowanie stabilizatora osi tylnej [58]
3. Rys. 2.3. Rozwiązania i funkcje stabilizatorów w pojazdach samochodowych [36]
4. Rys. 2.4. Drążek skrętny [36]
5. Rys. 2.5. Stabilizator w kształcie litery *U*, ze stałą średnicą [36]
6. Rys. 2.6. Stabilizator w kształcie litery *U* z ramionami walcowanymi [36]
10. Rys. 2.7. Model zastępczy – obliczeniowy stabilizatora
12. Rys. 2.8. Schemat obliczeniowy sił działających na końcówki stabilizatora i sił wywołanych oddziaływaniem nadwozia w funkcji kąta pochylenia pojazdu  $\varphi$  i kąta oddziaływania stabilizatora  $\alpha$
13. Rys. 2.9. Twardość Shore'a w zależności współczynnika kształtu i modułu sprężystości Young'a [53]
14. Rys. 2.10. Typowe łożysko stabilizatora samochodowego [11]
15. Rys. 2.11. Wpływ wybrań na współczynnik kształtu *k* [53, 111]

#### 2.2 Hipotezy wyłączeniowe – analiza naprężeń

6. Rys. 2.12. Strefa promieniowa stabilizatora prętowego masywnego i rurowego [53, 111]
7. Rys. 2.13. Wielkość i miejsce występowania maksymalnych naprężeń zastępczych  $\sigma_v$  w stabilizatorze w strefie gięcia (przejście z strefy grzbietowej do ramieniowej) [143]

#### 2.3 Współczynniki korekcyjne

1. Rys. 2.14. Porównanie wybranych współczynników korekcyjnych [143, 145]
2. Rys. 2.15. Rozkład naprężeń w przykładowym pręcie zginanym (*MES*) [145]
3. Rys. 2.16. Rozkład naprężeń stycznych w przekroju giętego stabilizatora
4. Rys. 2.17. Współczynnik korekcji naprężeń gnących w zależności stosunku promieni [134]
5. Rys. 2.18. Porównanie metod obliczeniowych [134]

#### 2.4 Stale stosowane do produkcji stabilizatorów masywnych i rurowych

1. Rys. 2.19. Wykres żelazo – węgiel [11]

#### 2.5 Obróbka cieplna stabilizatorów

1. Rys. 2.20. Zakresy temperatur obróbki cieplnej [37, 60]
2. Rys. 2.21. Przemiana  $\gamma - \alpha$  [29]
3. Rys. 2.22. Wykres *CTP* – proces hartowniczy [11]
4. Rys. 2.23. Hartownicze środki schładzające [11, 37, 107]
5. Rys. 2.24. Proces hartowniczy [11, 37, 107]
6. Rys. 2.25. Krzywe hartownicze próbek ze stali 42CrMo4 o różnych średnicach schłodzonych w wodzie i oleju [77]
7. Rys. 2.26. Pęknięcia hartownicze – powstawanie pęknięć [37]
8. Rys. 2.27. Schemat obróbki cieplnej stabilizatorów [37]
9. Rys. 2.28. Odwęglanie pręta stalowego obrabianego cieplnie

#### 2.6 Badania zmęczeniowe (Wöhler – Smith – Watson – Topper)

1. Rys. 2.29. Maszyny typu Franke do badań zmęczeniowych stabilizatorów samochodowych (źródło *TKF&S*)

2. Rys. 2.30. Krzywa Wöhlera w układzie  $\sigma_a - \log N_B$
  3. Rys. 2.31. Krzywa Wöhlera w układzie  $\log \sigma_a - \log N_B$  [51]
  4. Rys. 2.32. Sprężysta krzywa Wöhlera [46, 47, 110]
  5. Rys. 2.33. Definicja parametru uszkodzenia wg Smitha, Watsona, Toppera [46]
  6. Rys. 2.34. Histerezy w relacji odkształceń i naprężeń oraz wynikające z nich parametry uszkodzenia [46, 110, 119]
  7. Rys. 2.35. Pętla histerezy naprężeń i odkształceń oraz parametry charakteryzujące krzywą [46, 110, 119]
  8. Rys. 2.36. Schemat obliczeń wytrzymałości statycznej materiału wg wytycznych FKM [6, ...]
  9. Rys. 2.37. Schemat obliczeń wytrzymałości statycznej materiału wg wytycznych FKM [6, ...]
  10. Rys. 2.38. Schemat obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej materiału wg wytycznych FKM [6, 15, 48, 109, 110, 122]
- 2.7 Zarys teorii gięcia**
1. Rys. 2.39. Przykłady obróbki plastycznej metali
  2. Rys. 2.40. Gięcie pręta – energia gięcia przy założonym promieniu gięcia
  3. Rys. 2.41. Strefa gięcia profili przy kącie wynoszącym  $90^\circ$  [66]
  4. Rys. 2.42. Porównanie wykresu naprężenie – odkształcenie z krzywą plastyczności [31]
  5. Rys. 2.43. Wpływ temperatury na naprężenia uplastyczniające i wartość współczynnika  $\varphi$  [31]
  6. Rys. 2.44. Zmiany naprężenia na granicy plastyczności w zależności od wielkości prędkości odkształcenia  $\dot{\varphi}$  [31]
- 2.8 Współczesne metody produkcyjne. Produkcja – gięcie / formowanie stabilizatorów na gorąco i zimno**
1. Rys. 2.45. Maszyna do gięcia stabilizatorów na gorąco (źródło *TKF&S*)
  2. Rys. 2.46. Automat do gięcia stabilizatorów na zimno (źródło *TKF&S*)
  3. Rys. 2.47. Maszyna do gięcia stabilizatorów na gorąco (źródło *TKF&S*)
  4. Rys. 2.48. Ciężki stół do gięcia na gorąco stabilizatorów do samochodów ciężarowych [143]
  5. Rys. 2.49. Oprzyrządowanie do prostowania i korekacji kształtu stabilizatora (źródło *TKF&S*)
  6. Rys. 2.50. Oprzyrządowanie do kontroli formy i geometrii stabilizatora (źródło *TKF&S*)
  7. Rys. 2.51. Grubości powłok fosforanowych stosowanych w produkcji stabilizatorów
  8. Rys. 2.52. Przykłady rozwiązań specjalnych śrutownic odśrodkowych (śrutownica w linii technologicznej produkcji stabilizatorów) [11, 123] (źródło *DISA Industrie AG*)
  9. Rys. 2.53. Śrut – ścierniwo stosowane w procesie strumieniowo – ściernym [101, 123]
  10. Rys. 2.54. Wartość współczynnika  $K$  [78]
  11. Rys. 2.55. Schematyczne przedstawienie procesu nawęglania stali [78]
  12. Rys. 2.56. Ładowanie napięciowe (korona) [138]
  13. Rys. 2.57. Ładowanie tarciove (tribo) [138]
  14. Rys. 2.58. Urządzenie lakiernicze – lakierowanie proszkowe (źródło *ADAL Sp. z o.o*)
  15. Rys. 2.59. Proces kształtowania końcówek stabilizatora prętowego masywnego [11] (źródło *TKF&S*)
  16. Rys. 2.60. Rozpęczanie końcówek stabilizatora rurowego [11] (źródło *TKF&S*)
  17. Rys. 2.61. Końcówki stabilizatora prętowego, masywnego po obróbce kształtowania [11] (źródło *TKF&S*)
- 3. Teza pracy**
1. Rys. 3.1. Schemat realizacji celów i potwierdzenie tezy założonej w pracy
- 4. Cele pracy**
1. Rys. 4.1. Schemat cyklu konstrukcyjno – technologicznego
  2. Rys. 4.2. Propozycja modyfikacji, optymalizacji schematu cyklu konstrukcyjno – technologicznego przedstawionego na rys. 4.1
- 5. Obliczenia statyczne stabilizatorów z zastosowaniem MES**
1. Rys. 5.1. Rodzaje siatek *MES* w sytemie *2D i 3D* [127]
  2. Rys. 5.2. Warunki brzegowe (łożyskowanie stabilizatorów rurowych i masywnych) oraz
  - Rys. 5.3. wybrane przykłady siatek *MES* wygenerowanych w stabilizatorze masywnym i rurowym z wykorzystaniem programu HyperMesh (elementów przedstawionych na rys. 5.1) [11, 14, 41]

3. Rys. 5.4. Model zastępczy łożyskowania elastycznego o założonej sztywności stosowanego przy obliczeniach wytrzymałościowych stabilizatorów z wykorzystaniem *MES* [1, 14, 128, 132]
4. Rys. 5.5 Model zastępczy *COMBIN 14* – *Ansys* [41], *RBE3 / SPC* + sprężyna *CBUSH* – *HyperWorks, Constraint / Coupling Type* – *Abaqus*
5. Rys. 5.6. Przykłady siatek wygenerowanych w stabilizatorze rurowym z wykorzystaniem programu *HyperMesh*
6. Rys. 5.7. Rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (*MES*) – siatka typu quads o dużym zagęszczeniu elementów ( $\sigma_{max,Mises} = 443 \text{ MPa}$ )
7. Rys. 5.8. Przekrój – rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (*MES*)
8. Rys. 5.9. Rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (*MES*) – siatka typu quads o dużym zagęszczeniu elementów ( $\sigma_{max,Mises} = 954 \text{ MPa}$ )
9. Rys. 5.10. Przekrój – rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (*MES*)
10. Rys. 5.11. Rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (*MES*) – siatka typu quads o dużym zagęszczeniu elementów ( $\sigma_{max,Mises} = 684 \text{ MPa}$ )
11. Rys. 5.12. Przekrój – rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (*MES*)
6. **Dobór promienia gięcia i jego wpływ na naprężenia zastępcze**
3. Rys. 6.1. Współczynnik *k* – optymalny dobór średnicy i promienia gięcia
4. Rys. 6.2. Obliczenia *MES* różnych stabilizatorów zarówno masywnych jak i rurowych
5. Rys. 6.3. Rozkład naprężeń zastępczych (z uwzględnieniem współczynnika korekcji *k*) w wybranych stabilizatorach z wgięciami w części grzbietowej
6. Rys. 6.4. Rozkład naprężeń zastępczych (z uwzględnieniem współczynnika korekcji *k*) w wybranych stabilizatorach z prostą częścią grzbietową
7. **Owalizacja stabilizatora rurowego i wpływ owalizacji na naprężenia zastępcze**
1. Rys. 7.1. Schemat zmian zachodzących podczas zginania rury [73, 75]
2. Rys. 7.2. Przekroje obliczeniowe stabilizatorów rurowych
3. Rys. 7.3. Stabilizatory i zmiany ich przekrojów obliczeniowych
8. **Badania zmęczeniowe stabilizatorów**
1. Rys. 8.1. Stanowisko pomiarowe sztywności stabilizatora (źródło *TKF&S*)
2. Rys. 8.2. Maszyny do badań wytrzymałościowych stabilizatorów (źródło *TKF&S*)
9. **Symulacja numeryczna procesu gięcia stabilizatorów na zimno i gorąco**
1. Rys. 9.1. Założenia teoretyczne i opis symulacji procesu gięcia stabilizatora rurowego na zimno z wykorzystaniem programu *HyperForm – Tube Bending* [127]
2. Rys. 9.2a. Dane do symulacji procesu gięcia stabilizatora rurowego na zimno z wykorzystaniem programu *HyperForm – Tube Bending* [127]
- Rys. 9.2b. Giętarka stabilizatorów prototypowych (model zastępczy *MES* – rys. 9.2a)
3. Rys. 9.3. Stół do gięcia stabilizatora rurowego na gorąco
4. Rys. 9.4. Fazy gięcia w symulacji procesu gięcia stabilizatora rurowego na gorąco (*HyperForm*) – odpowiednik procesu gięcia w stole zobrazowanym na rys. 9.3.
5. Rys. 9.5. Diagram wariantów gięcia profili giętarką z trzpieniem [34, 35]
6. Rys. 9.6. Wpływ parametrów na sprężynowanie [35]
10. **Dobór stali i jej wpływ na parametry wytrzymałościowe stabilizatorów rurowych masywnych giętych na gorąco**
1. Rys. 10.1. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefy promieniowe 1, 2, 3 zostały poddane szczegółowym badaniom metalograficznym
2. Rys. 10.2. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przelomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia 2
3. Rys. 10.3. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia 2
4. Rys. 10.4. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefa promieniowa – przelomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym
5. Rys. 10.5. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przelomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia
6. Rys. 10.6. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia

7. Rys. 10.7. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefa promieniowa – przelomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym
  8. Rys. 10.8. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przelomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia
  9. Rys. 10.9. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia
  10. Rys. 10.10. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefa promieniowa – przelomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym
  11. Rys. 10.11. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przelomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia
  12. Rys. 10.12. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (przełom zmęczeniowy), ferryt przedeutektoidalny + martenzyt + szczątkowy bainit a) b)
  13. Rys. 10.13. Diagram *CTP* stali niskostopowej 30MnB5 [118]
  14. Rys. 10.14. Stabilizator masywny gięty na gorąco, strefa promieniowa – przelomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym
  15. Rys. 10.15. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przelomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia
  16. Rys. 10.16. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (rys. 10.14)
  17. Rys. 10.17. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia
- 11. Wnioski**
1. Rys. 11.1. Plan walidacji i weryfikacji (V&V Plan Thacker et.al., Los Alamos 2004)

## Spis tabeli:

- 2.2 **Hipotezy wyężeniowe – analiza naprężeń**
  1. Tabela 2.1 Przykładowe wartości średniego współczynnika rozszerzalności liniowej  $\alpha_T$
- 2.4 **Stale stosowane do produkcji stabilizatorów (kryteria doboru)**
  1. Tabela 2.2 Skład chemiczny stali niskostopowych 61SiCr7, 51SiCr6 itd. [18, 22, 33, ...]
  2. Tabela 2.3 Skład chemiczny stali stopowej 26MnB5 [33, 37, 48, 118, 143]
  3. Tabela 2.4 Skład chemiczny stali stopowej 34MnB5 [33, 37, 48, 118, 143]
  4. Tabela 2.5 Właściwości wytrzymałościowe stali [18, 22, 23, 30, 33, 37, 42, 77, ...]
  5. Tabela 2.6 Zestawienie dodatków stopowych i ich wpływ na cechy stali [37, 143]
- 2.5 **Obróbka cieplna stabilizatorów**
  1. Tabela 2.7 Zestawienie przyczyn nadmiernych odkształceń i pęknięć hartowniczych oraz środków zapobiegawczych [78, 115]
- 2.6 **Badania zmęczeniowe (Wöhler – Smith – Watson – Topper)**
  1. Tabela 2.8 Parametry uszkodzeń przy wielosiowym obciążeniu
  2. Tabela 2.9 Przykład weryfikacji krzywych Wöhlera metodą schodkową wg Gurney'a [51, 110]
  3. Tabela 2.10 Współczynnik anizotropowy  $K_A$  (wg wytycznych FKM) [15, 48, 61, 109, 110]
  4. Tabela 2.11 Zakres temperaturowy – normalny
  5. Tabela 2.12 Plastyczny współczynnik kształtu [15, 94, 119]
  6. Tabela 2.13 Wartości współczynnika bezpieczeństwa  $J_D$  [61, 121, 122]
- 2.7 **Zarys teorii gięcia**
  1. Tabela 2.14 Przykłady obróbki plastycznej metali
- 2.8 **Współczesne metody produkcyjne. Produkcja – gięcie / formowanie stabilizatorów na gorąco i zimno**
  1. Tabela 2.15 Rodzaje powłok fosforanowych w zależności od ich masy jednostkowej [40]
7. **Owalizacja stabilizatora rurowego i wpływ owalizacji na naprężenia zastępcze**
  1. Tabela 7.1 Wartości współczynników wytrzymałości na zginanie i naprężeń zastępczych
10. **Dobór stali i jej wpływ na parametry wytrzymałościowe stabilizatorów rurowych i masywnych giętych na gorąco**
  1. Tabela 10.1 Skład chemiczny stali 34MnB5

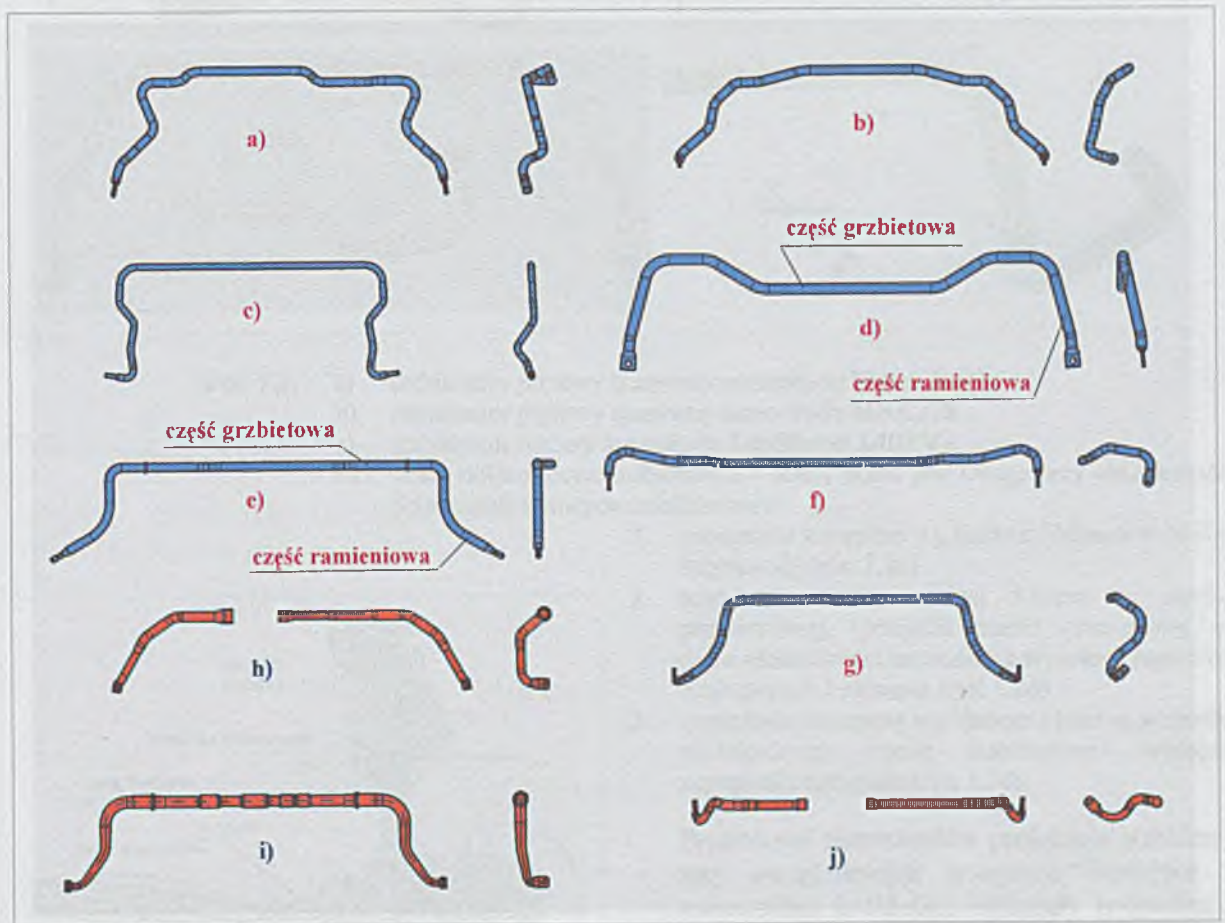
## Wykaz ważniejszych symboli i oznaczeń

<i>MES</i>	–	Metoda Elementów Skończonych	
<i>TKBiS</i>	–	ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH	
<i>TKF&amp;S</i>	–	ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH	
<i>St3d</i>	–	Stabilisatorberechnung Version 10.0	
<i>ReGreg</i>	–	analiza statystyczna wyników badań doświadczalnych	
<i>HB, HBS, HBW</i>	–	twardość Brinella	[N/mm <sup>2</sup> ]
<i>HV</i>	–	twardość Vickersa	[N/mm <sup>2</sup> ]
<i>HRC</i>	–	twardość Rockwella	
<i>w</i>	–	stosunek promieni	
<i>k</i>	–	współczynnik korekcyjny	
<i>S<sub>u</sub></i>	–	powierzchnia przekroju poprzecznego w miejscu rozerwania	[mm <sup>2</sup> ]
<i>S<sub>o</sub></i>	–	początkowe pole przekroju	[mm <sup>2</sup> ]
<i>ε</i>	–	wydłużenie	[mm]
<i>P<sub>0.05</sub></i>	–	siła, która wywołuje w próbce trwałe odkształcenie 0.05%	[N]
<i>P<sub>e</sub></i>	–	siła, która wywołuje wyraźny wzrost wydłużenia próbki	[N]
<i>P<sub>m</sub></i>	–	największa siła rozciągająca próbkę	[N]
<i>P<sub>u</sub></i>	–	siła rozciągająca w chwili rozerwania próbki	[N]
<i>R<sub>m</sub></i>	–	wytrzymałość na rozciąganie	[MPa]
<i>R<sub>e</sub></i>	–	granica plastyczności	[MPa]
<i>R<sub>e02</sub></i>	–	umowna granica plastyczności	[MPa]
<i>R<sub>sp</sub></i>	–	granica sprężystości	[MPa]
<i>R<sub>H</sub></i>	–	granica proporcjonalności	[MPa]
<i>R<sub>u</sub></i>	–	naprężenia rozrywające	[MPa]
<i>E</i>	–	moduł sprężystości Young'a	[MPa]
<i>G</i>	–	moduł sprężystości Kirchoffa	[MPa]
<i>A<sub>p</sub></i>	–	wydłużenie	[%]
<i>Z</i>	–	przewężenie	[%]
<i>v</i>	–	liczba Poissona	
<i>Z<sub>G</sub></i>	–	wytrzymałość zmęczeniowa	[MPa]
<i>σ<sub>m</sub></i>	–	naprężenia średnie (cyklu zmęczeniowego)	[MPa]
<i>σ<sub>a</sub></i>	–	amplituda naprężeń (cyklu zmęczeniowego)	[MPa]
<i>N<sub>D</sub></i>	–	liczba drgań niszczących	
<i>R</i>	–	współczynnik asymetrii cyklu	
<i>κ</i>	–	współczynnik stałości obciążenia	
<i>I<sub>p</sub></i>	–	polarny moment bezwładności stabilizatora prętowego	[mm <sup>4</sup> ]
<i>c<sub>S</sub></i>	–	szttywność stabilizatora	[N/mm]
<i>c<sub>F</sub></i>	–	szttywność sprężyn resorowych	[N/mm]
<i>f<sub>S</sub></i>	–	droga / przemieszczenie stabilizatora	[mm]
<i>φ</i>	–	kąt pochylenia nadwozia	[°]
<i>α</i>	–	kąt ugięcia stabilizatora	[°]
<i>d</i>	–	średnica stabilizatora	[mm]
<i>L<sub>0</sub></i>	–	długość ramion stabilizatora	[mm]
<i>L<sub>S</sub></i>	–	długość obliczeniowa części grzbietowej stabilizatora	[mm]
<i>L'<sub>S</sub></i>	–	długość obliczeniowa części grzbietowo – łożyskowej stabilizatora	[mm]
<i>F<sub>S</sub></i>	–	siła działająca na ramiona – końcówki stabilizatora	[N]
<i>k<sub>f</sub></i>	–	naprężenia uplastyczniające	[MPa]
<i>RWD</i>	–	napęd tylny (RWD - Rear Wheel Drive)	
<i>FWD</i>	–	napęd przedni (FWD – Front Wheel Drive)	
<i>P<sub>SWT</sub></i>	–	parametr uszkodzenia Smitha – Watsona – Toppera	



## 1. Wstęp

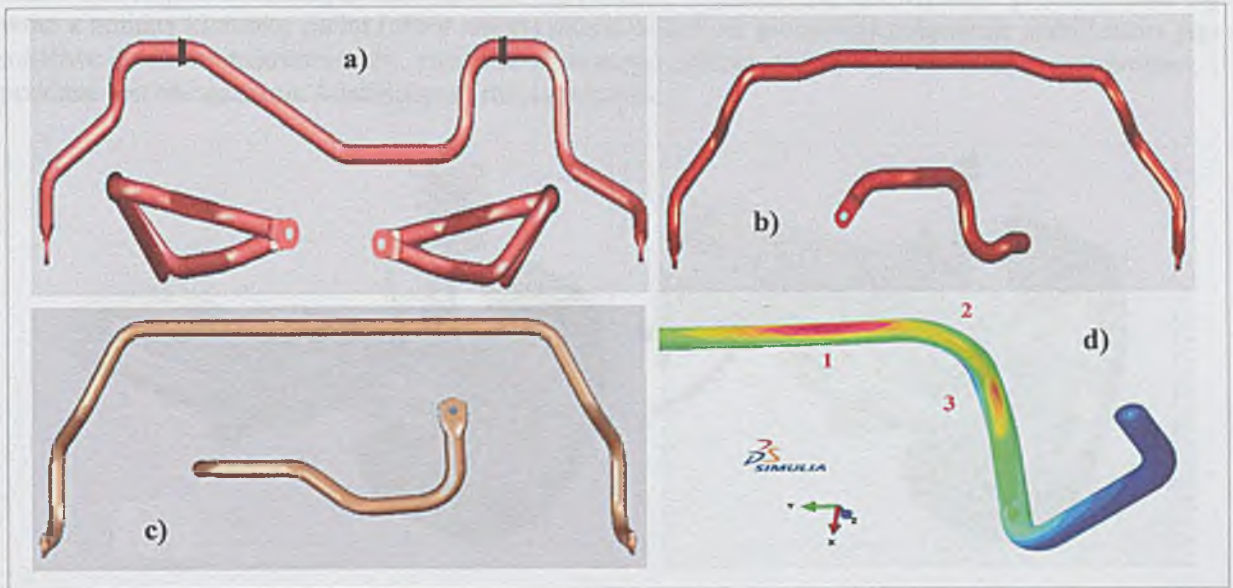
Stabilizatorami zawieszenia pojazdów samochodowych są pręty wygięte w kształcie litery **U** ze stali sprężynowej o kołowym lub pierścieniowym przekroju poprzecznym, z częścią tylną – grzbietową i ramionami. Współczesne stabilizatory są gięte w wielu płaszczyznach, przyjmując często w celu ominięcia innych elementów podwozia i nadwozia skomplikowane kształty (rys. 1.1a ÷ g). Klasyczna forma w kształcie litery **U** pozostaje jednak niezmienną. Spektrum produkcyjno – technologiczne stabilizatorów samochodowych obejmuje dwa obszary. Podstawowym kryterium podziału jest obrabiany materiał wyjściowy. Tak więc mamy do czynienia we współczesnych pojazdach samochodowych ze stabilizatorami prętowymi masywnymi i rurowymi. Coraz częściej, szczególnie w samochodach sportowych stosowane są tzw. stabilizatory aktywne, które w części grzbietowej są podzielone w celu umożliwienia mocowania – zabudowy sprzęgła włączalnego lub serwomechanizmu (rys. 1.1h, i, j) [11, 32, 36, 37, 53, 85, 111, 137, 143].



Rys. 1.1. Kształty stabilizatorów samochodowych – przykłady

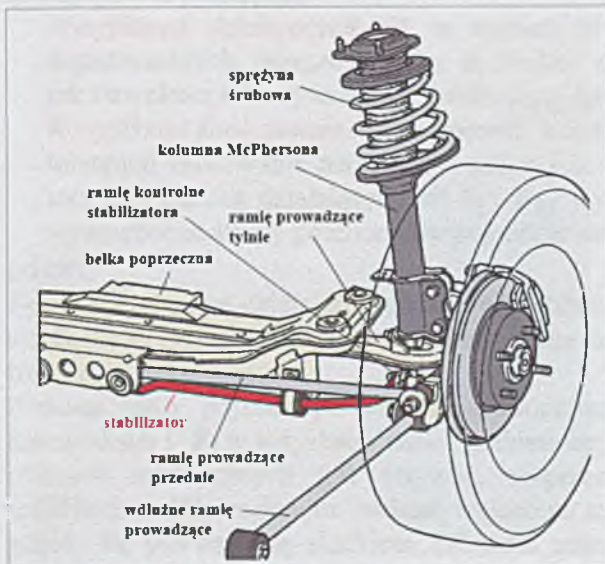
Zadaniem stabilizatorów jest zmniejszenie bocznych przechyłów nadwozia na zakręcie oraz wpływanie na kierowalność, czyli na zwiększenie bezpieczeństwa jazdy. Działanie stabilizatora zmniejsza różnice chwilowych obciążeń działających na elementy sprężyste jednej osi, a więc jak gdyby powoduje wzrost sztywności zawieszenia po stronie bardziej obciążonej oraz zmniejszenie sztywności zawieszenia po stronie mniej obciążonej. Ujmując poglądowo, stabilizator poprzeczny odciąża bardziej odkształcony element resorujący i dociąża mniej odkształcony element resorujący. Stabilizator wywołuje przemieszczanie poprzeczne, boczne (podczas jazdy na zakręcie) bez oddziaływania na koła. Tym samym osiągnięta zostaje redukcja przechyłów bocznych podczas jazdy po łuku. Także dzięki stabilizatorowi koła wewnętrzne nie utracą przyczepności. Zmiana sztywności kątowej zawieszenia wpływa także na odchylenie promienia rzeczywistego od teoretycznego, wynikającego z geometrii układu kierowniczego i jezdnego, podczas pokonywania zakrętu. Zwiększenie sztywności kątowej zawieszenia przedniego przesunęła tendencję zachowania się w

zakręcie w kierunku podsterowności (poszerzenia zakrętu). Dodanie stabilizatora w tylnym układzie zawieszenia pozwoli przybliżyć zachowanie pojazdu do założonego. W wypadku napędu *FWD*, stabilizator zapewni neutralne proporcje podczas gdy dla *RWD*, zwiększy się tendencja do nadsterowności. Stabilizator zapewnia również równoczesne oddziaływanie na koła w tym samym kierunku. W części centralnej stabilizator przymocowany jest do nadwozia za pomocą tulei gumowych [11, 32, 36, 37, 83, 85, 137, 143].



Rys. 1.2. a) stabilizator prętowy masywny samochodu Nissan X61F  
 b) stabilizator prętowy masywny samochodu MB C218  
 c) stabilizator rurowy samochodu LandRover L405 VA  
 d) strefy obliczeniowe stabilizatora – strefy brane pod uwagę przy obliczeniach wytrzymałościowych stabilizatorów:

1. naprężenia zastępcze wg Hubera / Misesa w strefie łożyskowej (rys. 1.2d)
2. naprężenia zastępcze wg Misesa w strefie promieniowej (przebieg części grzbietowej w część ramieniową) kombinacja wysokich naprężeń skręcających i zginania (rys. 1.2d)
3. naprężenia zastępcze wg Hubera / Misesa w strefie promieniowej (ramię stabilizatora) wysokie naprężenia zginające (rys. 1.2d)

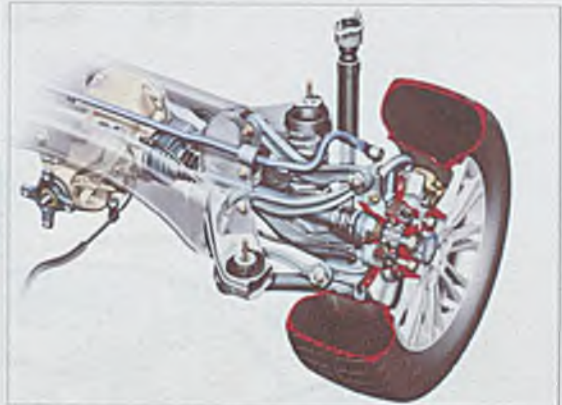
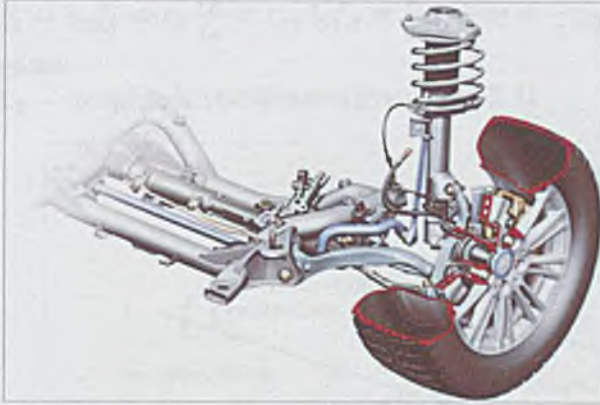


Rys. 1.3 Schemat tylnego zawieszenia (KIA Clarus KIA MOTORS CORPORATION / OTC Division)

## 2 PRZEGLĄD LITERATUROWY

### 2.1 Teoria stabilizatorów samochodowych

Jednym z typowych rozwiązań elementów zawieszenia stosowanych we współczesnych pojazdach samochodowych jest przedstawione na rys. 2.1 [58] mocowanie stabilizatora w kolumnie McPhersona. Ponieważ w przedstawionym rozwiązaniu mocowania stabilizatora, amortyzator przemieszcza się wraz z zmianą kierunku ruchu (obrót amortyzatora wokół osi pionowej) połączenie stabilizatora jest możliwe dzięki zastosowaniu tzw. ramienia sterującego. Ramię sterujące jest łożyskowane obrotowo i poddane jest obciążeniom ściskającym i rozciągającym.



Rys. 2.1. Mocowanie stabilizatora w kolumnie McPhersona, oś przednia [58]

Rys. 2.2. Przykładowe mocowanie stabilizatora osi tylnej [58]

#### 2.1.1 Podstawy obliczeniowe

Obliczenia stabilizatora mają na celu takie uwzględnienie różnorodnych wymogów i wpływów, będących jednocześnie bazą do założeń naprężeń i odkształceń, aby projektowany stabilizator spełniał następujące kryteria [83]:

**Weryfikacji działających sił**, w ramach której przy uwzględnieniu i zachowaniu naprężeń dopuszczalnych, przeprowadzane są analizy naprężeń, bezpieczeństwa, dopuszczalnych obciążeń jak i trwałości oraz żywotności stabilizatora (podrozdział 2.6).

**Weryfikacji funkcjonalności**, w ramach której sprawdzane jest w ramach przyjętych ograniczeń i tolerencji zachowanie parametrów takich jak: wymagana sztywność  $c_S$ , droga sprężysta stabilizatora  $2f_S$  jak też działających sił  $F_l$  i  $F_S$ , wytrzymałości zmęczeniowej i innych specyficznych wymogów ze strony producentów pojazdów samochodowych.

gdzie:

$F_S$  – siły reakcyjne działające na końcówki stabilizatora [N],  $F_l$  – siły reakcyjne działające na łożyska stabilizatora [N],  $f_S$  – droga pokonywana przez końcówki stabilizatora pod wpływem działania sił  $F_S$  [mm] (rys. 2.3)

Podczas jazdy pojazdu po łuku na zamocowany stabilizator oddziałują siły reakcyjne  $F_S$  w końcówkach i  $F_l$  w łożyskach części grzbietowej stabilizatora. Założeniem wyjściowym do dalszych obliczeń analitycznych jest sztywne, nieprzesuwne ułożyskowanie części tylnej, grzbietowej stabilizatora. Siły reakcyjne oddziałujące na stabilizator wywołują naprężenia styczne, ścinające i gnące. Te pierwsze są skutkiem działania momentu skręcającego i sił poprzecznych. Natomiast naprężenia gnące powstają w konsekwencji działania momentu gnącego. W obliczeniach wytrzymałościowych ramion stabilizatora uwzględnia się przede wszystkim naprężenia wynikające ze zginania. Natomiast w części tylnej, grzbietowej kluczową rolę odgrywają naprężenia wywołane skręcaniem i zginaniem [11, 36, 37, 53, 83, 85, 112, 137, 143]. Przy obliczeniach – uwzględnieniu zachowania się pojazdu w czasie jazdy po łuku, należy wziąć pod uwagę przelozienia  $i_F$  i  $i_S$  koła w stosunku do sprężyn resorowych lub stabilizatorów. Za tym kryją się zależności drogi sprężystej koła do przemieszczeń sprężystych sprężyn lub stabilizatorów [36, 53, 140]:

$$i_F = f_R/f_F \quad i \quad i_S = f_R/f_S \quad (1)$$

Ponieważ siły pozostają w odwrotnej zależności do przełożenia w porównaniu z przełożeniem wynikającym z dróg sprężystych kół w stosunku do przemieszczeń sprężyn resorowych lub stabilizatorów, przełożenia  $i_F$  i  $i_S$  przyjmują następującą postać:

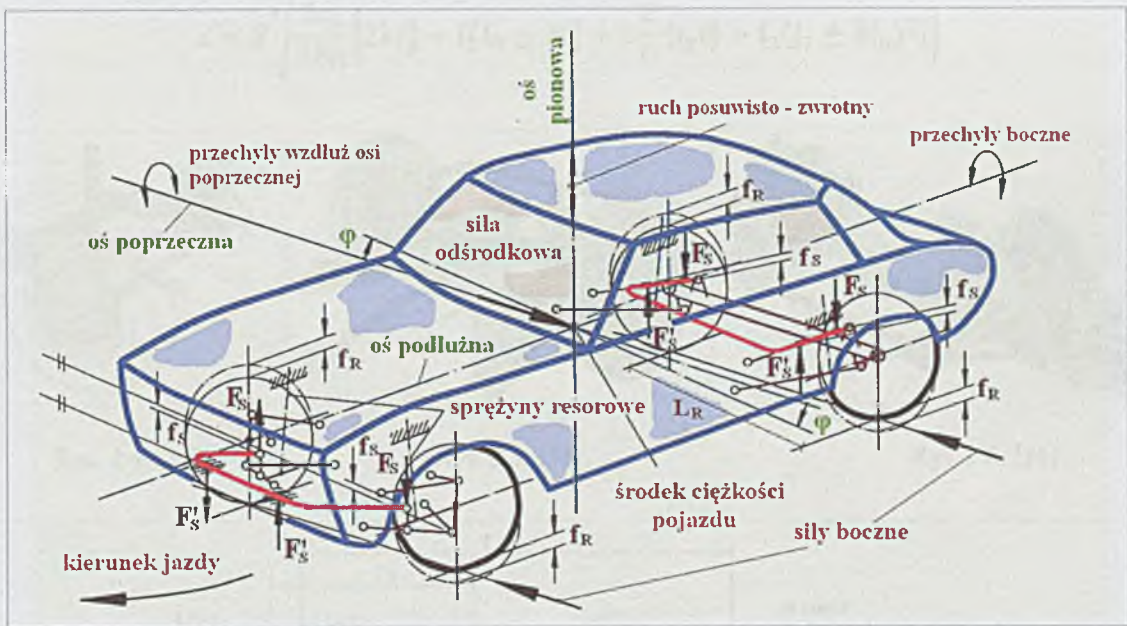
$$c_{FR} = c_F/i_F^2 \quad i \quad c_{SR} = c_S/i_S^2 \quad (2)$$

Naprężenia  $\sigma$  i  $\tau$  w stabilizatorze można policzyć przy znanych założeniach wymiarowych, w funkcji sił  $F$  działających na końcówki stabilizatora [36, 53, 140]:

$$F_S = c_S f_S = c_S \frac{f_R}{i_S} = c_{SR} i_S f_R = \frac{1}{2} c_S \frac{L_R}{i_S} \varphi = \frac{1}{2} c_{SR} i_S L_R \varphi \quad [\text{N}] \quad (3)$$

gdzie:

$L_R$  – rozpiętość stabilizatora [mm] (rys. 2.3)



Rys. 2.3. Rozwiązania i funkcje stabilizatorów w pojazdach samochodowych [36]

### 2.1.2 Obliczeniowy model zastępczy stabilizatorów typu I

Przy założeniach obliczeniowych do modelu zastępczego stabilizatorów typu I (rys. 2.7) brane jest pod uwagę usytuowanie elementów łożyskowych części grzbietowej (punkty A) jak i mocowanie stabilizatora w części ramieniowej (punkty B).

Sztywność stabilizatora [36, 37, 53, 137, 143]:

$$c_s = \frac{F_s}{f_s} = \frac{3E\pi d^4}{32 \left\{ 2kl_0^3 + l_5^2 L_S \pm 2l_4^3 + 3 \frac{E}{G} [l_2 l_7^2 + l_3 (l_7 \pm \lambda l_6)^2] \right\}} \quad (4)$$

gdzie:

$$\lambda = \frac{L_S}{L'_S} - 1 \quad (5)$$

$k = 0$

przypadek szczególny stabilizatora składającego się z sztywnych części ramieniowych – kutyh lub wykonanych z płaskownika oraz części grzbietowej – drążka skrętnego (rys. 2.4)

$k = 1$

stabilizator w kształcie litery  $U$ , ze stałą średnicą (rys. 2.5)

$$k = \frac{3\pi d^4}{16bh^3} \quad (6)$$

stabilizator w kształcie litery  $U$  z ramionami walcowanymi (rys. 2.6)

+ $2l_4^3$  – system zastępczy

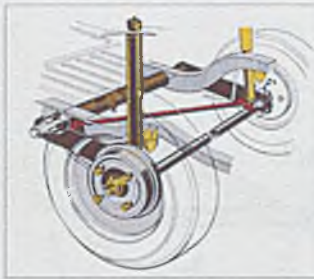
– $2l_4^3$  – system zastępczy

+ $\lambda l_6$  – dla części grzbietowej mający wgięcia w kierunku ramion

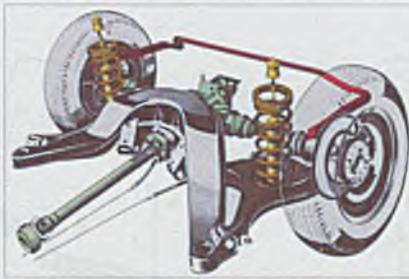
– $\lambda l_6$  – dla części grzbietowej mający wgięcia w kierunku przeciwnym do ramion

Przy założonej sztywności stabilizatora  $c_S$  i parametrach geometrycznych stabilizatora (dane i wytyczne producenta) można obliczyć wymaganą średnicę stabilizatora z następującej zależności:

$$d = 2 \sqrt[4]{\frac{2c_S}{3E\pi} \left\{ 2kl_0^3 + l_5^2 L_S \pm 2l_4^3 + 3 \frac{E}{G} [l_2 l_7^2 + l_3 (l_7 \pm \lambda l_6)^2] \right\}} \quad (7)$$



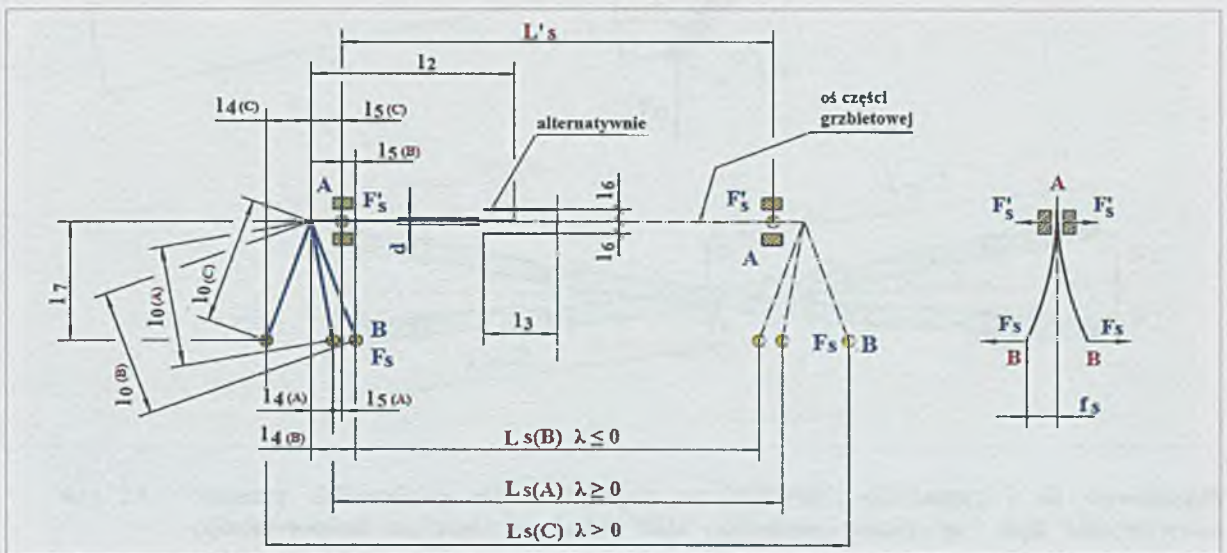
Rys. 2.4. [36]



Rys. 2.5. [36]



Rys. 2.6. [36]



Rys. 2.7. Model zastępczy – obliczeniowy stabilizatora

### 2.1.3 Obliczeniowy model zastępczy stabilizatorów typu II

Przy założeniach obliczeniowych do modelu zastępczego stabilizatorów typu II (rys. 2.7) brane jest pod uwagę usytuowanie elementów łożyskowych części ramieniowej (punkty  $A$ ) jak i mocowanie stabilizatora w części ramieniowej (punkty  $B$ ).

