

UDK 62-592.13:539.4.011.25:629.114.4

Analiza napetosti zavornega bobna težkih tovornih vozil in njihov vpliv na dobo trajanja bobna

Heavy Duty Vehicle Brake Drum Service Stress and Service Life Expectation

BLAŽO VUKSANOVIĆ — MARJAN JERKIČ

Zaradi mehanskih in toplotnih obremenitev, ki jim je zavorni boben izpostavljen med delovanjem, se na njem pojavljajo razpoke, zaradi tega ga je treba pogosto predčasno zamenjati. Ta pojav v praksi ni dovolj raziskan in je v literaturi v glavnem označen kot posledica t.i.m. toplotnih razpok. S tako razlago se ne moremo strinjati. Poznamo primere z dolgo dobo trajanja, kljub toplotnim razpokam. V celotnem procesu moramo razlikovati dve fazi. V prvi nastajajo začetne razpoke; v drugi gre za njihovo širjenje do kritične vrednosti. Začetne razpoke se pojavljajo zaradi toplotnih obremenitev; druga faza procesa pa ima lahko usodne razsežnosti, saj se pojavi v glavnem zaradi delovnih in zaostalih napetosti. Analiza teh napetosti pomeni koristen prispevek k razrešitvi problema in omogoča možnost za oceno pričakovane dobe trajanja zavornega bobna.

As a result of complex mechanical and thermal load that a brake drum is exposed to during use, early failures occur due to cracks. The occurrence has not been duly clarified in practice yet and it is treated in literature as a consequence of thermal cracks. Such a definition should be rechecked, since cases are known in which the brake drum has lasted throughout the expected service life in spite of thermal cracks being present. Two stages should be distinguished in the whole process separately. In the first stage, initial thermal cracks occur; in the second stage, propagation of the initial cracks takes place as a consequence of mechanical service load and residual stresses. The analysis presented in this paper is a contribution to a clarification of the problem, since it enables an estimation of the brake drum service life.

1. MATERIAL

Pri izbiri materiala, ki bi ustrezal zapletenim razmeram delovanja, se je perlitna siva litina pokazala kot sprejemljiv kompromis. Z metalografsko analizo novih in rabljenih zavornih bobnov smo ugotovili naslednje:

- struktura je pretežno perlitna z lamelarno izločenim grafitom,
- velikost lističev 3-4 oblike A,
- dolžina lamel l : 0,12 do 0,5 mm in
- velikost zrna d: 0,102 do 144 mm.

Na rabljenih bobnih je bila opažena martenzitna struktura, ki sega v globino 0,1 do 0,2 mm. To dokazuje, da je na torni površini temperatura dosegala vrednosti nad 720 °C.

2. ZAOSTALE NAPETOSTI

Razpoke, ki povzročajo zlom zavornih bobnov, so v glavnem usmerjene vzdolž bobna. Zaradi tega smo se pri analizi napetosti usmerili na tiste komponente, ki največ vplivajo na širjenje teh razpok.

1. MATERIAL ANALYSIS

To satisfy the complex load during use, gray cast iron was chosen as the acceptable compromise. Metallographic analyses of new and the used brake drums gave results as follows:

- structure: mostly perlitic with lamellar graphite,
- lamellae size: 3-4, A shape,
- lamellae length: 0.12 mm to .5 mm and
- grain size d: 0.102 mm to 0.144 mm.

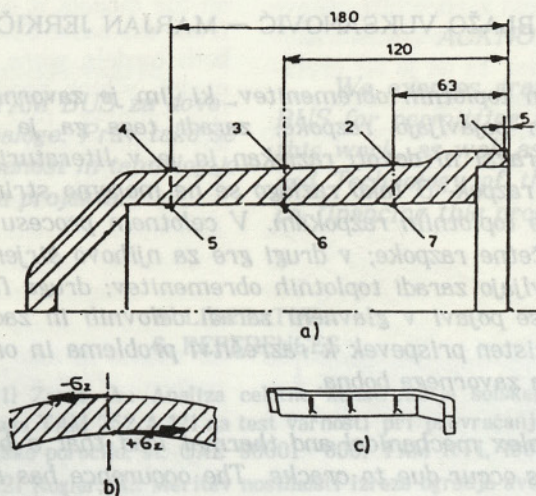
Martensite was noticed to the depth of 0.1 mm to 0.2 mm on some of the worn out drums which proves that temperature peaks over 720 °C were reached in the brake drum during service life.