Sztywność stabilizatora [36, 37, 137, 143]:

$$c_s = \frac{F_s}{f_s} = \frac{3E\pi d^4}{32 \left\{ 2kl_0^3 + 6l_0l_1(l_0 - \lambda l_1) + 2\lambda^2 l_1^3 + (l_4 - \lambda l_5)^2 (L'_s - 2l_5) + 3 \frac{E}{G} \{ (l_7 - \lambda l_8)^2 l_2 + [l_7 - \lambda(l_8 \pm l_6)]^2 l_3 \} \right\}} \quad (8)$$

gdzie:

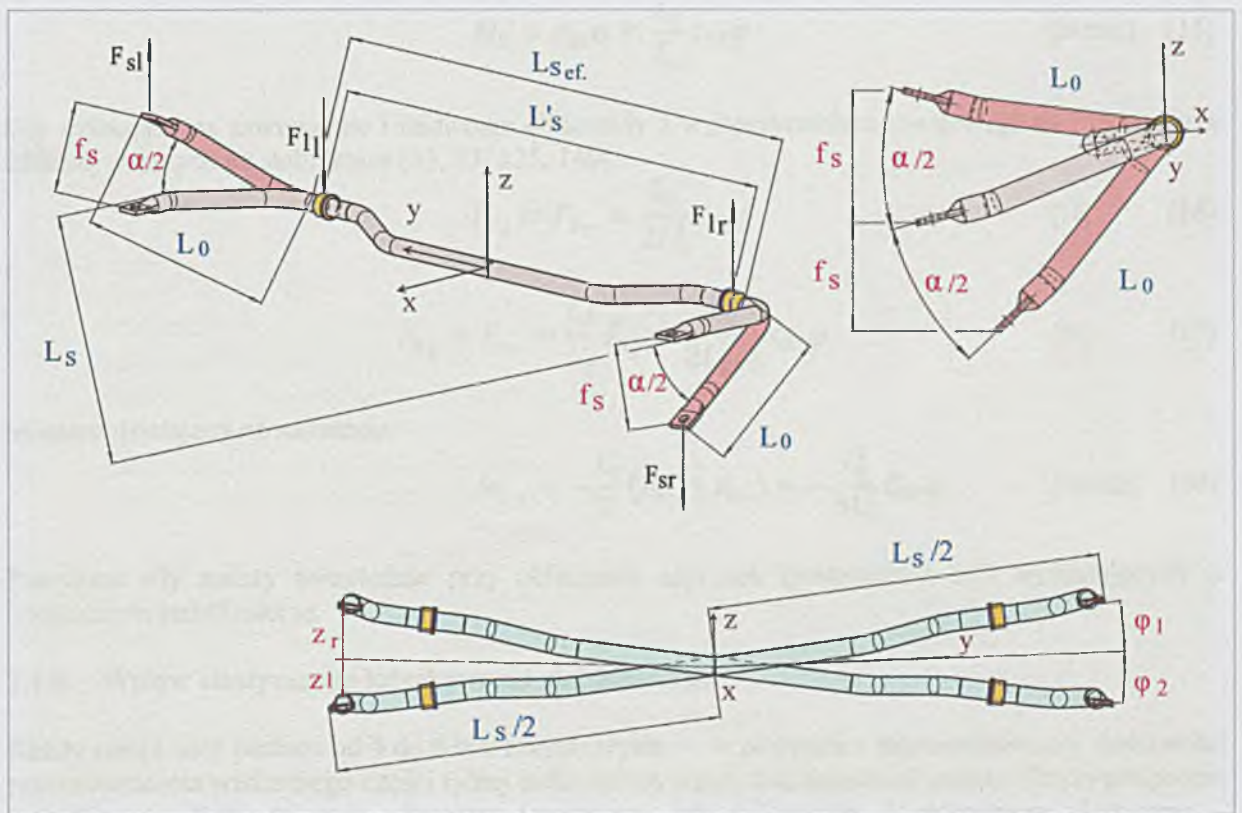
$$\lambda = \frac{L_s}{L'_s a} - 1 \quad (9)$$

Przy założonej sztywności stabilizatora  $c_s$  i parametrach geometrycznych stabilizatora (dane i wytyczne producenta) można obliczyć wymaganą średnicę stabilizatora z następującej zależności:

$$d = 2 \sqrt[4]{\frac{2c_s}{3E\pi} \left\{ 2kl_0^3 + 6l_0l_1(l_0 - \lambda l_1) + 2\lambda^2 l_1^3 (l_4 - \lambda l_5)^2 (L'_s - 2l_5) + 3 \frac{E}{G} \{ (l_7 - \lambda l_8)^2 l_2 + [l_7 - \lambda(l_8 \pm l_6)]^2 l_3 \} \right\}} \quad (10)$$

#### 2.1.4 Siły i momenty działające na obciążony stabilizator

Siły działające na nadwozie i na końcówki stabilizatora (w uproszczeniu) obliczamy w oparciu o rys. 2.8 i niżej przedstawione zależności [53, 83, 125, 140].



Rys. 2.8. Schemat obliczeniowy sił działających na końcówki stabilizatora i sił wywołanych oddziaływaniem nadwozia w funkcji kąta pochylenia pojazdu  $\varphi$  i kąta oddziaływania stabilizatora  $\alpha$

Moment skręcający stabilizatora obliczamy w zależności kąta skręcania  $\alpha$ :

$$M_s = c_{st} \alpha \quad [\text{Nmm}] \quad (11)$$

stała skręcanego, obciążonego stabilizatora:

$$c_{st} = \frac{G I_p}{L_{s\text{ef.}}} \quad [\text{Nmm}] \quad (12)$$

gdzie:

- $I_p$  – biegunowy moment bezwładności stabilizatora prętowego [mm<sup>4</sup>]  
 $G$  – moduł sprężystości Kirchoffa [MPa]  
 $L_{S_{ef}}$  – efektywna, obliczeniowa długość skręcanego stabilizatora [mm]

Miarodajne przemieszczenie pionowe w punktach działania sił na zawieszenie pojazdu (rys. 2.8):

$$z_r = -z_l = -L_0 \sin \frac{\alpha}{2} \quad i \quad z_r = -z_l = -\frac{L_S}{2} \sin \varphi \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

gdzie:

$$\varphi = \varphi_1 = \varphi_2$$

Ze wzoru (13) otrzymujemy zależność pomiędzy skręcaniem stabilizatora i przechyłem poprzecznym nadwozia:

$$\alpha = 2 \arcsin \left( \frac{L_S}{2L_0} \sin \varphi \right) \cong \frac{L_S}{L_0} \varphi \quad [^\circ] \quad (14)$$

tym samym moment skręcający stabilizatora w powiązaniu ze względnym przechyłem poprzecznym pojazdu do powierzchni jezdni przyjmuje postać:

$$M_S = c_{St} \alpha \cong \frac{L_S}{L_0} c_{St} \varphi \quad [\text{Nmm}] \quad (15)$$

Siły działające na zawieszenie i nadwozie obliczamy z wykorzystaniem równowagi sił i momentów oddziaływujących na stabilizator [53, 83, 125, 140]:

$$F_{S_l} = F_{S_r} = \frac{L_S}{2L_0^2} c_{St} \varphi \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_{n_l} = F_{n_r} = \frac{L_S}{L'_S} F_{S_l} = \frac{L_S^2}{2L'_S L_0^2} c_{St} \varphi \quad [\text{N}] \quad (17)$$

Moment działający na nadwozie:

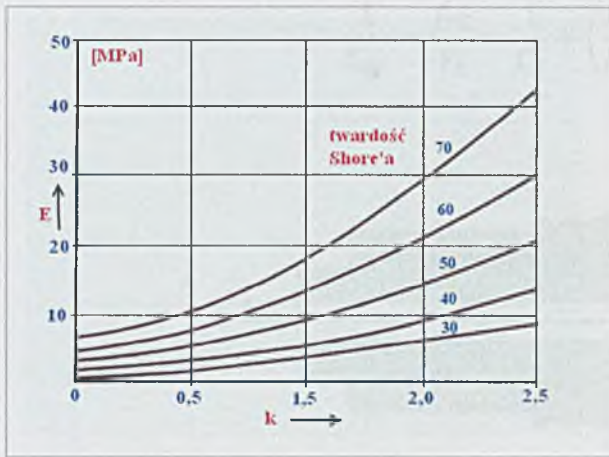
$$M_{S_n} = -\frac{L'_S}{2} (F_{n_l} + F_{n_r}) = -\frac{L_S^2}{4L_0^2} c_{St} \varphi \quad [\text{Nmm}] \quad (18)$$

Powyższe siły należy uwzględnić przy obliczaniu naprężeń (podrozdział 2.2) występujących w obciążonym stabilizatorze.

### 2.1.5 Wpływ elastycznego łożyskowania stabilizatorów

Każdy stabilizator posiada od 4 do 6 baz łożyskowych – w przypadku zagwarantowanej możliwości przemieszczania wzdłużnego części tylnej stabilizatora względnie końcówek ramion dzięki podporom wahadłowym. Bazy te mają charakter (częściowo lub całkowicie) łożyskowania elastyczno – sprężystego (rys. 2.10). Dzięki tej charakterystyce łożyskowanie ma zasadniczy wpływ na kształtowanie się całkowitej sztywności stabilizatora. Wielkość tego wpływu jest uzależniony nie tylko od charakterystyki sprężysto – elastycznej łożyskowania. Dalszymi aspektami mającymi wpływ na zmiany sztywności są: umiejscowienie łożyskowania, twardość materiału łożyska wg Shore'a (rys. 2.9) jak i objętość zastosowanego materiału [11, 36, 53, 111].

Głównym parametrem charakteryzującym łożysko elastyczne jest moduł sprężystości poprzecznej uzależniony od twardości Shore'a i składu chemicznego tworzywa. Moduł sprężystości Young'a  $E$  jest określony zależnością modułu sprężystości poprzecznej i współczynnika kształtu  $k$  (obciążona i nieobciążona powierzchnia łożyska). Ponieważ współczynnik ten wraz z rosnącym obciążeniem zmienia się, łożysko charakteryzuje się nieliniową, progresywną krzywą w zależności siły od drogi. Ogólne równania charakteryzujące łożyska elastyczne przyjmują postać (indeks  $s_1$  – ścinanie,  $d_1$  – ściskanie) [11, 36, 53, 111]:



Rys. 2.9. Twardość Shore'a w zależności współczynnika kształtu i modułu sprężystości Young'a [53]



Rys. 2.10. Typowe łożysko stabilizatora samochodowego [11]

$$c_{st} = G' \frac{A}{h} \quad (19)$$

$$E' = 3G(1 + k + k^2) \quad (20)$$

$$G' = Gf(X) \quad (21)$$

$$\sigma = \frac{f_{st}}{h} + E \quad (22)$$

gdzie:

- |          |   |                    |
|----------|---|--------------------|
| $c$      | – sztywność łożyska   | [N/mm]             |
| $X$      | – współczynnik geometryczny podwójnego gięcia przy ścinaniu             |                    |
| $A$      | – powierzchnia przekroju łożyska  | [mm <sup>2</sup> ] |
| $h$      | – wysokość łożyska w kierunku ściskania                                 | [mm]               |
| $f_{dt}$ | – droga sprężysta w kierunku ściskania                                  | [mm]               |
| $f_{st}$ | – droga sprężysta w kierunku ścinania                                   | [mm]               |
| $k$      | – współczynnik kształtu (obciążona i nieobciążona powierzchnia łożyska) | [-]                |

Przy stałej twardości Shore'a rośnie przy rosnącym współczynniku kształtu  $k$  (rosnąca lub malejąca powierzchnia oddziaływania do powierzchni obwodowej) moduł sprężystości Young'a  $E$ . W konsekwencji rośnie sztywność łożyska. Współczynnik kształtu  $k$  maleje, gdy np. w łożysku występują tzw. wybrania (rys. 2.11).

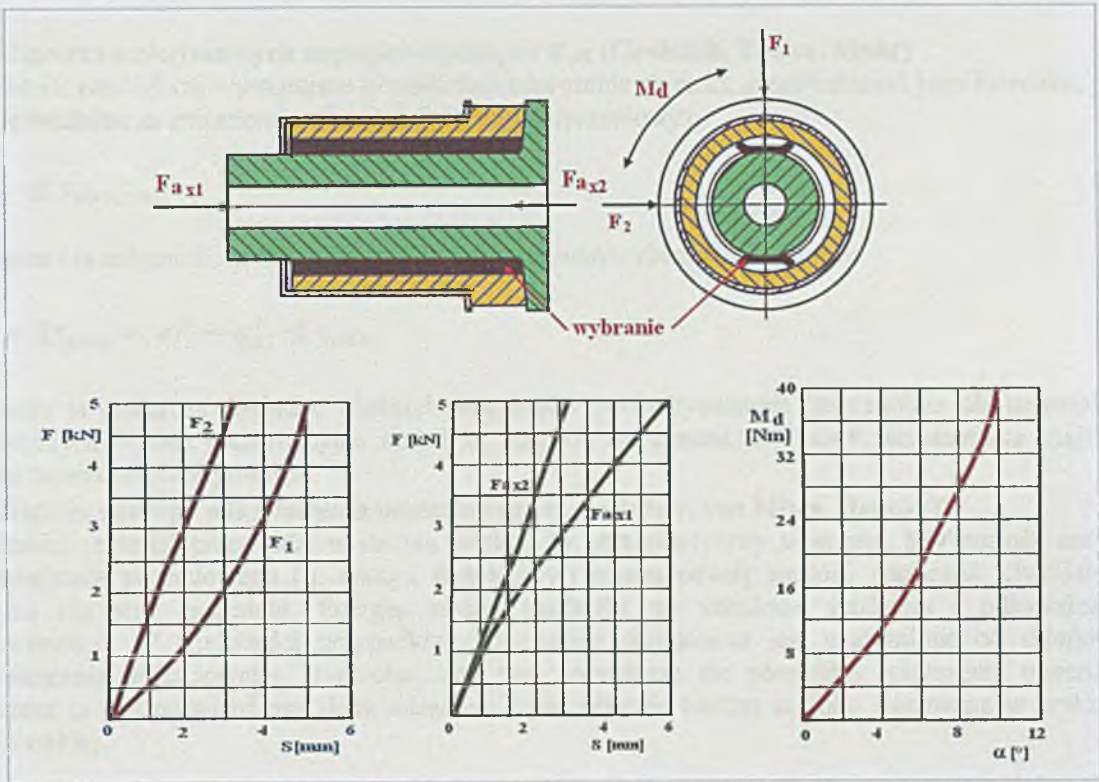
Funkcje i wymagania stawiane łożyskowaniu w części tylnej stabilizatora:

- związanie / mocowanie stabilizatora w określonych miejscach podwozia lub nadwozia pojazdu samochodowego,
- możliwość przejmowania lub przenoszenia działających sił i momentów,
- zapewnienie obrotowego stopnia swobody:
  - bez tarcia lub z uwzględnieniem minimalnego tarcia,
  - wytworzenie dodatkowej, ściśle zdefiniowanej sztywności skrętnej pręta (współczynnik dodatkowy sztywności stabilizatora),
- zagwarantowanie osiowego przenoszenia sił poprzecznych.

Uwzględniając, że sprężynujące łożyskowanie gumowe w stabilizatorze będzie działać „rzędowo” wraz stabilizatorem, można sztywność całkowitą systemu – stabilizatora łożyskowanego elementami gumowymi opisać następującą zależnością [36, 53, 140]:



$$\frac{1}{C_{SG}} = \frac{f_{SG}}{F_S} = \frac{1}{C_S} + \left(\frac{L_S}{L'_S}\right)^2 \left(\frac{1}{C_{GA1}} + \frac{1}{C_{GA2}}\right) + \frac{1}{C_{GB1}} + \frac{1}{C_{GB2}} \quad (23)$$



Rys. 2.11. Wpływ wybrań na współczynnik kształtu  $k$  [53, 111]

## 2.2 Hipotezy wytrzymałościowe – analiza naprężeń

### 2.2.1 Najważniejsze hipotezy wytrzymałościowe [7, 10, 43, 44, 61, 62, 76, 102, 126, 130, 150, 151]:

#### 1. Hipoteza maksymalnych naprężeń stycznych $\sigma_{v3}$ (Coulomb, Tresca, Mohr)

Założenia: największe występujące w materiale naprężenie styczne, niezależnie od jego kierunku, jest odpowiedzialne za zniszczenie elementu (przełom zmęczeniowy).

$$\tau_{max.} \leq \tau_{dop.,roz.} \quad (1)$$

Również i tą zależność można przekształcić w równoważne równanie naprężeń:

$$\sigma_{v3} = 2\tau_{max} = \sigma_I^H - \sigma_{III}^H \leq \tau_{dop.} \quad (2)$$

Hipoteza ta dostarcza dokładne wartości parametrów porównywalnych (szczególnie dla materiałów plastycznych – stale konstrukcyjne itp.) i ze względu na stosunkowo łatwe zastosowanie znajduje częste zastosowanie w praktyce.

#### 2. Hipoteza energii odkształcenia postaciowego $\sigma_{v4}$ (Huber, von Mises, Hencky)

Założenia: materiał przechodzi w danym punkcie w stan plastyczny wówczas, gdy gęstość energii odkształcenia postaciowego (tj. energii dewiatorów) osiąga pewną wartość graniczną, charakterystyczną dla tego materiału. Energię można rozdzielić na składowe ściskania i odkształcenia postaciowego. W większości przypadków zniszczenie przedmiotu jest uzależnione od składowej odkształcenia postaciowego. Hydrostatyczny stan naprężenia nie powoduje zniszczenia materiału. Hipoteza ta jest potwierdzona doświadczalnie i jest obecnie bardzo szeroko stosowana w praktyce inżynierskiej.

$$W_{kształ.} \leq W_{kształ.,roz.} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{v4} &= \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{xx} - \sigma_{zz})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_I^H - \sigma_{II}^H)^2 + (\sigma_{II}^H - \sigma_{III}^H)^2 + (\sigma_I^H - \sigma_{III}^H)^2 \right]} \quad (4) \end{aligned}$$

Ekwiwalentna analiza tej zależności prowadzi do wniosku:

$$\sigma_{v4} \leq \sigma_{dop.} \quad (5)$$

Hipoteza ta dostarcza dla materiałów sprężysto – plastycznych, najlepsze wartości porównywalne i tym samym jest zalecana do powszechnego stosowania.

Z zagadnieniach płaskich przy jednoczesnym wystąpieniu dwóch naprężeń normalnych i naprężenia ścinającego w tym samym punkcie przekroju poprzecznego równania naprężeń zastępczych podlegają uproszczeniu:

$$\sigma_{v1} = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6)$$

$$\sigma_{v3} = \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (7)$$

$$\sigma_{v4} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 - \sigma_{yy}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + 3\tau_{xy}^2} \quad (9)$$

Przedstawione 2 hipotezy wyężeniowe prowadzą w prętach, belkach i wałach przy superpozycji sił osiowych, zginania i skręcania do następujących zależności obliczeniowych:

- $\sigma$  obliczeniowe naprężenia normalne będące wynikiem działania siły osiowej i zginania,
- $\tau$  obliczeniowe naprężenia styczne będące wynikiem skręcania.

(obliczenia  $\sigma$  i  $\tau$  dla tego samego, wybranego punktu przekroju poprzecznego)

Przy jednoczesnym wystąpieniu naprężenia normalnego i naprężenia ścinającego w tym samym punkcie przekroju poprzecznego równania naprężeń zastępczych podlegają dalszemu uproszczeniu:

$$\sigma_{v1} = \frac{\sigma}{2} \left[ 1 + \sqrt{1 + 4 \left( \frac{\tau}{\sigma} \right)^2} \right] = \frac{1}{2} \left[ \sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] \quad (10)$$

$$\sigma_{v2} = \frac{\sigma}{2} \left[ (1 - \nu) + (1 + \nu) \sqrt{1 + 4 \left( \frac{\tau}{\sigma} \right)^2} \right] = \frac{1}{2} \left[ (1 - \nu)\sigma + (1 + \nu)\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] \quad (11)$$

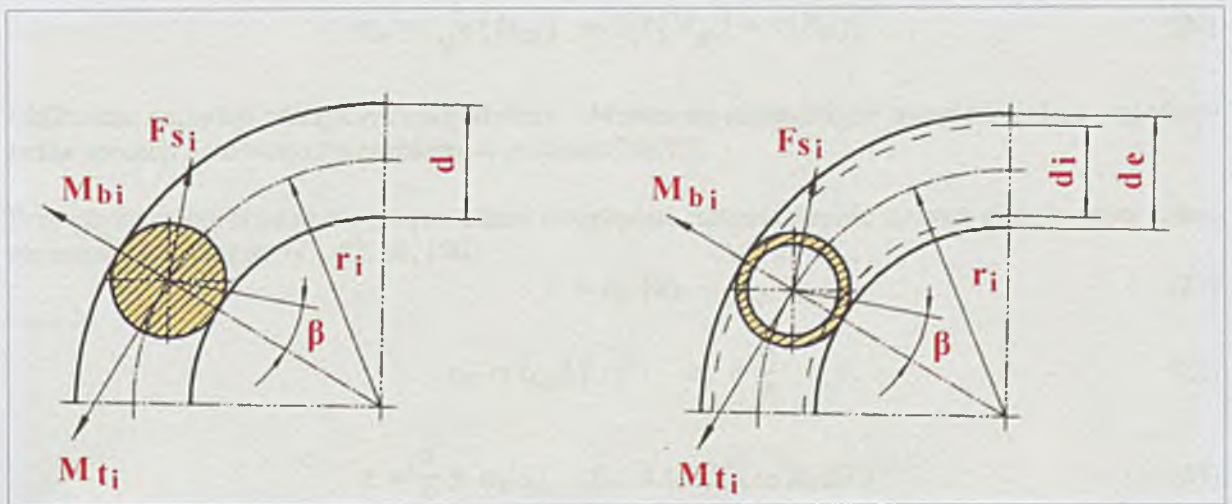
$$\sigma_{v3} = \sigma \sqrt{1 + 4 \left( \frac{\tau}{\sigma} \right)^2} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (12)$$

$$\sigma_{v4} = \sigma \sqrt{1 + 3 \left( \frac{\tau}{\sigma} \right)^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (13)$$

gdzie:  $\nu$  – współczynnik Poissona

Szpecólnie w przypadku zginania i skręcania wykazują hipotezy maksymalnych naprężeń stycznych  $\sigma_{v3}$  (12) (Coulomb, Tresca, Mohr) i energii odkształcenia postaciowego  $\sigma_{v4}$  (13) (Huber, von Mises, Hencky) bardzo silne podobieństwa. Stosując hipotezę maksymalnych naprężeń stycznych obliczane wartości są wyższe niż w przypadku hipotezy energii odkształcenia postaciowego. Dlatego też w praktyce, w również w obliczeniach analitycznych stabilizatorów (program **St3d**) znajduje zastosowanie hipoteza Hubera – Misesa.

## 2.2.2 Obciążenia stabilizatorów – rodzaje naprężeń



Rys. 2.12. Strefa promieniowa stabilizatora prętowego masywnego i rurowego [53, 111]

Współczynnik określający proporcje krzywizny [53, 111]:

$$w_i = 2 \frac{r_i}{d} \quad (14)$$

względny mimośród na odcinku  $i$ :

$$v_i = \frac{1}{2} \left[ w_i - \sqrt{w_i^2 - 1} \right] \quad (15)$$

naprężenia tnące w wyniku działania momentu skręcającego:

$$\tau(M_{Si}) = \frac{M_{Si}}{I_p} \frac{\sqrt{1 - 2v_i \cos \beta + v_i^2}}{1 - \frac{\cos \beta}{w_i}} \quad (16)$$

naprężenia tnące w wyniku działania siły poprzecznej:

$$\tau(F_{Si}) = \frac{F_{Si}}{A} \frac{1 + v_i}{1 + v_i} \cos \beta \quad (17)$$

naprężenia gnące w wyniku działania momentu gnącego:

$$\sigma(M_{gi}) = \frac{M_{gi}}{I} \frac{\sin \beta}{1 - \frac{\cos \beta}{w_i}} \quad (18)$$

naprężenia tnące w wyniku działania siły poprzecznej na stabilizator rurowy:

$$\tau(F_{Si}) = \frac{F_{Si}}{A} \frac{1 + v_i}{1 - \left(\frac{d_i}{d_e}\right)^2} \cos \beta \quad (19)$$

Naprężenia zastępcze wg Misesa / Hubera [53, 111]:

$$\sigma_{vi} = \sqrt{\sigma(M_{gi})^2 + 3[\tau(M_{gi}) + \tau(F_{Si})]^2} \quad (20)$$

Obliczenia naprężeń zastępczych wg Hubera / Misesa ze szczególnym uwzględnieniem współczynnika korekcji omówiono szczegółowo w podrozdziale 2.3.

Przy gięciu stabilizatorów na gorąco należy uwzględnić rozszerzalność liniową giętego pręta wraz z zmianami temperatury [43, 62, 88, 150].

$$\varepsilon = \varepsilon_\sigma + \varepsilon_T \quad (21)$$

$$\varepsilon_T = \alpha_T \Delta T \quad i \quad \varepsilon_\sigma = \frac{\sigma}{E} \quad (22)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha_T \Delta T \quad i \quad \sigma = E(\varepsilon - \alpha_T \Delta T) \quad (23)$$

gdzie:

$\alpha_T$  – średni współczynnik rozszerzalności liniowej w granicach temperatur  $T_1$  i  $T_2$ .

Jeśli pręt ma swobodę wydłużania to zmiany temperatury powodujące odkształcenia nie będą powodem powstania naprężeń.

Przykładowe wartości średniego współczynnika rozszerzalności liniowej  $\alpha_T$  Tabela 2.1

Materiał	E [MPa]	$\nu$	$\alpha_T$ [1/K]
stal	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	$1,2 \cdot 10^{-5}$
żeliwo	$(0,8 \dots 1,2) \cdot 10^5$	0,25	$0,9 \cdot 10^{-5}$

W praktyce uwzględnia się rozszerzalność liniową giętego pręta w wysokości około 1%.

Przedstawiony na rys. 2.13 wykres naprężeń zastępczych został wykonany przy wykorzystaniu następujących zależności [143]:

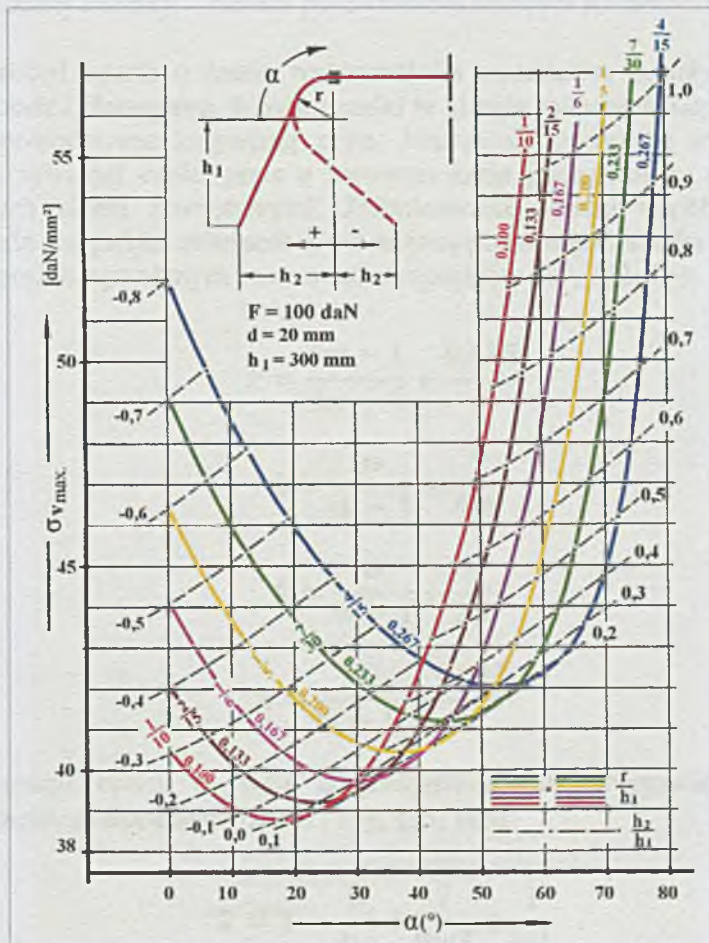
$$\alpha = \arccos\left(\frac{-3r}{h_1\sqrt{(h_2/h_1)^2 + 1}}\right) - \arctan(h_2/h_1) \quad (24)$$

$$\sigma_{v \max.} = \frac{F}{W} \sqrt{h_1^2[(h_2/h_1)^2 + 1] + 3r^2} \quad (25)$$

gdzie:

$\alpha$  – kąt gięcia ramion stabilizatora [°] (rys. 2.13)

$W$  – wskaźnik wytrzymałości materiału [mm<sup>4</sup>]



Rys. 2.13. Wielkość i miejsce występowania maksymalnych naprężeń zastępczych  $\sigma_v$  w stabilizatorze w strefie gięcia (przejście z strefy grzbietowej do ramieniowej) [143]

## 2.3 Współczynniki korekcyjne

Przy analitycznych, wytrzymałościowych obliczeniach wygiętych prętów o przekroju kołowym stosowane są współczynniki korekcyjne naprężeń skęcających, ponieważ skręcanie wygiętego pręta – stabilizatora w strefie wewnętrznej różni się zasadniczo od skręcania w strefie zewnętrznej (różnica przekrojów – ilości odkształconego materiału). Przy obliczeniach naprężeń gnących nie uwzględnia się współczynnika korekcyjnego, ponieważ dostępne empiryczne wyniki badań dotyczą tylko sprężyn śrubowych i nie dostarczają istotnych informacji, danych wskazujących na zróżnicowanie wielkości naprężeń gnących w strefie wewnętrznej i zewnętrznej wygiętego pręta.

Obliczenia naprężeń zastępczych występujących w obciążonym stabilizatorze Metodą Elementów Skończonych (*MES*) wykazują w porównaniu z obliczeniami analitycznymi wyraźne różnice w niektórych promieniach gięcia (do 45%). Szczegółowa analiza, wskazuje na to, że te wyraźne różnice mają wtedy tylko miejsce, gdy naprężenia gnące występujące przy zginaniu względem osi binormalnej przejmują rolę dominującą. Główną przyczyną niższych naprężeń uzyskanych z obliczeń analitycznych jest mniejsza ilość materiału w promieniu gięcia strefy wewnętrznej w porównaniu z strefą zewnętrzną przy zginaniu stabilizatora względem osi binormalnej. Przy zginaniu względem osi normalnej (której położenie – punkt zaczepienia określa środek krzywizny) mamy do czynienia z założeniami jak przy zginaniu pręta prostego.

### 2.3.1 Przegląd współczynników korekcyjnych stosowanych w praktyce obliczeniowej stabilizatorów

Współczynniki korekcyjne służące do korygowania naprężeń powstających w giętym pręcie wprowadzone zostały w oparciu o 3 techniki:

1. metoda oparta o teorię wytrzymałości materiałów,
2. metoda oparta o teorię sprężystości,
3. metoda przybliżonej korekcji – metoda porównawcza bazująca na metodach 1 i 2.

Współczynniki korekcji oparte o teorię wytrzymałości materiałów zostały wprowadzone przez *Wahla Rövera, Wooda i Honeggera*. Współczynniki te ujmują spiętrzenie naprężeń na wewnętrznym włóknie giętym spowodowane krzywizną pręta. Naprężenia wywołane momentem skręcającym działającym w zakrzywionej części pręta o zerowym kącie pochylenia są dodawane do naprężeń tnących wywołanych siłami zewnętrznymi. Zróżnicowanie formuł współczynnika korekcji jest spowodowane przede wszystkim zależnością definiującą przesunięcie środka obrotu koniecznego do zrównoważenia naprężeń wywołanych momentem skręcającym [87, 132, 134, 135, 145].

Wahl:

$$k = \frac{4w - 1}{4w - 4} + \frac{0,615}{w} \quad (1)$$

Röver:

$$k = \frac{w}{w - 1} + \frac{1}{4w} \quad (2)$$

Wood:

$$k = \frac{w}{w - 1} + \frac{1}{2w} \quad (3)$$

Honegger:

$$k = \frac{w}{w - 1} + \frac{0,615}{w} \quad (4)$$

Współczynniki korekcji oparte o teorię sprężystości zostały wprowadzone przez *Göhnera, Henriciego oraz Anckera i Goodiera* [87, 132, 134, 135, 145].

Göhner:

$$k = 1 + \frac{5}{4w} + \frac{7}{8w^2} + \frac{1}{w^3} \quad (5)$$

$$k = 1 + \frac{5}{4w} + \frac{7}{8w^2} + \frac{155}{265w^3} + \frac{11911}{24576w^4} + \quad (6)$$

Ancker & Goodier:

$$k = 1 + \frac{5}{4w} + \frac{7}{8w^2} \quad (7)$$

Współczynniki korekcji wynikające z metody przybliżonej korekcji zostały wyprowadzone przez *Bergsträssera i Sopwith'a* [87, 132, 134, 135, 145].

Bergsträsser:

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (8)$$

Sopwith:

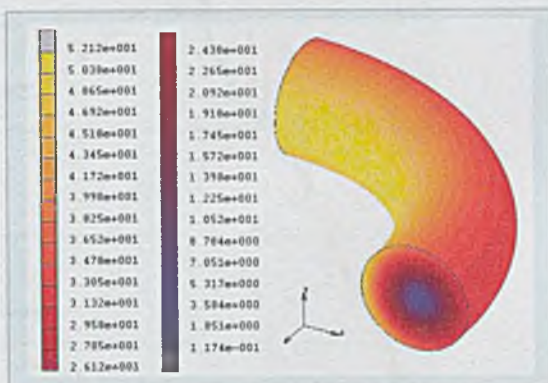
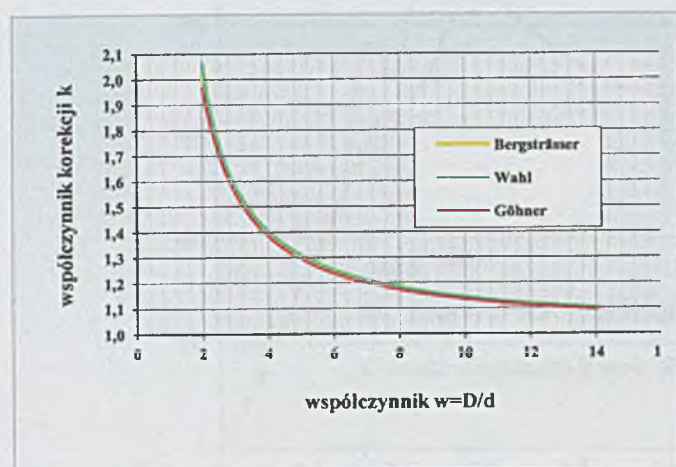
$$k = \frac{w + 0,2}{w - 1} \quad (9)$$

gdzie:

$$w = \frac{D}{d} = \frac{2R}{2r} \quad (10)$$

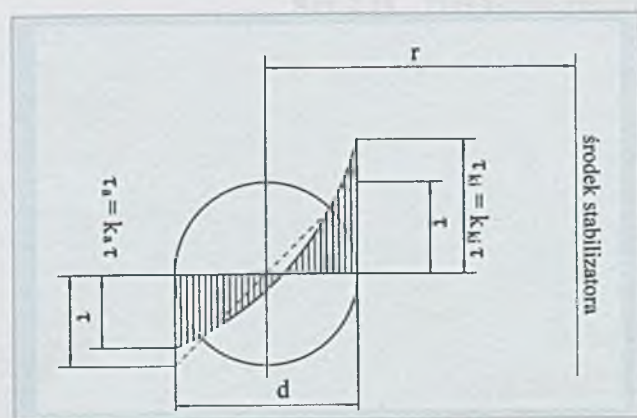
$D (R)$  – średnica (promień) gięcia pręta [mm]

$d (r)$  – średnica (promień) pręta [mm]



Rys. 2.15. Rozkład naprężeń w przykładowym przecie zginanym (MES) [145]

Rys. 2.14. Porównanie wybranych współczynników korekcyjnych [143, 145]

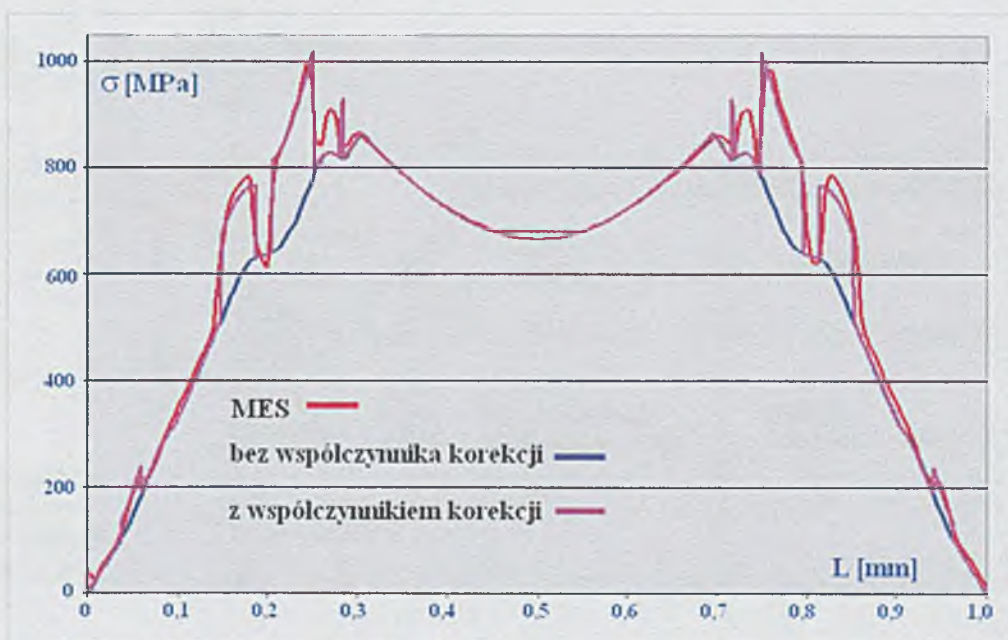


Rys. 2.16. Rozkład naprężeń stycznych w przekroju giętego stabilizatora

Przy stosunku promieni gięcia równym  $w = 5$ , można współczynnik korekcji pominąć. W przypadku stabilizatorów stosunek ten jest często zdecydowanie niższy [37, 83, 134, 135, 143, 145].



Rys. 2.17. Współczynnik korekcji naprężeń gnących w zależności stosunku promieni [134]



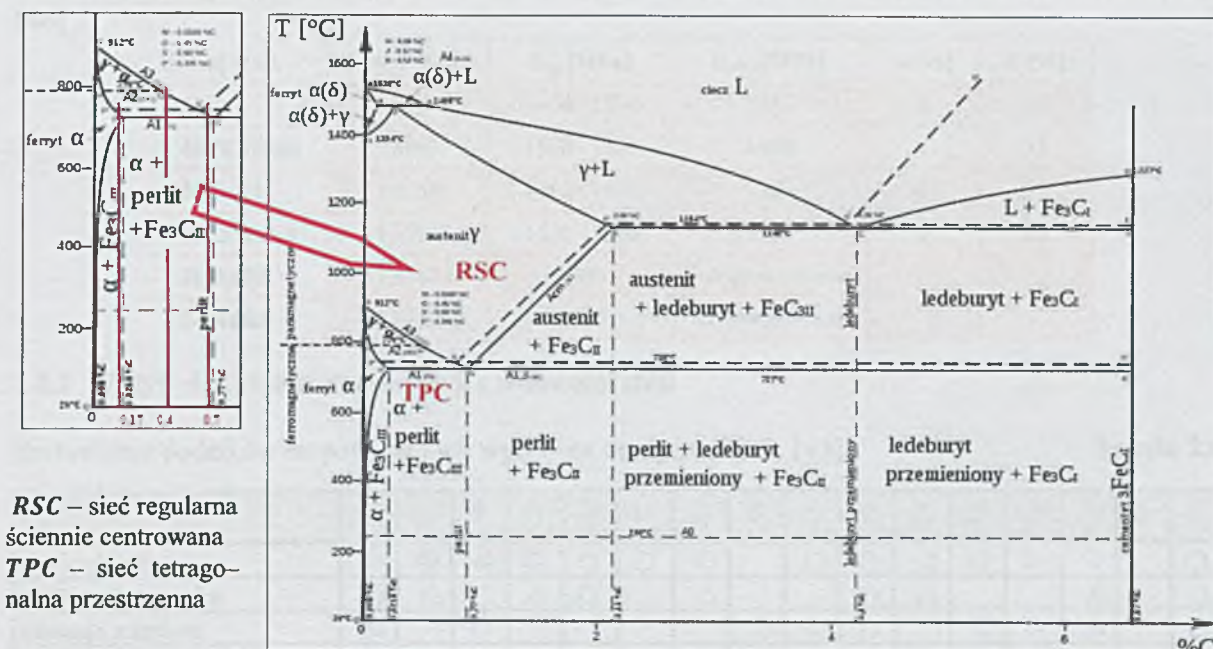
Rys. 2.18. Porównanie metod obliczeniowych [134]



## 2.4 Stale stosowane do produkcji stabilizatorów masywnych i rurowych

Stale konstrukcyjne przeznaczone do wyrobu stabilizatorów powinny się charakteryzować wysoką granicą sprężystości i plastyczności oraz dużą wytrzymałością na zmęczenie. Jednocześnie jednak stale te muszą mieć pewne minimalne własności plastyczne, aby w razie przekroczenia granicy sprężystości raczej nastąpiło odkształcenie, a nie pęknięcie. Duża ilość różnorodnych stabilizatorów i metod ich wytwarzania wymaga stosowania różnych materiałów i różnych gatunków stali.

Stosowane są stale stopowe (tabela 2.2, 2.3, 2.4) zawierające  $0,3 \div 0,7\%$  węgla (rys. 2.19). Podstawowym pierwiastkiem stopowym jest krzem, w ilości  $\sim 0,3 \div 2,0\%$ . Dodatek krzemu podwyższa granicę sprężystości. Poza stalami krzemowymi (*Si*) stosowane są stale typu *Mn, Si – Mn, Si – Mn – Cr, Cr – Mn, Cr – Si, Cr – W*. Dodatki *Cr, Mn* i *W* zwiększają hartowność stali, co pozwala na uzyskanie dobrych właściwości mechanicznych. Ważne jest, aby powierzchnia wyrobu nie została odwęglona i była wolna od wad powierzchniowych. Wysoką granicę sprężystości tych stali osiąga się przez hartowanie (przeważnie w oleju) i odpuszczanie średnie w temperaturze  $380 \div 520^\circ\text{C}$ . Ten zakres temperatury odpuszczania zapewnia najkorzystniejszy stosunek granicy sprężystości  $R_{sp}$  (lub granicy plastyczności  $R_e$ ) do wytrzymałości na rozciąganie  $R_m$ . Dodatkową cechą jest duża wytrzymałość na zmęczenie, zwłaszcza przy zmiennych obciążeniach o dużej częstotliwości [63, 97].



Rys. 2.19. Wykres żelazo – węgiel [11]

Tabela 2.2

Skład chemiczny stali niskostopowych, walcowanych na gorąco stosowanych do produkcji stabilizatorów masywnych o wysokich wymaganiach wytrzymałościowych, giętych na gorąco i ulepszanych cieplnie (EN 10089 / DIN 17221) [18, 22, 33, 37, 48, 143]

rodzaj stali	numer stali	C	Si	Mn	P	S	Cr	V	Mo
46SiCrMo6	1.8062	0,42 - 0,50	1,30 - 1,70	0,50 - 0,80	max. 0,025	max. 0,025	0,50 - 0,80		0,20 - 0,30
55Cr3	1.7176	0,52 - 0,59	max. 0,40	0,70 - 1,00	max. 0,025	max. 0,025	0,70 - 1,00		
51CrV4	1.8159	0,47 - 0,55	0,15 - 0,40	0,40 - 0,70	max. 0,035	max. 0,035	2,30 - 2,70	0,10 - 0,25	
52CrMoV4	1.7701	0,48 - 0,56	0,15 - 0,40	0,70 - 1,10	max. 0,035	max. 0,035	0,90 - 1,20	0,10 - 0,20	0,15 - 0,30

Tabela 2.3

Skład chemiczny stali stopowej, stosowanej do produkcji stabilizatorów rurowych o dużej grubości ścianek, o niskich wymagach wytrzymałościowych, giętych na gorąco i ulepszanych cieplnie [33, 37, 48, 118, 143]

rodzaj stali	numer stali	C	Si	Mn	P	S	Cr	Al	Ti	B
26MnB5	1.1161	0,24 - 0,28	0,20 - 0,30	1,20 - 1,40	max. 0,020	max. 0,020	0,10 - 0,20	0,02 - 0,06	0,02 - 0,05	0,0015 - 0,0035

Tabela 2.4

Skład chemiczny stali stopowej, stosowanej do produkcji stabilizatorów rurowych i rurowych dzielonych, o wysokich wymagach wytrzymałościowych, giętych na zimno i ulepszanych cieplnie [33, 37, 48, 118, 143]

rodzaj stali	numer stali	C	Si	Mn	P	S	Cr	Al	Ti	B
34MnB5	1.1166	0,33 - 0,37	0,25 - 0,30	1,20 - 1,40	max. 0,020	max. 0,005	0,1 - 0,18	0,02 - 0,05	0,02 - 0,04	0,0015 - 0,0035

Tabela 2.5

Właściwości wytrzymałościowe stali [18, 22, 23, 30, 33, 37, 42, 77, 103, 113, 115, 116, 118, 143, 146]

rodzaj stali	numer stali	R <sub>m</sub> [MPa]	R <sub>e0,2</sub> [MPa]	A [%]	Z [%]
55Cr3	1.7176	1400 - 1700	1250	3	20
46SiCrMo6	1.8062	1550 - 1850	1400	6	35
51CrV4	1.8159	1350 - 1650	1200	6	30
52CrMoV4	1.7701	1450 - 1750	1300	6	35
26MnB5	1.1161	1700	stale nieznormowane		
34MnB5	1.1166	1700	stale nieznormowane		

#### 2.4.1 Wpływ dodatków stopowych na własności stali

Zestawienie dodatków stopowych i ich wpływ na cechy stali [37, 143]

Tabela 2.6

	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	Ni	Al	Ti	W	Co	Nb	Ta	Cu	S	P
wytrzymałość	○	○	○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○		○
wydłużenie względne	△	△	△	△	△		△			△	△			△		△
udarność z karbem	△		○					△	○	△		○	○	△		△
twardość	○	○	○	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○		○
hartowność na wskroś	○	○	○	○	○	○	○			○						
wytrzymałość trwała	○			○	○	○				○	○					
rozrost ziarna	○	○	○	○		△	△	△	△		△					○
punkt Ac <sup>1</sup>		○	△	○	○	○	△	○		○						
punkt Ac <sup>3</sup>		○	△	○	○	○	△	○	○	○	△	○	○	△		○
pole-γ		△	○	△	△	△	○	△	△	△	○	△	△	○		△
tworzenie węglików	○			○	○	○			○	○		○	○			
krytyczna szybkość ochładzania		△	△	△	△	△	△			△	○					
kowalność	△	△	○		△											
żaroodporność		○		○				○			○					
odporność na odpuszczanie	△	○		○	○	○	○		○	○	○	○	○			
wrażliwość na przegrzanie		△	○	△		△	△			△	△					○
odporność na korozję		○	○	○	○	○	○				○			○		○
kruchość na gorąco															○	

○ podwyższa  
○ silnie podwyższa

△ redukuje  
△ silnie redukuje

## 2.5 Obróbka cieplna stali

Ze względu na czynniki wpływające na kształtowanie struktury i własności metali i stopów można wyróżnić następujące rodzaje obróbki cieplnej:

- obróbka cieplna zwykła,
- obróbka cieplno chemiczna,
- obróbka cieplno – mechaniczna (cieplno – plastyczna).

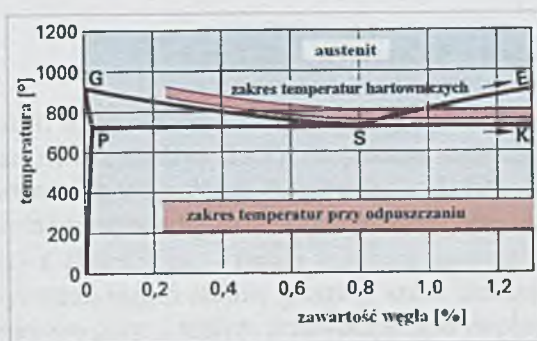
Stale stosowane do produkcji stabilizatorów są poddawane obróbce cieplnej zwykłej. Wśród procesów obróbki cieplnej zwykłej wyróżniamy: wyżarzanie, hartowanie i odpuszczanie (ulepszanie cieplne), przesycanie i starzenie (utwardzanie wydzieleniowe). Głównie procesy ulepszania cieplnego mają wpływ na poprawę własności wytrzymałościowych przy zachowaniu umiarkowanego spadku ciągliwości stabilizatorów. Ulepszanie cieplne stabilizatorów obejmuje dwa zabiegi – hartowanie / schładzanie zwykle i odpuszczanie średnie.

### 2.5.1 Proces hartowniczy stosowany w produkcji stabilizatorów

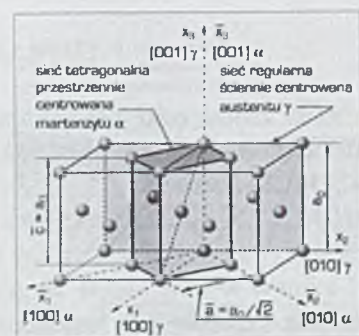
Fazy procesu hartowniczego stabilizatorów:

- Pierwsza faza to nagrzanie stali od **30 do 50°C** powyżej linii **GSK** (rys. 2.20) i wygrzewanie, tak długo jak to potrzebne, by nastąpiła ona w całej objętości hartowanego obiektu,
- Drugą fazą jest szybkie schładzanie w oleju. Szybkość schładzania musi być tak dobrana, by z austenitu nie zdążył wydzielić się cementyt i jego struktura została zachowana do temperatury przemiany martenzytycznej, w której to austenit przemienia się w fazę zwaną martenzytem. Stal posiadająca strukturę martenzytyczną nazywana jest stalą martenzytyczną lub hartowaną.

Przy przekroczeniu krytycznych szybkości ochładzania następuje zahamowanie przemiany  $\gamma - \alpha$  i sieć regularna ściennie centrowana austenitu  $\gamma$  zamyka się błyskawicznie, bezdyfuzyjnie w sieci tetragonalnej przestrzennej martenzytu  $\alpha$  (rys. 2.21).



Rys. 2.20. Zakresy temperatur obróbki cieplnej [37, 60]



Rys. 2.21. Przemiana  $\gamma - \alpha$  [29]

Węgiel w martenzycie jest rozmieszczony w przestrzeniach międzywęzłowych, podobnie jak w austenicie, a jego ilość nie zmienia się, tzn. martenzyt zawiera tyle samo węgla co austenit, z którego powstał, czyli znacznie więcej, niż może rozpuścić  $Fe\alpha$  (w warunkach równowagi – max. **0,022%**). Stąd martenzyt definiuje się jako przesycony roztwór stały węgla w  $Fe\alpha$ . Przyjęcie za podstawę definicji martenzytu sieci żelaza  $\alpha$  jest uzasadnione, ponieważ komórka elementarna martenzytu jest prostopadłościanem o podstawie kwadratu, (rys. 2.21), w którym stosunek wysokości do boku podstawy  $c/a$  ma wartość nieznacznie przekraczającą 1 [29]. Atomy węgla znajdują się zwykle w środkach dłuższych krawędzi komórki, zniekształcając sieć krystaliczną  $Fe\alpha$ , co wywołuje znaczne naprężenia, i w konsekwencji bardzo dużą twardość i wytrzymałość martenzytu. Im więcej węgla zawiera martenzyt, tym bardziej zniekształcona jest sieć i większa twardość.

Wykres **CTP** (czas – temperatura – przemiana, rys. 2.22) zawiera informacje o:

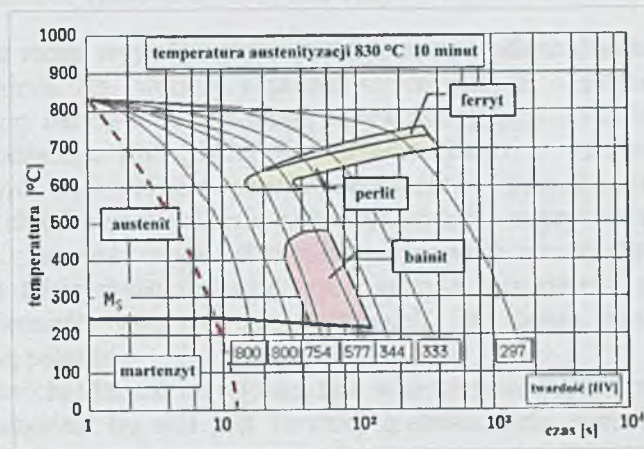
- szybkości ochładzania,
- tworzącej się struktury stali,
- twardości struktury.

Podstawowym wymogiem stawianym stabilizatorom o wysokich cechach wytrzymałościowych jest czysta struktura martenzytyczna. Martenzyt jest przesyconym roztworem stałym węgla w żelazie  $\alpha$  i jest produktem przemiany bezdyfuzyjnej. Cechuje się dużą twardością i małą ciągliwością. Twardość martenzytu rośnie ze wzrostem zawartości węgla.

Ochłodzenie stali musi zachodzić tak szybko aby uniknąć tworzenia się struktur niemartenzytycznych, takich jak bainit, perlit, ferryt (rys. 2.22 – czerwona linia przerywana).

Podczas hartowania stosuje się różnorodne środki schładzające (rys. 2.23) np. wodę lub specjalne oleje hartownicze. Szybkość schładzania zależy od rodzaju ośrodka chłodzącego.

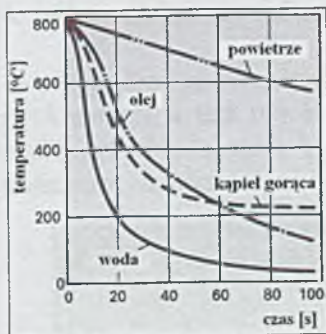
Najintensywniejszymi ośrodkami chłodzącymi są woda i wodne roztwory chlorków, a ośrodkami łagodnie hartującymi – oleje, sprężone powietrze. Przy doborze kąpieli hartowniczych należy kierować się zasadą, aby szybkość chłodzenia była wystarczająca dla wywołania planowanych przemian, jednak nie nadmiernie duża, aby nie wprowadzić zbyt dużych naprężeń hartowniczych, które mogą być przyczyną samoistnego pęknięcia i odkształcania przedmiotów (rys. 2.26).



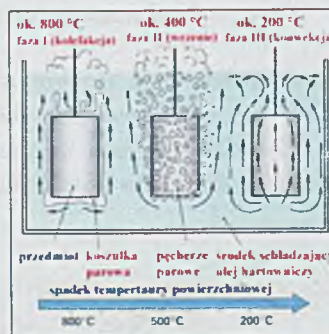
Rys. 2.22. Wykres CTP – proces hartowniczy [11]

Przy produkcji stabilizatorów masywnych giętych na gorąco stosuje się olej jako środek chłodzący w procesie hartowniczym (rys. 2.43). Stosowane stale sprężynowe wykazują tendencję do odkształceń i pęknięć hartowniczych podczas chłodzenia wodą [29, 33, 37, 42, 50, 59, 77, 78, 103, 113, 143, 146]. Przebieg zmian temperatury hartowanego detalu oraz zachodzące zjawiska, ilustruje rys. 2.24 [107]:

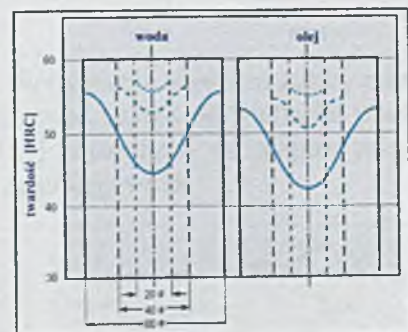
- W **fazie I** (kalefakcja – ciągła powłoka gazowa) nagrany, hartowany detal, po zanurzeniu w oleju wytwarza ciągłą otulinę gazową, która izoluje go od oleju. W etapie tym, w wyniku izolacji przez warstwę gazu o małym przewodnictwie cieplnym, chłodzenie jest stosunkowo powolne.



Rys. 2.23. Hartownicze środki schładzające [11, 37, 107]



Rys. 2.24. Proces hartowniczy [11, 37, 107]



Rys. 2.25. Krzywe hartownicze próbek ze stali 42CrMo4 o różnych średnicach schłodzonych w wodzie i oleju [77]

- W **fazie II** (wrzenie pęcherzykowe) – detal w wyniku obniżenia temperatury, uzyskuje bezpośredni kontakt z olejem, co powoduje wrzenie oleju, a burzliwie wydzielające się pęcherzyki gazu powodują dopływ świeżych (chłodniejszych) porcji oleju. Obniżanie temperatury chłodzonego detalu jest szybkie. Na tym etapie hartowany detal osiąga temperaturę przemiany.
- W **fazie III** (konwekcja) temperatura powierzchni chłodzonego detalu pozwala na ciągły bezpośredni kontakt z olejem. Odprowadzanie ciepła następuje w wyniku konwekcji. Następuje powolne schładzanie detalu aż do temperatury nieco wyższej niż temperatura oleju.

## 2.5.2 Naprężenia, pęknięcia i odkształcenia hartownicze

Naprężenia hartownicze są sumą naprężeń cieplnych i strukturalnych. Naprężenia cieplne powstają na skutek nierównomiernego chłodzenia przedmiotu i zmian jego objętości. Wynikiem naprężeń cieplnych są naprężenia ściskające na powierzchni i rozciągające w rdzeniu. Naprężenia strukturalne występują na skutek różnic objętości właściwej martenzytu i austenitu.

Naprężenia hartownicze mogą wywołać: zmiany wymiarowe i odkształcenia, paczenie przedmiotów oraz pęknięcia hartownicze. Na wartość naprężeń wewnętrznych, a zatem także na skłonność do pęknięć i odkształceń przy hartowaniu, wywierają wpływ następujące czynniki [37, 115, 143]:

1. Rodzaj ośrodka chłodzącego. Im szybciej dany ośrodek chłodzi w zakresie temperatur przemiany martenzytycznej, tym większe jest prawdopodobieństwo powstawania naprężeń i pęknięć. Natomiast szybkość chłodzenia w zakresie austenitycznym nie odgrywa większej roli.
2. Skład chemiczny, tj. zawartość węgla i składników stopowych oraz struktura i jakość stali. Wzrost zawartości węgla a także dodatków stopowych sprzyja wzrostowi naprężeń. Niejednorodna struktura stali, obecność wtrąceń niemetalicznych są często powodem powstawania i rozprzestrzeniania się pęknięć.
3. Temperatura początku chłodzenia. Im wyższa, tym większe powoduje naprężenia.
4. Wielkość ziarna austenitu. Im stal jest bardziej gruboziarnista, tym wyższe powstają w niej naprężenia.
5. Kształt i wielkość przedmiotu. Im większy przedmiot, a kształt jego bardziej złożony, tym większa skłonność do powstawania naprężeń.

Szczególnie istotny jest wpływ konstrukcji przedmiotu, jego wielkości i kształtu na skłonność do odkształceń i pęknięć. Z tego punktu widzenia należy zwrócić uwagę na następujące zalecenia:

1. poszczególne elementy hartowanego przedmiotu powinny mieć możliwie równomierny przekrój (należy unikać skupień materiału i gwałtownych przejść pomiędzy poszczególnymi częściami przedmiotu),
2. należy unikać ostrych podcięć i naroży,
3. przedmioty powinny mieć możliwie symetryczne rozmieszczenie mas,
4. należy unikać otworów w przedmiotach hartowanych.

W przypadku hartowania stali występuje zjawisko nakładania się na siebie naprężeń natury cieplnej i strukturalnej, a fakt czy będą się one sumować, czy też odejmować zależy od wielkości przekroju, szybkości chłodzenia i hartowności stali. W tablicy 2.7 [115] zestawiono ważniejsze przyczyny nadmiernych odkształceń i pęknięć hartowniczych oraz środki zapobiegawcze.



Rys. 2.26.

Pęknięcia hartownicze – powstawanie pęknięć [37]

Pomiary naprężeń własnych w elementach maszyn nastęrczają sporo problemów. Badania te wymagają stosowania specjalnych próbek i są pracochłonne. Istnieje wiele doświadczalnych metod pomiaru naprężeń własnych, chociaż tak naprawdę nie można mówić o naprężeniach własnych, a jedynie o naprężeniach własnych mierzonych określoną metodą.

**Tabela 2.7**

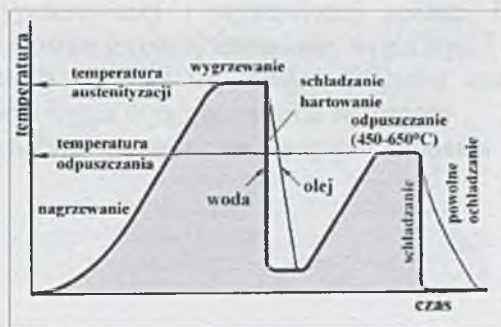
Zestawienie przyczyn nadmiernych odkształceń i pęknięć hartowniczych oraz środków zapobiegawczych [78, 115].

Grupa czynników	Czynniki sprzyjające odkształceniom i pęknięciom	Środki zapobiegawcze
<b>Konstrukcja</b>	Przekroje asymetryczne, nierównomierne rozłożenie masy	Zmiana konstrukcji lub zmniejszenie asymetrii; należy unikać dużego zróżnicowania przekrojów i jednostronnych wcięć
	Brak promieni przejściowych i nagłe zmiany wymiarów przekroju	Zastosowanie wstępnej obróbki uwzględniającej technologiczność obróbki cieplnej, jeżeli konstrukcja nie dopuszcza promieni i łagodnych przejść
	Niewystarczająca hartowność w stosunku do wielkości przekroju i przyjętego rodzaju chłodziwa hartowniczego	Rozważenie celowości zmiany gatunku stali lub sposobu hartowania (hartowanie stopniowe, przerywane, izotermiczne)
<b>Jakość stali</b>	Pomieszanie gatunków stali	Zaostrzenie kontroli, poprawienie organizacji składowania
	Skład chemiczny niezgodny z normą, niedostateczna jednorodność (segregacja, wtrącenia niemetaliczne)	Uściślenie warunków technicznych odbioru hutniczego, wymaganie świadectwa jakości (atest)
	Wady powierzchniowe pochodzenia hutniczego (odwęglenie, zakucia lub zawalcowania)	
<b>Obróbka cieplna</b>	Ułożenie w piecu powodujące odkształcenia pod własnym ciężarem oraz nierównomierne grzanie i chłodzenie	Dostosowanie konstrukcji osprzętu do kształtu części, stosowanie przekładek między częściami
	Zbyt szybkie i nierównomierne grzanie z przyczyn niezależnych od ułożenia wsadu	Zmniejszenie szybkości grzania i zróżnicowanie temperatury w przestrzeni roboczej pieca
	Niewłaściwa aktywność atmosfery piecowej (utlenienie, odwęglenie, nawęglenie)	Dostosowanie składu atmosfery do gatunku stali
	Niewłaściwe parametry austenitowania (temperatura, czas)	Sprawdzenie zgodności z instrukcją technologiczną lub skorygowanie instrukcji
	Niewłaściwe warunki oziębiania (rodzaj chłodziwa, ruch, temperatura, jednostronne omywanie, sposób zanurzania)	Zmiana czynników określających szybkość i równomierność oziębiania w sposób zapobiegający nadmiernym odkształceniom i pęknięciom
Zbyt długotrwała przerwa między hartowaniem i odpuszczaniem	Wyeliminowanie lub zmniejszenie do możliwego minimum przerwy czasowej w ciągłości procesu	

### 2.5.3 Odpuszczanie średnie [29, 42, 113, 146]

Odpuszczanie – jest zabiegiem cieplnym stosowanym do przedmiotów uprzednio zahartowanych w celu usunięcia naprężeń hartowniczych i polepszenia własności plastycznych. Podczas tego zabiegu zmniejsza się nieco twardość i wytrzymałość na rozciąganie, natomiast wzrasta odporność na uderzenia. Odpuszczanie polega na nagraniu uprzednio zahartowanego przedmiotu do temperatury poniżej  $723^{\circ}\text{C}$ , wygrzaniu w tej temperaturze, a następnie powolnym chłodzeniu na powietrzu, w

oleju lub wodzie. W produkcji stabilizatorów mamy do czynienia z odpuszczaniem średnim (rys. 2.27).



Rys. 2.27. Schemat obróbki cieplnej stabilizatorów [37]

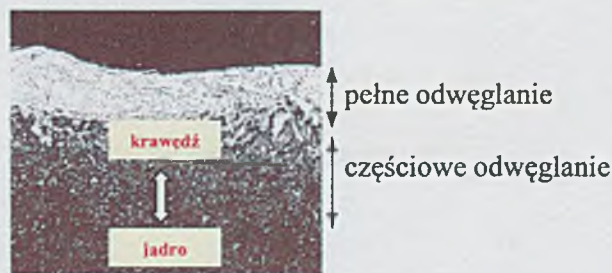
Odpuszczanie średnie – odbywa się w temperaturze  $300 - 500^{\circ}\text{C}$ . Ma ono na celu zachowanie wysokiej wytrzymałości i sprężystości przy dostatecznie dużej ciągliwości stali. W zakresie tych temperatur odpuszcza się wiele części samochodowych oraz matryce, sprężyny, resory, stabilizatory i inne części mechanizmów, których praca ma charakter uderzeniowy.

Nagrzanie stali poniżej temperatury punktu  $A_{c1}$  podwyższa ruchliwość atomów węgla. Struktura martenzytyczna pozostaje niezmieniona. Odpuszczania średnie zapewnia redukcję naprężeń wewnętrznych, zmniejszenie niebezpieczeństwa powstawania rys hartowniczych jak i zmniejszenie kruchości. Ważnym aspektem jest uzyskanie drobnodispersyjnej struktury sorbitycznej o znacznej twardości oraz właściwego stosunku wytrzymałości i ciągliwości stali. Chłodzenie po wygrzaniu przy temperaturze odpuszczania powinno być wolne (na powietrzu), aby uniknąć powstawania naprężeń. W czasie odpuszczania niektórych stali stopowych konstrukcyjnych, zwłaszcza chromowych, manganowych, chromowo – manganowych, chromowo – niklowych i chromowo – wanadowych zachodzą zjawiska powodujące kruchość materiału, co przejawia się spadkiem udarności.

#### 2.5.4 Odwęglanie krawędzi

Odwęglanie jest procesem obniżającym zawartość węgla niezbędnego do przemian hartowniczych, w powierzchniowej warstwie stali w czasie jej wyżarzania i obróbki plastycznej na gorąco. Odwęglanie ma charakter częściowy – częściowy zanik węgla lub całkowity – całkowity zanik węgla w warstwie powierzchniowej (rys. 2.28). Odwęglenie powierzchniowe jest zależne od temperatury, czasu wygrzewania, atmosfery topienia i dodatków stopowych stali. Redukcja atmosfery topienia może spowodować wzrost odwęglania. W stalach krzemowych w zakresie normalnych temperatur, prędkość tworzenia się zgorzelin jest mniejsza od prędkości odwęglania. Powoduje to, że stale krzemowe charakteryzują się znaczną głębokością odwęglania.

Odwęglanie powierzchniowe stali w procesie technologiczno – produkcyjnym stabilizatorów jest niepożądane, ponieważ uniemożliwia uzyskanie odpowiednich własności mechanicznych na powierzchniach (na powierzchniach występuje obniżenie granicy sprężystości), co powoduje pękanie, co jest źródłem przelomu zmęczeniowego. Poza tym zmniejsza się oddziaływanie procesów wzmacniających takich jak śrutowanie. Tym samym zmniejsza się wytrzymałość i żywotność stabilizatorów. Zaznaczyć tu należy, że odwęgleniu najwięcej sprzyja krzem, a potem mangan oraz chrom.



Rys. 2.28. Odwęglanie pręta stalowego obrabianego cieplnie

Do kontroli odwęglenia stali stosowanej do produkcji stabilizatorów stosuje się w praktyce trzy metody [37, 143]:

1. Mikroskopowe badanie wypolerowanej i wytrawionej próbki. Różnice w strukturze i w zabarwieniu pozwalają na rozpoznanie różnej zawartości węgla (rys. 2.28).
2. Chemiczna analiza. Ta metoda pozwala na ścisłą i dokładną analizę głębokości odwęglenia poprzez porównania zawartości węgla w jądrze i strefie brzegowej.
3. Pomiar mikrotwardości. Metoda ta pozwala na precyzyjne ustalenie spadku zawartości węgla w próbce ulepszanej cieplnie.

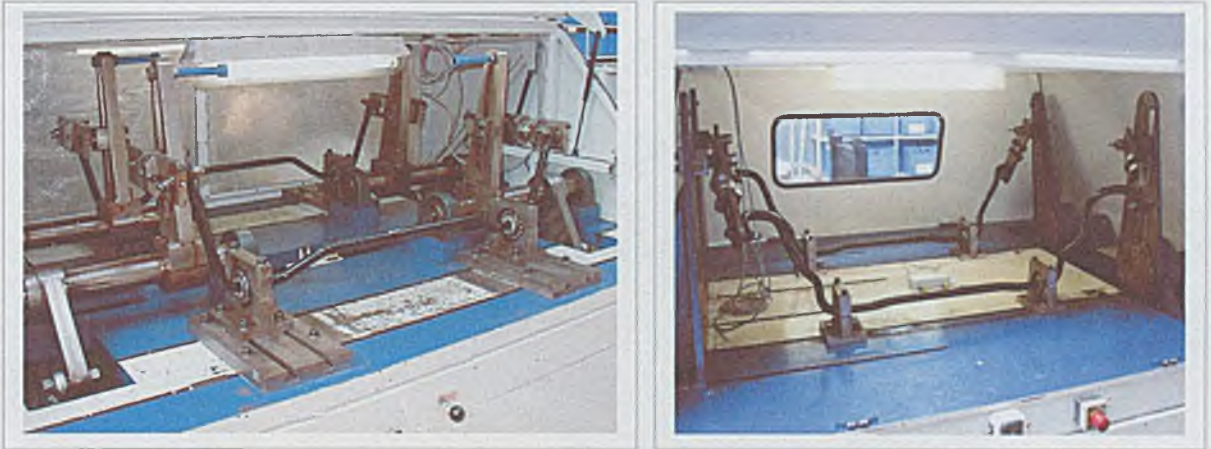


## 2.6 Badania zmęczeniowe (Wöhler – Smith – Watson – Topper)

Próbki stabilizatorów poddane badaniom zmęczeniowym muszą spełniać następujące wymogi:

- mieć identyczne wymiary,
- być poddane identycznej obróbce wstępnej – obróbce cieplnej,
- mieć tę samą strukturę powierzchniową,
- być poddane działaniu tego samego średniego naprężenia cyklu  $\sigma_m$ ,
- naprężenia zmęczeniowe, drgające powinny mieć sinusoidalną formę.

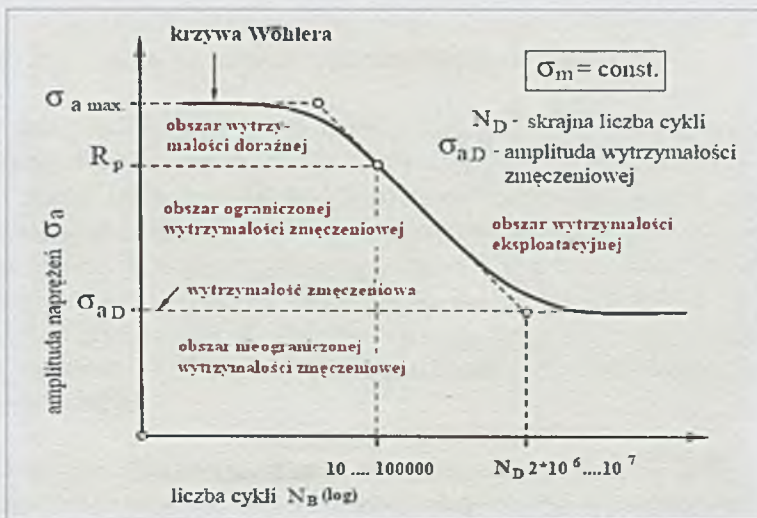
Wyznaczana jest liczba zmian obciążenia prowadząca do zniszczenia próbki w zależności od amplitudy naprężeń  $\sigma_a$ . Próby zmęczeniowe są znormowane i ujęte w normie *DIN 50100*.



Rys. 2.29. Maszyny typu Franke do badań zmęczeniowych stabilizatorów samochodowych (źródło *TKF&S*)

### 2.6.1 Krzywe Wöhlera

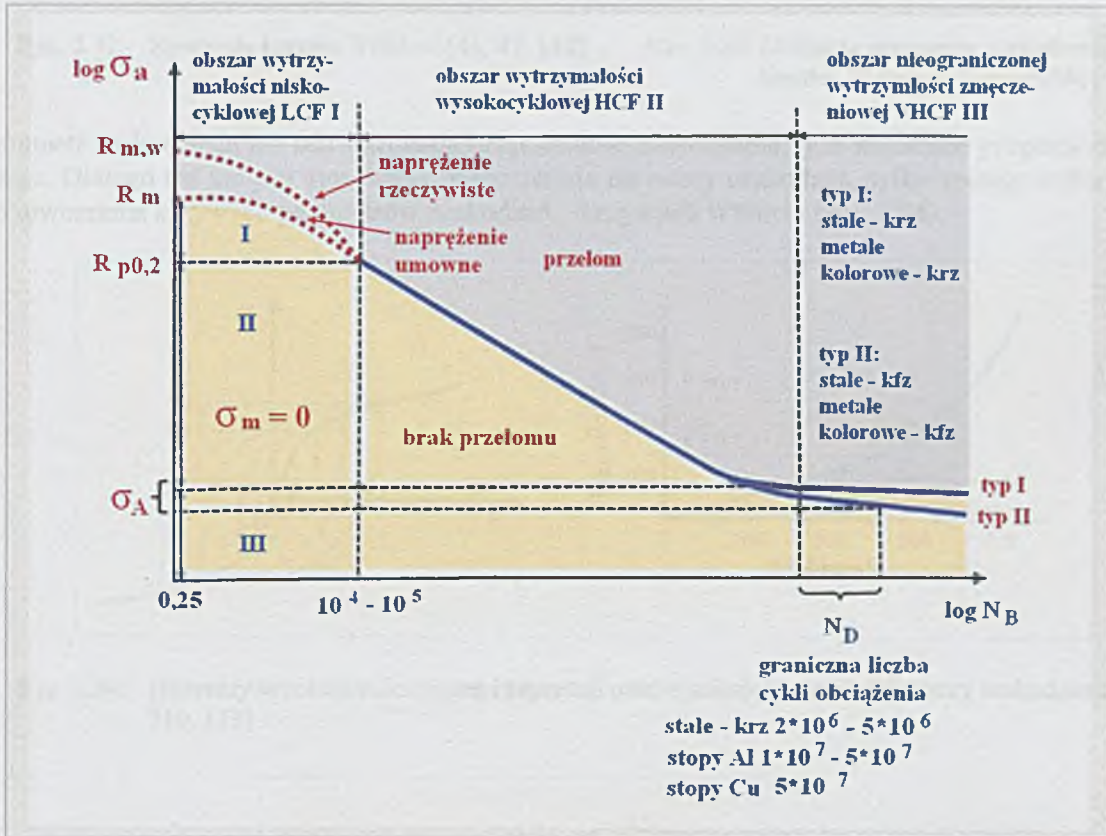
Klasycznym wykresem zmęczeniowym, pozwalającym na wyznaczenie wytrzymałości zmęczeniowej materiału, jest wykres Wöhlera. Uzyskuje się go, doprowadzając do zniszczenia odpowiednio przygotowane próbki, których kształt i liczba jest określona przez normy. Wyznaczanie wytrzymałości zmęczeniowej odbywa się w ten sposób, że próbki obciąża się różnymi cyklami  $\sigma_m$  i  $\sigma_a$  tak długo aż doprowadzimy do złomu przy  $N$  cyklach lub gdy liczba cykli przekroczy graniczną liczbę cykli  $N_D$  przyjętą za podstawę badań zmęczeniowych. Gdy próbka ulegnie zniszczeniu, mamy bezpośrednio określoną wartość ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej.



Rys. 2.30. Krzywa Wöhlera w układzie  $\sigma_a - \log N_B$

W przypadku, gdy próbka nie ulegnie zniszczeniu pomimo przekroczenia  $N_D$  świadczy to o tym, że wytrzymałość zmęczeniowa leży przy wyższych wartościach  $\sigma_m$  i  $\sigma_a$  niż te, które zastosowano w próbie. Ponieważ każdy cykl zmęczeniowy jest określony przez  $\sigma_m$  i  $\sigma_a$  wynika z tego konieczność ustalenia, który z parametrów ma być stały podczas badań.

W praktyce najczęściej stałe jest  $\sigma_m$ , a bada się wpływ  $\sigma_a$  na liczbę cykli potrzebną do zniszczenia próbki. Czasami pomiary prowadzi się dla  $R = const.$  lub  $\sigma_{max} = const.$  zwłaszcza dla cyklu tętniącego. Najczęściej stosowanym układem współrzędnych jest układ półlogarytmiczny  $(\sigma_a, \log N_B)$  (rys. 2.30) lub dwulogarytmiczny  $(\log \sigma_a, \log N_B)$  (rys. 2.31), czasami stosuje się też  $(\sigma_a, N_B)$  i  $(\sigma_a, 1/N_B)$ . Najczęściej stosowanym układem współrzędnych jest  $(\sigma_a, \log N_B)$ , a wykres jest linią łamaną (rys. 2.30). W praktyce niewielkie zakrzywienie pochylonej części wykresu zastępuje się linią prostą. Natomiast punkt przecięcia się dwóch odcinków wykresu wyznacza teoretyczną liczbę cykli  $N_D$ .



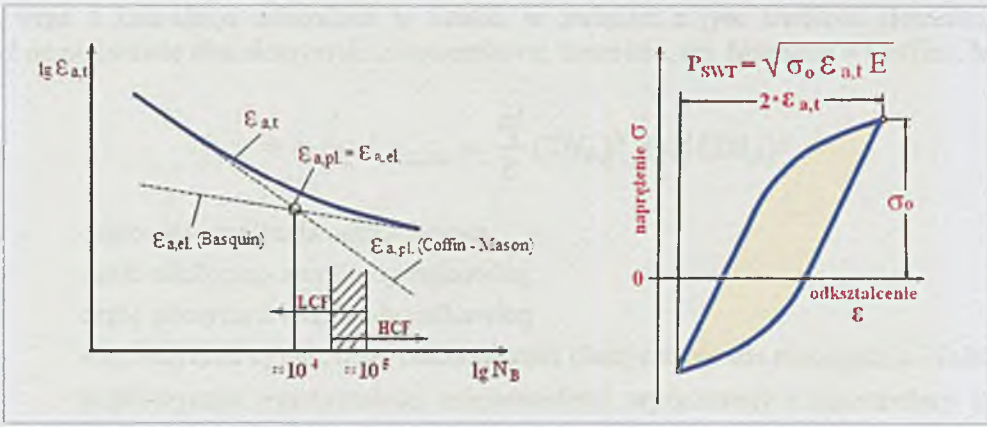
Rys. 2.31. Krzywa Wöhlera w układzie  $\log \sigma_a - \log N_B$  [51]

Współczynnik  $a$  jest określany jako wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej i dla większości materiałów przyjmuje wartości od 0,05 do 0,12 (Harders, 2005), (Dieter, 1988).  $C_1$  jest stałą materiałową,  $N_D$  liczba cykli prowadzących do przelomu – zniszczenia materiału. W obszarze ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej wszystkie próbki poddane próbie zmęczeniowej ulegają zniszczeniu podczas próby. Wykres Wöhlera umożliwia znalezienie wytrzymałości zmęczeniowej dla danego konkretnego cyklu obciążenia określonego przez współczynnik stałości obciążenia  $H$ . Zmieniając wartości współczynnika  $H$ , dla tego samego materiału i tego samego rodzaju obciążeń, uzyskuje się serię wykresów Wöhlera. W celu uogólnienia informacji zawartych na tych wykresach sporządza się wykresy Smitha.

## 2.6.2 Kryterium Smitha – Watsona – Toppera (1970) [46, 51, 61, 110, 119]

Smith i inni zaproponowali prostą postać parametru uszkodzenia wyrażoną jako iloczyn naprężenia i odkształcenia do opisu zjawisk zmęczenia metali.

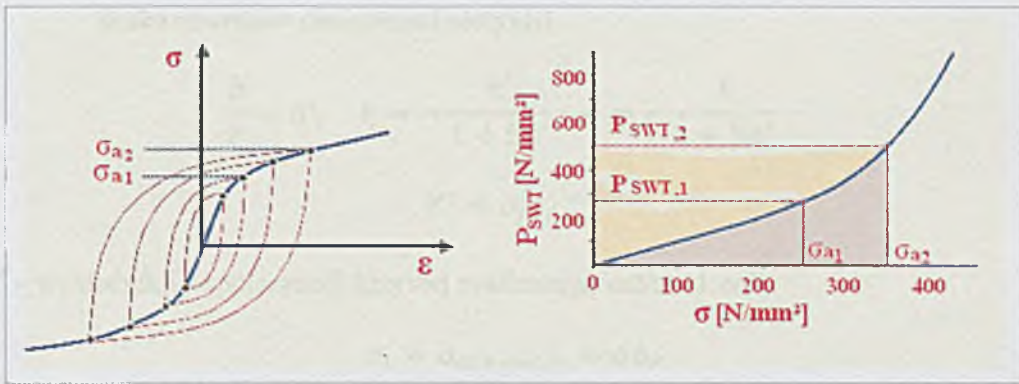
$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_a \varepsilon_{a,t} E} \quad (1)$$



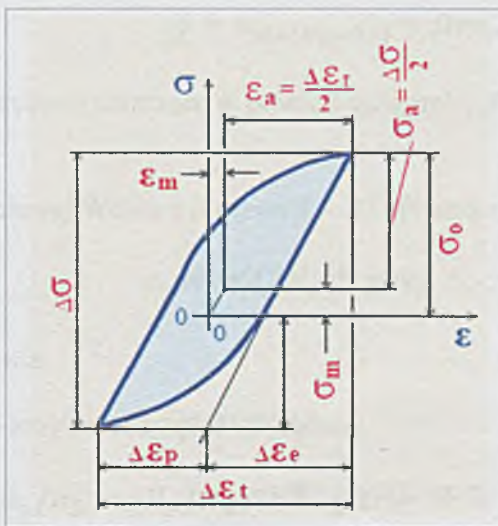
Rys. 2.32. Sprężysta krzywa Wöhlera [46, 47, 110]

Rys. 2.33. Definicja parametru uszkodzenia wg Smitha, Watsona, Toppera [46]

Parametr uszkodzenia nie odzwierciedla bezpośrednio uszkodzenia, jest natomiast proporcjonalny do niego. Dlatego też nie jest stosowany bezpośrednio do oceny uszkodzeń, tylko zostaje wykorzystany do utworzenia krzywych parametrów uszkodzeń – krzywych Wöhlera (rys. 2.34).



Rys. 2.34. Histerezy w relacji odkształceń i naprężeń oraz wynikające z nich parametry uszkodzenia [46, 110, 119]



Rys. 2.35 Pętla histerezy naprężeń i odkształceń oraz parametry charakteryzujące krzywą [46, 110, 119]

Kryterium to należy do grupy hipotez zmęczeniowych zakładających niezmiennosc właściwości materiału wraz z kumulacją uszkodzeń w czasie, w związku z tym trwałość elementu  $N$  można wyznaczyć na podstawie charakterystyki zmęczeniowej materiału, np. Mansona – Coffina, Morrowa:

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,el.} + \varepsilon_{a,pl.} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_B)^b + \varepsilon_f' (2N_B)^c \quad (2)$$

gdzie:

- $\varepsilon_a = \varepsilon_{a,t}$  – całkowita amplituda odkształcenia  
 $\varepsilon_{a,el.}$  – część elastyczna amplitudy całkowitej  
 $\varepsilon_{a,pl.}$  – część plastyczna amplitudy całkowitej  
 $\varepsilon_f'$  – współczynnik cyklicznego odkształcenia plastycznego dla rozciągania – ściskania  
 $\sigma_f'$  – współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej, wyznaczany z ekstrapolacji krzywej do pierwszego półcyklu ( $2N_B = 1$ ), praktycznie równy naprężeniu przy statycznym rozciąganiu  
 $b$  – wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej, dla metali mieści się w przedziale  $(-0,05 \text{ do } -0,15)$ , malejąc zazwyczaj ze spadkiem wytrzymałości materiału (rys. 2.32)  
 $c$  – wykładnik cyklicznego odkształcenia plastycznego  $(-0,5 \text{ do } -0,7)$   
 $N_B$  – liczba cykli prowadzących do zniszczenia  
 $2N_B$  – liczba nawrotów obciążenia (półcykli)

$$\frac{b}{c} = n', \quad b = -\frac{n'}{1 + 5n'} \quad c = -\frac{1}{1 + 5n'} \quad (3)$$

$$K' = \sigma_f' \varepsilon_f'^{-n'} \quad (4)$$

gdzie:

$n'$  i  $K'$  – wykładnik i współczynnik krzywej cyklicznego odkształcenia

$$\sigma_f' = \sigma_{a(N_B=0,5)} = \alpha \sigma_F \quad (5)$$

z  $\sigma_F$  – rzeczywiste naprężenie niszczące w próbie rozciągania z współczynnikiem korekcji wg *Bridgmana*,  $\alpha = 0,92 \dots 1,15$

$$\varepsilon_f' = \varepsilon_{pl,a(N_B=0,5)} = \beta \sigma_F \quad (6)$$

z  $\varepsilon_F$  – rzeczywiste naprężenie niszczące w próbie rozciągania,  $\beta = 0,35 \dots 1,0$  (1,0 dla materiałów ciągliwych)

Część krzywej zmęczeniowej Wöhlera (krzywa  $S - N$ ) opisanej równaniem Basquina:

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_B)^b \quad \text{przy } b < 0 \quad (7)$$

gdzie:

$\sigma_a$  – amplituda naprężenia

Znormalizowana forma krzywej (naprężeń) Wöhlera:

$$\sigma_a / \sigma_D = (N_B / N_D)^{-1/k} \quad \text{gdzie } k = 1/b = \tan \alpha \quad (8)$$

Krzywa deformacji – Wöhlera, równanie Coffina – Masona:

$$\varepsilon_{a,pl.} = \varepsilon_f' (2N_B)^c \quad \text{gdzie } c < 0 \quad (9)$$

Równanie z uniwersalnymi wykładnikami (universal stopes equation):

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_B)^{\frac{n'}{1+5n'}} + \varepsilon_f' (2N_B)^{\frac{n'}{1+5n'}} \quad (10)$$

Cykliczna krzywa deformacji i naprężeń (Ramberg – Osgood):

$$\varepsilon_{a,S} = \varepsilon_{a,el.,S} + \varepsilon_{a,pl.,S} = \frac{\sigma_{aS}}{E} + \left(\frac{\sigma_{aS}}{K'}\right)^{1/n'} \quad z \quad n' = 0,05 \dots 0,3 \quad (11)$$

Wpływ czasowo stabilnego naprężenia średniego cyklu / wpływ deformacji średniej na żywotność, trwałość:

$$\varepsilon_{a,el.} = \frac{\sigma_f' \pm \sigma_m}{E} (2N_B)^b \quad (12)$$

$$\varepsilon_{a,pl.} = (\varepsilon_f' \pm \varepsilon_m) (2N_B)^c \quad (13)$$

Krzywa Wöhlera  $P_{SWT}$ :

$$\sigma_a \rightarrow P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \varepsilon_a E} \quad (14)$$

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_f' (2N_B)^b + \sigma_m) \left( \frac{\sigma_f'}{E} (2N_B)^b + \varepsilon_f' (2N_B)^c \right) E} \quad (15)$$

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_f'^2 (2N_B)^{2b} + E \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_B)^{b+c}} \quad \text{dla } \sigma_m = 0 \quad (16)$$

Parametry uszkodzeń przy wieloosiowym obciążeniu

Tabela 2.8

Założenie	parametr uszkodzenia	charakterystyka materiału
Smith, Watson, Topper (1970)	$P_{SWT,1} = \sqrt{(\sigma_{1,m} + \sigma_{1,a}) \varepsilon_{1,a} E}$	linia uszkodzeń zgodnie z równaniem (4)
	$P_{SWT,v} = \sqrt{(\sigma_{v,m} + \sigma_{v,a}) \varepsilon_{v,a} E}$	
	$P_{swt,max.} = 2 \sqrt{\tau_{max,m} + \tau_{max,a}} \gamma_{max,a} G$	
Kandil, Brown, Miller (1982)	$P_{KBM} = \tau_{max} + C_1 * \varepsilon_n$	charakterystyka pęknięć powierzchniowych wzdłużnych
Fatemi, Socie (1988)	$P_{FS} = \frac{\Delta \gamma_{max}}{2} \left( 1 + C_2 \frac{\sigma_{n,max}}{R_{p0,2}} \right)$	charakterystyka pęknięć powierzchniowych pod wpływem skręcania
Socie et al. (1985)	$P_S = \frac{\Delta \gamma_{max}}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_N}{2} + \frac{\sigma_{N,ortho,m}}{E}$	charakterystyka pęknięć powierzchniowych pod wpływem skręcania

### 2.6.3 Opracowania wyników w zakresie nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej

Metody najczęściej stosowane:

1. metoda schodkowa,
2. metoda Locati,
3. metoda Prota,
4. metoda  $\arcsin \sqrt{P_B}$ .

## Metoda schodkowa [46, 51, 61, 67, 68, 110]

W celu wyznaczenia granicy zmęczenia  $Z_G$  w zakresie nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej stosuje się tzw. metodę schodkową. Zaletą tej metody jest możliwość zastosowania o 30, 40% mniejszej liczby próbek w porównaniu z innymi metodami (przeciętnie od 25 do 50 próbek). W metodzie schodkowej próbki są badane na pewnych z góry ustalonych poziomach naprężeń  $\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_{-1}, \sigma_{-2}, \dots$ , przy czym różnice między kolejnymi poziomami przyjmuje się zwykle równe pewnej stałej wartości  $\Delta\sigma$  nazywanej stopniem naprężenia – w praktyce  $\sigma_a \leq 0,05Z_{xy}$ . Poszczególne poziomy naprężeń są powiązane następującymi zależnościami:

$$\sigma_1 - \sigma_0 = \Delta\sigma_a \quad \sigma_2 - \sigma_1 = \Delta\sigma_a \quad \sigma_3 - \sigma_2 = \Delta\sigma_a \quad \sigma_0 - \sigma_{-1} = \Delta\sigma_a \quad \sigma_{-1} - \sigma_{-2} = \Delta\sigma_a$$

Pierwszą z badanych serii próbek obciąża się na poziomie naprężenia  $\sigma_0$ , leżącego w pobliżu spodziewanej wartości granicy wytrzymałości. Przy danym pomiarze ustala się bazową liczbę cykli.

Po przekroczeniu przez badaną próbkę bazy przyjmuje się, że próbka pracowała przy naprężeniu mniejszym od wartości granicy wytrzymałości. Jeżeli pierwsza próbka uległa zniszczeniu przed osiągnięciem bazy, to kolejną bada się na następnym niższym poziomie naprężenia tj.  $\sigma_{-1} = \sigma_0 - \Delta\sigma_a$ . Natomiast, gdy próbka nie uległa zniszczeniu przy poziomie  $\sigma_0$  przed osiągnięciem bazy, to następną bada się na poziomie  $\sigma_1 = \sigma_0 + \Delta\sigma_a$ .