2. RESIDUAL STRESSES

Brake drum inner surface cracks causing drum failure are longitudinally oriented. So the research was focused on the identification of the factors leading to brake drum inner surface cracks propagation. One of those factors, the residual stress, is caused by an inadequate cooling procedure

Zaostale napetosti nastajajo pri ohlajevanju odlitka. Merili smo zaostale napetosti na zunanji in notranji strani bobnov treh izdelovalcev. Uporabili smo metodo izrezovanja trakov širine 15 do 20 mm, na katerih so bili nalepljeni merni listki v obročni smeri (sl. 1). Izmerki so pokazali, da so na notranji strani bobna (zavorna površina) natezne napetosti ter tlačne na zunanji strani. Izmerjene napetosti (MPa) so navedene v preglednici 1.

after casting. Residual stress on the inner and outer surface of the 3 available brand marks of brake drums was checked by cutting a slice of 15 to 20 mm width from a specimen with strain gauges tangentially fixed (fig. 1). It must be stressed that tension was noticed on the inner surface of the brake drum (area coming into contact with the brake lining) and compression on the outer surface. Results are shown in table 1.



Sl. 1. Ugotavljanje zaostalih napetosti

a – razporeditev merilnih mest, b – smeri zaostalih napetosti, c – izrezani trak z merilnimi lističi

Fig. 1. Measurement of the residual stress.

a – measuring spots layout, b – residual stress direction, C – brake drum cut out part with fixed strain gages

Preglednica 1

Table 1

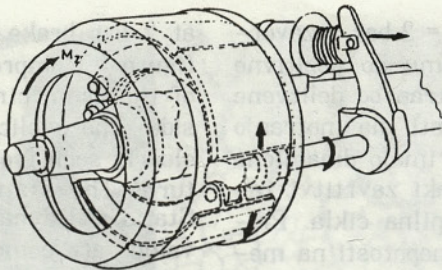
Izdelovalec Manufacturer	Merna mesta Measuring spot No.						
	1	2	3	4	5	6	7
A	-70	-31	-45	-53	+72	+53	+31
B					+22	+23	+12
C	-22	-54	-56	-56	+10	+15	+ 9

3. DELOVNE NAPETOSTI

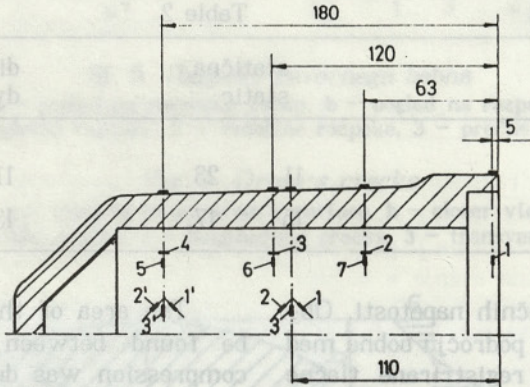
3. SERVICE LOAD

Zavorni boben je med delovanjem izpostavljen mehanskim in toplotnim obremenitvam. Mehanske obremenitve so shematsko prikazane na sliki 2. Odprte zavorne čeljusti deformirajo zavorni boben iz okrogle v neko eliptično obliko. Tako deformiran boben se pod vplivom zavornega momenta obrača in drsi prek aktiviranih zavornih čeljusti. Pri tem nastajajo upogibne napetosti v prečnem in vzdolžnem prerezu ter torzija. S tenzometrijo smo v laboratoriju ugotavljali napetosti na zunanji strani zavornega bobna v statičnih razmerah (odprte čeljusti – mirujoč boben) in pri dinamičnem stanju (obračanje zavrtega bobna s hitrostjo, ki ustreza hitrosti vožnje okoli 0,5 km/h).

The brake drum is exposed to complex mechanical and thermal load during the service life. Mechanical load is shown in fig. 2. The activated brake shoes deform the basic brake drum round shape into a kind of elliptical shape. The deformed brake drum is forced to slide over the activated brake shoes and is thus subjected to bending stress in longitudinal and transverse directions. The service load was simulated in the laboratory and stress measured with strain gauges. Strain gauges were fixed onto the outer and inner drum surfaces and measurements taken for static conditions (activated brake shoes; brake drum nonrotating) and dynamic (activated brake shoes and brake drum rotating at a speed corresponding to approx. 0.5 km/h). Strain gauges were