Przykład takiego badania przedstawiono w tabeli 2.9. Zaletą stosowania takiego sposobu badania jest samoczynne grupowanie się wyników w pobliżu wartości średniej granicy zmęczenia. Natomiast wadą jest to, że następną próbkę można badać dopiero po zakończeniu poprzedniej, ponieważ wartość kolejnego obciążenia wynika z obciążenia poprzedniego.

Do obliczeń w metodzie schodkowej korzysta się z liczby zdarzeń, których całkowita częstość występowania  $n$  jest w badaniu mniejsza.

Przykład weryfikacji krzywych Wöhlera metodą schodkową wg Gurney'a [51, 110]

Tabela 2.9

poziom naprężeń i	naprężenie $\sigma$ [N/mm <sup>2</sup> ]		kolejność i wyniki prób:																	
			▲ – próbka uszkodzona przy $N < 2 \cdot 10^6$ ● – próbka nieuszkodzona przy $N = 2 \cdot 10^6$																	
3	165		▲																	
2	150		●	▲			▲	▲											▲	
1	135				▲		●	●		▲		●							▲	
0	120					●						●								●
poziom naprężeń i	podsumowanie		częstotliwość występowania nieuszkodzonych próbek																	
	uszkodzona	nieuszkodzona	$H_i$	$iH_i$	$i^2H_i$															
3	1	0	0	0	0															
2	4	1	1	2	4															
1	3	3	3	3	3															
0	0	3	3	0	0															
sumy	8	7	$\sum H_i = 7$	$\sum iH_i = 5$	$\sum i^2H_i = 7$															

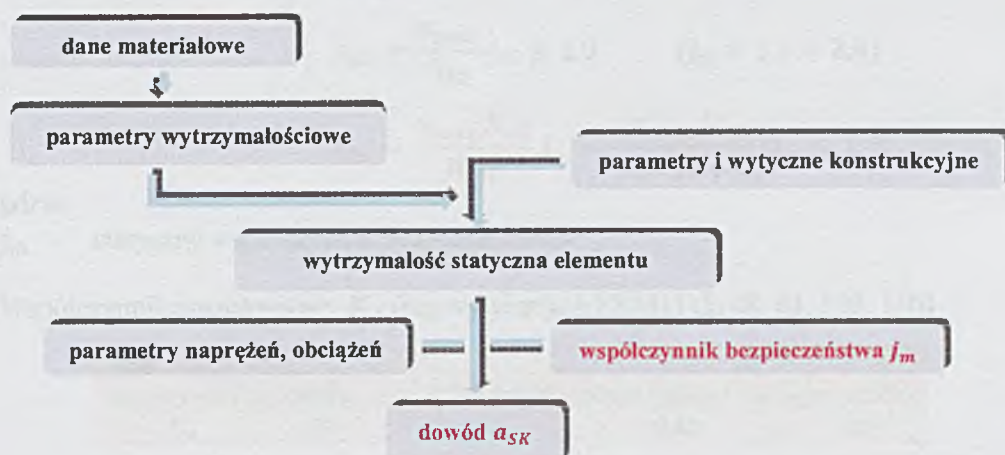
$$\bar{\sigma} = \sigma_0 + \Delta\sigma \left( \frac{\sum iH_i}{\sum H_i} + \frac{1}{2} \right) \quad (17)$$

$$s = 1,62\Delta\sigma \left[ \frac{\sum H_i \sum i^2H_i - (\sum iH_i)^2}{(\sum H_i)^2} + 0,029 \right] \quad (18)$$

$$\bar{\sigma} = 120 + 15 \left( \frac{5}{7} + \frac{1}{2} \right) = 120 + 15 * 1,21 = 120 + 18,15 = 138,15 \text{ MPa}$$

Obliczenia wytrzymałościowe dla prostego stanu naprężenia – przypadek symetrycznego cyklu obciążenia

Obliczenia te sprowadzają się do spełnienia następujących warunków:



Rys. 2.36. Schemat obliczeń wytrzymałości statycznej materiału wg wytycznych FKM [6, 15, 48, 109, 110, 119, 122] (FKM – Forschungskuratorium Maschinenbau)

Parametr materiałowy elementu (dowód statycznej wytrzymałości materiału) ujęty jest w formie zmodyfikowanej wartości wytrzymałościowej materiału [15, 48, 94, 110, 119]:

$$R_{SW} = K_d K_A K_T R_m \quad (19)$$

gdzie:

$K_d$  – technologiczny współczynnik wielkości

$K_A$  – współczynnik anizotropowy (tabela 2.10) uwzględniający zależność wytrzymałości materiału od kierunku walcowania i wyciskania walcowanego lub kutego

$K_T$  – współczynnik temperaturowy (22)

$R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie [MPa]

$R_e$  – granica plastyczności [MPa]

$$R_m = K_{d,m} K_A R_{m,N} \quad (20)$$

$$R_e = K_{d,e} K_A R_{e,N} \quad (21)$$

Przy relatywnie małej granicy plastyczności  $R_e = 0,75 * R_m$  przyjmuje się w obliczeniach w miejsce  $R_m$  wartości  $R_e$ . W zakresie temperatur normalnych (tabela 2.11) współczynnik temperaturowy przyjmuje wartości:

$$K_{T,m} = K_{T,p} = 1 \quad (22)$$

Współczynnik konstrukcyjny przy statycznej wytrzymałości ogranicza się do plastycznej liczby podporowej:

$$K_{SK} = \frac{1}{n_{pl}} \quad i \quad R_{SK} = \frac{R_{SW}}{K_{SK}} \quad (23)$$

gdzie:

$K_{SK}$  – statyczny współczynnik konstrukcyjny

$n_{pl}$  – plastyczna liczba podporowa uwzględniająca spiętrzenie naprężeń prowadzące do przekroczenia granicy plastyczności bez zniszczenia elementu (miejscowe plastyczne odkształcenie) w elementach z materiałów ciągłych przy zginaniu, skręcaniu oraz oddziaływaniu karbu

$$n_{pl} = \sqrt{\frac{R_{emax.}}{R_e}} \leq \alpha_{bp} \quad (24)$$

gdzie:

$\alpha_{bp}$  – plastyczny współczynnik kształtu (tabela 2.12)

Statyczny stopień obciążenia elementu:

$$a_{SK} = \frac{\sigma_{max.}}{R_{SK}} j_m \leq 1,0 \quad (j_m = 1,6 \div 2,8) \quad (25)$$

$$a_{SK} = \frac{\sigma_{max.} K_{SK}}{R_{SW}} j_m = \frac{\sigma_{max.} K_{SK}}{K_d K_A K_T R_m} j_m \leq 1,0 \quad (26)$$

gdzie:

$j_m$  – statyczny współczynnik bezpieczeństwa

Współczynnik anizotropowy  $K_A$  (wg wytycznych FKM) [15, 48, 61, 109, 110]

Tabela 2.10

Stal				
$R_m [N/mm^2]$	do 600	ponad 600 do 900	ponad 900 do 1200	ponad 1200
$K_A$	0,90	0,86	0,83	0,80

Zakres temperaturowy – normalny

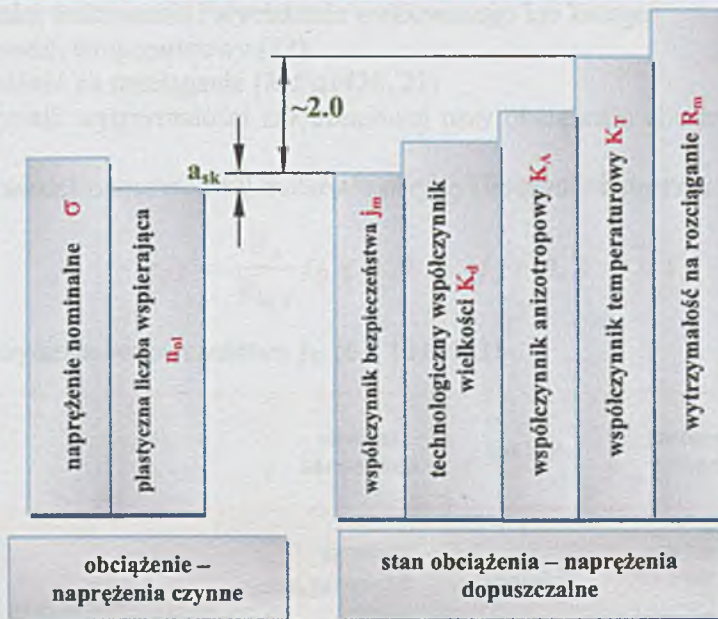
Tabela 2.11

material	od °C	do °C
stal konstrukcyjna o strukturze drobnoziarnistej	-40	60
inne stale	-40	100
żeliwo	-25	100
utwardzone materiały aluminiowe	-25	50
nieutwardzone materiały aluminiowe	-25	100

Plastyczny współczynnik kształtu [15, 94, 119]

Tabela 2.12

forma przekroju	prostokąt	koło	pierścień (cienkościenny)	dwuteownik lub przekrój skrzynekowy
zginanie $\alpha_{bp}$	1,5	1,7	1,27	$\alpha_{bp} = 1,5 \frac{1 - (b/H)(h/H)^2}{1 - (b/H)(h/H)^3}$
skręcanie $\alpha_{tp}$	-	1,33	1	-

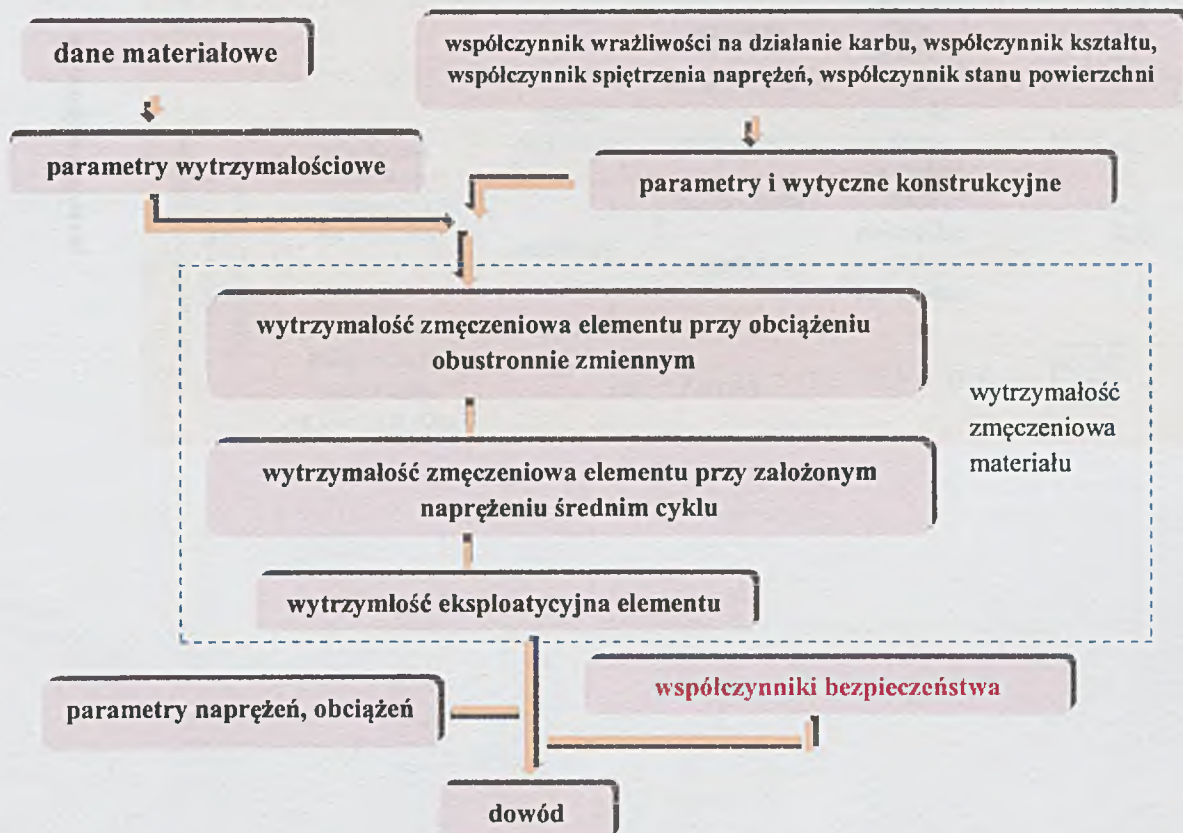


Rys. 2.37. Schemat obliczeń wytrzymałości statycznej materiału wg wytycznych FKM [6, 15, 48, 109, 110, 119, 122] (FKM – Forschungskuratorium Maschinenbau)



Parametr materiałowy elementu (dowód zmęczeniowej wytrzymałości materiału) ujęty jest w formie zmodyfikowanej wartości zmęczeniowej wytrzymałościowej materiału [6, 15, 48, 94, 109, 110, 119, 122]:

$$R_{WW} = K_d K_A K_T \sigma_W \quad i \quad \sigma_W = f_W R_m \quad (27)$$



Rys. 2.38. Schemat obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej materiału wg wytycznych FKM [6, 15, 48, 109, 110, 122] (FKM – Forschungskuratorium Maschinenbau)

$K_d$  – technologiczny współczynnik wielkości

$K_A$  – współczynnik anizotropowy (tabela 2.10) uwzględniający zależność wytrzymałości materiału od kierunku walcowania i wyciskania walcowanego lub kutego

$K_T$  – współczynnik temperaturowy (22)

$R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie [MPa] (20, 21)

$f_W$  – współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej przy obciążeniu obustronnie zmiennym (0,4 ÷ 0,577)

Stopień wytrzymałości zmęczeniowej materiału przy cyklicznym obciążeniu elementu:

$$a_{BK} = \frac{\bar{\sigma}_a}{R_{WK}} j_D \leq 1,0 \quad (j_D = 1,2 \div 2,1) \quad (28)$$

Wartości współczynnika bezpieczeństwa  $j_D$  [61, 121, 122]

Tabela 2.13

rodzaj materiału	element konstrukcji	kontrola	następstwa uszkodzeń	wytrzymałość zmęczeniowa – współczynnik bezpieczeństwa $j_D$
materiały walcownicze	materiał wyjściowy	nieregularna	duże	1,5
		regularna	niewielkie	1,3
	spawany	nieregularna	duże	1,35
		regularna	niewielkie	1,2
		nieregularna	duże	1,9
		regularna	niewielkie	1,6
		duże	1,7	
		niewielkie	1,5	

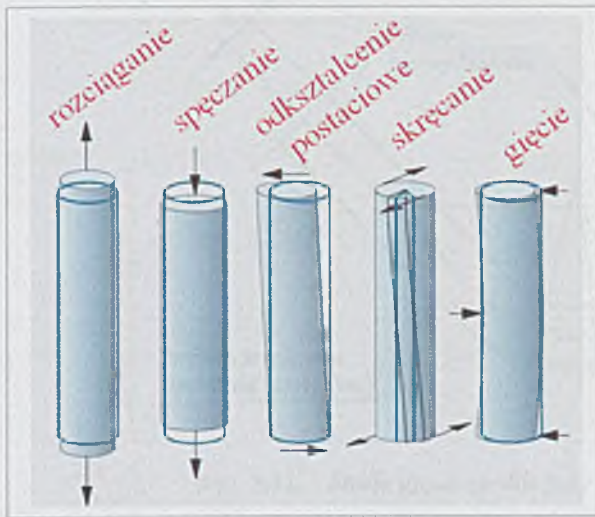
materiały odlewnicze	nie podlegające kontroli elementy odlewnicze		material wyjściowy	nieregularna	duże	2,1
				regularna	niewielkie	1,8
					duże	1,9
					niewielkie	1,7
		spawany	nieregularna	duże	2,6	
			regularna	niewielkie	2,25	
				duże	2,4	
				niewielkie	2,1	
	nieuszkodzone elementy odlewnicze podlegające kontroli	wydłużenie całkowite po rozerwaniu $A_5 > 12,5\%$	material wyjściowy	nieregularna	duże	2,0
				regularna	niewielkie	1,6
				duże	1,7	
				niewielkie	1,5	
		spawany	nieregularna	duże	2,5	
		regularna	niewielkie	2,0		
			duże	2,1		
			niewielkie	1,9		
	wydłużenie całkowite po rozerwaniu $A_5 \leq 12,5\%$	$j_D = j_D(A_5 > 12,5\%) + 0,5 - \sqrt{\frac{A_5[\%]}{50\%}}$				

## 2.7 Zarys teorii gięcia

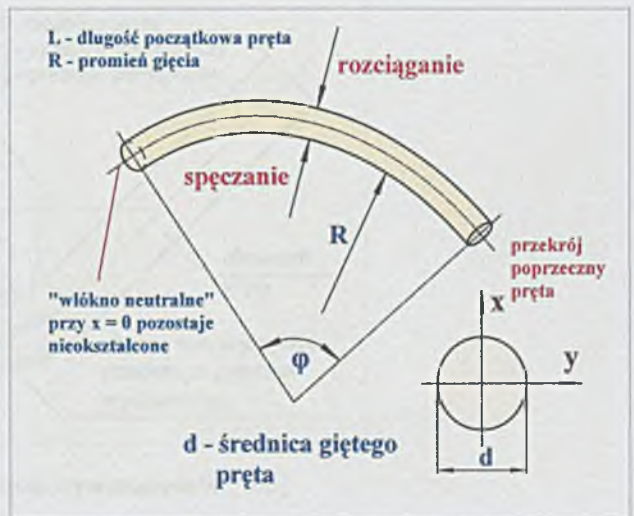
Zgodnie z normą **DIN 8582** pod pojęciem obróbki plastycznej metali rozumiemy wytwarzanie elementów poprzez plastyczne zmiany formy i kształtu ciała stałego. W trakcie tej obróbki własności, konsystencja jak i masa elementu pozostają niezmienione. Przykłady obróbki plastycznej metali przedstawiono na rys. 2.39.

Gięcie wg normy **DIN 8586** jest formą odkształcania ciała stałego, w którym na stan plastyczny materiału w strefie odkształcania zasadniczy wpływ ma moment gnący. Jest to spowodowane oddziaływaniem zewnętrznych naprężeń rozciągających lub ściskających względnie przez działanie momentów skręcających. W wyniku procesu gięcia zmienia się położenie katowe jednej części obrabianej do drugiej. Rozróżnia się gięcie wzdłuż osi prostej lub zakrzywionej, jaki i gięcie przy pomocy narzędzi poruszających się liniowo lub obrotowo. Materiałem wyjściowym elementów jak i wstępnie wygiętych półfabrykatów, poddanych procesowi gięcia są blachy, taśmy, druty, pręty, pręty profilowane i rury [49].

Klasyczna teoria gięcia opiera się na idei neutralnego włókna lub nie rozciąganej warstwy włókien, które znajdują się w środku przekroju profilu i nie poddawane są działaniu żadnych naprężeń osiowych.



Rys. 2.39. Przykłady obróbki plastycznej metali



Rys. 2.40. Gięcie pręta – energia gięcia przy założonym promieniu gięcia

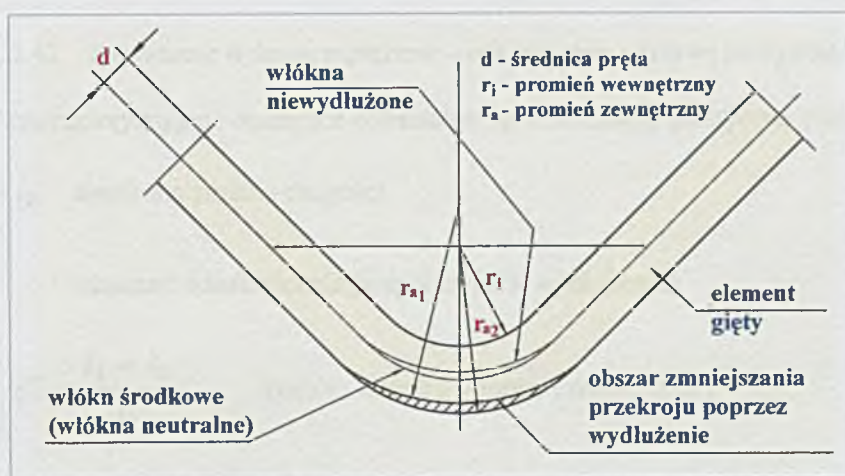
Hipoteza ta obowiązuje tylko dla  $r_i/s \geq 50$ , podczas gdy dla większości procesów gięcia stosunek ten zawarty jest w granicach  $r_i/s \leq 50$  ( $r_i$  – wewnętrzny promień gięcia,  $d$  – średnica pręta). W tym przypadku nie podlegające rozciąganiu włókna nie znajdują się w środku przekroju profilu, lecz przemieszczają się wraz rosnącym kątem gięcia do wnętrza przekroju (rys. 2.41).

Przykłady obróbki plastycznej metali

Tabela 2.14

	zakresy stosowania	zalety	wady
kształtowanie plastyczne na zimno	poniżej temperatury rekrytalizacji, bez wstępnego podgrzewania (np. stal w temp. 20°C)	<ul style="list-style-type: none"> <li>wysoka jakość powierzchni elementu</li> <li>ściśle tolerancje możliwe do osiągnięcia</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>duże obciążenia wytrzymałościowe elementów gnących</li> <li>relatywnie duże zapotrzebowanie siłowe do odkształcania elementu</li> <li>gorsze zdolność kształtowania plastycznego w porównaniu z kształtowaniami na gorąco</li> </ul>
kształtowanie plastyczne pośre-	powyżej tempetatury pokojowej ale poniżej	<ul style="list-style-type: none"> <li>wysoka jakość powierz-</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>duże obciążenia termiczne</li> </ul>

dnie (pomiędzy kształtowaniem na zimno i gorąco)	temperatury rekrytalizacji, (np. stal w temp. 680 do 800°C)	chci elementu <ul style="list-style-type: none"> <li>• lepsze tolerancje w porównaniu z kształtowaniem na gorąco</li> <li>• małe zapotrzebowanie siłowe potrzebne do odkształcenia elementu</li> </ul>	elementów gnących <ul style="list-style-type: none"> <li>• dodatkowe zapotrzebowanie energii</li> </ul>
kształtowanie plastyczne na gorąco	powyżej tempetatury temperatury rekrytalizacji, (np. stal w temp. 950 do 1200°C)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• duże możliwości wszechstronnego kształtownia elementu</li> <li>• małe zapotrzebowanie siłowe potrzebne do odkształcenia elemntu</li> <li>• małe obciążenia wytrzymałościowe elementów gnących</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• uszkodzenia powierzchni elementu</li> <li>• duże odchyłki tolerancyjne</li> <li>• duże obciążenia termiczne elementów gnących</li> <li>• niezbędne dodatkowe nagrzanie elementu (piece gazowe lub indukcyjne)</li> <li>• dodatkowa obróbka po procesie kształtowania</li> </ul>



Rys. 2.41. Strefa gięcia profili przy kącie wynoszącym 90° [66]

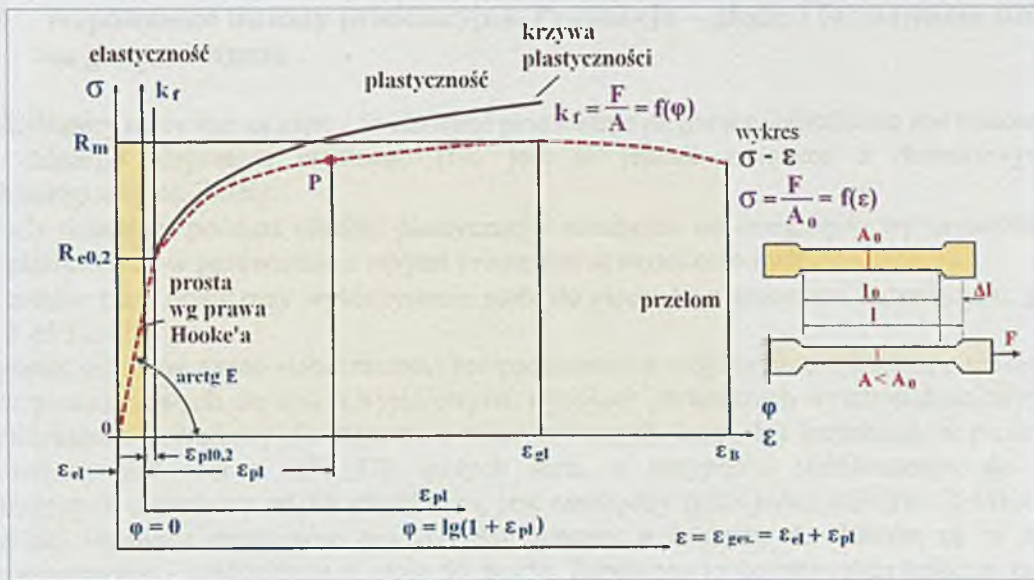
W zewnętrznych włóknach (zewnętrzny promień) występować będzie spowodowane rozciąganiem spłaszczenie profilu, w efekcie czego w centrum krzywizny, zewnętrzny promień krzywizny będzie większy niż w jej obszarach bocznych. Wewnętrzne włókna podlegają z reguły odkształceniu przy ściskaniu [66].

### 2.7.1 Plastyczna zmiana kształtu – formy, naprężenia uplastyczniające $k_f$

Jeśli element obciążymy powyżej wartości prowadzących do elastycznych zmian kształtu – formy, ztraca się liniowa zależność pomiędzy naprężeniem i odkształceniem. Po odciążeniu zmiana kształtu – formy jest formą trwałą. Materiał reaguje plastycznie. Tym samym w przeciwieństwie do obszaru elastycznych odkształceń nakładanie się (superpozycja) obciążeń w plastycznym obszarze odkształceń nie ma miejsca. Granicą obciążeń powyżej której nie występują liniowe, elastyczne zależności jest umowna granica plastyczności  $R_{e02}$  (rys. 2.41) [31, 49, 52].

W zakresie plastycznym przekrój próbki poddanej obciążeniu przewęża się najpierw równomiernie, aż do momentu w którym próbka po przekroczeniu granicy wydłużenia równomiernego osiągnięcia maksymalnego przewężenia. Dlatego do opisu procesów odkształceniowych – przeróbki plastycznej materiałów wprowadza się pojęcie naprężenia uplastyczniającego  $k_f$ .

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad i \quad k_f = \frac{F}{A} \quad \text{przy } A < A_0 \quad (1)$$



Rys. 2.42. Porównanie wykresu naprężenie – odkształcenie z krzywą plastyczności [31]

Parametry charakteryzujące i opisujące odkształcenie, deformację plastyczną materiału:

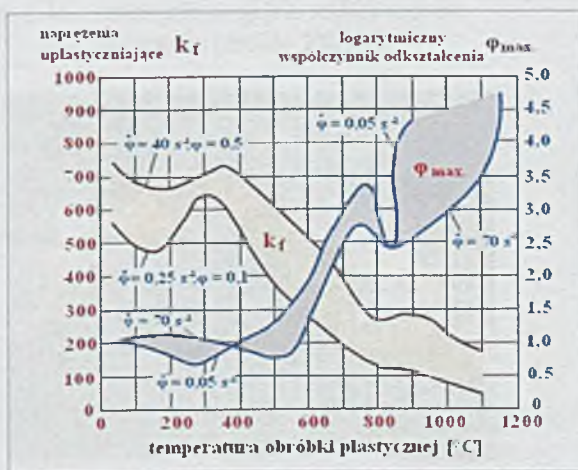
$$\Delta l = l_1 - l_0 \quad \text{absolutna zmiana długości} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{l_1}{l_0} \quad \text{stosunek odkształcenia (współczynnik wydłużenia)} \quad (3)$$

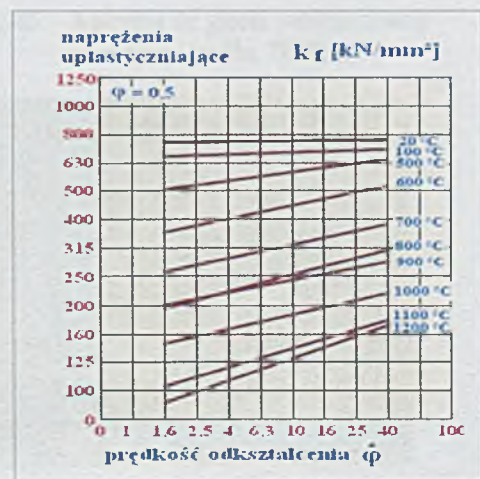
$$\epsilon = \frac{1}{l_0} \int_{l_0}^{l_1} dl = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \quad \text{zmiana kształtu – formy (wydłużenie)} \quad (4)$$

$$\varphi = \int_{l_0}^{l_1} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_1}{l_0} \quad \text{logarytmiczny współczynnik odkształcenia} \quad (5)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} [s^{-1}] \quad i \quad \dot{\varphi}_b + \dot{\varphi}_l + \dot{\varphi}_h = 0 \quad \text{prędkość odkształcenia} \quad (6)$$



Rys. 2.43. Wpływ temperatury na naprężenia uplastyczniającego i wartość współczynnika  $\varphi$  [31]



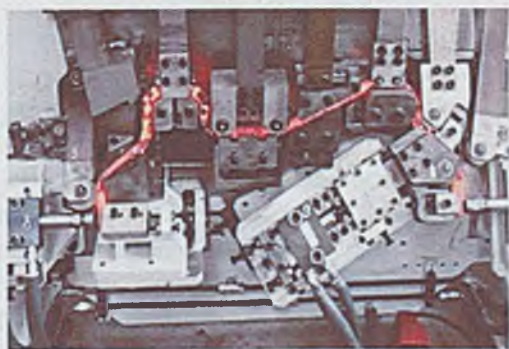
Rys. 2.44. Zmiany naprężenia uplastyczniającego w zależności od wielkości prędkości odkształcenia  $\dot{\varphi}$  [31]

## 2.8 Współczesne metody produkcyjne. Produkcja – gięcie / formowanie stabilizatorów na gorąco i zimno

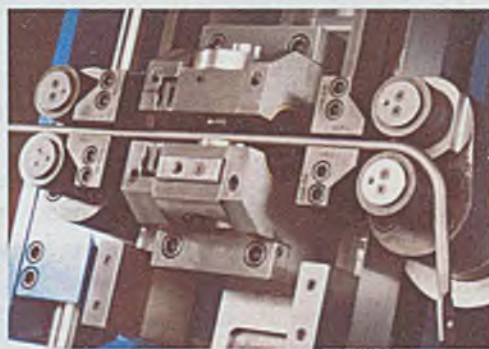
Stabilizatory masywne są gięte / formowane przeważnie na gorąco. Niezbędne jest ponowne nagrzanie do dalszego ulepszenia cieplnego (nie jest to jednak związane z dodatkowym procesem technologicznym). Zalety:

- siły działające podczas obróbki plastycznej – niezbędne do osiągnięcia wymaganych odkształceń plastycznych w porównaniu z innymi procesami są stosunkowo małe,
- krótkie takty pracy przy wykorzystaniu stołu do gięcia / z elementami formującymi, gnącymi (rys. 2.45 i 2.47).

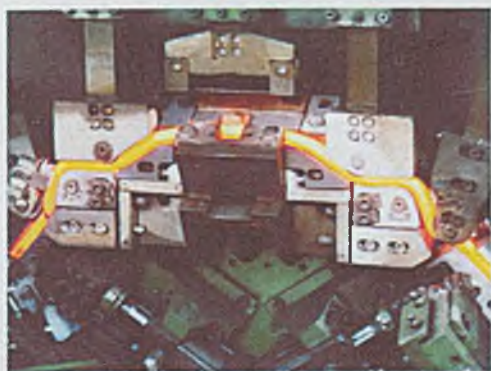
Wyjątki: gięcie na zimno stabilizatorów nie poddawanych ulepszeniu cieplnemu, o niskich wymaganiach wytrzymałościowych, ze stali o wyjściowych, wysokich parametrach wytrzymałościowych. Do gięcia stabilizatorów o średnicy do **30mm**, o zróżnicowanych formach i kształtach, w produkcji seryjnej wymagany jest osobny stół. Dla małych serii, w przypadku stabilizatorów do samochodów ciężarowych o średnicy od **35** do **80mm**, jest niezbędny tylko jeden stół (rys. 2.48) z możliwością szybkiej wymiany elementów gnących. Stabilizatory o średnicy do **30mm** są w prosty sposób pozycjonowane i utwierdzone w stole do gięcia. Zapobiega to powstawaniu podczas procesu gięcia, widocznych odchyłek od założonej geometrii stabilizatora. Prętów o dużej średnicy z masywnymi końcówkami nie da się tak łatwo umieścić i utwierdzić w stole. Dlatego też przed rozpoczęciem procesu hartowniczego, niezbędna jest wstępna korekcja kształtu i formy stabilizatora [82]. Stabilizatory rurowe są przeważnie gięte / formowane na zimno w krawędziarkach – maszynach do gięcia profili (rys. 2.46). W przeciwieństwie do stabilizatorów masywnych gięcie – nadawanie wymaganego kształtu przy wykorzystaniu stołu do gięcia / z elementami formującymi, gnącymi jest niewskazane i niekorzystne, ponieważ proces ten w zależności średnicy do grubości ścianek może doprowadzić do wybożenia rury. Wyjątkiem są rury o stosunkowo dużej grubości ścianek [53, 66, 82, 142, 143].



Rys. 2.45. Maszyna do gięcia stabilizatorów na gorąco (źródło *TKF&S*)



Rys. 2.46. Automat do gięcia stabilizatorów na zimno (źródło *TKF&S*)

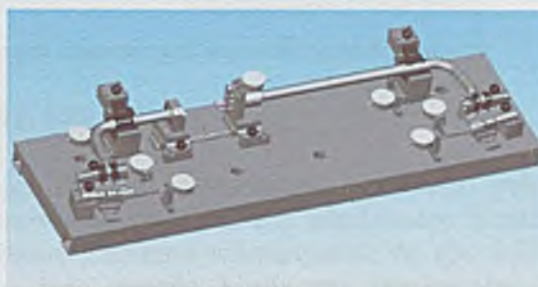
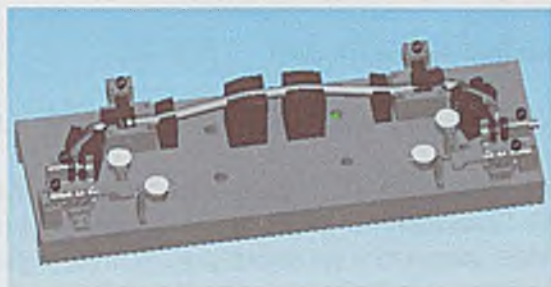


Rys. 2.47. Maszyna do gięcia stabilizatorów na gorąco (źródło *TKF&S*)



Rys. 2.48. Ciężki stół do gięcia na gorąco stabilizatorów do samochodów ciężarowych [143]

Prętowe elementy sprężyste, a więc stabilizatory i drążki skrętne, poddane są po ulepszeniu cieplnym dalszym procesom obróbczym, stosowanym także w produkcji sprężyn resorowych. Drążki skrętne narażone na swobodne skręcania, poddane są ścisnaniu – prasowaniu na zimno. W przypadku stabilizatorów podlegającym zmiennym obciążeniom, proces ścisnienia – prasowania jest zbędny. Niezbędne jest natomiast prostowanie jak i ewentualna korekcja kształtu stabilizatora (rys. 2.49). W produkcji seryjnej, dokładność wykonania stabilizatora zostaje poddana dokładnej kontroli przy pomocy odpowiedniego oprzyrządowania (rys. 2.50). Dlatego już podczas wykonywania rysunków technicznych stabilizatora, ważnym jest przygotowanie koncepcji wstępnej takiego oprzyrządowania [37, 82].



Rys. 2.49. Oprzyrządowanie do prostowania i korekcji kształtu stabilizatora (źródło TKF&S)

Rys. 2.50. Oprzyrządowanie do kontroli formy i geometrii stabilizatora (źródło TKF&S)

### 2.8.1 Fosforanowanie (tworzenie się powłok fosforanowych)

Powłoki fosforanowe mają pięć podstawowych zastosowań, a mianowicie [9, 40]:

1. do ochrony czasowej wyrobów w czasie transportu, magazynowania oraz eksploatacji, po uprzednim nasyceniu powłoki różnego rodzaju środkami ochrony czasowej,
2. jako warstwy podkładowej pod powłoki malarskie polepszające własności antykorozyjne i mechaniczne w zestawie z powłoką malarską,
3. jako warstwy ułatwiające obróbkę plastyczną stali na zimno – przeciąganie, wyciskanie, tłoczenie,
4. jako warstwy przeciwcierne, zmniejszające współczynnik tarcia i zużycia części współpracujących w warunkach tarcia ślizgowego,
5. jako warstwy izolujące stosowane do celów elektrotechnicznych.

Powłoki fosforanowe stosowane jako antykorozyjna ochrona wyrobów w okresie magazynowania są na ogół powłokami fosforanu cynkowego o dużej masie jednostkowej (15 – 20 g/m<sup>2</sup>).

W przypadku powłok antykorozyjnych stanowiących warstwy podkładowe pod powłoki malarskie wymagana jest drobnokrystaliczna struktura powłoki, mała masa jednostkowa oraz mała porowatość. Do obróbki plastycznej stali na zimno od lat stosuje się powłoki fosforanów cynku o zróżnicowanej masie jednostkowej i wielkości kryształów, na co decydujący wpływ ma wymagana wielkość odkształcenia w czasie obróbki plastycznej.

Rodzaje powłok fosforanowych w zależności od ich masy jednostkowej [40]

Tabela 2.15

rodzaje powłok	masa jednostkowa w g/m <sup>2</sup>
grube	powyżej 7,5 przeważnie 10 - 45
średnie	4,5 - 7,5
cienkie	2 - 4,5
bardzo cienkie	0,3 - 2



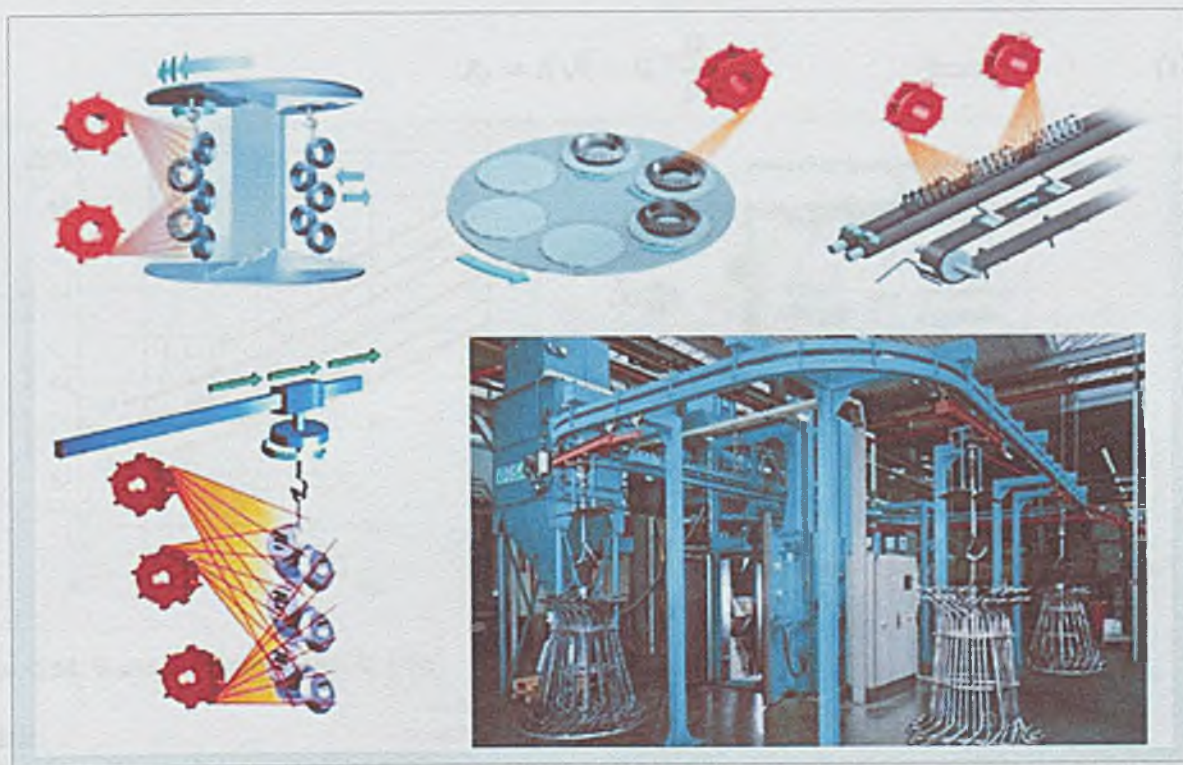
Rys. 2.51. Grubości powłok fosforanowych stosowanych w produkcji stabilizatorów

## 2.8.2 Śrutowanie kulkowe [20, 55, 62, 72, 101, 141, 149]

Według normy DIN 8200 [20] śrutowanie (proces obróbki strumieniowo – ścierniej) polega na przyspieszaniu i ostatecznym „wyrzucaniu” ścierniwa na powierzchnię obrabianego przedmiotu. Tradycyjnym rozwiązaniem są śrutownice odśrodkowe pokazane schematycznie na rys. 2.52. Przy zderzeniu ścierniwa z powierzchnią przedmiotu jego energia kinetyczna przekształca się w szczególności w sprężysto – plastyczną pracę odkształcenia. Następujące parametry charakteryzujące proces śrutownia mają znaczący wpływ na jakość i wyniki obróbki (jakość i stan strefy powierzchniowej obrabianego przedmiotu):

- jakość i rodzaj (kształt i twardość) stosowanego ścierniwa (rys. 2.53),
- prędkość uderzeniowa ścierniwa,
- odstęp przedmiotu obrabianego od wiązki uderzeniowej ścierniwa,
- kąt uderzenia wiązki w powierzchnię przedmiotu,
- natężenie przepływu ścierniwa,
- powierzchnia objęta obróbką,
- czas obróbki.

W zależności od potrzeb i wymaganej jakości obróbki stosuje się różnorodne warianty obróbki strumieniowo – ścierniej.

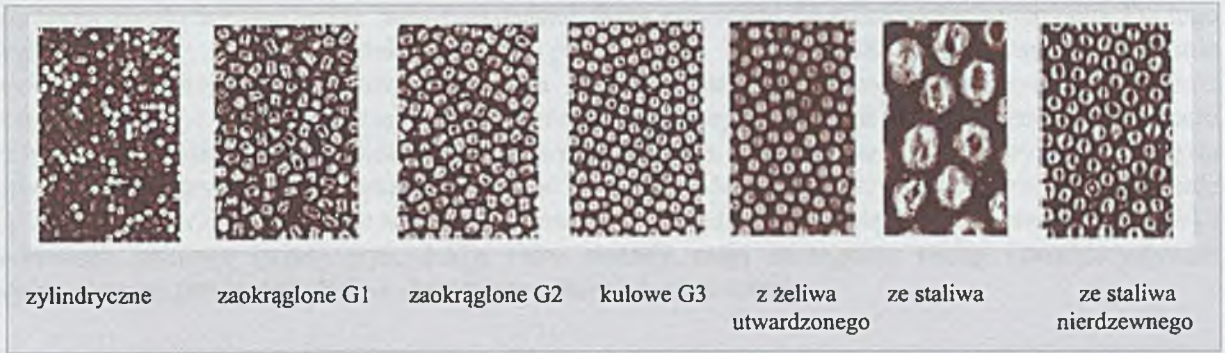


Rys. 2.52. Przykłady rozwiązań specjalnych śrutownic odśrodkowych (śrutownica w linii technologicznej produkcji stabilizatorów) [11, 123] (źródło DISA Industrie AG)



Do śrutownia kulkowego w produkcji stabilizatorów używane jest śrut o następujących własnościach – cechach:

1. elementy cierne cięte z cylindrycznego drutu stalowego,
2. elementy cylindryczne są wielostopniowo zaokrąglane,
3. im większa dokładność zaokrąglenia, tym lepszy efekt śrutowania i mniejsze niebezpieczeństwo uszkodzenia powierzchni,
4. elementy cierne stosowane w produkcji stabilizatorów to śrut o średnicy ok. **0,7mm** klasy **G2** (rys. 2.53).