Sl. 2. Mehanske obremenitve zavornega bobna
Fig. 2. Brake drum's mechanical load



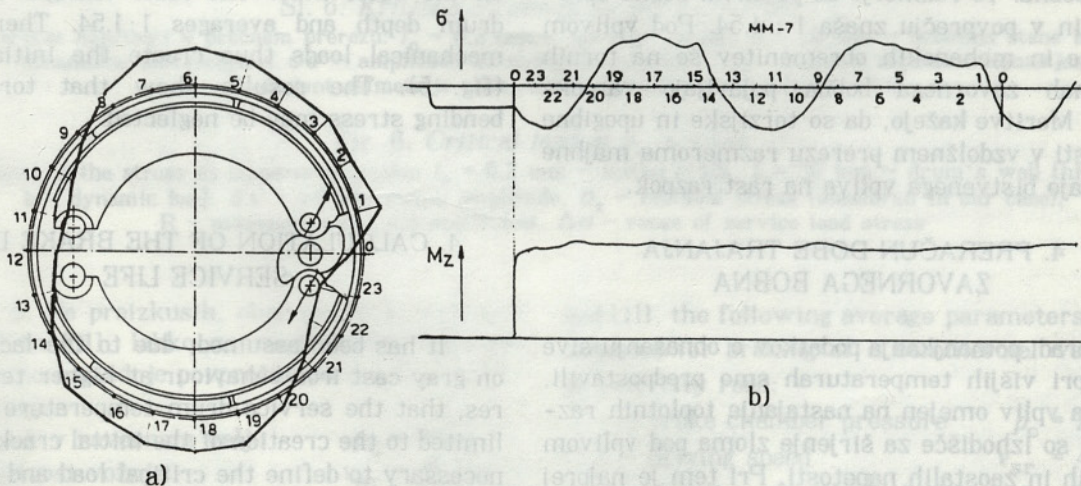
Sl. 3. Razporeditev merilnih mest za zunanji strani zavornega bobna
Fig. 3. Outer drum's surface measuring spots layout

Razvrstitev mernih mest je bila usklajena z vrsto obremenitve in je prikazana na sliki 3.

Pri statičnih meritvah smo razbirali napetosti v 24 legah bobna pri eni zavrtitvi in določenem tlaku zraka v zavornem valju. Merili smo pri tlakih 2, 4 in 6 bar. Pri dinamičnih meritvah smo obračali zavrt bobna pri tlakih 1, 2, 3 bar. Hkrati smo merili silo, s katero smo obračali zavrt bobna, kar je omogočilo, da smo lahko spremljali zavorni moment. Za ponazoritev izmerkov so na sliki 4 prikazane statične in dinamične napetosti

positioned according to the presumed stress (figure 3).

Static conditions: measurements were taken in 24 positions of a 360 brake drum turn and repeated for 2, 4 and 6 bar in the brake chamber activating the brake shoes. Dynamic conditions: the brake drum rotates over the brake shoes activated by the brake chamber at 1, 2 and 3 bar pressure. Braking force (and thus the torque) was also measured. Stress values as measured at measuring spot No. 7 for static and dynamic conditions



Sl. 4. Napetosti na merilnem mestu 7
a – statično stanje, b – dinamično stanje

Fig. 4. Measuring spot No.7 measured stress
a – static condition, b – dynamic condition

na mernem mestu 7 pri tlaku $p_c = 2$ bar v zavornem valju. Na cikličnem diagramu so pozitivne napetosti, nanesene na zunanjo stran od delitvene krožnice, ter negativne napetosti na notranjo stran. S slike 4b je razvidno, da imajo dinamične napetosti ciklični značaj. Pri vsaki zavrtitvi zavrttega bobna dobimo dva obremenilna cikla. Primerjava statičnih in dinamičnih napetosti na merilnem mestu 6 je prikazana v preglednici 2.

Preglednica 2

Table 2

Obremenitev Load	statična static		dinamična dynamic	
Lega Position	11	23	11	22
σ (MPa)	15	17	13	14