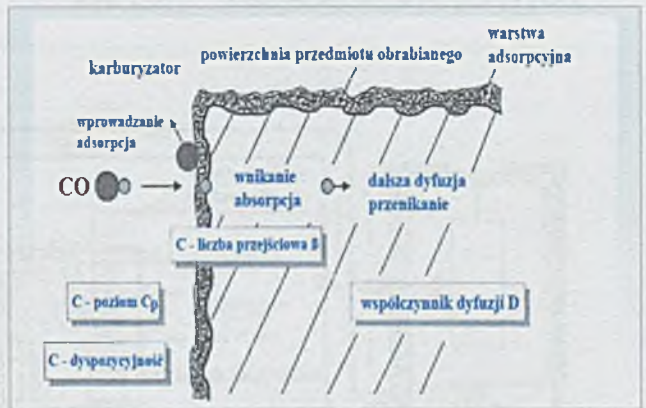
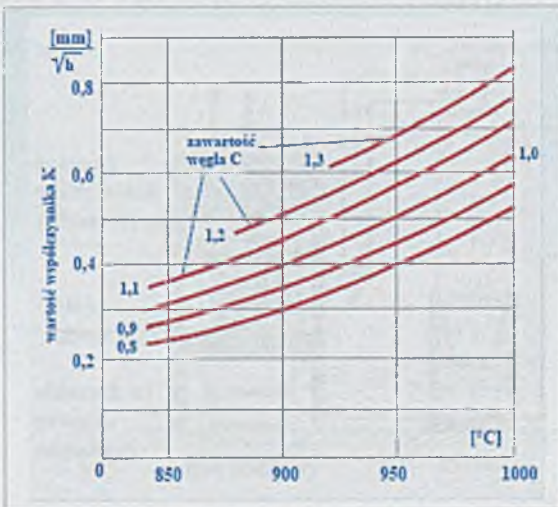


Rys. 2.53. Śrut – ścierniwo stosowane w procesie strumieniowo – ściernym [101, 123]

### 2.8.3 Nawęglanie (opcjonalnie)

W przypadku niektórych stali stosowanych w produkcji stabilizatorów rurowych zachodzi konieczność nawęglania w celu uzyskania wysokiej hartowności i wytrzymałości materiału. Materiał wyjściowy poddany nawęglaniu jest wyżarzany w gazie, cieczy lub substancjach ziarnistych zawierających węgiel. Wysoka temperatura wyżarzania ma doprowadzić do osiągnięcia struktury austenitycznej stali. W tym stanie wykazuje stal najlepsze możliwości do absorpcji węgla. Czas trwania procesu definiuje wymagana głębokość nawęglania  $A_t$  [78]:

$$A_t = K\sqrt{t} - 0,7\frac{D}{\beta} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$



Rys. 2.55. Schematyczne przedstawienie procesu nawęglania stali [78]

Rys. 2.54. Wartość współczynnika  $K$  [78]

gdzie:

$K$  – współczynniki uwzględniający temperaturę nawęglania, poziom węgla, środek nawęglający i nawęglaną stal stopową (rys. 2.54)

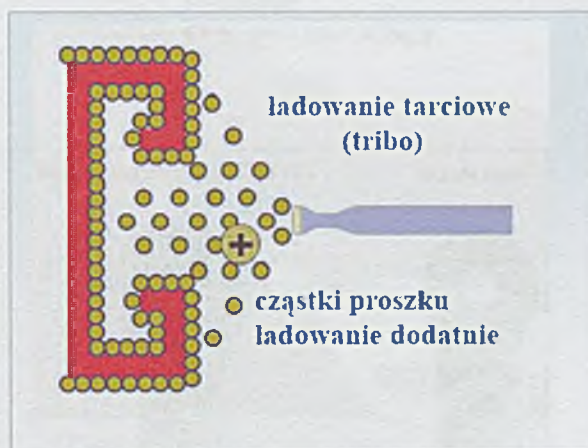
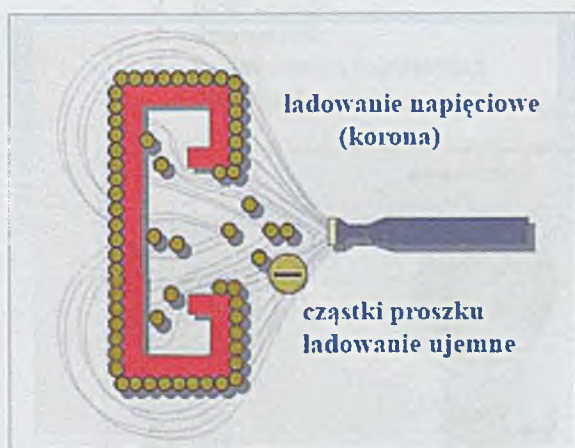
$\beta$  – liczba przejściowa  $C$

$D$  – współczynnik dyfuzyjny (wg Wünninga):

$$D = (1 - 0,23) \exp\left(\frac{4300C_p^{1,5} - 18900}{T} - 2,63C_p^{1,5} - 0,38\right) \quad [\text{cm}^2/\text{s}] \quad (2)$$

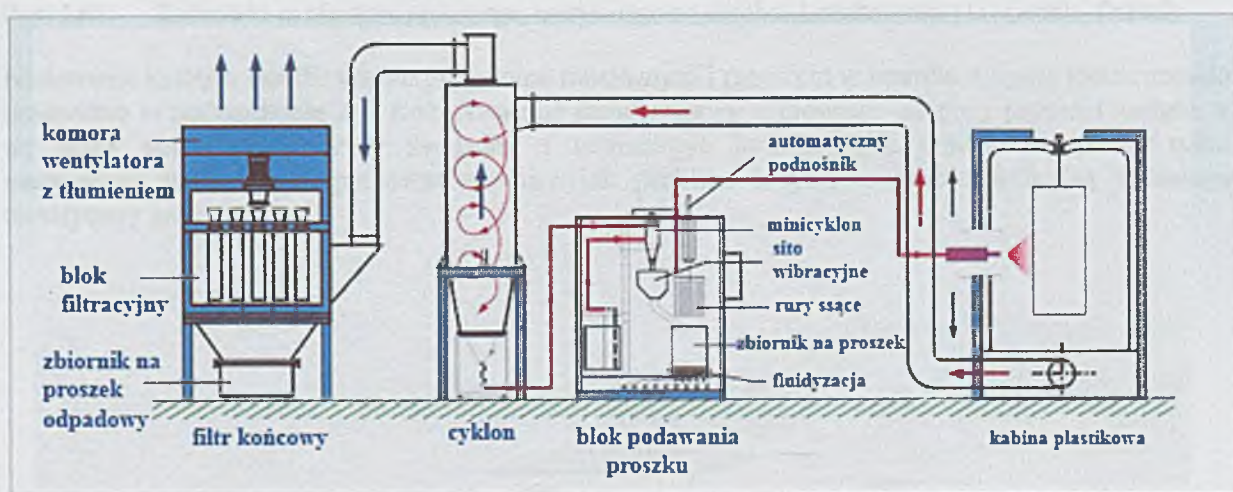
## 2.8.4 Lakierowanie proszkowe [138]

Farba proszkowa podawana do pistoletu natryskowego zostaje napyłona na pokrywany element. Aby malowanie zakończyło się sukcesem i można było napyłoną farbę utwardzić tworząc ochronną powłokę malarską, niezbędne jest by jak najwięcej cząstek farby przywarło do pokrywanego elementu. Do tego wykorzystuje się właściwości elektryczne farb proszkowych. Farby proszkowe stosowane do napyłania wykazują własności dielektryczne. Oznacza to, że cząstki farby mogą magazynować ładunki elektryczne i być ich nośnikami. Elementy napyłane w tej technologii muszą przewodzić ładunki elektryczne (choćby po powierzchni) i być dobrze uziemione. Naładowane cząstki farby przywierają do powierzchni pokrywanego przedmiotu, tworząc powłokę poddawaną dalej obróbce termicznej. Obecnie są stosowane dwie metody ładowania farb proszkowych: ładowanie napięciowe (korona) (rys. 2.56) i ładowanie tarciove (tribo) (rys. 2.57). Obie metody mają szczególne cechy charakterystyczne wpływające na proces napyłania i określające zakres ich stosowania.



Rys. 2.56. Ładowanie napięciowe (korona) [138]

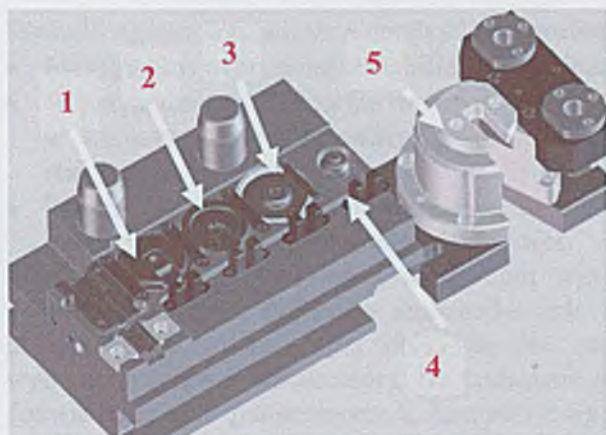
Rys. 2.57. Ładowanie tarciove (tribo) [138]



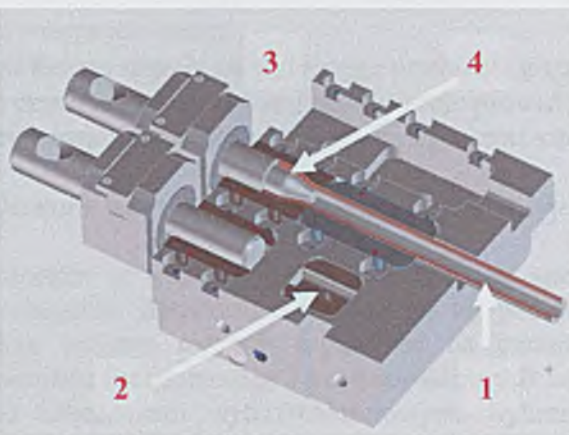
Rys. 2.58. Urządzenie lakiernicze – lakierowanie proszkowe [źródło ADAL Sp. z o.o]

warstwy o znacznej grubości nie przedstawia dużych trudności. Poza tym metoda ta jest zdecydowanie mniej wrażliwa na wahania jakości uziemienia pokrywanych przedmiotów [138].

## 2.8.5 Kształtowanie końcówek



Rys. 2.59. Proces kształtowania końcówek stabilizatora prętowego masywnego [11] (źródło *TKF&S*)  
1 – wylączenie  
2 – pusta „stacja“  
3 – dziurowanie  
4 – kalibrowanie (dogniatanie)  
5 – okrawanie



Rys. 2.60. Rozpękanie końcówek stabilizatora rurowego [11] (źródło *TKF&S*)  
1 – rura  
2 – centrowanie  
3 – trzpień  
4 – trzpień prowadzący



Rys. 2.61. Końcówki stabilizatora prętowego, masywnego po obróbce kształtowania [11] (źródło *TKF&S*)

Nadawanie kształtu stabilizatorom prętowym, masywnym i rurowym w oparciu o teorię gięcia zostało omówione w podrozdziale 2.1. Łożyskowanie stabilizatorów stanowiące odrębny problem zostało w tej pracy pominięte. Procesy związane z technologią kształtowania końcówek zostały tylko marginalnie naświetlone, ponieważ również jak problem łożyskowania nie wchodzi w zakres tematyczny pracy.

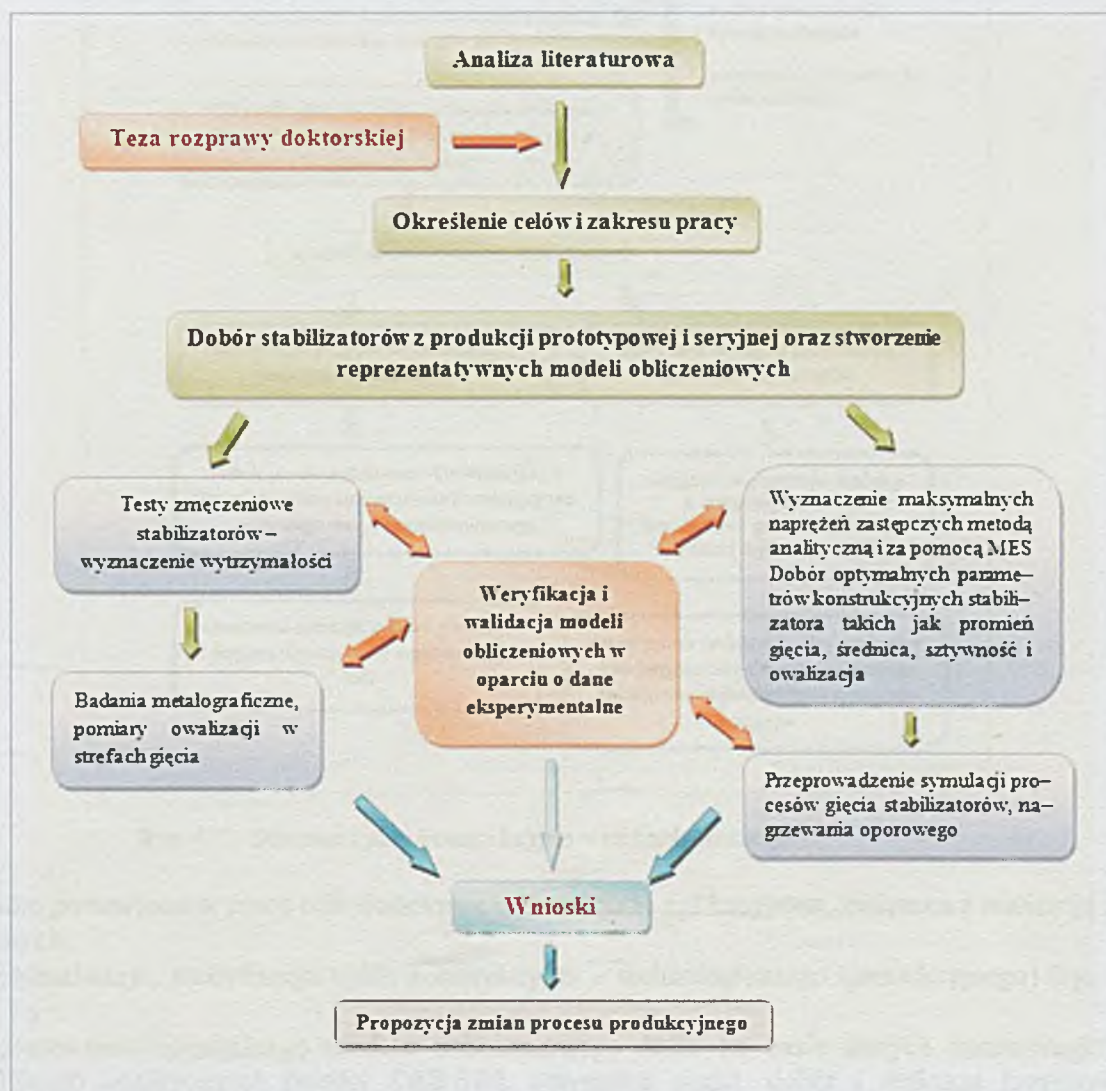
### 3. Teza pracy

Wnioski ogólne wynikające z analizy literaturowej i wstępnych badań:

- Maksymalne naprężenia w stabilizatorze zależą w dużym stopniu od wybranego promienia gięcia.
- W przypadku stabilizatorów rurowych mamy do czynienia z znaczną zmianą przekroju prowadzącą w niekorzystnym przypadku (niekontrolowana owalizacja) do przedwczesnego zniszczenia stabilizatora.
- Parametry wytrzymałościowe materiału stabilizatora po zakończeniu procesu produkcyjnego istotnie odbiegają od nominalnych wartości.

Pomimo znanej i opanowanej technologii wytwarzania w wielu wypadkach trudno jest spełnić wymogi producenta pojazdów samochodowych, szczególnie dotyczące trwałości. Na tej podstawie przyjąłem, że celem mojej pracy będzie analiza wpływu różnych czynników na parametry wytrzymałościowe stabilizatora. Na podstawie przeglądu literaturowego i przeprowadzonych badań doświadczalnych połączonych z kompleksowymi obliczeniami wytrzymałościowymi wybranych stabilizatorów sformułowano następującą tezę pracy:

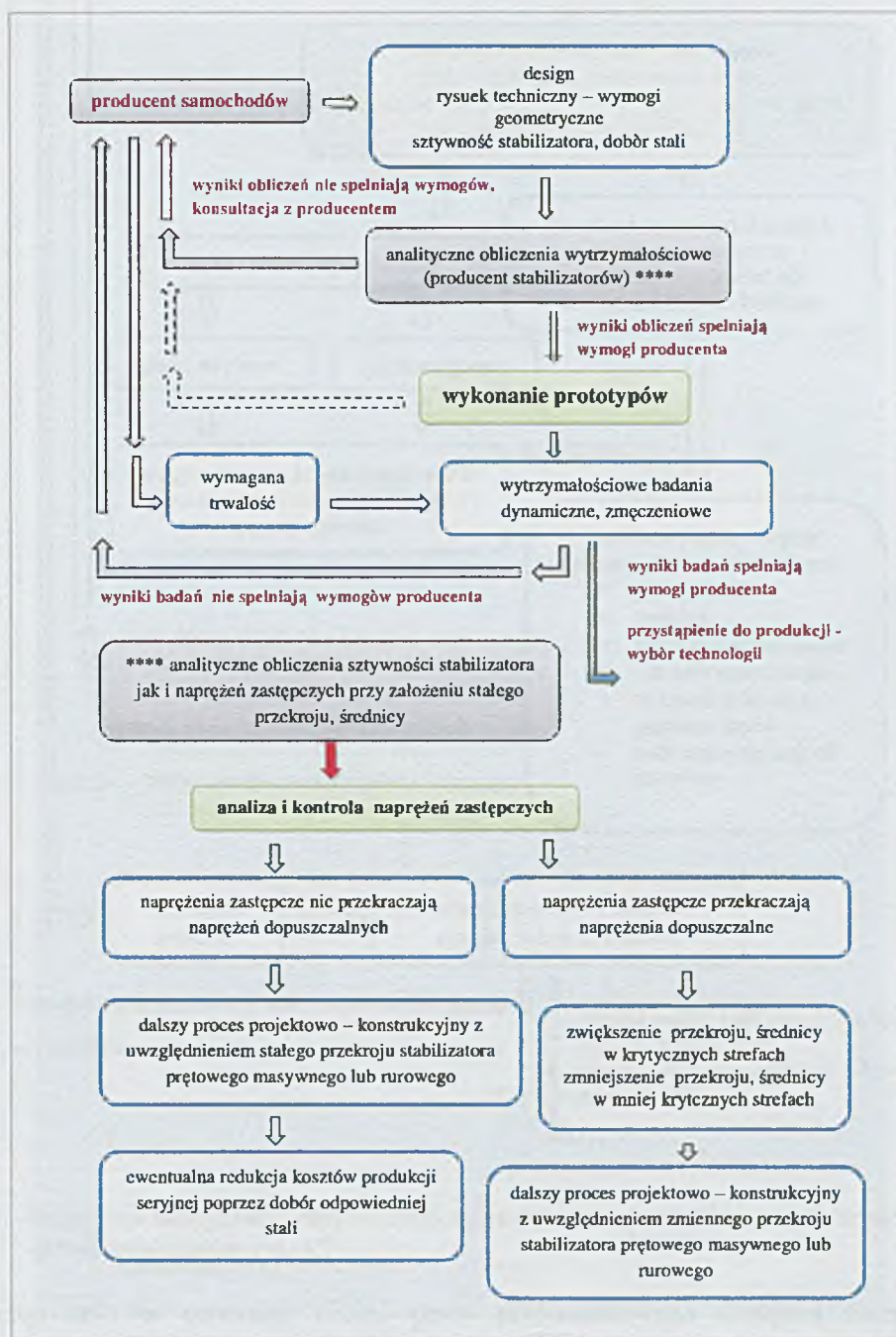
Uzyskanie wymaganej trwałości zmęczeniowej stabilizatorów samochodowych wymaga jednoczesnego uwzględnienia w procesie projektowania wszystkich istotnych czynników konstrukcyjnych i technologicznych. W szczególności należy uwzględnić cechy geometryczne takie jak proporcje promieni gięcia stabilizatorów do ich średnic oraz parametry wytrzymałościowe wybranego materiału uzyskiwane w założonym cyklu produkcyjnym.



Rys. 3.1. Schemat realizacji celów i potwierdzenia tezy założonej w pracy

#### 4. Cele pracy

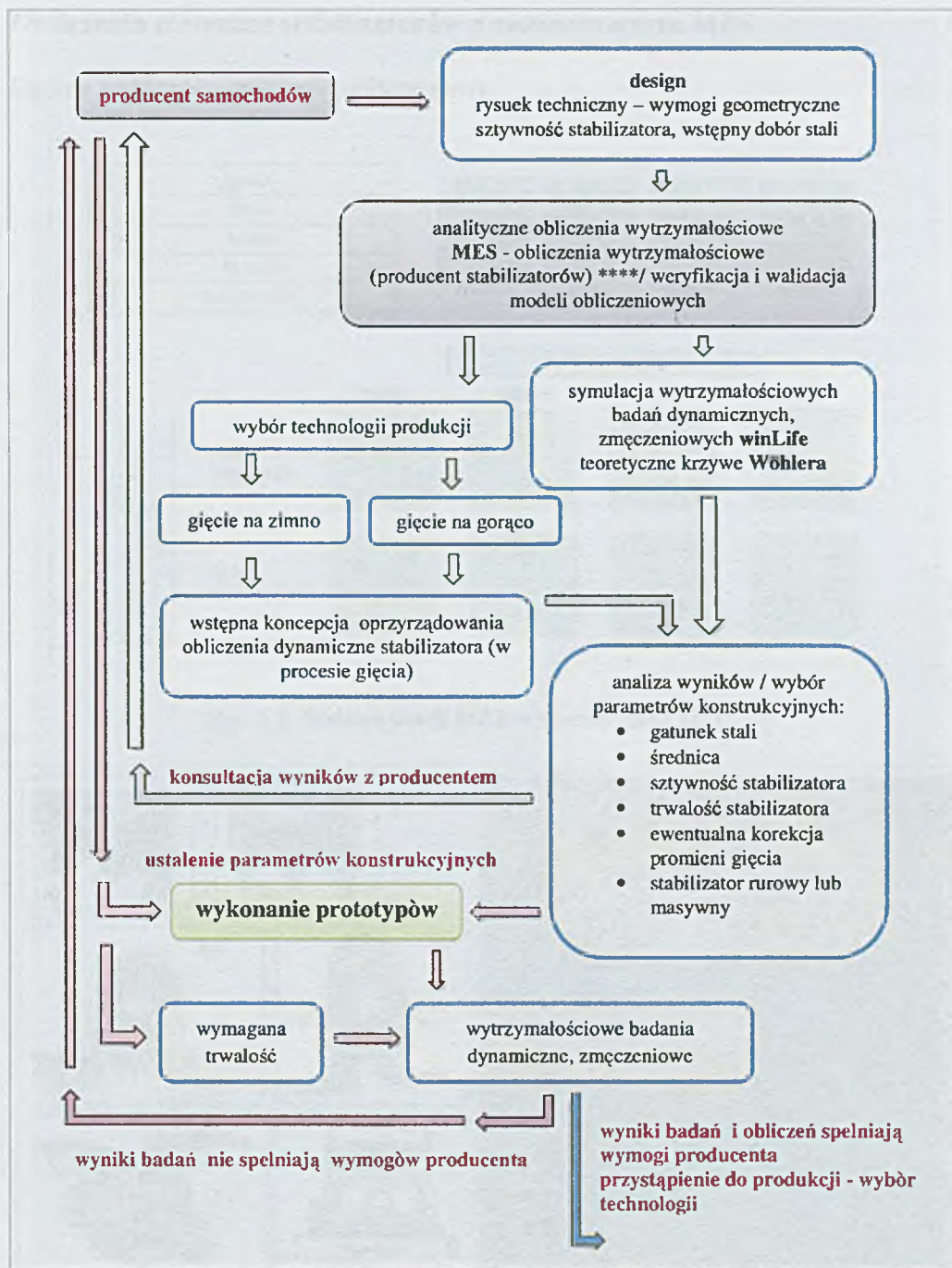
Celem głównym pracy jest określenie wpływu parametrów geometrycznych i materiałowych stabilizatorów na ogólny stan naprężeń z szczególnym uwzględnieniem koncentracji i wartości naprężeń zastępczych w strefach promieniowych oraz na wytrzymałość zmęczeniową.



Rys. 4.1. Schemat cyklu konstrukcyjno – technologicznego

Ponadto postawiono w pracy cele dodatkowe o charakterze aplikacyjnym, związane z realizacją zadań głównych:

- optymalizacja, modyfikacja cyklu konstrukcyjno – technologicznego (produkcyjnego) (rys. 4.1 i 4.2),
- opracowanie optymalnego modelu obliczeniowego *MES* na bazie danych konstrukcyjnych i obliczeń analitycznych (model *CAD 3D*), optymalna siatka, dobór i definicja łożyskowania, definicja warunków brzegowych – sił działających na końcówki stabilizatora lub wartości przemieszczeń).



Rys. 4.2. Propozycja modyfikacji, optymalizacji schematu cyklu konstrukcyjno – technologicznego przedstawionego na rys. 4.1

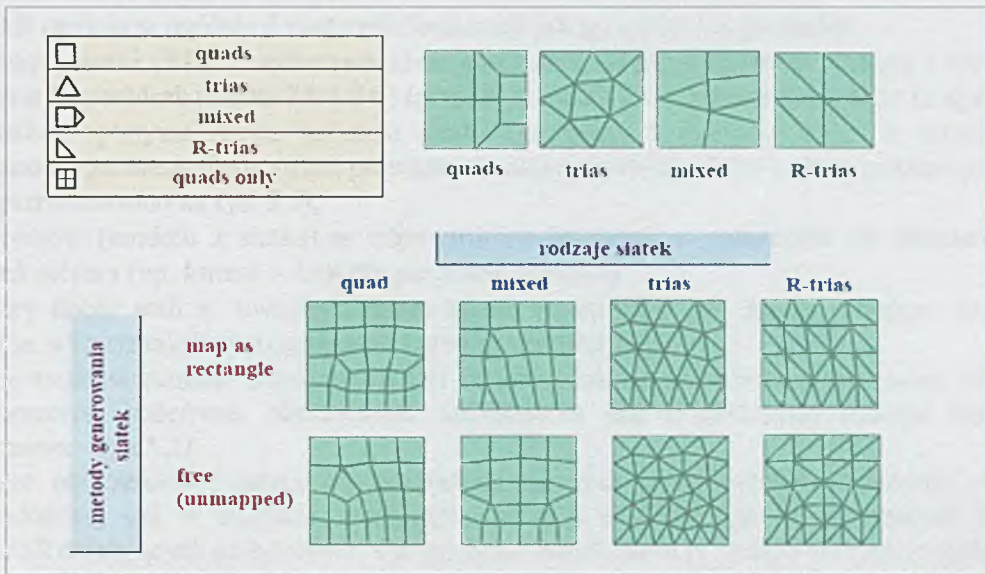
Dla realizacji celu w pierwszej części pracy przeanalizowano dostępną literaturę dotyczącą stabilizatorów samochodowych, teorii gięcia i odkształceń plastycznych oraz współczesnych metod obliczeniowych stosowanych w procesie konstrukcyjnym stabilizatorów i elementów sprężystych.

Analiza ta wykazała, że w chwili obecnej w literaturze brak jest precyzyjnych zależności opisujących parametry i metodykę procesu kształtowania – gięcia stabilizatorów samochodowych. Na podstawie analizy można stwierdzić ponadto, że na wyniki procesu ma wpływ wiele czynników zarówno konstrukcyjnych jak i technologiczno – materiałowych.

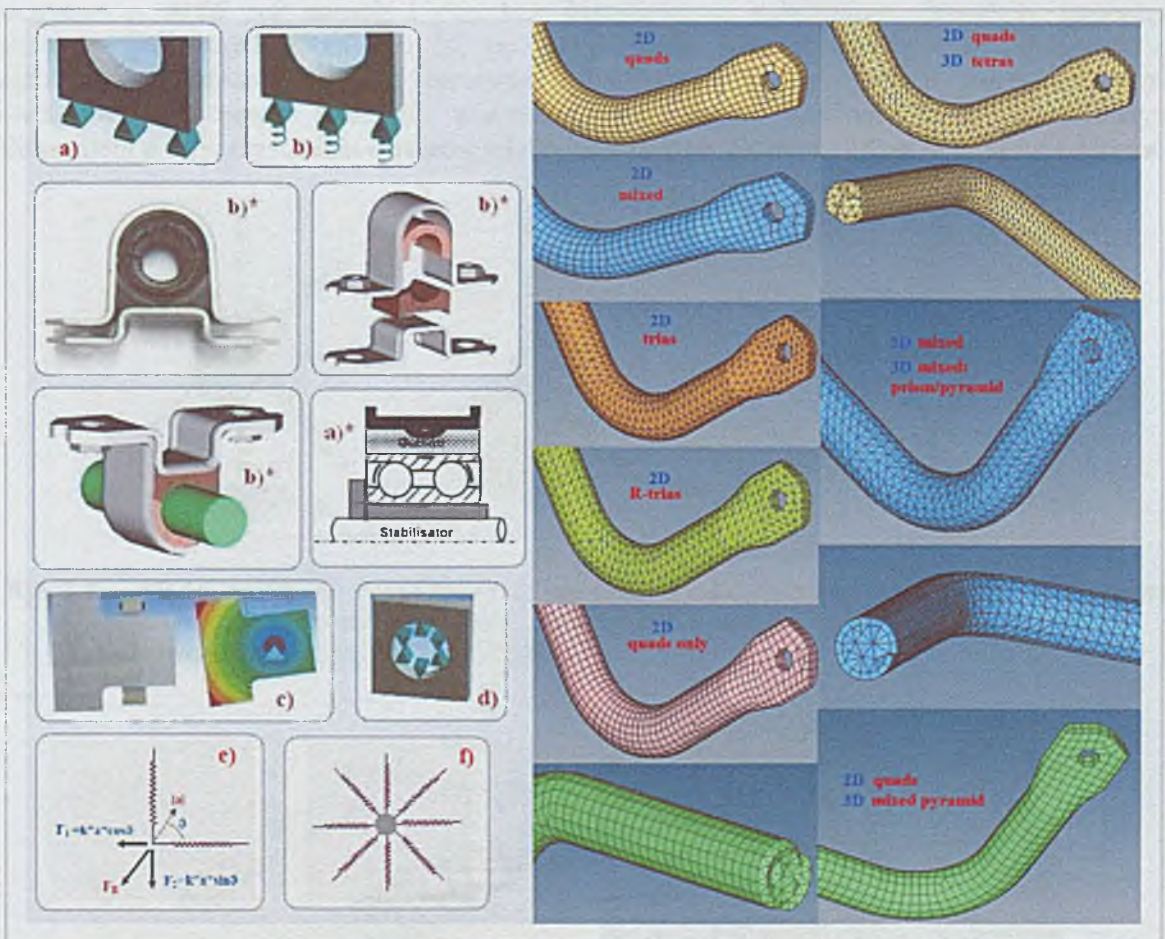
W związku z tym, w dalszej części pracy wykorzystano własne parametry geometryczne oraz kinematyczne procesu kształtowania, gięcia stabilizatorów. Bazując na tych parametrach przeanalizowano procesy gięcia wybranych stabilizatorów rurowych i masywnych wg metod stosowanych w przemyśle. Obliczenia analityczne i z wykorzystaniem *MES* podlegają weryfikacji i walidacji z danymi uzyskanymi podczas seryjnej produkcji.

## 5. Obliczenia statyczne stabilizatorów z zastosowaniem MES

### 5.1. Ogólne wytyczne – założenia obliczeniowe



Rys. 5.1. Rodzaje siatek *MES* w systemie 2D i 3D [127]



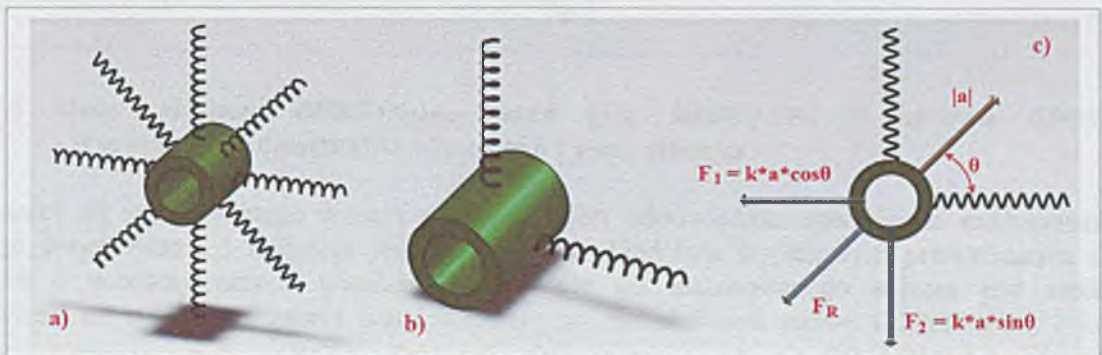
Rys. 5.2, 5.3 Warunki brzegowe (łożyskowanie stabilizatorów rurowych i masywnych) oraz wybrane przykłady siatek *MES* wygenerowanych w stabilizatorze masywnym i rurowym z wykorzystaniem programu HyperMesh (elementów przedstawionych na rys. 5.1) [11, 14, 41]

Prawidłowo przeprowadzone statyczne obliczenia wytrzymałościowe obciążonych stabilizatorów z wykorzystaniem MES muszą spełniać następujące wymogi:

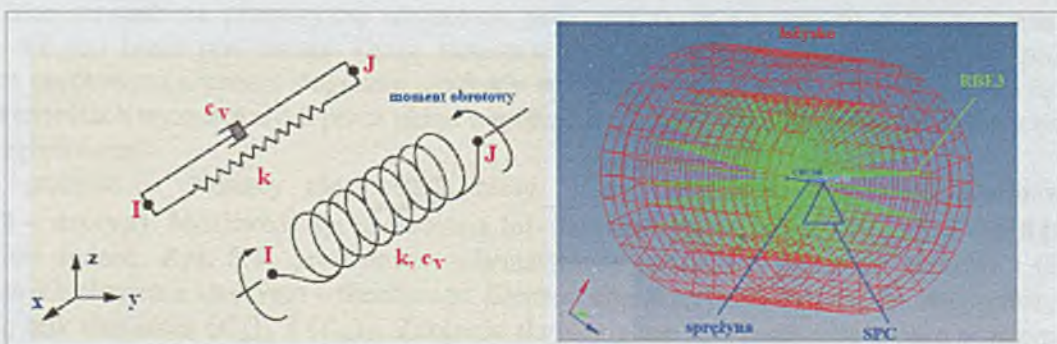
- bezbłędna **3D** konstrukcja stabilizatora z wykorzystaniem takich programów jak np. **SolidWorks, Catia, HiCad** itp.,
- zapis **3D** modelu w ogólnie dostępnych formatach jak iges, step lub parasolid,
- konstrukcja siatki (**3D**) z wykorzystaniem generatora siatek programów Abaqus i Ansys lub też programu HyperMesh (siatka **2D i 3D**) (przykłady siatek **2D i 3D** przedstawiono na rys. 5.1 i 5.3)
- ewentualna optymalizacja, korekcja siatki (generacja i korekcja siatki z wykorzystaniem programu HyperMesh firmy Altair prowadzi do najlepszych wyników – skorygowane przykładowe siatki przedstawiono na rys. 5.5),
- zapis plików (modelu z siatką) w odpowiednim formacie, w zależności od zastosowanego do obliczeń solvera (np. format \*.inp dla programu Abaqus)
- właściwy dobór stali z uwzględnieniem takich parametrów jak: moduł Younga, współczynnik Poissona, wytrzymałość na rozciąganie i granica plastyczności,
- zdefiniowanie warunków brzegowych (sił działających na końcówki stabilizatora lub wartości przemieszczeń końcówek obciążonego stabilizatora jak i określenie rodzaju łożyskowania stabilizatora – rys.5.2).

W praktyce obliczeniowej zaleca się podawanie wartości przemieszczeń końcówek stabilizatora wzdłuż założonej osi w układzie współrzędnych  $x, y, z$ . Obliczenia z założeniem wielkości i kierunków sił działających na końcówki obciążonego stabilizatora prowadzą do tych samych wyników obliczeniowych. Niemniej istnieje w tym wypadku większe prawdopodobieństwo popełnienia błędu. Generacje siatek i problemy z tym związane zostały opisane w podrozdziałach 5.2, 5.3 i 5.4.

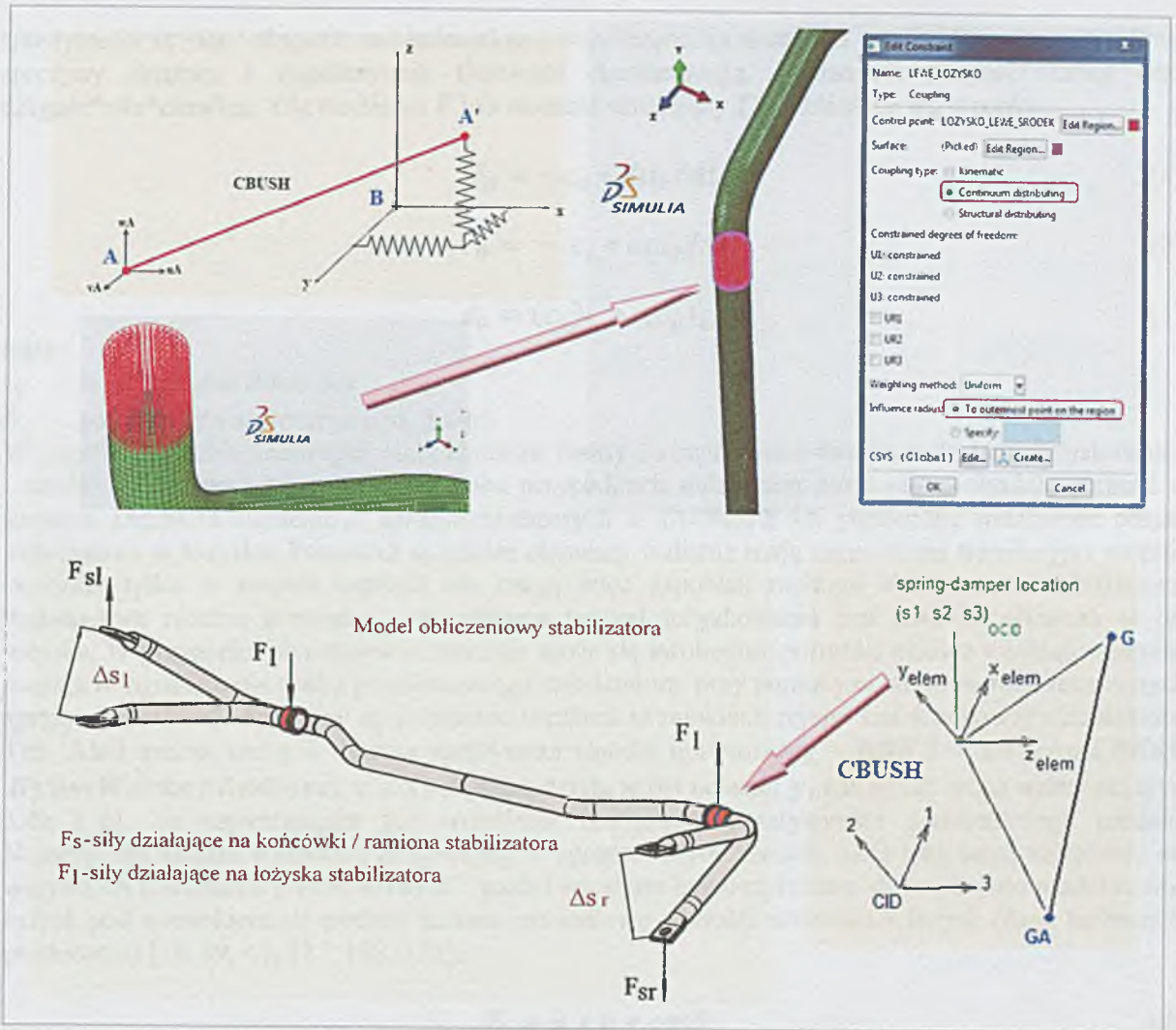
Zasadniczym elementem decydującym o dużej rozbieżności wyników obliczeniowych z wykorzystaniem **MES** jest sposób i charakter łożyskowania stabilizatora. Przykłady typowego łożyskowania przedstawiono na rys. 5.2 (a. łożyskowanie stałe b. łożyskowanie elastyczne c. zewnętrzne przemieszczenie d. łożyskowanie cylindryczne f. i g. modele zastępcze łożysk stabilizatorów). W pracy niniejszej przeanalizowano wiele stabilizatorów z różnorodnym łożyskowaniem z wykorzystaniem solverów takich jak **Abaqus, Radioss/HyperWorks i Ansys**.



Rys. 5.4. Model zastępczy (kompletny i uproszczony) łożyskowania elastycznego o założonej sztywności stosowanego przy obliczeniach wytrzymałościowych stabilizatorów z wykorzystaniem **MES** [1, 14, 128, 132]







Rys. 5.5 Model zastępczy **COMBIN 14** – *Ansys* [41], **RBE3 / SPC** + sprężyna **CBUSH** – *HyperWorks, Constraint / Coupling Type* – *Abaqus*

W zależności od zastosowanego solwera wymagane jest odpowiednie, specyficzne modelowanie wybranego łożyskowania i definicja jego parametrów. Modelem wyjściowym prowadzącym do najlepszych i porównywalnych wyników, niezależnie od zastosowanego solwera jest model przedstawiony na rys. 5.4. Element przedstawiony na rys. 5.5 nosi nazwę **COMBIN 14** i jest integralną częścią programu **ANSYS**. Założenia obliczeniowe aplikacji **COMBIN 14** znajdują zastosowanie również w innych solverach takich jak **Radioss** i **Abaqus**.

Element sprężysto charakteryzuje się zdolnością do odkształceń wzdłużnych lub odkształceń wywołanych skręcaniem w aplikacjach **1D, 2D i 3D**. Opcję wzdłużnego tłumienia odzwierciedla jednosiowy element rozciągany i ściskany z maksymalnie trzema punktami swobody w każdym węźle: transponowane na płaszczyznę utworzoną przez węzły w kierunkach  $x, y$  i  $z$ . Zginanie i skręcanie nie jest brane pod uwagę. Opcja tłumienia przy pomocy sprężyny skrętnej jest prostym elementem obrotowym z trzema stopniami swobody w każdym węźle: osiami obrotu są linie łączące węzły w kierunkach wyznaczonych przez układ współrzędnych  $x, y$  i  $z$ . Zginanie i obciążenia osiowe nie są uwzględniane.

Element sprężysto – tłumiący nie posiada masy. Masa może być dodatkowo zdefiniowana (**MESS21** – *Ansys*). Możliwość sprężynowania lub tłumienia może być z elementu **COMBIN 14** usunięta lub dodana. Rys. 5.4 przedstawia schematycznie geometrię, położenie węzłów i układu współrzędnych elementu sprężysto – tłumiącego. Element charakteryzują dwa węzły, stała sprężyny  $k$  i współczynnik tłumienia  $(C_v)_1$  i  $(C_v)_2$ . Zdolność tłumienia nie jest brana pod uwagę w przypadku analizy statycznej lub w niewytłumionych analizach modalnych. Jednostkami wzdłużnej stałej

sprężystości są siła / długość, zaś jednostkami współczynnika tłumienia są siła\*długość / czas. Stałą sprężyny skrętnej i współczynnik tłumienia charkteryzują jednostki: długość\*siła/kąt oraz długość\*siła\*czas/kąt. Siła tłumienia  $F$  lub moment skręcający  $T$  są obliczane wg wzorów:

$$F_x = -c_v * du_x/dt \quad (1)$$

$$T_\theta = -c_v * d\omega_\theta/dt \quad (2)$$

$$c_v = (c_v)_1 + (c_v)_2 v \quad (3)$$

gdzie:

$c_v$  – współczynnik tłumienia

$\theta$  – pozycja kątowa sprężyn (rys. 5.14c)

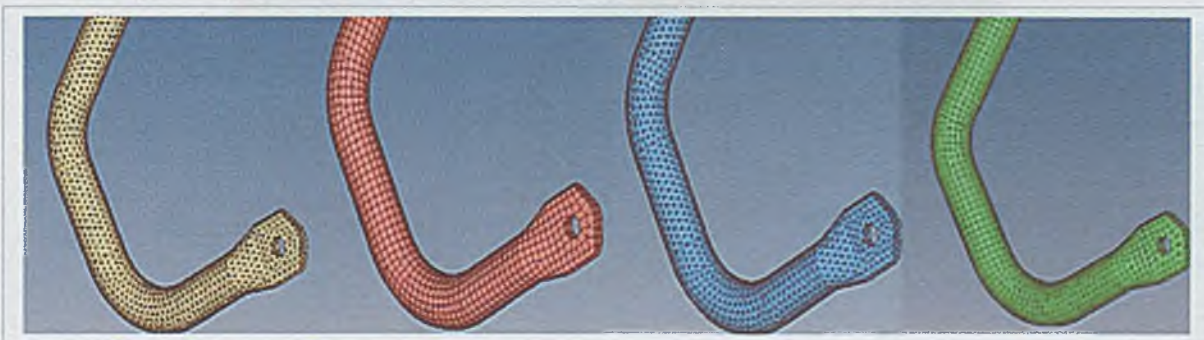
W przypadkach obliczeniowych stabilizatorów mamy do czynienia z dwoma rodzajami łożyskowania – model kompletny i uproszczony. W obu przypadkach stabilizator może się swobodnie obracać w łożysku. Definicja elementów, sprężyn wzdużnych w **COMBIN 14** gwarantuje możliwość obrotu stabilizatora w łożysku. Ponieważ sprężyste elementy wzłużne mają zapewnione translacyjne stopnie swobody tylko w swoich węzłach nie mogą więc zapobiec ruchowi obrotowemu stabilizatora. Podstawową różnicą pomiędzy tymi dwoma typami łożyskowania jest ruch stabilizatora w osi łożyska. W przypadku pierwszym stabilizator może się swobodnie poruszać osiowo wewnątrz łożyska Istnieje tu ograniczenie ruchu promieniowego stabilizatora przy pomocy obwodowo rozmieszczonych sprężyn (rys. 5.4a). Sprężyny są połączone węzłami w punktach rejonu linii środkowej stabilizatora. Ten układ można zastąpić dwoma sprężynami (model uproszczony – **RBE 3** + sprężyna **CBUSH HyperWorks / Radioss**), z których jedna działa w osi pojazdu  $y$ , natomiast druga wzdłuż osi (rys. 5.4b i c). Tu najważniejsze jest określenie równoważnej sztywności uproszczonego modelu. Numeryczna analiza wykazuje, że sprężyny w uproszczonym modelu mają taką samą sztywność we wszystkich kierunkach promieniowych i model ten może być bezpiecznie stosowany do modelowania łożysk pod warunkiem, że podane zostaną prawidłowe wartości sztywności łożysk (dane techniczne producenta) [14, 39, 41, 127, 128, 132].

$$F_1 = k * a * \cos\theta \quad (4)$$

$$F_2 = k * a * \sin\theta \quad (5)$$

$$F_R = (F_1^2 + F_2^2)^{0.5} = k * a \quad (6)$$

Innym ważnym parametrem jest długość łożyska.