To potrjuje tudi diagram statičnih napetosti. Območje kritičnih napetosti je na področju bobna med zavornimi oblogami, kjer so registrirane tlačne napetosti na zunanji strani. Tam je plašč bobna brez opore in ga obremenitev sili na upogib navznoter. Iz usmerjenosti razpok je mogoče nedvoumno ugotoviti, da pomeni ta upogib kritično obremenitev. Zaradi tega je bilo treba ugotoviti razmerje med napetostmi na notranji in na zunanji strani v tem področju. Zato smo merilne listke nalepili na notranji strani zavornega bobna ter zavrt boben zavrteli za okoli 90 °C (pozic. 9–15). Tako smo hkrati na določenem prerezu merili napetosti na notranji in na zunanji strani bobna pri tlaku $p_c = 2$ bar. Rezultati so pokazali, da so natezne napetosti na notranji strani večje v primerjavi s tlačnimi napetostmi na zunanji strani stene bobna. To razmerje se po širini bobna spreminja in v povprečju znaša 1 : 1,54. Pod vplivom toplotne in mehanskih obremenitev se na tornih površinah zavornega bobna pojavljajo razpoke (sl. 5). Meritve kažejo, da so torzijske in upogibne napetosti v vzdolžnem prerezu razmeroma majhne in nimajo bistvenega vpliva na rast razpok.

4. PRERAČUN DOBE TRAJANJA ZAVORNEGA BOBNA

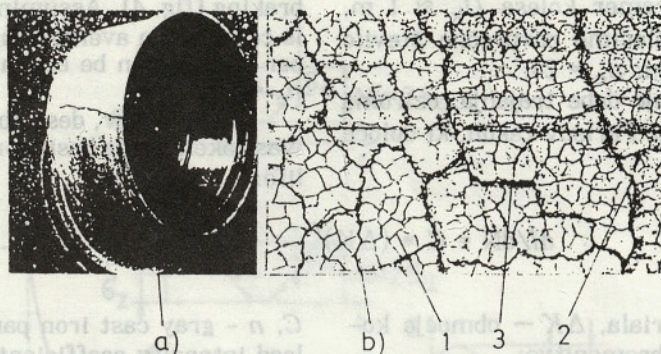
Zaradi pomanjkanja podatkov o obnašanju sive litine pri višjih temperaturah smo predpostavili, da je ta vpliv omejen na nastajanje toplotnih razpok, ki so izhodišče za širjenje zloma pod vplivom delovnih in zaostalih napetosti. Pri tem je najprej treba določiti kritično obremenitev ter najbolj pogost režim zaviranja, pri katerem bomo nadzorovali dobo trajanja zavornega bobna. Kritična obremenitev vzorca v kritičnem prerezu je prikazana

at 2 bar brake chamber pressure are shown on figure 4. Compression is marked on the outer side of the drum circular shape and tension on inner side. The cyclic character of the stress may be clearly seen from figure 4b, with two cycles per turn. The static stress diagram confirms this. Static and dynamic measuring spot No. 6 stress values are compared in table 2.

The area of the drum critical stress is to be found between the brake linings, where compression was detected on the outer surface. Between the brake linings, the drum has no support and the service load bends the drum wall towards the center. The direction of the inner drum surface fatal cracks confirms this and proves that the above mentioned load is the critical one. It was necessary to determine the inner to outer drum surface stress ratio. Strain gauges were fixed to the inner surface of the drum and the drum turned over an angle of 90 (positions 9–15) with brake shoes activated. Signals from both sides of the drum wall were taken simultaneously at $p_c = 2$ bar. The results show that the inner surface tension stress values are higher than the compression stress on the outer side. The ratio changes along the drum depth and averages 1:1.54. Thermal and mechanical loads thus create the initial cracks (fig. 5). The results show that torsion and bending stress may be neglected.

4. CALCULATION OF THE BRAKE DRUM SERVICE LIFE

It has been assumed, due to the lack of data on gray cast iron behaviour at higher temperatures, that the service drum temperature effect is limited to the creation of the initial cracks. It was necessary to define the critical load and the most frequent service braking parameters as the basis for the brake drum service life calculation. The critical load and its position is shown in fig. 6. Based on tests published in the literature [9], [10]

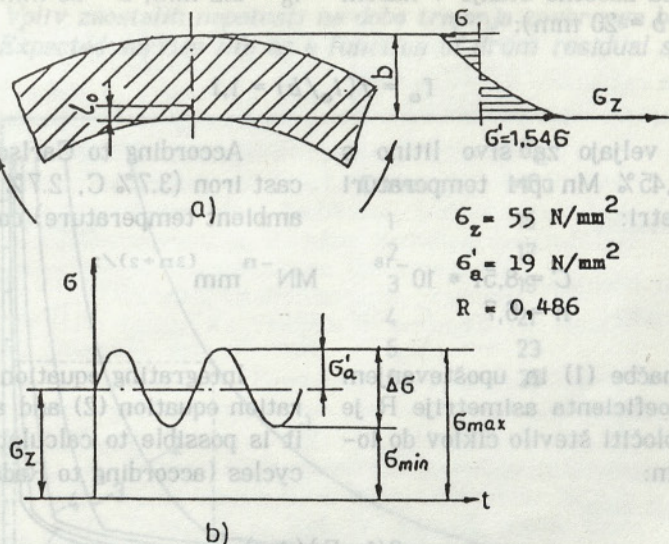


Sl. 5. Razpoke zavornega bobna

a — pogled na razpočen boben, b — pogled na razpoke,
1 — toplotne razpoke, 2 — vzdolžne razpoke, 3 — prečne razpoke

Fig. 5. Drum's cracks

a — cracked inner drum's surface, b — closer view
1 — thermal cracks, 2 — longitudinal cracks, 3 — transverse cracks

Sl. 6. Krična obremenitev pri $p_c = 2$ bar

a — prikaz napetosti v prečnem prerezu: $l_0 = 0,2$ mm — začetna razpoka, $b = 20$ mm — debelina stene bobna
b — dinamična obremenitev: σ_a — amplituda obratovalnih napetosti, σ_z — zaostale napetosti (izmerjene),
 R — koeficient asimetrije cikla, $\Delta\sigma$ — območje obremenilnega cikla

Fig. 6. Critical load at $p_c = 2$ bar

a — values of the stress in transverse section $l_0 = 0,2$ mm — initial crack, $b = 20$ mm — drum's wall thickness,
b — dynamic load: σ_a — service stress amplitude, σ_z — residual stress (measured in our case),
 R — asymmetry of cycle coefficient, $\Delta\sigma$ — range of service load stress

na sliki 6. Po preizkusih, objavljenih v literaturi [9], [10] in [11], lahko za medkrajevno cestišče povzamemo naslednje povprečne parametre procesa zaviranja:

- tlak v zavornem valju $p_c = 2$ bar,
- hitrost vožnje $v_{sr} = 45$ km/h
- čas trajanja zaviranja $t_z = 3$ s
- število zaviranj na 1 km $n_z = 0,35$

Kakor je bilo že poudarjeno, se zgodita dva obremenilna cikla pri eni zavrtitvi kolesa (sl. 4).

and [11], the following average parameters may be assumed for braking of a commercial vehicle on an intercity road:

- brake chamber pressure $p_c = 2$ bar
- driving speed $v_{sr} = 45$ kmph
- duration of a single braking $t_z = 3$ s
- number of brakings per km $n_z = 0.35$

As stated earlier, the brake drum is subjected to two load cycles per turn of the wheel during

Če upoštevamo, da je premer kolesa $D_k \approx 1$ m, lahko iz teh podatkov določimo povprečno število ciklov pri enem zaviranju: $n_c = 24$.

Izhodišče za določanje dobe trajanja, oziroma števila ciklov do zloma, je Parisov zakon, ki določa hitrost širjenja razpoke:

$$dl/dN = C * (\Delta K)^n \quad \begin{matrix} \text{mm/cikel} \\ \text{mm/cycle} \end{matrix} \quad (1),$$

C , n — parametra materiala, ΔK — območje koeficienta intenzivnosti obremenitve:

braking (fig. 4). Assuming that the wheel diameter is cca 1 m, an average number of drum load cycles per braking can be estimated from the above data: $n_c = 24$.

Paris's law, describing the growth of a crack, was taken as the basis for estimation of the service life:

C , n — gray cast iron parameters, ΔK — range of load intensity coefficient:

$$\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{\pi l} * f(1/b) \quad \text{N/mm}^{3/2} \quad (2),$$

pri tem pomenijo: l — dolžino razpoke, $f(1/b)$ — funkcijo, ki je odvisna od geometrijskega razmerja detajla in načina obremenitve; določena je po standardih ASTM in znaša za začetno stanje v našem primeru ($l_0 = 0,2$ mm; $b = 20$ mm):

l — crack length, $f(1/b)$ — function describing geometry and load type. According to ASTM standards it may be stated for our case (initial state $l_0 = 0.2$ mm; $b = 20$ mm):

$$f_0 = f(l_0/b) = 1,1$$

Po Carlssonu [7] veljajo za sivo litino s 3,7% C, 2,7% Si in 0,45% Mn pri temperaturi okolice naslednji parametri:

$$\begin{matrix} C = 8,51 * 10^{-18} \\ n = 6,7 \end{matrix}$$

Z integriranjem enačbe (1) in upoštevanjem enačbe (2) ter vpliva koeficienta asimetrije R je mogoče po Radaju [2] določiti število ciklov do loma z naslednjim izrazom:

$$N_c = \frac{2(1-R)(\Delta \sigma)^{-n}}{(n-2)C\pi^{n/2} l_0^{(n-2)/2} f_0^n} \quad (3).$$