Rys. 5.6. Przykłady siatek wygenerowanych w stabilizatorze rurowym z wykorzystaniem programu HyperMesh

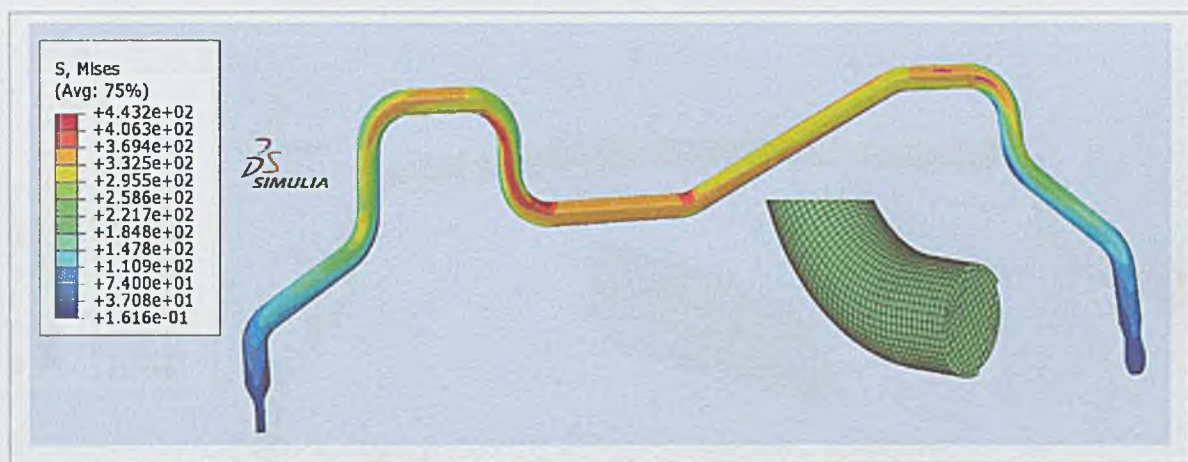
Prawidłowo przeprowadzone statyczne obliczenia wytrzymałościowe są podstawą do dalszych np. dynamicznych obliczeń wytrzymałościowych (podrozdział 2.6 i 8). Wyniki otrzymane z przeprowadzonych statycznych obliczeń wytrzymałościowych są danymi wejściowymi dla programów takich jak **nCode GlyphWorks (HyperWorks)**, **nCode DesignLife (Ansys)** lub **nCode Automation (HBM)**.

## 5.2 Analiza statycznych obliczeń wytrzymałościowych MES obciążonego stabilizatora samochodu Nissan X61F

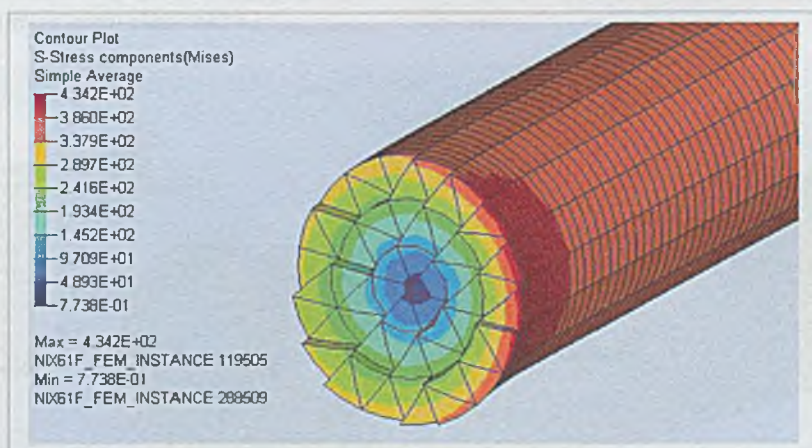
Dane:



stabilizator masywny	Ø27mm
promień gięcia	51mm
materiał	55Cr3, $R_m=1650 \text{ N/mm}^2$
obliczeniowe odkształcenie stabilizatora 2s	71,3mm
sztwywność stabilizatora	25,95 N/mm
odstęp łożysk (elementów mocujących)	652mm ±1
rozpiętość	1082mm ±3
maksymalne naprężenia zastępcze (St3d)	442 MPa



Rys. 5.7. Rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (MES) – siatka typu quads o dużym zagęszczeniu elementów ( $\sigma_{max, Mises} = 443 \text{ MPa}$ )



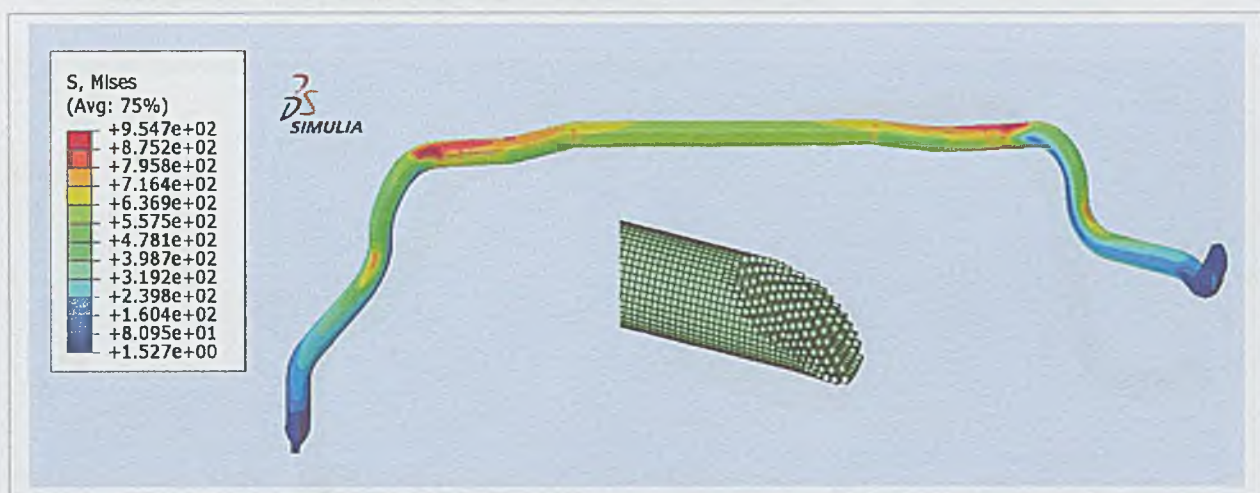
Rys. 5.8. Przekrój – rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (MES)

### 5.3 Analiza statycznych obliczeń wytrzymałościowych MES obciążonego stabilizatora samochodu Daimler C218

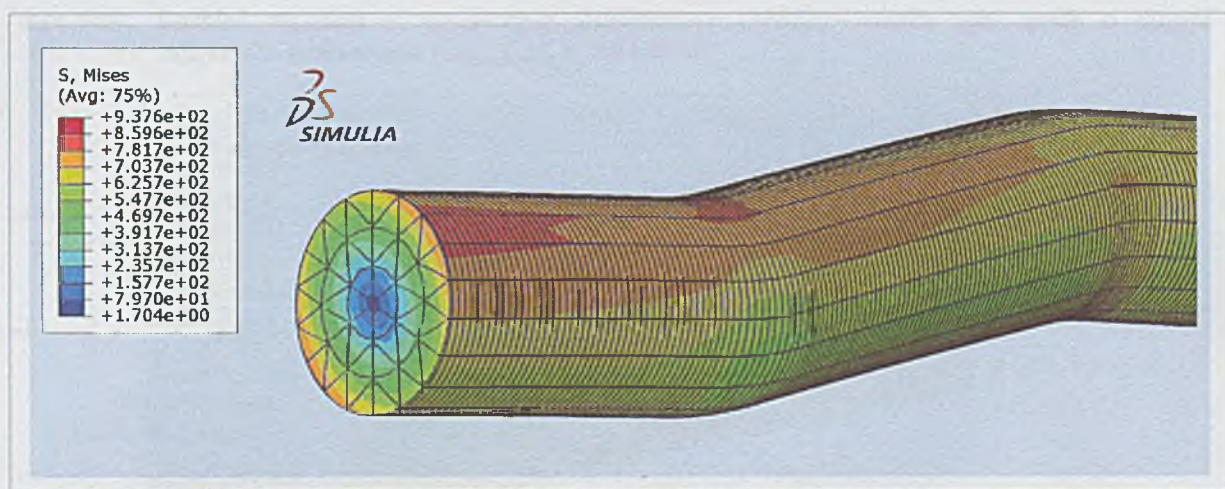
Dane:



stabilizator masywny	Ø26mm
promień gięcia	45mm
materiał	55Cr3, $R_m=1650 \text{ N/mm}^2$
obliczeniowe odkształcenie stabilizatora 2s	98mm
sztwywność stabilizatora	47,76 N/mm
rozpiętość	1007mm ±3
odstęp łożysk (elementów mocujących)	624mm ±1
maksymalne naprężenia zastępcze (St3d)	959 MPa



Rys. 5.9. Rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (MES) – siatka typu quads o dużym zagęszczeniu elementów ( $\sigma_{max,Mises} = 954 \text{ MPa}$ )



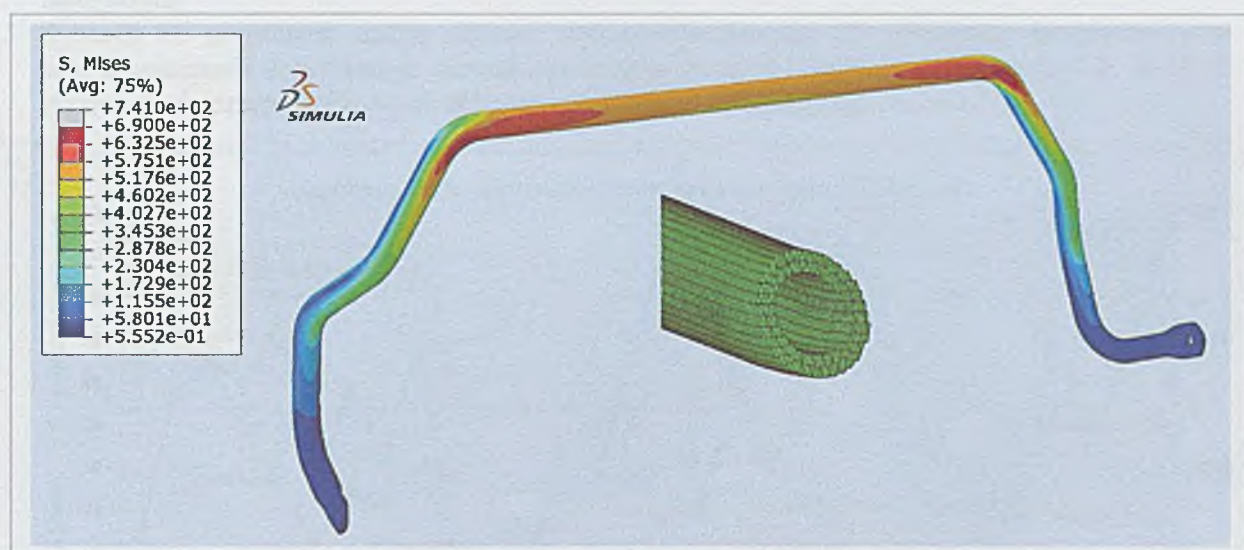
Rys. 5.10. Przekrój – rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (MES)

## 5.4 Analiza statycznych obliczeń wytrzymałościowych MES obciążonego stabilizatora samochodu LandRover L405 VA

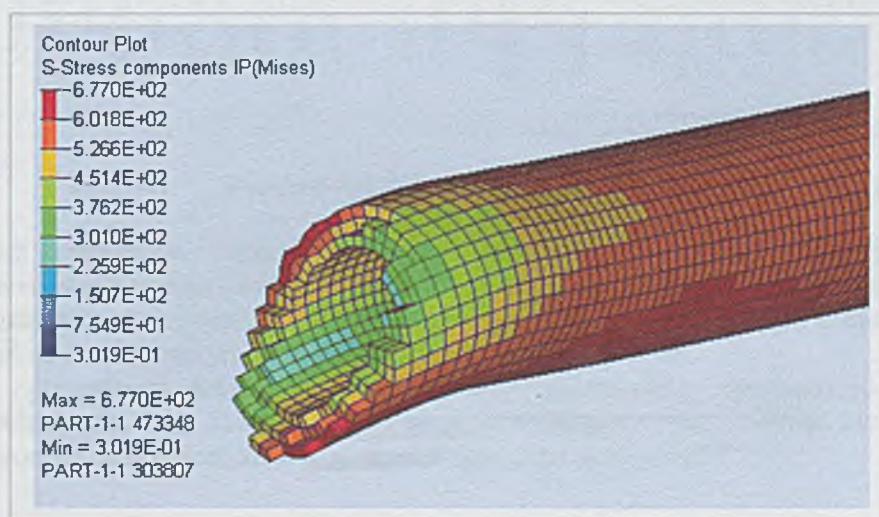
Dane:



stabilizator rurowy	Ø31x5,5mm
promień gięcia	60mm
materiał	34MnB5, $R_m=1700 \text{ N/mm}^2$
obliczeniowe odkształcenie stabilizatora 2s	109,5mm
szytywność stabilizatora	36,09 N/mm
rozpiętość	1083mm ±3
odstęp łożysk (elementów mocujących)	638mm ±1
maksymalne naprężenia zastępcze (St3d)	690 MPa



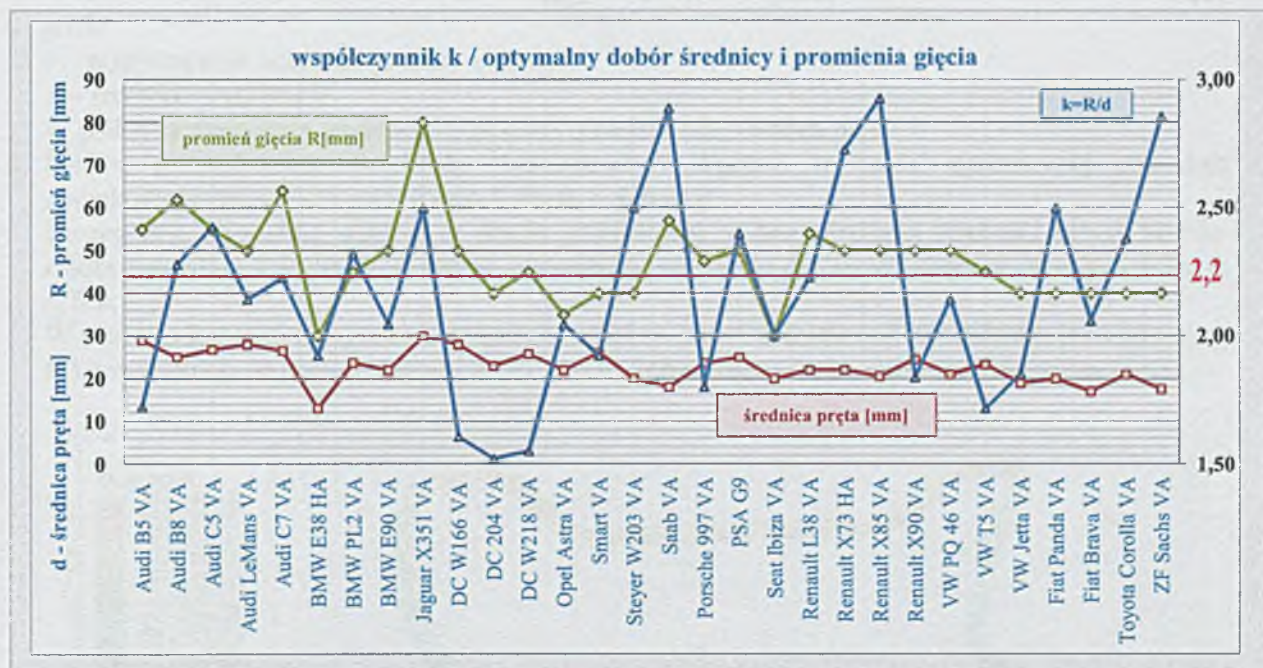
Rys. 5.11. Rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (MES) – siatka typu quads o dużym zagęszczeniu elementów ( $\sigma_{max,Mises} = 684 \text{ MPa}$ )



Rys. 5.12. Przekrój – rozkład naprężeń w obciążonym stabilizatorze (MES)

## 6. Dobór promienia gięcia i jego wpływ na naprężenia zastępcze

1. Właściwy dobór maksymalnej wartości głównego promienia gięcia przy założonej stałej średnicy i stałej sztywności stabilizatora ma nie tylko wpływ na redukcję naprężeń ale i na proces produkcyjny a w konsekwencji również na wytrzymałość zmęczeniową stabilizatora.
2. Przy osiągnięciu pewnej wartości promienia gięcia (promień optymalny) naprężenia zastępcze zmieniają się minimalnie, osiągając praktycznie stałą wartość.
3. Podstawowym parametrem jest sztywność stabilizatora – stosunek sił działających na końcówki stabilizatora do drogi pokonywanej przez te końcówki. Przy założonej sztywności i drodze, zmienia się więc obciążenie końcówek a tym samym wartości naprężeń zastępczych w obciążonym stabilizatorze. Ponieważ wyżej wymienione parametry ulegają tylko nieznacznym zmianom (wymogi i założenia producenta samochodów) redukcję maksymalnych naprężeń zastępczych w obciążonym stabilizatorze) można osiągnąć głównie przez zmianę, optymalizację geometrii stabilizatora jak i właściwy dobór stali.
4. Ponieważ zmiany promienia gięcia mogą być utrudnione brakiem miejsca (zabudowa i montaż stabilizatora), zaleca się równoległe zmiany promienia gięcia jak i średnicy stabilizatora. Zwiększenie samej średnicy, przy niezmiennym promieniu gięcia prowadzi do wzrostu naprężeń zastępczych.
5. Rysunek 6.1 przedstawia analizę obliczeń wytrzymałościowych 30 wybranych stabilizatorów w celu wyznaczenia optymalnego stosunku promienia gięcia do średnicy stabilizatora –  $k = R/d$ . Na podstawie przeprowadzonych obliczeń współczynnik  $k$  przyjmuje wartość **2,2**.



Rys. 6.1. Współczynnik  $k$  – optymalny dobór średnicy i promienia gięcia

6. Niemniej kompleksowe zmiany geometrii stabilizatora w zagrożonym przekroju, a więc zmiany promienia, dopuszczenie pewnej owalizacji przekroju, optymalizacja procesu produkcyjnego może prowadzić do podwyższenia wytrzymałości zmęczeniowej stabilizatora. Te zabiegi są związane z licznymi zmianami oprzyrządowania do gięcia i kontroli jakości.
7. Dobór optymalnego promienia gięcia wymaga wyznaczenia minimalnego i maksymalnego promienia gięcia. Przy założeniu, że wolne od naprężeń włókna znajdują się w środku giętego pręta, wartość odkształceń krawędzi zewnętrznej przyjmuje wartość:

$$\varepsilon = \frac{d}{2r_i + d} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

W przypadku dużych promieni gięcia, włókna neutralne znajdują się w dokładnie w osi pręta, można w równaniu (1) pominąć średnicę pręta:

$$\varepsilon = \frac{d}{2r_i} \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

Przy dużych promieniach proces gięcia ma charakter elastyczny, tak że proces odkształcenia nie jest procesem trwałym. Dlatego też musi być przynajmniej na krawędziach przekroczona granica plastyczności. Zgodnie z prawem Hooke'a:

$$\varepsilon \geq \frac{\sigma_s}{E} \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

Maksymalny, dopuszczalny promień gięcia obliczamy z równania:

$$r_{imax} = \frac{dE}{2\sigma_s} \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

Strefy zewnętrzne giętego pręta nie pękają przy osiągnięciu wytrzymałości na rozciąganie. Dlatego też minimalny promień gięcia, bez rozerwania, pękania włókien zewnętrznych obliczamy z zależności:

$$r_{imin} = c * d \quad [\text{mm}] \quad (5)$$

gdzie:

$c$  – współczynnik charakteryzujący materiał

$d$  – średnica pręta [mm]

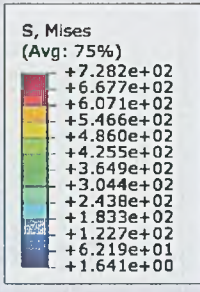
W praktyce stosuje się promienie gięcia nie mniejsze niż średnica pręta.

8. Poniżej przedstawiono przykłady stabilizatorów. Wgięcia w części grzbietowej powodują dodatkowe spiętrzenie naprężeń (rys. 6.2a, d, e, f, h, i, j).

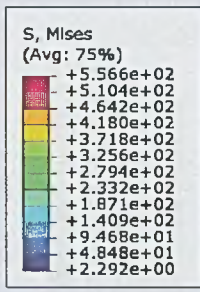
Szczególnie niewielkie wgięcia w strefie grzbietowej, w bezpośredniej bliskości łożysk stabilizatora powodują spiętrzenie naprężeń, powodujących często przełomy zmęczeniowe (rys. 6.3a, d, e, f, h, i, j).

W procesie konstrukcyjnym należy unikać wgięć w części grzbietowej stabilizatora prowadzących w konsekwencji do przełomów zmęczeniowych i utrudniających, komplikujących proces gięcia.

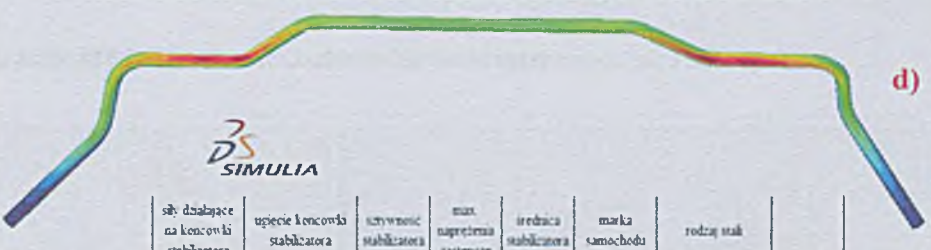
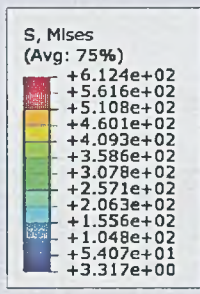




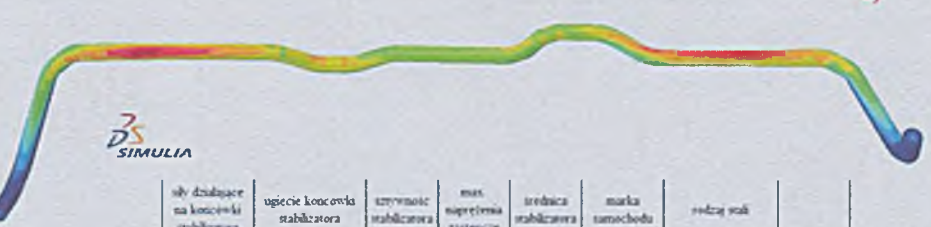
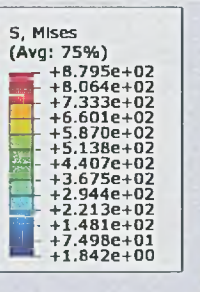
	siły działające na końcówki stabilizatora	ugięcie końcówki stabilizatora	szywność stabilizatora	max. naprężenia zastępcze	średnica stabilizatora	marka samochodu	rodzaj stali	ls [mm]
	[N]	2s [mm]	[N/mm]	[MPa]	[mm]			
2	2463,40	78,00	31,58	729,00	23,50	Renault XSI	55Cr3	39,00



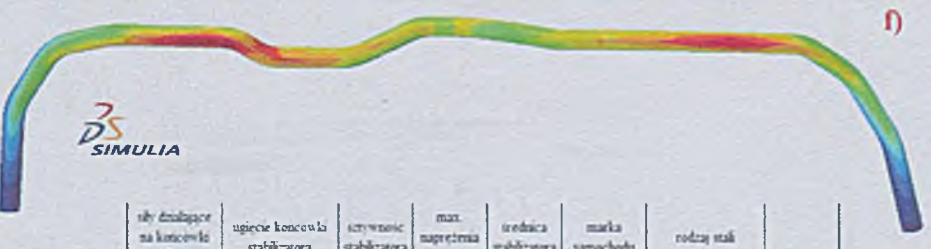
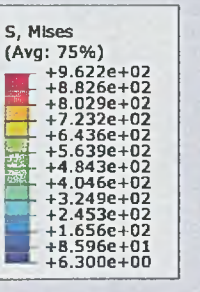
	siły działające na końcówki stabilizatora	ugięcie końcówki stabilizatora	szywność stabilizatora	max. naprężenia zastępcze	średnica stabilizatora	marka samochodu	rodzaj stali	ls [mm]
	[N]	2s [mm]	[N/mm]	[MPa]	[mm]			
3	2604,80	88,00	29,60	551,00	25,00	PSA G9	55Cr3	44,00



	siły działające na końcówki stabilizatora	ugięcie końcówki stabilizatora	szywność stabilizatora	max. naprężenia zastępcze	średnica stabilizatora	marka samochodu	rodzaj stali	ls [mm]
	[N]	2s [mm]	[N/mm]	[MPa]	[mm]			
4	1035,00	74,40	13,91	613,00	17,00	Fiat Beava	55Cr3	37,20



	siły działające na końcówki stabilizatora	ugięcie końcówki stabilizatora	szywność stabilizatora	max. naprężenia zastępcze	średnica stabilizatora	marka samochodu	rodzaj stali	ls [mm]
	[N]	2s [mm]	[N/mm]	[MPa]	[mm]			
6	3569,80	86,00	41,51	885,00	21,20	ZF Sachs	55Cr3	41,00

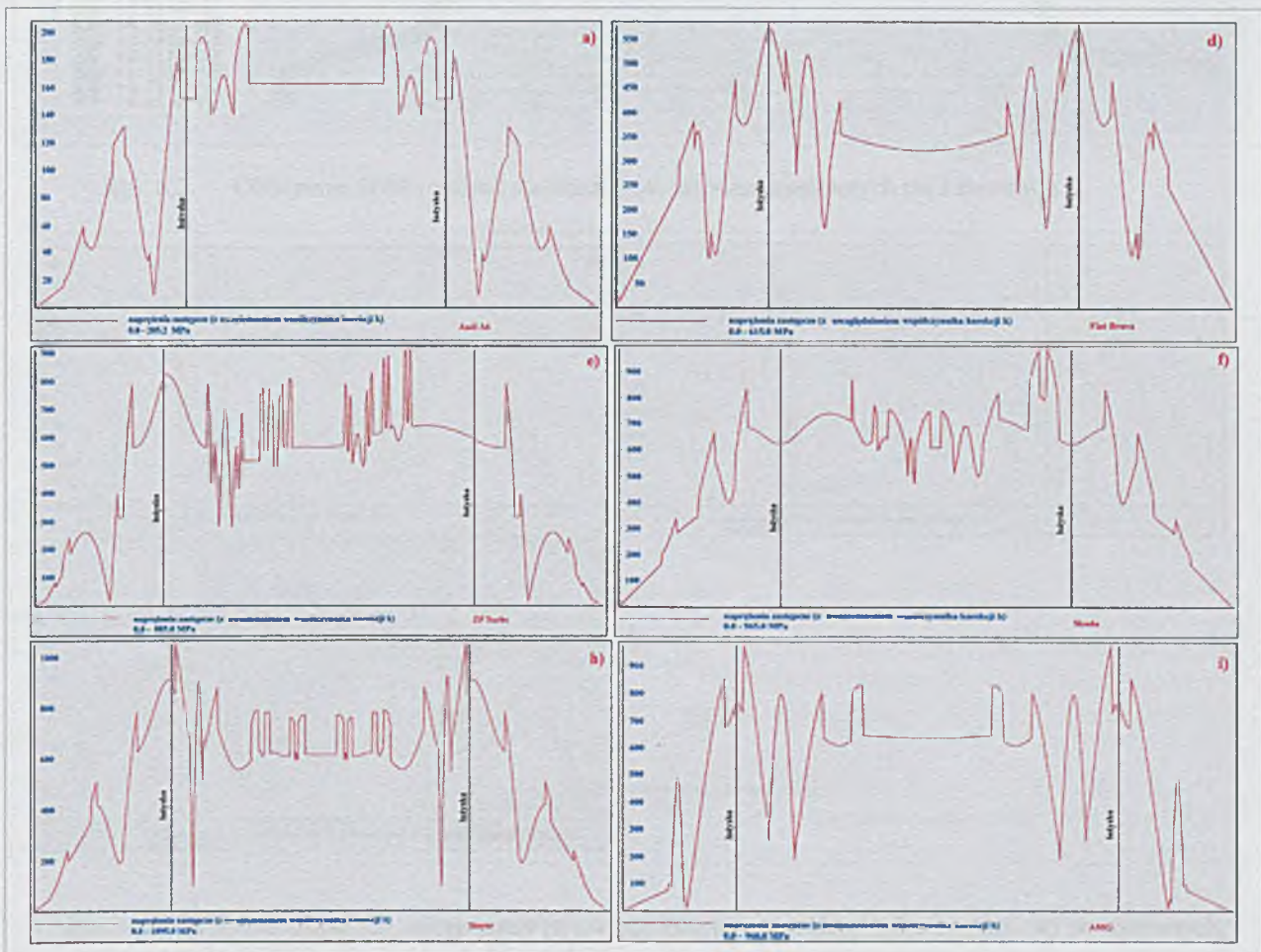


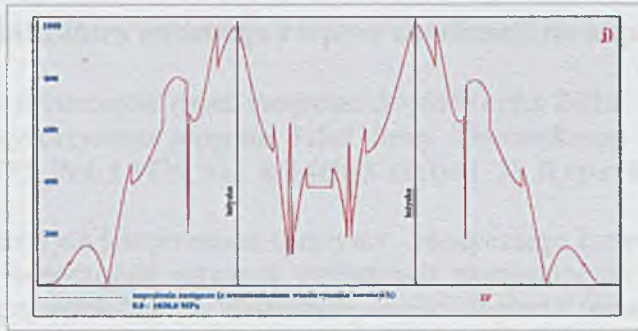
	siły działające na końcówki stabilizatora	ugięcie końcówki stabilizatora	szywność stabilizatora	max. naprężenia zastępcze	średnica stabilizatora	marka samochodu	rodzaj stali	ls [mm]
	[N]	2s [mm]	[N/mm]	[MPa]	[mm]			
7	4541,70	100,00	45,42	965,00	23,60	Skoda	55Cr3	50,00



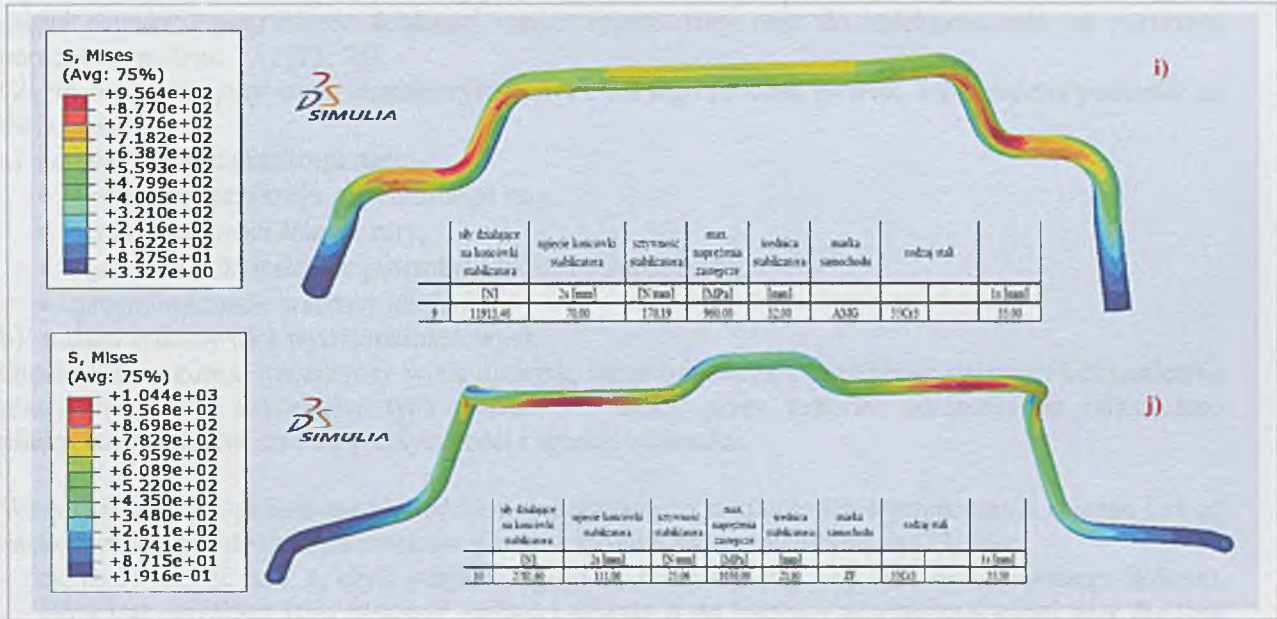


Rys. 6.2. Obliczenia MES różnych stabilizatorów zarówno masywnych jak i rurowych

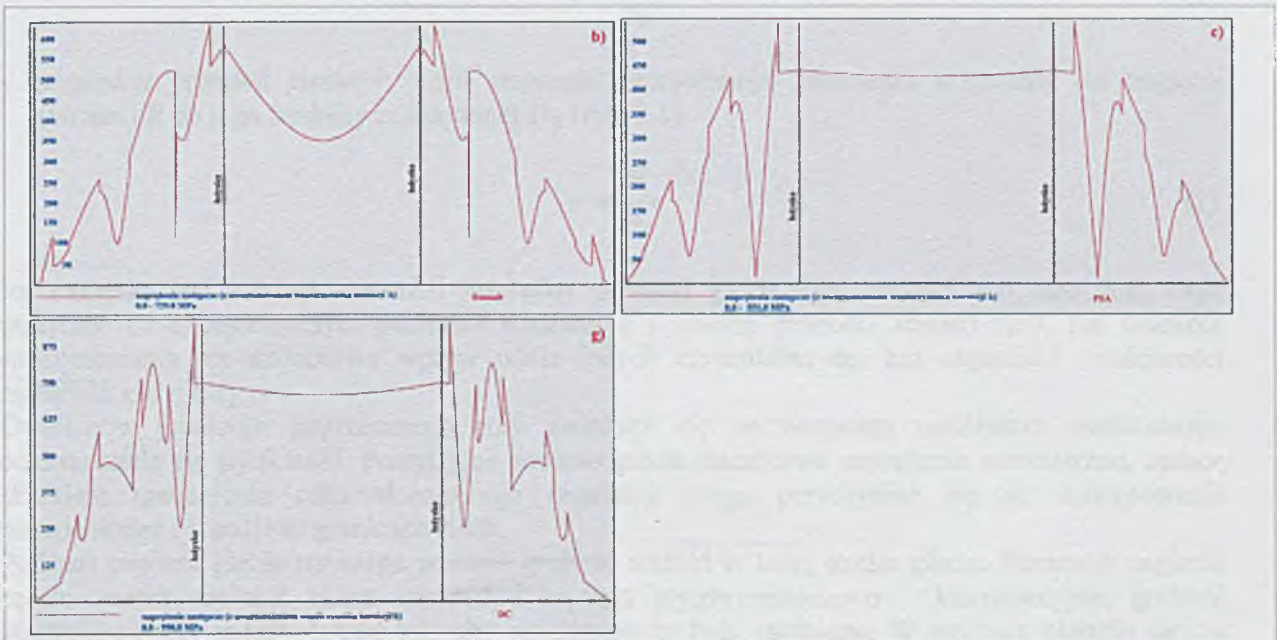




Rys. 6.3. Rozkład naprężeń zastępczych (z uwzględnieniem współczynnika korekcji  $k$ ) w wybranych stabilizatorach z wgłębieniami w części grzbietowej



Rys. 6.2. Obliczenia MES różnych stabilizatorów zarówno masywnych jak i rurowych



Rys. 6.4. Rozkład naprężeń zastępczych (z uwzględnieniem współczynnika korekcji  $k$ ) w wybranych stabilizatorach z prostą częścią grzbietową

## 7. Owalizacja stabilizatora rurowego i wpływ owalizacji na naprężenia zastępcze

Do modelowania 3D stabilizatorów użyto programu *SolidWorks 2012*. Do statycznych obliczeń wytrzymałościowych wykorzystano program *St3d* firmy ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH, programy: *ANSYS Rel. 13* [39, 41], *ABAQUS 10.0* [1, 2], *HyperWorks 11* [127].

Gięcie stabilizatorów rurowych jest procesem sprężysto – plastycznego kształtowania, polegającym na wytworzeniu w rurze jednocześnie naprężeń wzdłużnych rozciągających i ściskających. Moment gnący działający na rurę wywołuje w zewnętrznej części zagięcia (powyżej warstwy obojętnej) wzdłużne naprężenia rozciągające i obwodowe naprężenia ściskające, natomiast w wewnętrznej części zagięcia – wzdłużne i obwodowe naprężenia ściskające. W przypadku rur cienkościennych naprężenia promieniowe są pomijalnie małe. W wyniku tego włókna na łuku zewnętrznym zginanej rury ulegają wydłużeniu, zaś na wewnętrznym ulegają skróceniu. Proces ten prowadzi do pocienienia rozciąganej części ścianki i pogrubienia ściskanej części ścianki rury oraz do zniekształcenia jej przekroju poprzecznego (rys. 7.1) [73, 75].

Gięciu rur towarzyszy wiele charakterystycznych dla tego procesu zjawisk, które można podzielić na dwie grupy:

a) zmiany kształtu przekroju rury:

- owalizacja przekroju poprzecznego rury,
- zmiana grubości ścianki rury,
- sprężyste odkształcenie powrotne (sprężynowanie rury),
- przemieszczenie warstwy obojętnej.

b) zmiany właściwości wytrzymałościowych.

Gięciu rur na zimno towarzyszy wiele zjawisk, które ograniczają możliwość dalszego odkształcania plastycznego. Do czynników tych zalicza się: utratę przez materiał zdolności do odkształceń plastycznych, wzrost granicy plastyczności i spadek udarności.

Wszystkie wyżej wymienione zjawiska są niekorzystne, a nasilenie ich występowania zależne jest od zastosowanej metody oraz parametrów gięcia, z których najważniejszymi są [73, 75]:

- cienkościenność rury  $s$ , czyli względna grubość ścianki giętej rury (lub kształtowanego kolana), która jest określona jako stosunek grubości ścianki  $g$  do średnicy zewnętrznej giętej rury  $D_z$  (lub średnicy rury gotowego kolana) (rys. 7.1):

$$s = \frac{g}{D_z} \quad (1)$$

- względny promień gięcia  $r$ , czyli stosunek rzeczywistego promienia krzywizny osi zagięcia (kolana)  $R$  do jego średnicy zewnętrznej  $D_z$  (rys. 7.1):

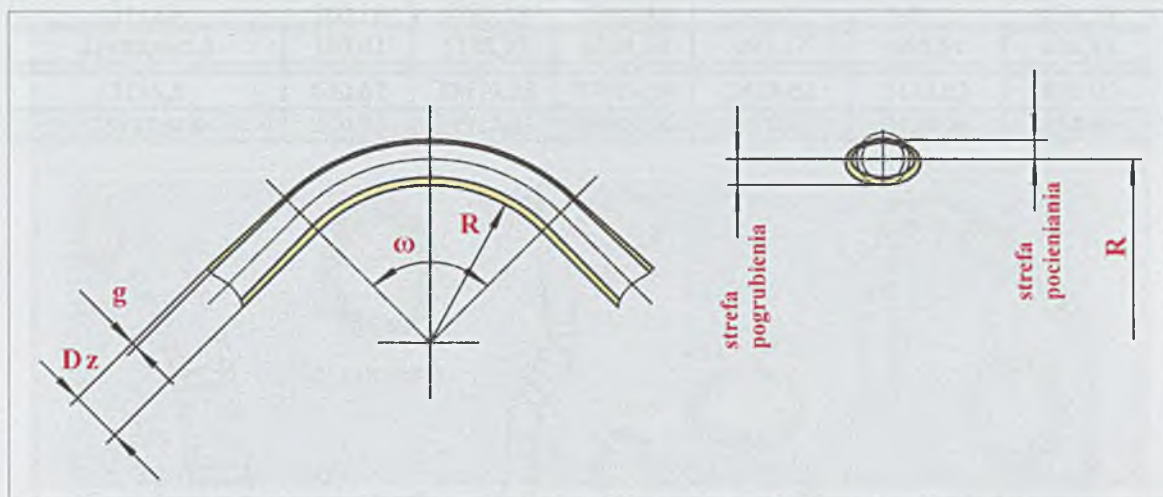
$$r = \frac{R}{D_z} \quad (2)$$

Im mniejsza jest cienkościenność i względny promień gięcia, tym trudniej jest rurę giąć, czyli utrzymać na akceptowalnym poziomie owalizację i zmianę grubości ścianki rury. Na wielkość sprężynowania ma dodatkowo wpływ wiele innych czynników, np. kąt zagięcia i właściwości materiału giętej rury.

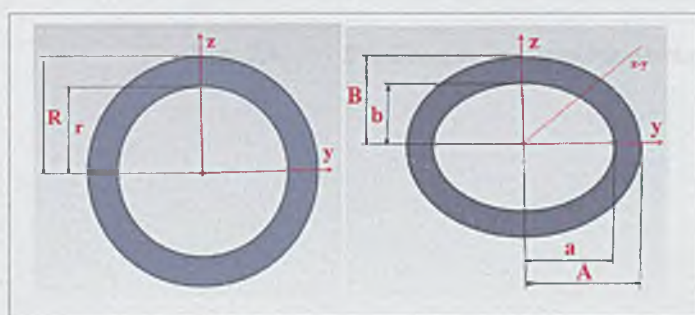
Owalizacja przekroju poprzecznego rury zwiększa się ze wzrostem możliwości swobodnego odkształcania się jej ścianki. Powstające podczas gięcia dodatkowe naprężenia wewnętrzne, będące skutkiem umocnienia odkształceniowego (zgniotu), mogą przyczyniać się do występowania mikropęknięć i korozji na granicach ziarn.

Podczas procesu gięcia rur ulega zmianie grubość ścianki w całej strefie gięcia. Ponieważ zagięcia często muszą spełniać różne warunki i kryteria wytrzymałościowo – konstrukcyjne, grubość początkową rury należy dobrać tak, aby wymagania te były spełnione. W praktyce okazuje się, że pocienienie ścianki podczas gięcia rur na zimno, ma rzadko wpływ na wytrzymałość gotowego zagięcia z uwagi na jednoczesne umocnienie odkształceniowe materiału rury. Pocienienie ścianki ma duże znaczenie w przypadku, gdy gotowe zagięcie jest poddane obróbce cieplnej np. wyżarzaniu

normalizującemu, lub gdy będzie pracować w środowisku sprzyjającym korozji. Wtedy pocienienie może stać się przyczyną uszkodzenia. Zmiana grubości ścianek rury podczas gięcia może osiągać znaczne wartości – pocienienie do ok. 25%, pogrubienie do ok. 18% [73, 75].