Če upoštevamo znane vrednosti za: n , C , l_0 , f_0 , n_c in n_z , lahko pridemo do poenostavljenega izraza za število prevoženih kilometrov do zloma v odvisnosti od zaostalih napetosti in amplitude obratovalnih napetosti:

$$N_{km} = 572 * 10^{11} \frac{\sigma_a^{-5,7}}{\sigma_z + \sigma_a} \quad (4).$$

Grafična razlaga tega razmerja je prikazana na slikah 7 in 8.

Slika 7 kaže odvisnost dobe trajanja zavornega bobna od zaostalih napetosti pri konstantni amplitudi obratovalnih napetosti $\sigma_a' = 19$ MPa. Zaznane vrednosti dobe trajanja pri določenih stopnjah zaostalih napetosti ustrezajo dogajanjem v praksi.

According to Carlson [7] the following gray cast iron (3,7% C, 2,7% Si and 0,45% Mn at the ambient temperature) coefficients may be stated:

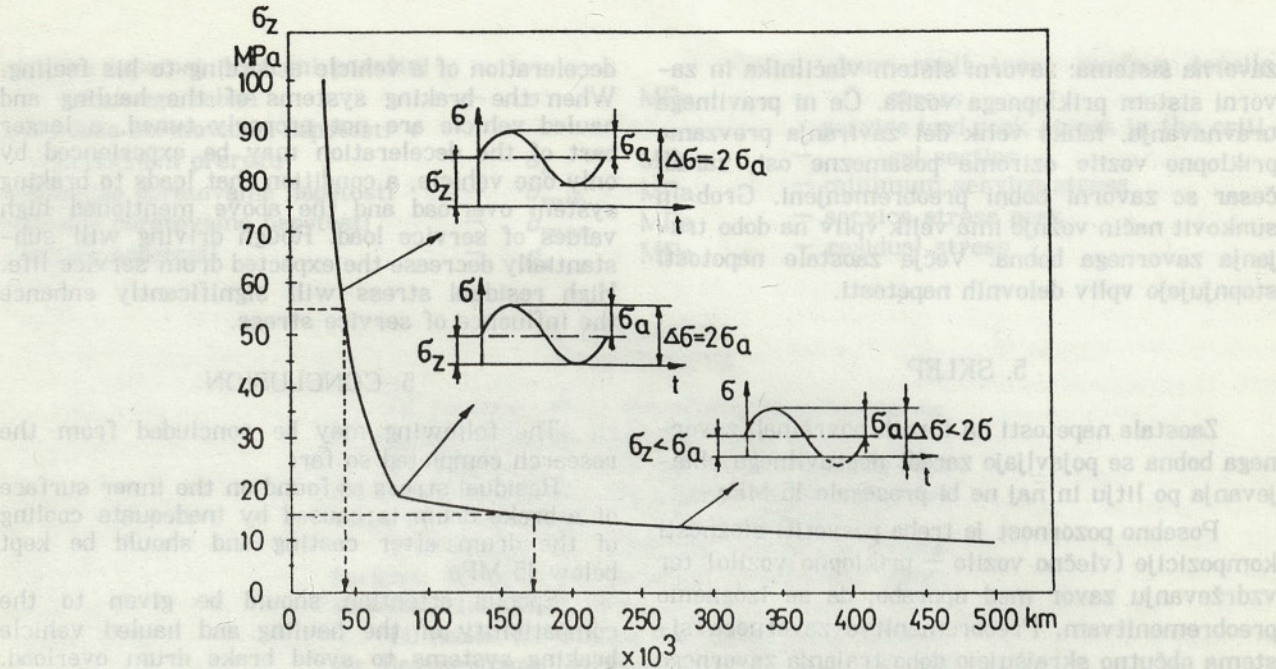
$$\begin{matrix} C = 8,51 * 10^{-18} \\ n = 6,7 \end{matrix}$$

Integrating equation (1), taking into consideration equation (2) and asymmetry coefficient R , it is possible to calculate number of service life cycles (according to Radaj):

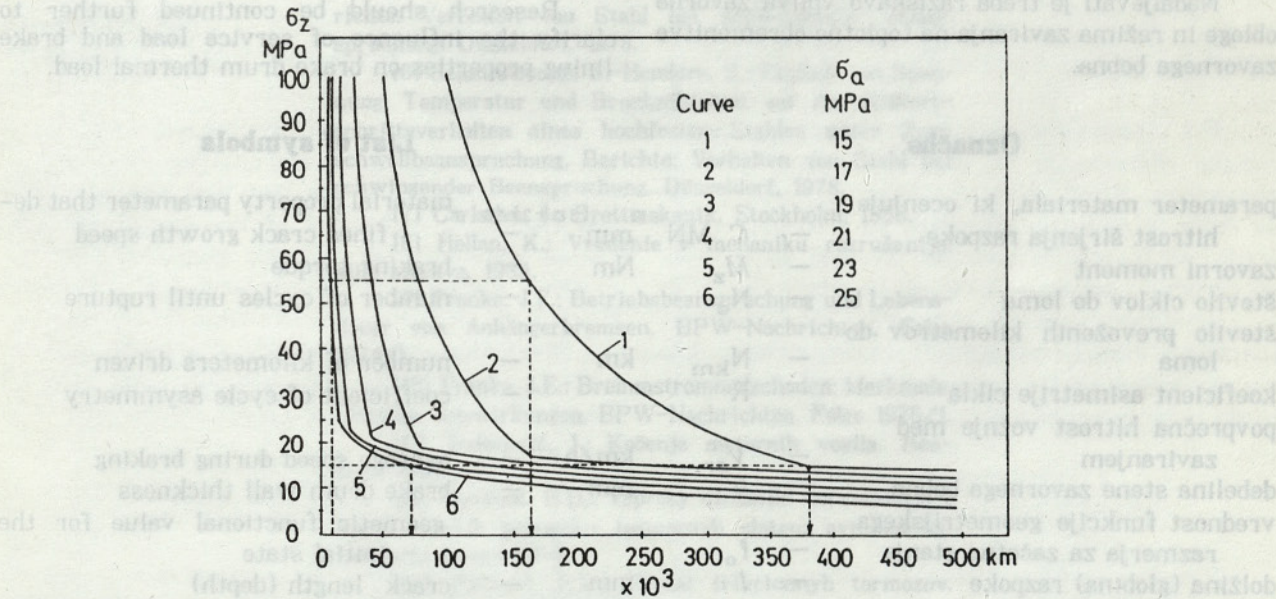
Taking into consideration the values for n , C , l_0 , f_0 , n_c , and n_z , a simplified formula for the service life as a function of the residual stress and service load amplitude may be rewritten:

Figure 7 and 8 show a graphic interpretation of the above formula.

Figure 7 shows the expected service life as a function of the drum's residual stress at constant service load amplitude $\sigma_a' = 19$ MPa. It should be stressed that the values as stated above correspond to practical experience.



Sl. 7. Vpliv zaostalih napetosti na dobo trajanja zavornega bobna
Fig. 7. Expected service life as a function of drum residual stress



Sl. 8. Vpliv zaostalih in obratovalnih napetosti na dobo trajanja zavornega bobna
Fig. 8. Expected service life as a function of drum residual stress and service load

Slika 8 kaže kompleksen vpliv delovnih in zaostalih napetosti na dobo trajanja zavornega bobna. Pri zaostali napetosti 55 MPa se pri povečanju delovnih napetosti s 15 na 25 MPa skrajša doba trajanja zavornega bobna s 160 na 25 tisoč kilometrov. Če je raven zaostalih napetosti 15 MPa, se pri povečanju delovnih napetosti s 15 na 25 MPa skrajša doba trajanja zavornega bobna s 380 na 70 tisoč kilometrov. Take spremembe obratovalnih napetosti so mogoče zaradi načina vožnje ali neustrezne nastavitve zavornega sistema. Voznik uravnava moč zaviranja po občutku pojemka, ki ga ustvarjata dva

Figure 8 shows the complex influence of residual stress and service load on the expected service life. At an assumed residual stress of 55 MPa an increase of load stress from 15 to 25 MPa would decrease the service life from 160 000 to 25 000 km. At assumed residual stress of 15 MPa an increase of load stress from 15 to 25 MPa would decrease the service life from 380 000 to 70 000 km. Different values of service load as assumed above may exist due to the condition of the brakes (adjusted - not adjusted) and driving style. A driver adjusts the

zavorna sistema: zavorni sistem vlačilnika in zavorni sistem priklopnega vozila. Če ni pravilnega uravnavanja, lahko velik del zaviranja prevzame priklopno vozilo oziroma posamezne osi, zaradi česar so zavorni bobni preobremenjeni. Grob in sunkovit način vožnje ima velik vpliv na dobo trajanja zavornega bobna. Večje zaostale napetosti stopnjujejo vpliv delovnih napetosti.