Rys. 7.1. Schemat zmian zachodzących podczas zginania rury [73, 75]



Rys. 7.2. Przekroje obliczeniowe stabilizatorów rurowych

Stabilizator rurowy o przekroju kołowym:

$$A = \pi(R^2 - r^2) \quad (3)$$

$$I_y = I_z = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4) = \frac{A}{4}(R^2 + r^2) \quad (4)$$

Stabilizator rurowy o przekroju eliptycznym:

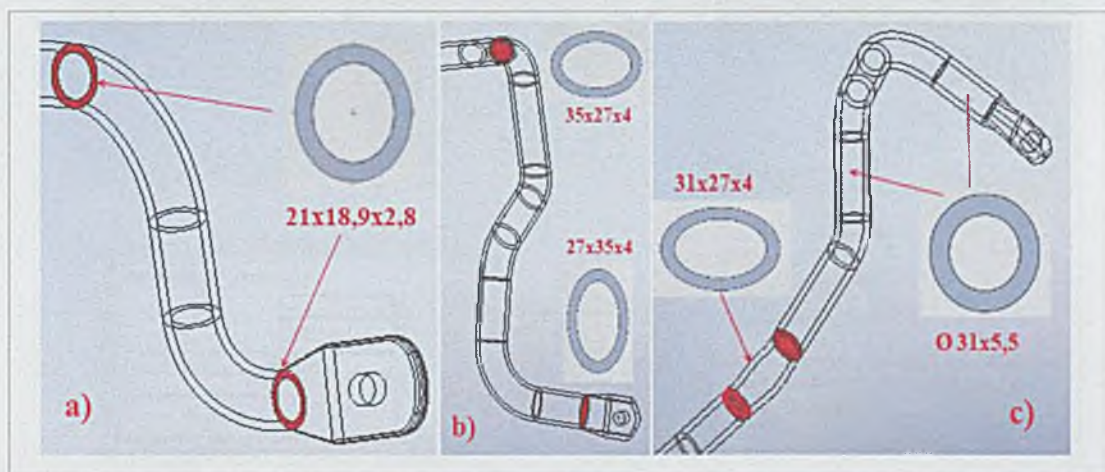
$$A = \pi(A * B - a * b) \quad (5)$$

$$I_y = \frac{\pi}{4}(A * B^3 - a * b^3) \quad (6)$$

$$I_z = \frac{\pi}{4}(A^3 * B - a^3 * b) \quad (7)$$

$$W = \frac{I}{a_{max.}} \quad (8)$$

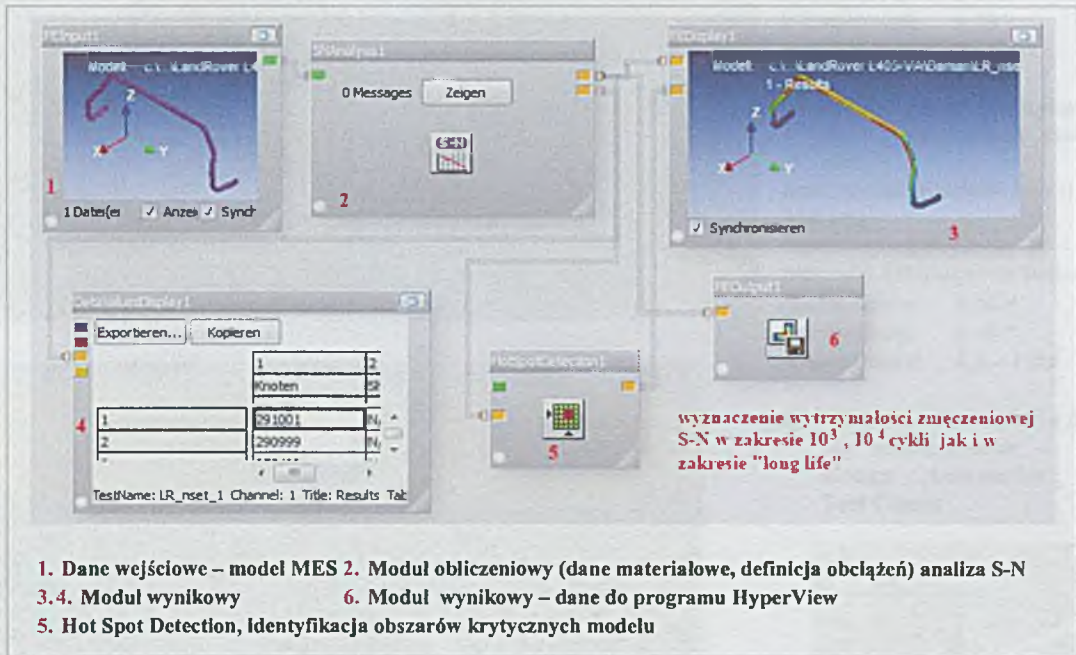
stabilizator rurowy	A [mm <sup>2</sup> ]	I <sub>y</sub> [mm <sup>4</sup> ]	I <sub>z</sub> [mm <sup>4</sup> ]	W <sub>y</sub> [mm <sup>3</sup> ]	W <sub>z</sub> [mm <sup>3</sup> ]	σ <sub>v</sub> [MPa]
21x2,8	160,10	6785,65	6785,65	646,27	646,27	679,20
21x18,9x2,8	150,01	5178,35	6204,30	493,17	656,54	624,85
31x5,5	630,67	37479,38	37479,38	2418,02	2418,02	690,00
35x27x4,0	340,93	25917,41	33183,76	1672,09	2458,06	754,80



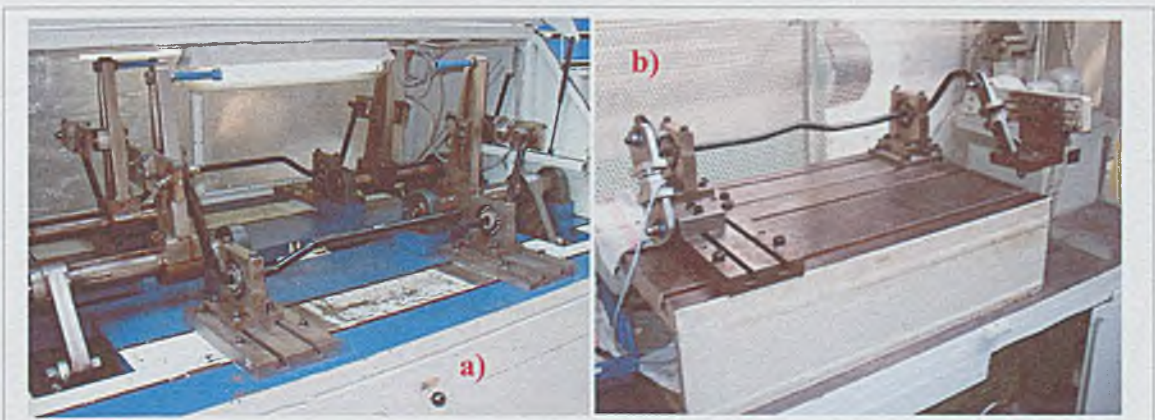
Rys. 7.3. Stabilizatory i zmiany ich przekrojów obliczeniowych

## 8. Wytrzymałość zmęczeniowa stabilizatorów

Analizie i testom zmęczeniowym poddano 3 stabilizatory: *NiX61F*, *L405VA* i *DC218VA*. Do symulacji zmęczeniowych i wyznaczenia parametru zniszczenia Smitha – Watsona – Toppera wykorzystano program firmy *HBM – GlyphWorks V8.0*. Wykresy Weibulla wykonano z wykorzystaniem programu *Windchill Quality Solutions 10.0 / Windchill Weibull*.



Rys. 8.1. Stanowisko pomiarowe sztywności stabilizatora (źródło *TKF&S*)

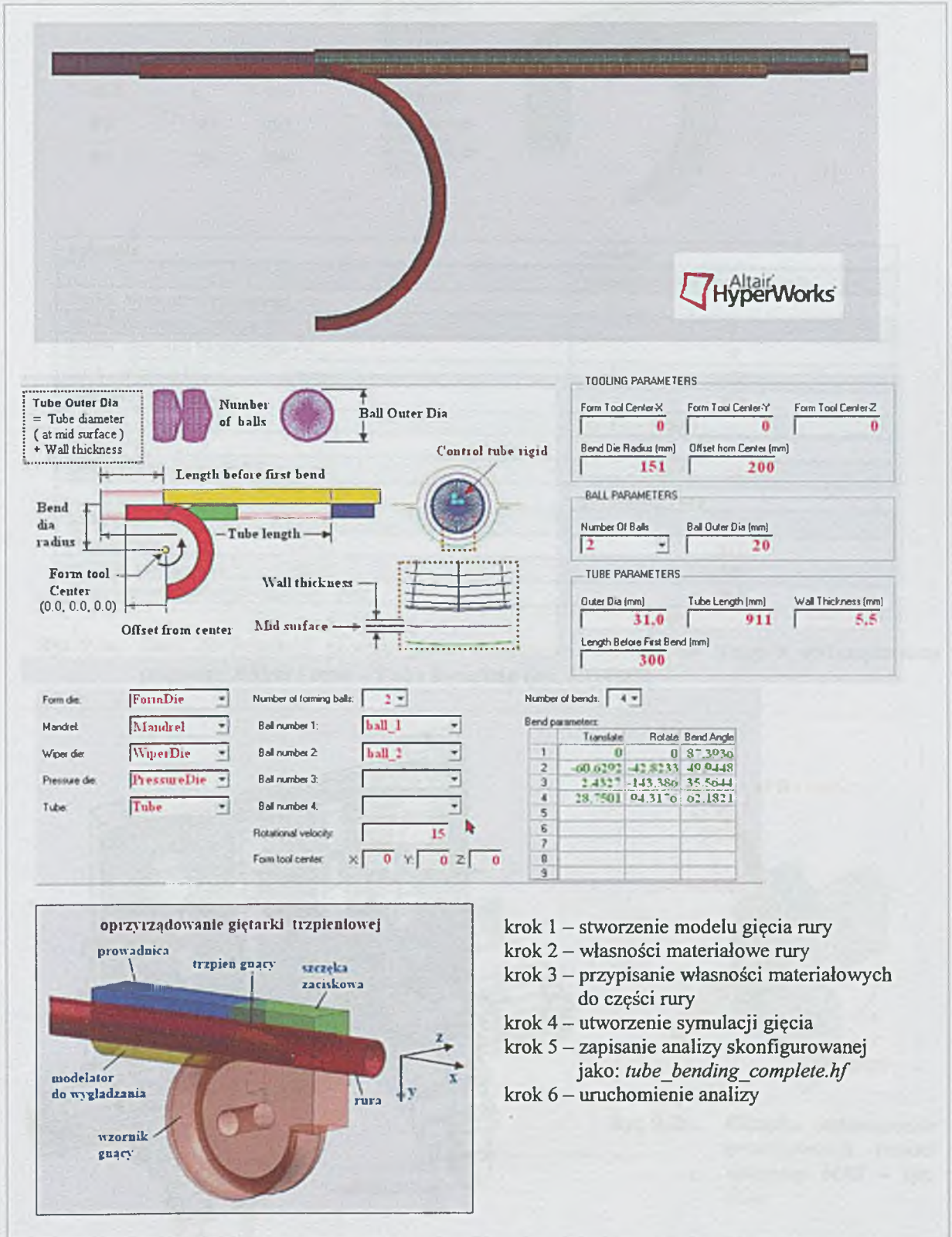




Rys. 8.2. Maszyny do badań wytrzymałościowych stabilizatorów (źródło *TKF&S*)

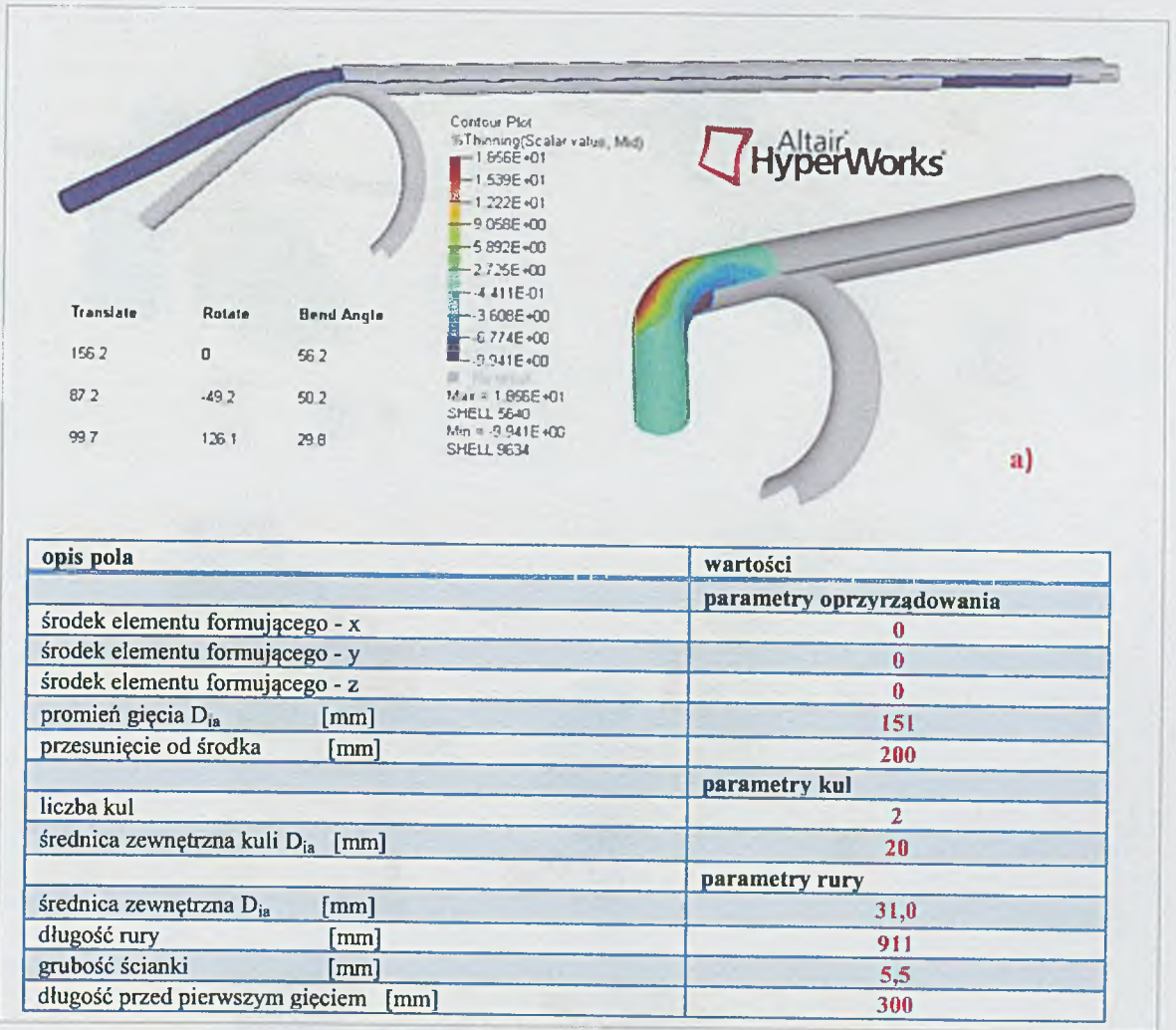
## 9. Symulacja numeryczna procesu gięcia stabilizatorów na zimno i gorąco

Symulacje numeryczne procesu gięcia przeprowadzono przy współpracy i wsparciu firmy **ALTAIR** – z wykorzystaniem programów **HyperWorks 11 (HyperForm, Tube Bending [127]**. Symulacje te dotyczą wybranego stabilizatora rurowego i odpowiadają rzeczywistym procesom gięcia tego stabilizatora w warunkach produkcyjnych.

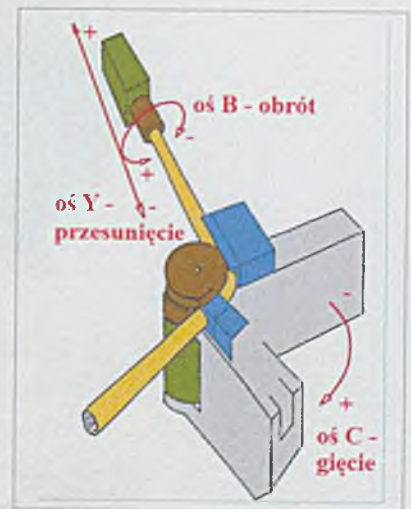
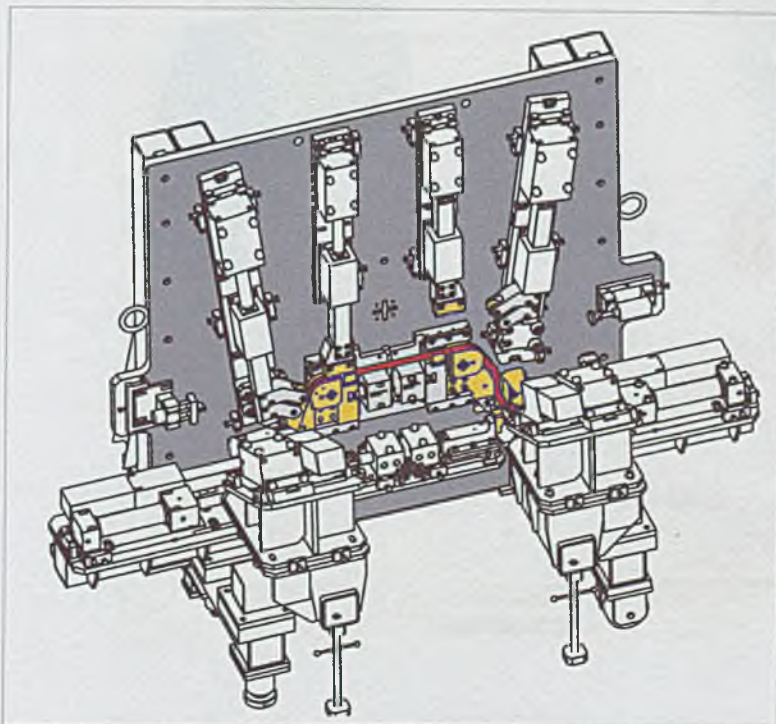


Rys. 9.1. Założenia teoretyczne i opis symulacji procesu gięcia stabilizatora rurowego na zimno z wykorzystaniem programu **HyperForm – Tube Bending [34, 127]**



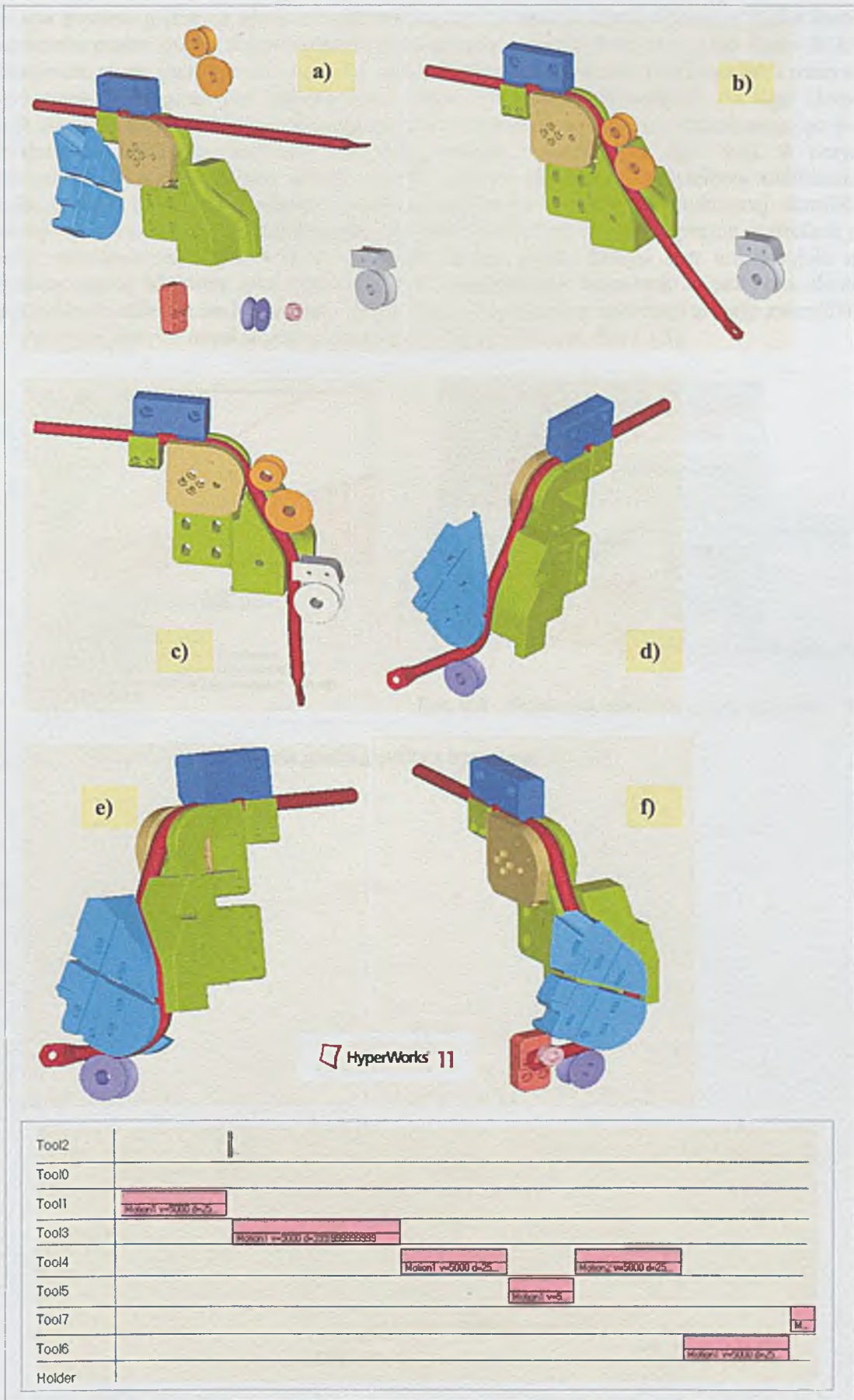


Rys. 9.2a. Dane do symulacji procesu gięcia stabilizatora rurowego na zimno z wykorzystaniem programu *HyperForm – Tube Bending* (rys. 9.1) [127]



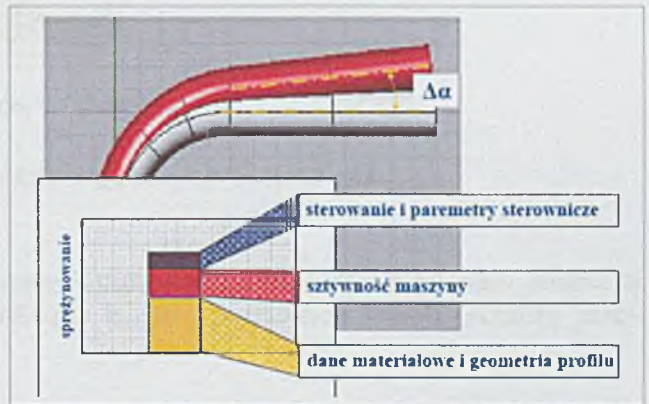
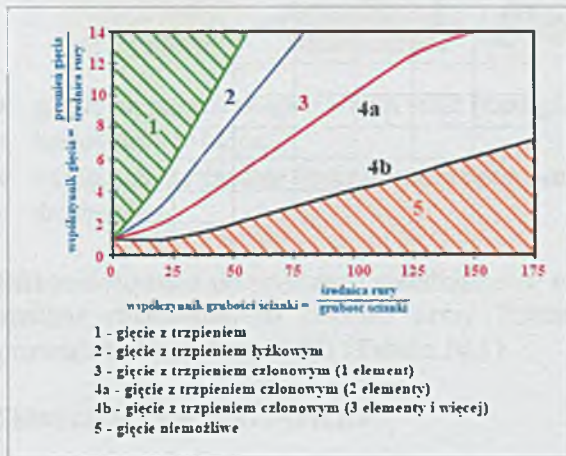
Rys. 9.2b. Giętarka stabilizatorów prototypowych (model zastępczy *MES* – rys. 9.2a)

Rys. 9.3. Stół do gięcia stabilizatora rurowego na gorąco



Rys. 9.4. Fazy gięcia w symulacji procesu gięcia stabilizatora rurowego na gorąco (*HyperForm*) – odpowiednik procesu gięcia w stole zobrazowanym na rys. 9.3.

Symulacja procesu gięcia na zimno z wykorzystaniem programu *HyperForm – Tube Bending* odzwierciedla proces gięcia w powszechnie stosowanych giętarkach rurowych np. firmy *WAFIOS*. Symulacja druga ma zastosowanie zarówno w przypadku stabilizatorów rurowych jak i masywnych. Podstawowym wymogiem jest zdefiniowanie sekwencji gięcia, niezbędnych do tego elementów gnących (modele *3D*), zdefiniowanie drogi elementów gnących z położenia wyjściowego go pełnego odkształcenia stabilizatora (położenie końcowe), danych materiałowych (rys. 9.4). W przypadku stabilizatorów giętych na gorąco należy określić jeszcze temperaturę wyjściową stabilizatora na początku procesu gięcia. Przy pomocy symulacji można już w fazie konstrukcyjnej określić takie parametry jak: przewężenie w przekroju rury, wielkość owalizacji, rozkład naprężeń w strefach gięcia, wielkość sprężynowania (rys. 9.5) w kolejnych fazach gięcia. Dzięki tym informacjom można precyzyjnie dobrać właściwy cykl technologiczno – produkcyjny. Symulacje są jednym z elementów kompleksowych obliczeń analitycznych i *MES*. Wyniki uzyskane z symulacji zostały zweryfikowane z rzeczywistymi danymi uzyskanymi w procesie produkcyjnym (rys. 9.6 i 9.3).



Rys. 9.5. Wpływ parametrów na sprężynowanie [35]

Rys. 9.6. Diagram wariantów gięcia profili giętarką z trzpieniem [34, 35]

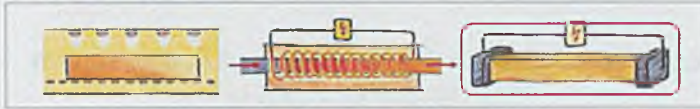
## 10. Dobór stali i jej wpływ na parametry wytrzymałościowe stabilizatorów rurowych i masywnych giętych na gorąco

### 10.1 Analiza materiałowa stabilizatorów rurowych giętych na gorąco ze stali 34MnB5

Do modelowania 3D stabilizatorów użyto programu *SolidWorks 2012*. Do statycznych obliczeń wytrzymałościowych wykorzystano program *St3d* firmy ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH i program *ANSYS Rel. 13* [39, 41]. Badania metalograficzne przeprowadziła firma Hoesch Hohenlimburg GmbH, ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH i LVQ – WP GmbH.

Stabilizatory rurowe zostały wykonane przy zastosowaniu następującego procesu produkcyjnego:

- nagrzewanie oporowe do temperatury około  $940^{\circ}\text{C}$  (czas nagrzewania około **3 sek.**),



- gięcie na gorąco w specjalnym stole (czas gięcia do **8 sek.**),
- hartowanie w oleju,
- odpuszczanie średnie (nagrzewanie oporowe – czas nagrzewania około **3 sek.**),
- śrutowanie.

Stal zastosowana do produkcji stabilizatorów rurowych giętych na gorąco została poddana dokładnej analizie chemicznej na zlecenie firmy ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH. Analizę przeprowadziła firma Jansen AG (Tabela 10.1).

Skład chemiczny stali 34MnB5

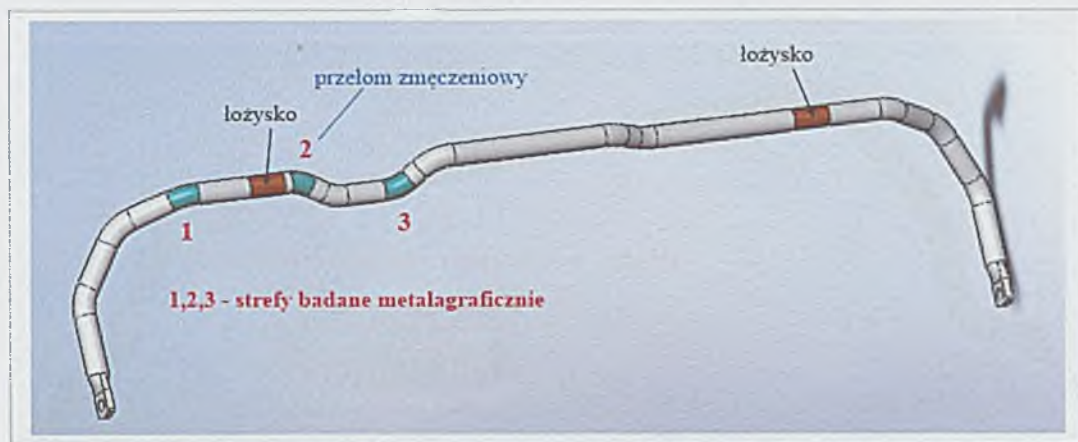
Tabela 10.1

rodzaj stali	numer stali	C	Si	Mn	P	S	Al	N	Nb	V
34MnB5	1.1166	0,338	0,240	1,220	0,010	0,0010	0,030	0,0044	0,001	0,000
		Cu	Cr	Ni	Ti	Mo	B			
		0,010	0,130	0,020	0,030	0,010	0,0021			

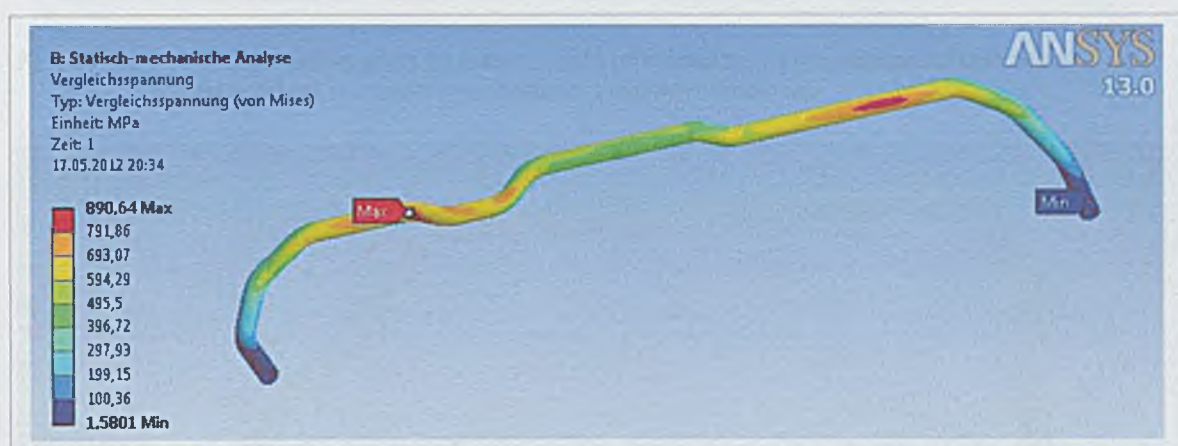
Badania metalograficzne i obliczenia wytrzymałościowe miały na celu optymalizację procesu produkcyjno – technologicznego, tym samym podwyższenie wytrzymałości zmęczeniowej stabilizatorów rurowych ze stali **34MnB5** giętych na gorąco. Stal zastosowana do produkcji stabilizatorów rurowych odznacza się wysokimi parametrami wytrzymałościowymi  $R_m = 1700 \text{ MPa}$ . Dlatego stosowana jest do produkcji stabilizatorów wysoko wyciężonych. W celu uniknięcia odkształcenia plastycznego stabilizatora, wywołanego naprężeniami (obciążeniem) i występującego w konsekwencji pochylenia pojazdu, powinno maksymalne naprężenia zastępcze osiągać wartości poniżej umownej granicy plastyczności. Umowna granica plastyczności zależy od wytrzymałości na rozciąganie  $R_m$ .

#### 10.1.1 Stabilizator rurowy gięty na gorąco, hartowany i odpuszczany. Ważniejsze parametry konstrukcyjne [A, B, C]:

stabilizator rurowy	$\text{Ø}23,5 \times 3,6 \text{ mm}$
materiał	34MnB5, $R_m = 1700 \text{ N/mm}^2$



Rys. 10.1. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefy promieniowe 1, 2, 3 zostały poddane szczegółowym badaniom metalograficznym



Rys. 10.2. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przełomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia 2 (rys. 10.1)



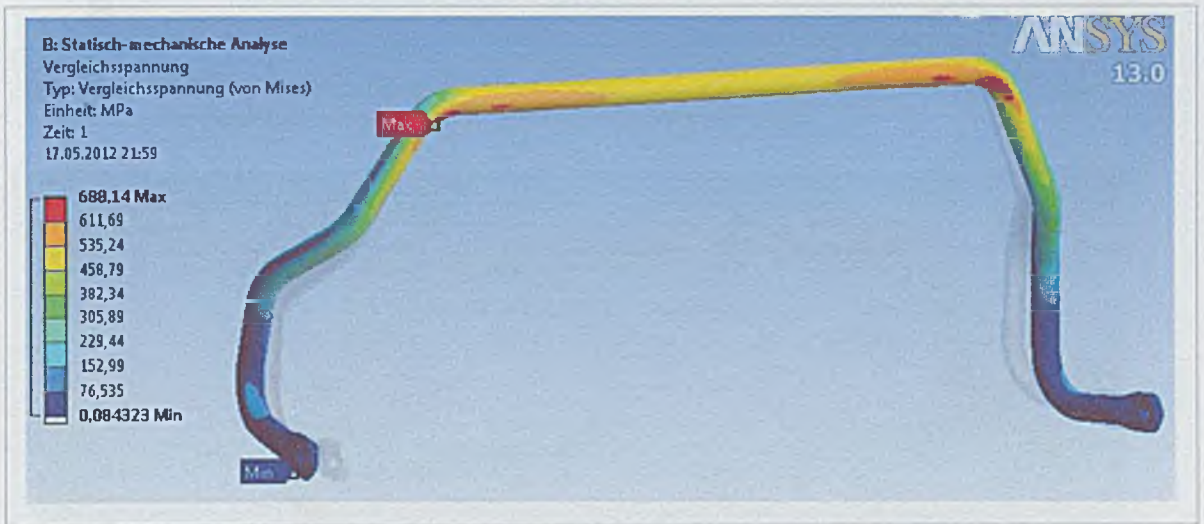
Rys. 10.3. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia 2 (rys. 10.1)  
 a) wewnętrzny promień gięcia (zewnątrz rury) 1% HNO<sub>3</sub>, **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt  
 b) rdzeń **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt  
 c) wewnętrzny promień gięcia (wnętrze rury) 1% HNO<sub>3</sub>, **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt

### 10.1.2 Stabilizator rurowy gięty na gorąco, hartowany i odpuszczany. Ważniejsze parametry konstrukcyjne [D, E, F, G]:

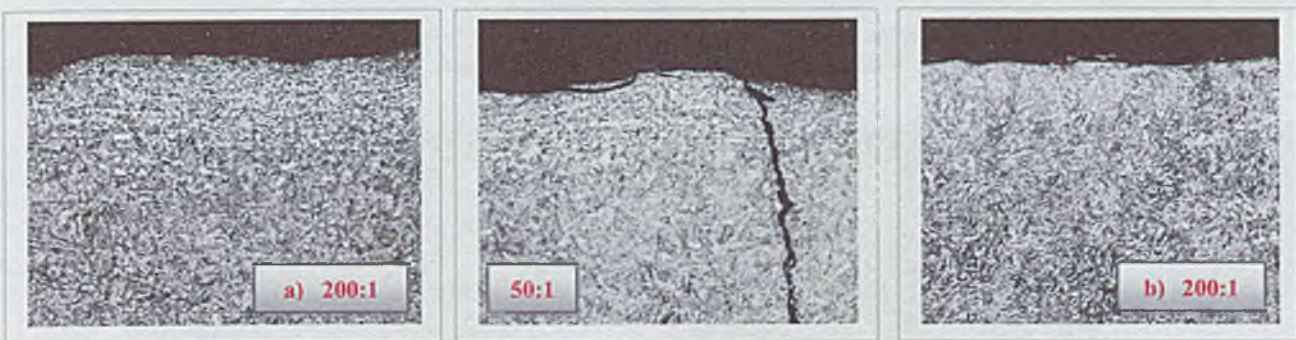
stabilizator rurowy	Ø31,0x5,5 mm
materiał	34MnB5, R <sub>m</sub> =1700 N/mm <sup>2</sup>
obliczeniowe odkształcenie stabilizatora 2s	109,5mm



Rys. 10.4. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefa promieniowa – przełomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym



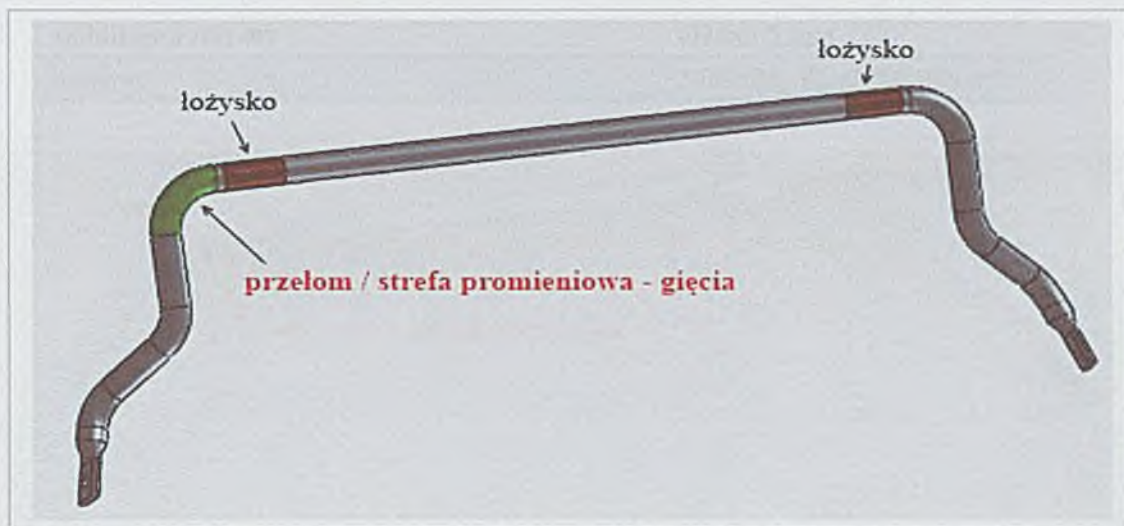
Rys. 10.5. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przełomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia (rys. 10.4)



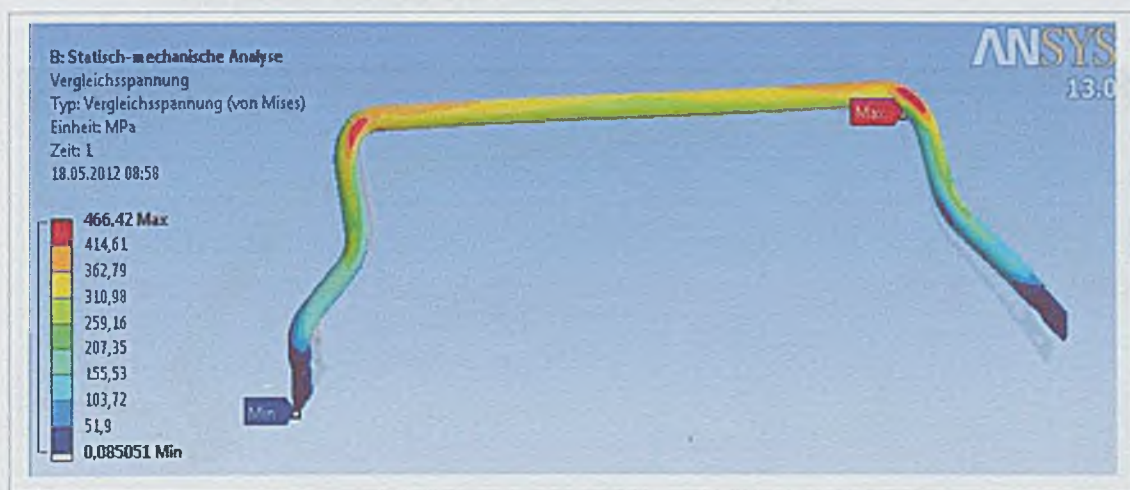
Rys. 10.6. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (rys. 10.4)  
 a) wewnętrzny promień gięcia (zewnątrz rury) 1% HNO<sub>3</sub>, **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt  
 b) zewnętrzny promień gięcia (zewnątrz rury) 1% HNO<sub>3</sub>, **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt

10.1.3 Stabilizator rurowy gięty na gorąco, hartowany i odpuszczany. Ważniejsze parametry konstrukcyjne:

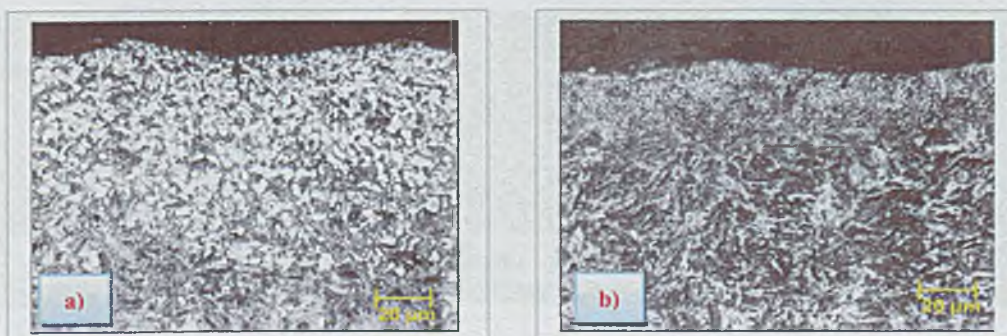
stabilizator rurowy	Ø28,0x4,0 mm
materiał	34MnB5, $R_m=1700 \text{ N/mm}^2$



Rys. 10.7. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefa promieniowa – przełomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym



Rys. 10.8. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przełomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia (rys. 10.7)



Rys. 10.9. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (rys. 10.7)

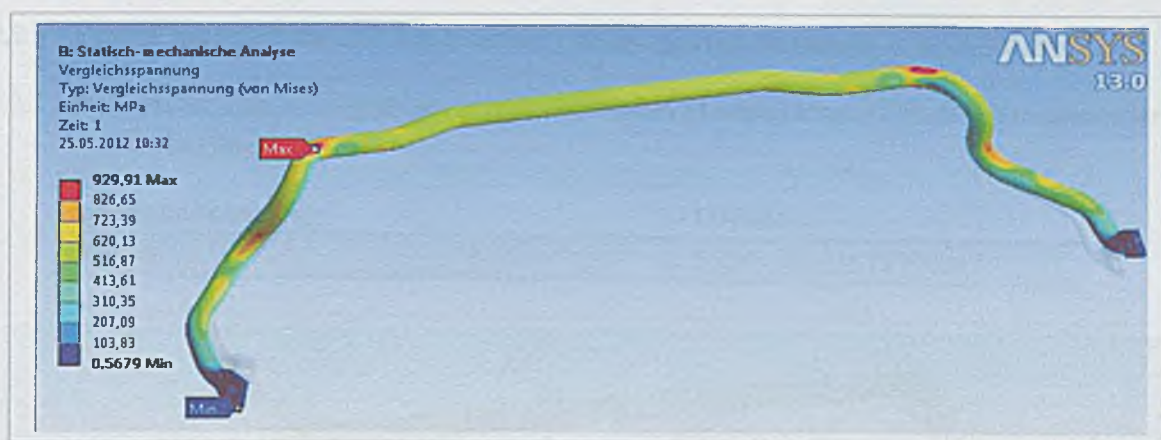
- a) wewnętrzny promień gięcia (zewnątrz rury) 1% HNO<sub>3</sub>, **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt
- b) zewnętrzny promień gięcia (zewnątrz rury) 1% HNO<sub>3</sub>, martenzyt

**10.1.4 Stabilizator rurowy gięty na gorąco, hartowany i odpuszczany. Ważniejsze parametry konstrukcyjne [H, I, J]:**

stabilizator rurowy	Ø26x5.5 mm
materiał	34MnB5, R <sub>m</sub> =1700 N/mm <sup>2</sup>



Rys. 10.10. Stabilizator rurowy gięty na gorąco, strefa promieniowa – przełomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym

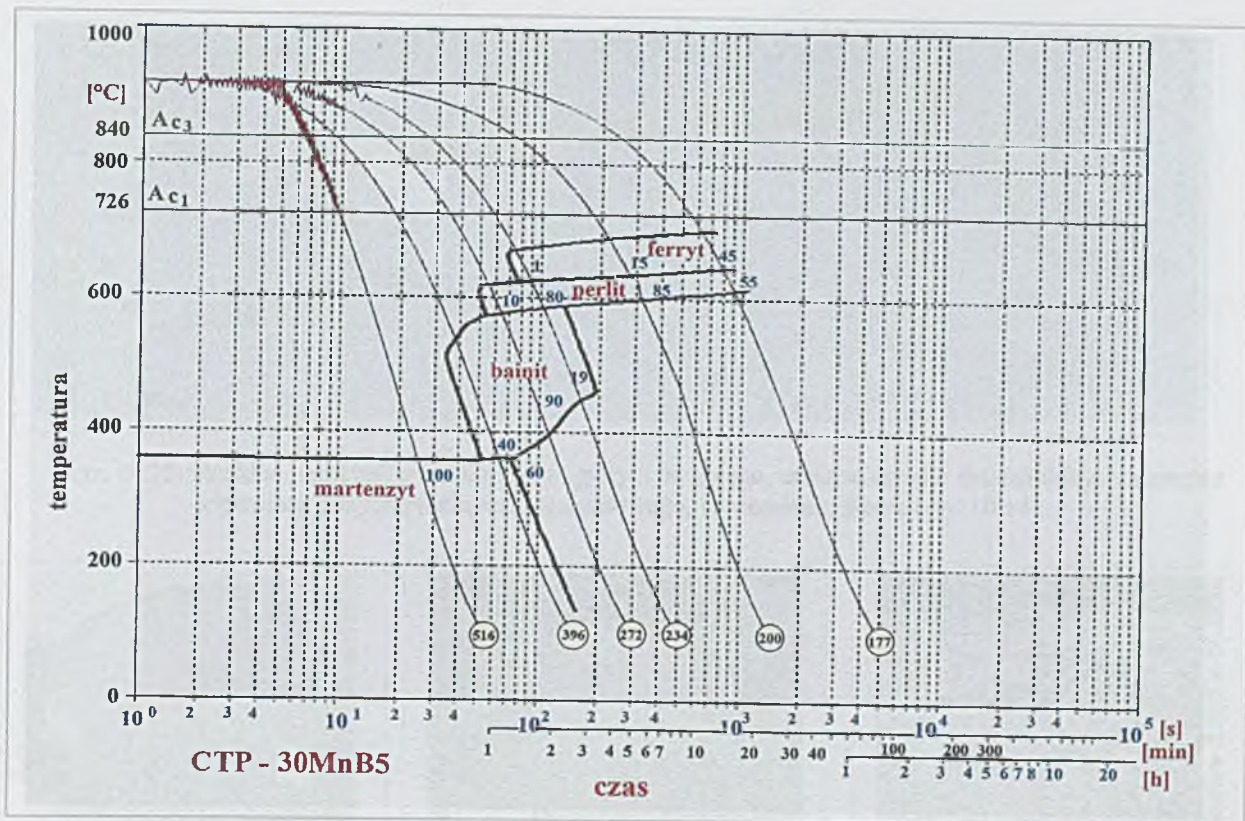


Rys. 10.11. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przełomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia (rys. 10.10)



Rys. 10.12. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (przełomu zmęczeniowego) (rys. 10.10), **ferryt** przedeutektoidalny + martenzyt + szczątkowy bainit a) b)



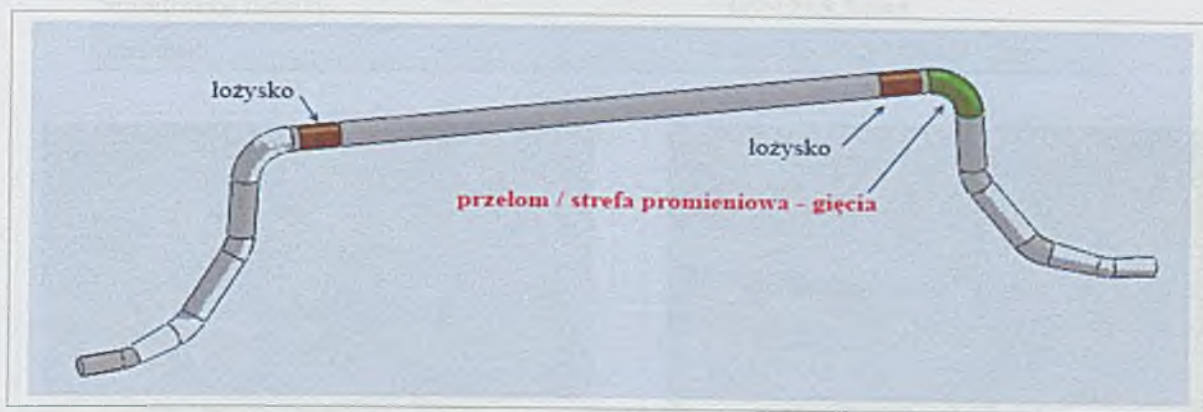


Rys. 10.13. Diagram CTP stali niskostopowej 30MnB5 [118]

## 10.2 Analiza materiałowa stabilizatora masywnego giętego na gorąco ze stali 55Cr3 [K]

### 10.2.1 Stabilizator masywny gięty na gorąco, hartowany i odpuszczany. Ważniejsze parametry konstrukcyjne:

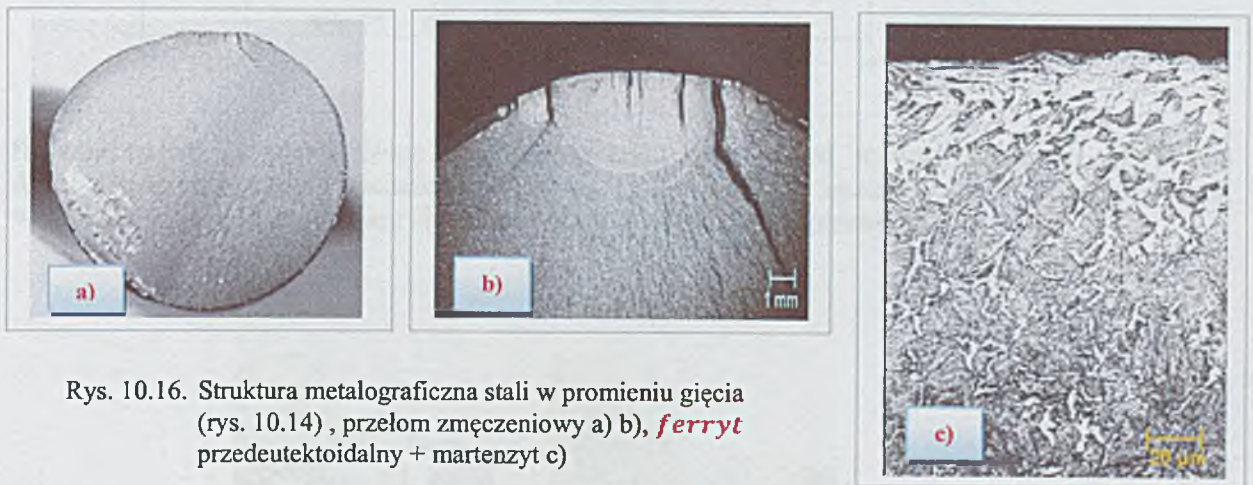
stabilizator masywny	Ø30 mm
materiał	55Cr3, R <sub>m</sub> =1650 N/mm <sup>2</sup>



Rys. 10.14. Stabilizator masywny gięty na gorąco, strefa promieniowa – przełomu zmęczeniowego została poddana szczegółowym badaniom metalograficznym



Rys. 10.15. Rozkład naprężeń w stabilizatorze giętym na gorąco, umiejscowienie maksymalnych naprężeń odpowiada pozycji przelomu zmęczeniowego, w promieniu gięcia (rys. 10.14)

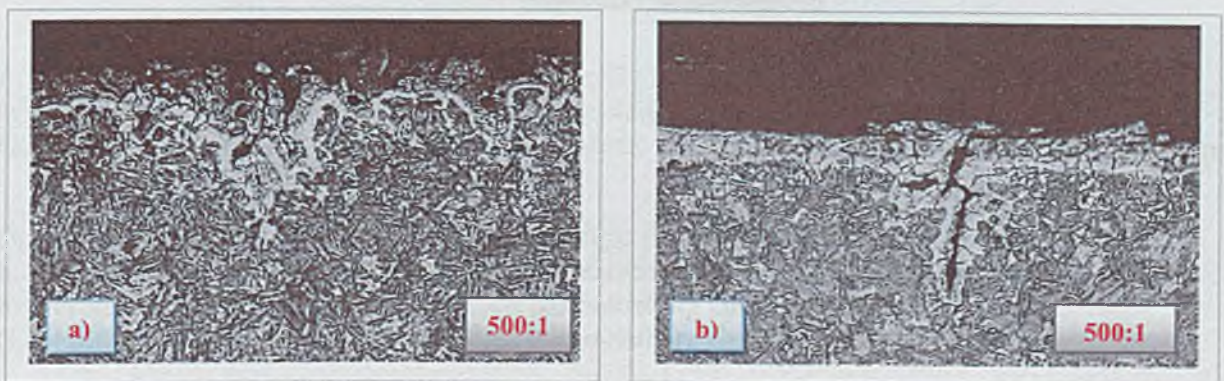


Rys. 10.16. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (rys. 10.14) , przelom zmęczeniowy a) b), *ferryt* przedeutektoidalny + martenzyt c)

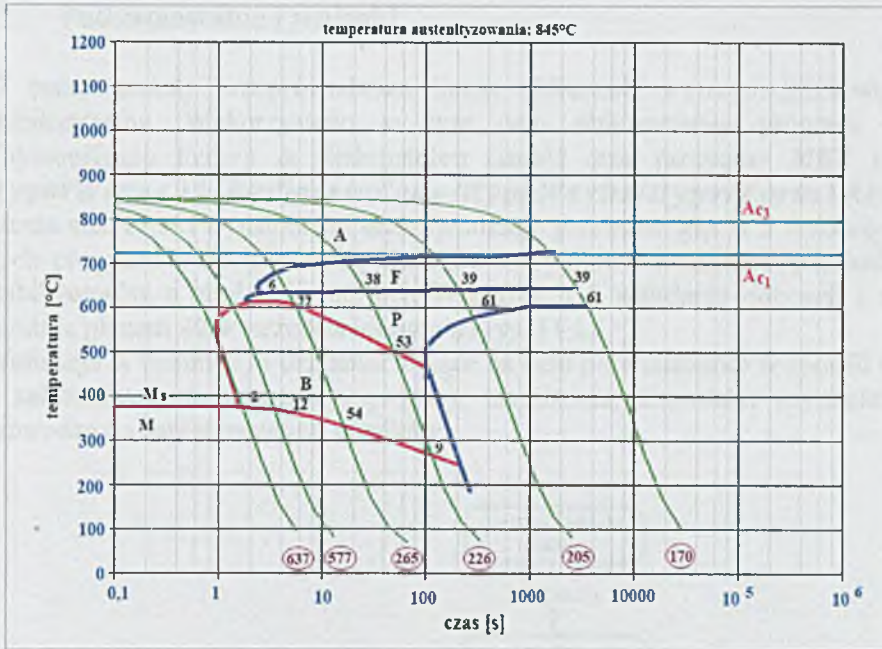
### 10.3 Analiza materiałowa stabilizatora rurowego giętego na gorąco ze stali 35Mn5 [L]

#### 10.3.1 Dane (patrz pkt. 10.2):

stabilizator rurowy	Ø29,2x5,3 mm
materiał	34Mn5, $R_m=1600 \text{ N/mm}^2$



Rys. 10.17. Struktura metalograficzna stali w promieniu gięcia (rys. 10.14)  
a) b) wewnętrzny promień gięcia (zewnątrz rury) 1%  $\text{HNO}_3$ , *ferryt* przedeutektoidalny + martenzyt



Rys. 10.18. Diagram  
CTP stali 36Mn5  
[116]

Badania zostały przeprowadzone z wykorzystaniem mikroskopu metalograficznego typu Leitz Aristomet, sprzężonego z wyposażeniem wideo Sony Videoprinter, kamery Leicaflex fotomakroskopu Wild 400 i przyrządu do pomiaru chropowatości powierzchni Perthometer S5P.

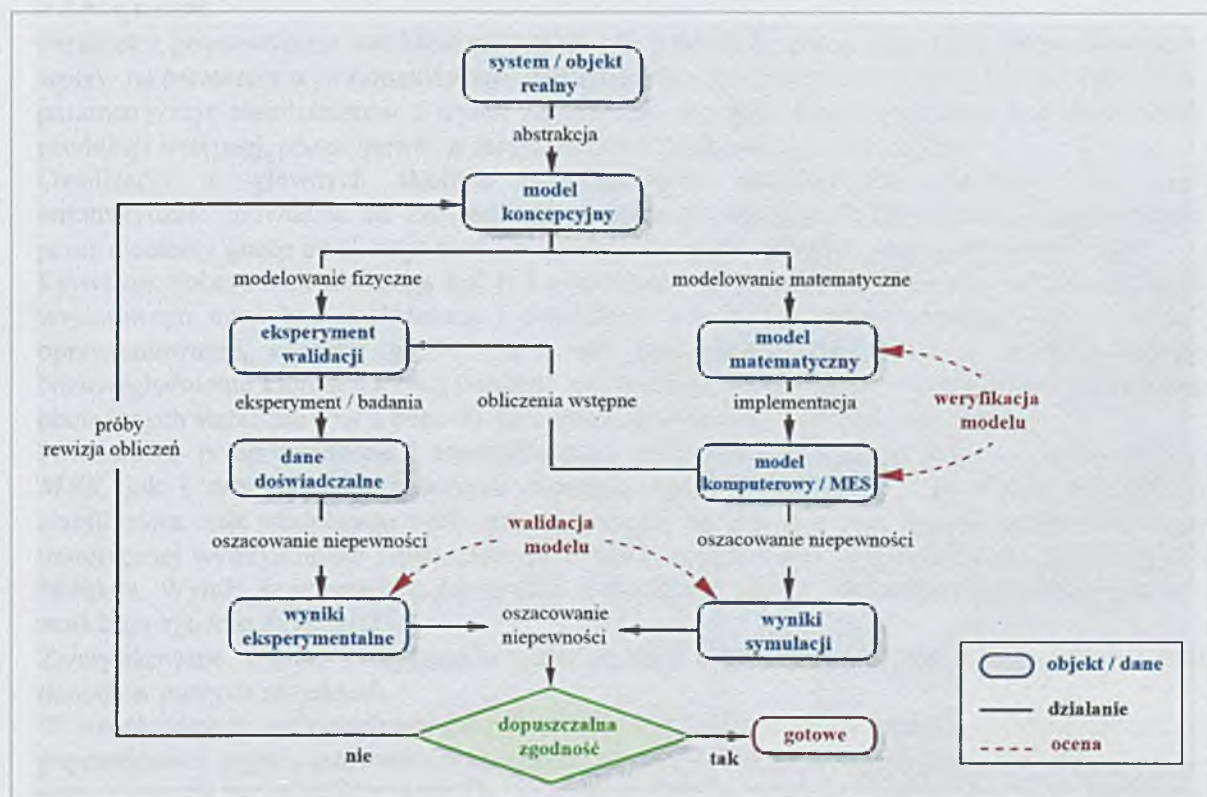


- A. Prüfbericht – Nr.: 1068(09 – LVQ – WP GmbH / 05.10.2009
- B. Prüfbericht – Nr.: 095018591 – Hoesch Hohenlimburg GmbH / 23.09.2009
- C. Prüfbericht : Projekt: Warmbiegen von Rohren V6, Versuchsdaten- und Ziele ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH
- D. Prüfbericht – Nr.: FE-VE-12/01 – ThyssenKrupp Federn u. Stabilisatoren GmbH / 20.01.2012
- E. Prüfbericht – Nr.: 12 / 20456 – Hoesch Hohenlimburg GmbH / 04.05.2012
- F. Prüfbericht – Nr.: 12 / 20505 – Hoesch Hohenlimburg GmbH / 05.06.2012
- G. Prüfbericht – Nr.: 12 / 20514 – Hoesch Hohenlimburg GmbH / 11.06.2012
- H. Prüfbericht – Nr.: FE-VE-11/K05 – ThyssenKrupp Federn u. Stabilisatoren GmbH / 28.01.2011
- I. Prüfbericht – Nr.: FE-VE-11/K10 – ThyssenKrupp Federn u. Stabilisatoren GmbH / 11.02.2011
- J. Prüfbericht – Nr.: 095018666 – Hoesch Hohenlimburg GmbH / 08.04.2009
- K. Bruchuntersuchung Daimler Stabilisator W166 VA – ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH / 13.05.2011
- L. Prüfbericht – Nr.: 09 / 19038 – Hoesch Hohenlimburg GmbH / 06.11.2009

## 11. Podsumowanie i wnioski

W pracy zostały przeprowadzone liczne obliczenia wytrzymałościowe statyczne i dynamiczne stabilizatorów. Wykorzystano w tym celu obliczeniowy program analityczny *St3d* firmy ThyssenKrupp Federn & Stabilistoren GmbH oraz programy *MES* takie jak: *Ansys Rel.13*, *HyperWorks 11/Radioss/nCode GlyphWorks/HyperForm i Abaqus 10*. Wszystkie obliczenia statyczne i dynamiczne oraz symulacje procesów gięcia z wykorzystaniem wyżej wymienionych programów zostały zweryfikowane z wynikami pomiarowymi, badaniami metalograficznymi stabilizatorów z produkcji seryjnej. Weryfikację i walidację obliczeń i symulacji przeprowadzono zgodnie planem *V&V* przedstawionym na rys. 11.1.

Walidacja w technice to działania mające na celu potwierdzenie w sposób udokumentowany i zgodny z założeniami, że procedury, procesy, urządzenia, materiały, czynności i systemy rzeczywiście prowadzą do zaplanowanych wyników.



Rys. 11.1. Plan walidacji i weryfikacji (V&V Plan Thacker et al., Los Alamos 2004)

Prawidłowa przeprowadzona weryfikacja musi spełniać następujące wymogi i kryteria (zgodnie z planem *V&V* – Concepts of Model Verification and Validation, Thacker B. H., Doebling S. W. ..., October 2004, Los Alamos National Laboratory):

a) weryfikacja kodu:

- porównanie z istniejącym analitycznym rozwiązaniem,
- zastosowanie benchmarkingu: benchmarking (badania porównawcze lub analiza porównawcza) – praktyka stosowana w zarządzaniu, polegająca na porównywaniu procesów i praktyk stosowanych przez własne przedsiębiorstwo, ze stosowanymi w przedsiębiorstwach uważanych za najlepsze w analizowanej dziedzinie; wynik takiej analizy jest podstawą do doskonalenia procesu konstrukcyjno – technologicznego; jest to praktyczną realizacją przysłowia: "trzeba się uczyć na błędach, ale lepiej uczyć się na cudzych błędach, niż na swoich",
- zadania programistów: zapewnienie jakości i niezawodności oprogramowania,
- zadania użytkowników: sprawdzenie działania własnych algorytmów w użytkowanym systemie.

b) weryfikacja obliczeń – sprawdzenie różnorodnych niuansów sieciowych:

- kroków czasowych (głównie w metodzie niuansowej),

- typów elementów (częściowo lub całkowicie zintegrowanych, płaski stan odkształceń lub płaski stan naprężeń),
- **rodzajów analizy (wyboczenie, analiza stanu naprężeń),**
- **zadanie użytkownika: oszacowanie błędu obliczeniowego.**

Wyniki badań eksperymentalnych oraz obliczeń i symulacji przeprowadzonych w pracy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków i uwag końcowych:

1. Statyczne, analityczne obliczenia wytrzymałościowe są bazą wyjściową do dalszych obliczeń statycznych i dynamicznych z wykorzystaniem **MES**.
2. Zastosowanie w obliczeniach wyżej wymienionych programów **MES**, przy zastosowaniu odpowiednio dobranych i zweryfikowanych warunków brzegowych, odpowiedniego generowania siatki prowadzi do wyników porównywalnych z wynikami obliczeń analitycznych. Do bardzo dobrych wyników obliczeniowych prowadzi wykorzystanie połączenia programów **HyperMesh** z **Abaqusem**.
3. Parametry geometryczne stabilizatorów takie jak promień gięcia i średnica mają zasadniczy wpływ na parametry wytrzymałościowe stabilizatorów. Symulacje i obliczenia **MES** umożliwiają parametryzację stabilizatorów i wybór najlepszego wariantu konstrukcyjnego bez rozpoczęcia produkcji wstępnej, prototypowej w seryjnym oprzyrządowaniu produkcyjnym.
4. Owalizacja w głównych strefach promieniowych stabilizatorów rurowych nie musi automatycznie prowadzić do zwiększenia, spiętrzenia naprężeń. Ukierunkowana, ograniczona przez elementy gnące owalizacja może prowadzić nawet do obniżenia naprężeń zastępczych.
5. Kryterium doboru stali nie mogą być tylko parametry wytrzymałościowe stali. Wybór materiału wyjściowego musi być uzależniony i powiązany z doбором metod produkcyjnych – wybór oprzyrządowania, sposobu gięcia (na zimno lub gorąco) jak i dalszej obróbki cieplnej. Nieuwzględnienie któregoś z tych punktów prowadzi do gwałtownego, przedwczesnego pękania obciążonych stabilizatorów a więc do obniżenia ich wytrzymałości zmęczeniowej.
6. Prawidłowo przeprowadzone i zweryfikowane obliczenia analityczne lub z wykorzystaniem **MES**, jak i symulacje komputerowe ułatwiają wybór prawidłowej, optymalnej konstrukcji stabilizatora oraz właściwego cyklu produkcyjnego. Są również bazą wyjściową do określenia teoretycznej wytrzymałości zmęczeniowej. Wynikiem tego może być wygenerowanie krzywych Wöhlera. Wyniki te muszą być porównane z wynikami testów zmęczeniowych. Weryfikacja i walidacja zgodnie z rys. 11.1.
7. Zweryfikowane wyniki i zoptymalizowane modele obliczeniowe mogą posłużyć jako baza danych w nowych projektach.
8. W współczesnych systemach produkcyjnych stabilizatorów w celu obniżenia kosztów produkcji, poprawienia i zagwarantowania wymaganej jakości i trwałości niezbędne jest zastosowanie nowoczesnych metod obliczeniowych i symulacji komputerowych. Z kompleksowych obliczeń i symulacji odpowiednio zweryfikowanych i zoptymalizowanych wynikają praktyczne wskazówki i wytyczne mające ułatwić wybór optymalnego, właściwego procesu produkcyjno – technologicznego.
9. Przeprowadzone w ramach rozprawy doktorskiej obliczenia, symulacje, testy zmęczeniowe i materiałowe potwierdziły konieczność zmiany dotychczasowego procesu konstrukcyjno – technologicznego (rys. 4.1, 4.2 podrozdział 4).

W pracy znalazła pełne potwierdzenie postawiona teza (podrozdział 3) jak też zostały zrealizowane cele postawione w podrozdziale 4.

## Literatura

1. Abaqus Version 6.7.: *Volume I: Static and Dynamic Analyses*. Dassault Systems 2007
2. Abaqus Version 6.7.: *Volume V: Prescribed Conditions, Constraints & Interaction*. Dassault Systems 2007
3. Abaqus: *Heat Transfer and Thermal–Stress Analysis. Schulungsunterlagen*. Simulia 2011
4. Bargel H. –J., Schulz G.: *Werkstoffkunde*. 10. Auflage, Springer Verlag, Berlin 2008
5. Bähr Thermoanalyse GmbH: *Dilatometer – Prospekt (Serie 800)* <http://www.baehr-thermo.com/Download/de/Dilatometer.pdf>
6. Bäuerle – Mahler M.: *Lastdatenaufnahme und Ermüdungsfestigkeits- und Lebensdauerberechnung*. 1. Auflage, Books on Demand GmbH, Norderstedt 2008
7. Bertram A.: *Vorlesungsmanuskript für Festigkeitslehre I + II*. Universitätsverlag Magdeburg, Magdeburg 2009
8. Bielski J.: *Wprowadzenie do inżynierskich zastosowań MES*. Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, Wydanie 1, Kraków 2010
9. Biestek T., Weber J.: *Powłoki konwersyjne*. Wydanie 1, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1968.
10. Bodnar A.: *Wytrzymałość materiałów*. Katedra Wytrzymałości Materiałów Instytutu Mechaniki Budowli Politechniki Krakowskiej, Wydanie 2, Kraków 2005
11. Brendecke T., Götz O., Schneider F., Brust B.: *Präsentation Wissenmanagement Stabilistoren* ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH, Dezember 2006
12. Brendecke T., Götz O., Dziemballa H.: *Leichtbau im Fahrwerk durch innovative Werkstoffe und Prozesse*. ThyssenKrupp Technoforum 2009, Essen 2009
13. Brückner – Foit A.: *Werkstofftechnik I. Skript*. Institut für Werkstofftechnik, Qualität und Zuverlässigkeit, Universität Kassel, Kassel 2010
14. Caliskan K.: *Automated design analysis of anti – roll bars*. Praca doktorska, Department of Mechanical Engineering, The Middle East Technical University, September 2003
15. Decker K. –H.: *Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung*. 17. Auflage, Carl Hanser Verlag, München 2009
16. Deger Y.: *Die Methode der Finiten Elemente. Kontakt und Studium, Band 551.5*. Auflage, Expert Verlag, Renningen 2010
17. Dengel D.: *Die  $\arcsin\sqrt{P}$  – Transformation – ein einfaches Verfahren zur grafischen und rechnerischen Auswertung geplanter Wöhler – Versuche*. Zeitschrift für Werkstofftechnik, 6 (1975) 253
18. Deutsche Edelstahlwerke GmbH, Auestraße 4, 58452 Witten: *Technische Datenblätter* <http://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoff-datenblaetter/Baustahl/>, 28.12.2010

19. Dietrich M., Kocańda S., Stupnicki J., Szopa T.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 1, część 2.* Wydanie 1, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1986
20. DIN 8200: *Strahlverfahrenstechnik; Begriffe, Einordnung der Strahlverfahren* Ausgabedatum: 10.1982
21. DIN 8586: *Fertigungsverfahren Biegeumformen – Einordnung, Unterteilung, Begriffe.* Normenausschuss Technische Grundlagen (NATG), September 2003
22. DIN EN 10089 *Warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn – Technische Lieferbedingungen.* Deutsche Fassung EN 10089:2002, Ausgabedatum: 2003-2004
23. DIN EN 10087 *Automatenstähle – Technische Lieferbedingungen für Halbzeug, warmgewalzte Stäbe und Walzdraht.* Deutsche Fassung EN 10087:1998, Ausgabedatum: 1999 – 2001
24. DIN EN ISO 6506–1 *Metallische Werkstoffe – Härteprüfung nach Brinell – Teil 1: Prüfverfahren (ISO 6506 – 1:2005).* Deutsche Fassung EN ISO 6506 – 1:2005, Ausgabedatum: 03.2006
25. DIN EN ISO 6507–1 *Metallische Werkstoffe – Härteprüfung nach Vickers – Teil 1: Prüfverfahren (ISO 6507 – 1:2005).* Deutsche Fassung EN ISO 6507 – 1:2005, Ausgabedatum: 03.2006
26. DIN EN ISO 6508–1 *Metallische Werkstoffe – Härteprüfung nach Rockwell – Teil 1: Prüfverfahren (Skalen A, B, C, D, E, F, G, H, K, N, T) (ISO 6508 – 1:2005).* Deutsche Fassung EN ISO 6508 – 1:2005, Ausgabedatum: 03.2006
27. DIN EN ISO 18265 *Metallische Werkstoffe - Umwertung von Härtewerten (ISO 18265:2003).* Deutsche Fassung EN ISO 18265:2003, Ausgabedatum: 02.2004
28. DIN EN ISO 6892–1 *Metallische Werkstoffe – Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur (ISO 6892 – 1:2009).* Deutsche Fassung EN ISO 6892 – 1, Ausgabedatum: 12.2009
29. Dobrzański L. A.: *Podstawy nauki o materiałach i metaloznawstwo.* Wydanie 1, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2002
30. Dobrzański L. A.: *Podstawy kształtowania struktury i własności materiałów metalowych.* Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Wydanie 1, Gliwice 2007
31. Doege E., Behrens B. –A.: *Handbuch Umformtechnik. Grundlagen, Technologien, Maschinen.* 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2010
32. Dziemballa H., Manke L.: *Gewichtsreduzierung durch hochbeanspruchte Rohrstabilisatoren.* ThyssenKrupp Technoforum 2004, Essen 2004
33. Eckstein H. –J.: *Wärmebehandlung von Stahl – Metallkundliche Grundlagen.* VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1969
34. Engel B.: *Biegen von Rohren. 4. Internationale Konferenz Hydroumformung. Biegemomentenabschätzung des Dornbiegeverfahrens.* Institut für Fertigungstechnik, Lehrstuhl für Umformtechnik, Universität Siegen, 25. Oktober 2005
35. Engel B.: *Rückfederung – Phänomen und plastomechanische Beschreibung.* DGM Fortbildungsseminar Tiefziehen, Institut für Fertigungstechnik, Lehrstuhl für Umformtechnik, Universität Siegen, 12. – 13. April 2005

36. Estorff H.–E.: *Technische Daten Fahrzeugfedern Teil:3 Stabilisatoren*. Stahlwerke Brüninghaus GmbH, Werk Werdohl, Hang Druck KG, Köln 1969
37. Fischer F., Vondracek H.: *Warm geformte Federn – Konstruktion und Fertigung*. Hoesch Werke, Hoesch Hohenlimburg AG, W. Stumpf KG, Bochum 1987
38. Franz W. D.: *Maschinelles Rohrbiegen: Verfahren und Maschinen*. 9 Auflage, VDI – Verlag, Düsseldorf 1988
39. Fröhlich P.: *FEM – Anwendungspraxis. Einstieg in die Finite Elemente Analyse*. 1. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden 2005
40. Galwano s.c. Grzegorz & Jerzy Skibiński: *Powłoki konwersyjne fosforanowe*. <http://www.galwano.pl/fosforano.html>, 24.09.2011
41. Gebhardt Ch.: *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench. Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. 1. Auflage, Carl Hanser Verlag, München 2011
42. Grosman F.: *Technologia metali*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Wydanie 1, Gliwice 2010
43. Gross D., Hauger W., Schröder J., Wall W. A.: *Technische Mechanik. Band 2 Elastostatik*. 10. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2009
44. Gröbel K. –H.: *Vorlesungsmanuskript für Festigkeitslehre (Elastostatik)*. Universitätsverlag Magdeburg, Magdeburg 2009
45. Grüning K.: *Umformtechnik*. 4. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig 1986
46. Haibach E.: *Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2006
47. Hannach T.: *Ermittlung von Lebensdauergleichungen vom Coffin– Manson– und Morrowtyp für bleihaltige und bleifreie Weichlote durch Kombination von FE und Experiment*. Fakultät V, Verkehrs– und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin, Dissertation, Berlin 2010
48. Hänel, B., Haibach, E., Seeger, T., Wirthgen, G., Zenner, H.: *Die FKM – Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“* 3. Auflage, VDMA Verlag GmbH, Frankfurt/ Main 1998
49. Hardtmann A.: *Vorlesung Fertigungstechnik I – Umformtechnik*. Technische Universität, Dresden, Institut für Produktionstechnik Professur für Umform– und Urformtechnik, Dresden Dezember 2003
50. Heil A.: *Härterei Ratgeber II*. 3. Auflage, Snijstaal B.V., De Kwakel 2008
51. Heine B.: *Werkstoffprüfung – Ermittlung von Werkstoffeigenschaften*. 2. Auflage, Carl Hanser Verlag, München 2011
52. Heinze P.: *Technische Mechanik II – Festigkeitslehre*. Hochschule Wismar FB MVU 2010, <http://www.mb.hs-wismar.de/~heinze/subdir/TM-2.pdf>, 24.10.2010
53. Heißing B., Ersoy M.: *Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 2. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden 2008



54. *HEXAGON WST1 Werkstoffdatenbank für Stähle und NE – metalle*. Software, HEXAGON Industriesoftware GmbH, Berlin 2011
55. Hoffmeister J.: *Beschreibung des Eigenspannungsabbaus in kugelgestrahltem Inconel 718 bei thermischer, quasistatischer und zyklischer Beanspruchung*. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau des Karlsruher Instituts für Technologie, Karlsruhe 24.11.2009
56. Hornbogen E., Skrotzki B.: *Mikro- und Nanoskopie der Werkstoffe*. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2009
57. Hornbogen E., Warlimont H.: *Metalle – Struktur und Eigenschaften der Metalle und Legierungen*. 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2006
58. <http://blog.mercedes-benz-passion.com/2009/03/die-neue-e-klasse-im-detail-fahrwerk>  
02.06.2011
59. Hucińska J.: *Metaloznawstwo – Materiały do ćwiczeń laboratoryjnych*. Wydanie 1, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1995
60. Ignatowicz E.: *Werkstofftechnik für Metallbauberufe*. 4. Auflage, Verlag Europa – Lehrmittel, Haan – Gruiten 2003
61. Issler L., Ruoß H., Häfele P.: *Festigkeitslehre – Grundlagen*. 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2006
62. Jakubowicz A., Orłoś Z.: *Wytrzymałość materiałów*. Wydanie 6, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1984
63. Jaśkiewicz Z.: *Poradnik inżyniera samochodowego. Elementy i materiały*. Wydanie 1 Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1990
64. Khodayari G.: *Untersuchungen zum elastisch – plastischen Biegen von Stahlprofilen*. Dissertation, Universität Siegen, Siegen 1993.
65. Klein B.: *FEM – Grundlagen und Anwendungen der Finite – Element – Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. 7. Auflage, Vieweg Studium Technik, Wiesbaden 2007
66. Klocke F., König W.: *Fertigungsverfahren 4 – Umformen*. 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2006
67. Kocańda S.: *Zmęczeniowe pękanie metali*. Wydanie 1, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1985
68. Kocańda S., Szala J.: *Podstawy obliczeń zmęczeniowych*. Wydanie 3, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1997
69. Kocańda S., Koch E., Kulesza Cz. i inni: *Poradnik inżyniera. Mechanika. Zagadnienia ogólnotechniczne. Tom 1*. Wydanie 1, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1968
70. Koczurkiewicz B.: *Laboratorium Przemian Fazowych i Obróbki Termomechanicznej. Dylatometr DIL 805A/D*,  
[http://rsptt.pl/uploaded/WYDARZENIA/CZESTOCHOWA/SEMINARIUM\\_PAZDZIERNIK/2009\\_10\\_23\\_Koczurkiewicz\\_ARRCZ.pdf](http://rsptt.pl/uploaded/WYDARZENIA/CZESTOCHOWA/SEMINARIUM_PAZDZIERNIK/2009_10_23_Koczurkiewicz_ARRCZ.pdf)
71. Konowalski K.: *Ćwiczenia laboratoryjne z Wytrzymałości Materiałów. Pomiar twardości metali*. Politechnika Szczecińska, Szczecin 2005

72. Kopp R., Hornauer K. –P.: *Kugelstrahl – Umformen, ein flexibles umformverfahren*. Institut für bildsame Formgebung, RWTH Aachen
73. Korzernski J. W.: *Gięcie rur cienkościennych*. Wydanie 1, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1971
74. Krist T.: *Handbuch für Techniker und Ingenieure*. 12. Auflage, Hoppenstedt Technik Tabellen Verlag, Darmstadt 1991
75. Kuczera M.: *Analiza hamburskiego kształtowania kolan rurowych*. Rozprawa doktorska, Akademia Górniczo – Hutnicza im. S. Staszica, Kraków 2009
76. Lenz W.: *Festigkeitshypothesen*. Universität Magdeburg, Magdeburg 2005
77. Liedtke D.: *Merkblatt 450 Wärmebehandlung von Stahl – Härten, Anlassen, Vergüten, Bainitisieren*. Stahl – Informations – Zentrum, Düsseldorf 2005, [http://www.stahl-info.de/schriftenverzeichnis/pdfs/MB450\\_2005.pdf](http://www.stahl-info.de/schriftenverzeichnis/pdfs/MB450_2005.pdf), 01.01.2011
78. Liedtke D.: *Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen I – Grundlagen und Aufwendungen*. 8. Auflage, Expert Verlag, Renningen 2010
79. Litwin P., Stachowicz F.: *Moment gnący i sprężynowanie w procesie gięcia rur. Badania eksperymentalne i symulacja numeryczna*. Rudy i Metale Nieżelazne R47. 2002, nr 10 – 11, s. 529 – 532
80. Macedo S.: *Mubea – Stabilisatoren für Kraftfahrzeuge*. Seminar Fahrzeugfedern Ostfildern 2011, Veranstaltung Nr.: 32646.00.005 22. und 23. März 2011
81. Macherauch E., Zoch H. –W.: *Praktikum in Werkstoffkunde. 91 ausführliche Versuche aus wichtigen Gebieten der Werkstofftechnik*. 11. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden 2011
82. Meissner M., Fischer F., Wanke K., Plitzko M.: *Die Geschichte der Metallfedern und Federtechnik in Deutschland*. 1. Auflage, Universitätsverlag Ilmenau, Ilmenau 2009
83. Meissner M., Schorcht H. –J.: *Metallfedern – Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz*. 2. Auflage, Springer Verlag, Ilmenau 2007
84. Meyer H.: *Konstruktion und Werkstoffe – Festigkeitsnachweis*. Technische Universität Berlin AG Konstruktion, [http://www.km.tu-berlin.de/uploads/media/KoWe-02\\_Festigkeitsnachweis.pdf](http://www.km.tu-berlin.de/uploads/media/KoWe-02_Festigkeitsnachweis.pdf), 24.10.2010
85. Mitschke M.: *Teoria samochodu – Dynamika samochodu tom 2/ Drgania*. Wydanie 2 Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1989
86. Mrzygłód M.: *Parametryczna optymalizacja konstrukcji pracujących przy obciążeniach wysokocyklowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki, Wydział Mechaniczny, Kraków 2005
87. Muhr R.: *Spannungsermittlung und Schwingfestigkeit von Stabilisatoren mit rohrförmigem Querschnitt*. Technische Universität Clausthal, Dissertation, Clausthal 1985
88. Muhs D., Wittel H., Jannasch D., Voßiek J.: *Roloff / Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung*. 18. Auflage, Viewegs Fachbücher der Technik, Wiesbaden 2007
89. Müller G., Groth C.: *FEM für Praktiker – Band 1: Grundlagen*. 8. Auflage, Expert Verlag GmbH, Renningen 2007

90. Müller G., Groth C.: *FEM für Praktiker – Band 3: Temperaturfelder*. 5. Auflage, Expert Verlag GmbH, Renningen 2009
91. Müller L., Wilk A.: *Teoria podobieństwa w badaniach modeli fizycznych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997
92. Neimitz A., Dziopa I., Graba M., Okrajni J.: *Ocena wytrzymałości, trwałości i bezpieczeństwa pracy elementów konstrukcyjnych zawierających defekty*. Wydanie 1, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2008
93. Neimitz A.: *Podstawy mechaniki pękania*. Wydanie 1, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1999
94. Neuber H.: *Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen*. Konstruktion, 20, S. 245 – 251, 1968
95. Neuber H.: *Kerbsapnungslehre*. 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2001
96. Neugebauer R., Laux G.: *FEM– Modellierung und Simulation des Biegens von Rundrohren*. Symposium „Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung“, 5. – 7. November 2003, Bremen
97. Niezgodzinski M. E., Niezgodzinski T.: *Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe*. Wydanie 8, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1996
98. Nikiel G.: *Opracowanie statystyczne wyników badań doświadczalnych z wykorzystaniem programu ReGreg*. Akademia Techniczno – Humanistyczna w Bielsku – Białej, [www.ath.bielsko.pl/~gnikiel/publik/regreg.pdf](http://www.ath.bielsko.pl/~gnikiel/publik/regreg.pdf)
99. Orzełowski S.: *Budowa podwozi i nadwozi samochodowych*. Wydanie 18, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 2010
100. Osiński Z., Bajon W., Szucki T.: *Podstawy konstrukcji maszyn*. Wydanie 1, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1975
101. OSK Kiefer GmbH Oberflächen– und Strahltechnik: *Kugelstrahlen, Grundlagen und Anwendungen. Verfestigungsstrahlen, Schleifen und Eigenspannungen. Verfestigungsstrahlen, Schleifen und Eigenspannungen. Verfestigungsstrahlen und Entkohlung Strahlmittel*. <http://www.osk-kiefer.de/download/buchteile/files/de/v3/>, 30.09.2011
102. Ostwald M.: *Podstawy mechaniki – Mechanika techniczna dla studentów kierunków niemechanicznych. Materiały z wykładów*. Wydanie 4, Politechnika Poznańska, Poznań 2010
103. Pacyna J.: *Metaloznawstwo – Wybrane zagadnienia*. AGH Uczelniane Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Kraków 2005
104. Polański Z.: *Metodyka badań doświadczalnych*. Wydanie 3, Politechnika Krakowska, Kraków 1984
105. Polański Z., Górecka R.: *Metrologia warstwy wierzchniej*. Wydanie 1, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 1983
106. Prochowski L.: *Mechanika ruchu*. Wydanie 2, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008
107. *Przemysłowe środki smarne*. <http://www.elf.com.pl/wiedza/rozdzial12.pdf>, 05.01.2011

108. Przybyłowicz K.: *Metody badania metali i stopów*. Wydawnictwa AGH Kraków, 1997
109. Pusch G., Hübner P., Pyttel B.: *FKM – Richtlinie – Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. Konstruieren – Giessen, 30 pp. 18 – 26. 2005
110. Radaj D., Vormwald M.: *Ermüdungsfestigkeit. Grundlagen für Ingenieure*. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2007
111. Reimpell J., Betzler J. W.: *Fahrwerktechnik – Grundlagen*. 5. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg 2005
112. Reński A.: *Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*. Wydanie 3, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004
113. Ruge J., Wohlfahrt H.: *Technologie der Werkstoffe. Herstellung, Verarbeitung, Einsatz*. 8. Auflage, Friedriech Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden 2007
114. Rusiński E.: *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*. Wydanie 1, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1994
115. Rutkowska A.: *Badanie odkształceń stali po obróbce cieplne. Ćwiczenia Laboratoryjne*  
[http://riad.usk.pk.edu.pl/~inzynieriamaterialowa/pzt/dydaktyka/Skrypty/C\\_3.html](http://riad.usk.pk.edu.pl/~inzynieriamaterialowa/pzt/dydaktyka/Skrypty/C_3.html), 06.01.2011
116. Saarstahl AG, Bismarckstraße 57–59, 66333 Völklingen: *Technische Datenblätter*  
[http://www.saarstahl.com/fileadmin/saarstahl\\_extranet/images/04\\_produkte/walzstahlsorten/deutsch/0870\\_17MnV7.pdf](http://www.saarstahl.com/fileadmin/saarstahl_extranet/images/04_produkte/walzstahlsorten/deutsch/0870_17MnV7.pdf), 28.12.2010
117. Salbert G.: *Metallographie – Grundlagen und Anwendung*, 1. Auflage, Gebrüder Borntraeger, Stuttgart 2010
118. Salzgitter Flachstahl GmbH, Eisenhüttenstraße 99, 38239 Salzgitter: *Technische Datenblätter*  
[http://www.salzgitterflachstahl.de/de/Produkte/warmgewalzte\\_produkte/stahlsorten/Borlegierte\\_Verguetungsstaehle/](http://www.salzgitterflachstahl.de/de/Produkte/warmgewalzte_produkte/stahlsorten/Borlegierte_Verguetungsstaehle/), 28.12.2010
119. Sander M.: *Sicherheit und Betriebsfestigkeit von Maschinen und Anlagen. Konzepte und Methoden zur Lebensdauervorhersage*. 1. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2008
120. Schaper M. K.: *Qualitätssicherung. Skript zur Vorlesung*. Fakultät für Maschinenwesen, Institut für Werkstoffwissenschaft. Technische Universität Dresden, Dresden 2004
121. Schaper M. K.: *Vorlesung Werkstoffermüdung / Ermüdungsfestigkeit. Kleine Formelsammlung*  
Fakultät für Maschinenwesen, Institut für Werkstoffwissenschaft. Technische Universität Dresden, Dresden 2004
122. Schmidt T.: *Festigkeitsnachweis von Eisengußteilen nach der FKM – Richtlinie*.
123. Schneidau V.: *Merkblatt 212 Strahlen von Stahl*. Stahl – Informations – Zentrum, Düsseldorf 2010,  
[http://www.stahl-info.de/schriftenverzeichnis/pdfs/MB212\\_Strahlen\\_von\\_Stahl.pdf](http://www.stahl-info.de/schriftenverzeichnis/pdfs/MB212_Strahlen_von_Stahl.pdf), 25.09.2011
124. Schnell W., Gross D., Hauger W.: *Technische Mechanik, Band 2: Elastostatik*. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 1990
125. Schramm D., Hiller M., Bardini R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. 1. Auflage, Springer Verlag, Berlin – Heidelberg 2010

126. Schreiber L.: *Skript zur Vorlesung - Technische Mechanik*. Institut für Mechanik – Universität Kassel, <http://www.ifm.maschinenbau.uni-kassel.de/~lsch/TM123/tm123.pdf>, Kassel 2007, 03.03.2011
127. *Schulungsunterlagen HyperWorks11, Radioss, Manufacturing Solutions 11.0 HyperForm Tutorial*. Fa. Altair Deutschland GmbH, Hannover 2012
128. Shimoseki M., Hamano T., Imaizumi T.: *FEM for springs*. 1. Auflage, Springer Verlag. Berlin – Heidelberg 2003
129. Stachowicz F.: *Bendig with upsetting of copper tube elbows*. Journal of Materials Processing Technology, 2000, nr 100, s. 236 – 240
130. Szabó I.: *Höhere technische Mechanik*. 6. Auflage, Springer Verlag. Berlin – Heidelberg 2001
131. Sobczyk K., Spencer Jr. B. F.: *Stochastyczne modele zmęczenia materiału*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne. Warszawa, 1996
132. *Sprężyny skrętne – źródła wiedzy*. Politechnika Śląska w Gliwicach, Instytut Automatyki, Zakład Inżynierii Systemów. <http://pcws.ia.polsl.pl/torsion/zrodla.php>. 19.10.2010
133. Steinbuch R.: *Finite Elemente - Ein Einstieg*. 1. Auflage, Springer Verlag. Berlin – Heidelberg 1998
134. Stiebeiner M.: *Korrekturfaktoren*. PowerPoint Präsentation. ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH, Hagen 2009
135. Stoicescu A. P.: *On the optimal design of helical springs of an automobile suspension*. [http://www.scientificbulletin.upb.ro/rev\\_docs/arhiva/full1052.pdf](http://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs/arhiva/full1052.pdf), 03.03.2011, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 71, Iss. 1, 2009 ISSN 1454 – 2358
136. Szummer A., Ciszewski A., Radomski T.: *Badania własności i mikrostruktury materiałów*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000
137. *Technische Daten Fahrzeugfedern*. Stahlwerke Brüninghaus GmbH, Werk Werdohl, E. Anding KG, Herborn 1965
138. Tensor Consulting, Andrzej Jelonek: *Malowanie elektrostatyczne farbami proszkowymi*. <http://tensor.com.pl/images/pdf/koronatribo.pdf>, 01.10.2011
139. Teter A.: *Laboratorium wytrzymałości materiałów – statyczna próba rozciągania*. Politechnika Lubelska – Katedra Mechaniki Stosowanej. <http://kms.pollub.pl/Instrukcje/WM-cw01.pdf>. 04.09.2011
140. Topac M., Kuralay N.S.: *Computer aided design of an anti – roll bar for a passenger bus*. <http://www.turkcadcam.net/rapor/otobus-stab-cae/index.html>. 23.10.2010
141. Thümmler P.: *Beschreibung der Vorgänge beim Ultraschallkugelstrahlen unter Berücksichtigung der Strahlintensität und der Kugelbewegungen bei Parameteränderungen*. Dissertation, Fakultät für Umweltwissenschaften und Verfahrenstechnik der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus, 17.12.2008
142. Tschätsch H., Dietrich J.: *Praxis der Umformtechnik*. 9. Auflage, Vieweg – Teubner, Wiesbaden 2008

143. Ulbricht J., Vondracek H., Kindermann S.: *Warm geformte Federn – Leitfaden für Konstruktion und Fertigung*. Hoesch Werke, Hohenlimburg Schwerte AG, W. Stumpf KG, Bochum 1973
144. Walczak J.: *Wytrzymałość materiałów oraz podstawy teorii sprężystości i plastyczności*. PWN, Warszawa – Kraków, 1977
145. Watanabe K., Yamamoto H., Ito Y. Isobe H.: *Simplified Stress Calculation Method for Helical Spring*. <http://wwwsoc.nii.ac.jp/jssr/english/Proceeding/paper4.pdf>. 03.03.2011
146. Weißbach W.: *Werkstoffkunde. Strukturen, Eigenschaften, Prüfung*. 16. Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden 2007
147. Wittenburg J., Pestel E.: *Festigkeitslehre. Ein Lehr- und Arbeitsbuch*. 3. Auflage, Springer Verlag. Berlin – Heidelberg 2001
148. Wöhler A.: *Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl*. Verlag von Ernst & Korn, Berlin 1870
149. Wohlfahrt H.: *Kugelstrahlen und Dauerschwingverhalten*. Institut für Werkstofftechnik, Universität – Gesamthochschule Kassel
150. Wriggers P., Nackenhorst U., Bauermann S., Spiess H., Lohnert S.: *Technische Mechanik kompakt. Starrkörperstatik, Elastostatik, Kinetik*. 2. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden 2006
151. *Wytrzymałość materiałów – skrypt*. Wydział Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej – Katedra Robotyki i Systemów Mechatroniki. <http://www.elv.pg.gda.pl/krism/dydaktyka/MCS/wytrzn.pdf>, 04.09.2011