5. SKLEP

Zaostale napetosti na tornih površinah zavornega bobna se pojavljajo zaradi nepravilnega ohlajevanja po litju in naj ne bi presegale 15 MPa.

Posebno pozornost je treba posvetiti složnosti kompozicije (vlečno vozilo — priklopno vozilo) ter vzdrževanju zavor med uporabo, da se izognemo preobremenitvam. Preobremenitve zavornega sistema občutno skrajšujejo dobo trajanja zavornega bobna posebo še, če so v zavornem bobnu opazne višje zaostale napetosti.

Nadaljevati je treba raziskavo vpliva zavorne obloge in režima zaviranja na toplotne obremenitve zavornega bobna.

deceleration of a vehicle according to his feeling. When the braking systems of the hauling and hauled vehicle are not properly tuned, a larger part of the deceleration may be experienced by only one vehicle, a condition that leads to braking system overload and the above mentioned high values of service load. Rough driving will substantially decrease the expected drum service life. High residual stress will significantly enhance the influence of service stress.

5. CONCLUSION

The following may be concluded from the research completed so far:

Residual stress as found on the inner surface of a brake drum is caused by inadequate cooling of the drum after casting and should be kept below 15 MPa.

Special attention should be given to the compatibility of the hauling and hauled vehicle braking systems to avoid brake drum overload. Overloading, especially if residual stress is present, will substantially reduce the brake drum service life.

Research should be continued further to clarify the influence of service load and brake lining properties on brake drum thermal load.

Označbe

parameter materiala, ki ocenjuje

hitrost širjenja razpoke

zavorni moment

število ciklov do loma

število prevoženih kilometrov do loma

koeficient asimetrije cikla

povprečna hitrost vožnje med

zaviranjem

debelina stene zavornega bobna

vrednost funkcije geometrijskega

razmerja za začetno stanje

dolžina (globina) razpoke

eksponent koeficienta intenzivnosti

obremenitve

povprečno število ciklov pri enem

zaviranju

povprečno število zaviranj na

1 km vožnje

tlak v zavornem valju

(zavorni valj tip 30; ročica

odmikala 155 mm)

povprečni čas trajanja zaviranja

območje koeficienta intenzivnosti

obremenitve

območje nihanja obratovalne

napetosti

tlačna napetost na zunanji površini

stene zavornega bobna

— C MN⁻ⁿ mm^{(3n+2)/2}

— M_z Nm

— N_c

— N_{km} km

— R

— V_{sr} km/h

— b mm

— f_o

— l mm

— n

— n_c

— n_z

— p_c bar

— t_z s

— ΔK N/mm^{3/2}

— $\Delta \sigma$ MPa

— σ MPa

List of symbols

material property parameter that de-

fines crack growth speed

braking torque

number of cycles until rupture

number of kilometers driven

coefficient of cycle asymmetry

average speed during braking

brake drum wall thickness

geometric functional value for the

initial state

crack length (depth)

exponent of load intensity coeffi-

cient

average number of cycles at each

braking

average number of braking per each

driven kilomet.(intercity route)

brake chamber pressure

(brake chamber tip 30, S-cam

arm length 155 mm)

duration of an average braking

range of load intensity coefficient

service load stress range

drum wall outer surface compression

stress

natezna napetost na torni površini				drum wall inner surface tensile
zavornega bobna	—	σ'	MPa	— stress
amplituda obratovalne napetosti v				service load peak stress in the criti-
kri tičnem prerezu	—	σ_a	MPa	— cal section
najmanjše obratovalne napetosti	—	$\sigma_{\min}$	MPa	— minimum service stress
največje obratovalne napetosti	—	$\sigma_{\max}$	MPa	— service stress peak
zaostale napetosti	—	σ_z	MPa	— residual stress

6. LITERATURA

6. REFERENCES

- [1] Zammert, W.U.: Betriebsfestigkeitsberechnung. Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1985
- [2] Radaj, D.: Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen — Ermüdungsfestigkeit. Deutscher Verlag für Schweißtechnik (DVS), Düsseldorf, 1985.
- [3] Neumann, P.: Ribbildung und Ribausbreitung. Berichte: Verhalten von Stahl bei schwingender Beanspruchung. Düsseldorf, 1978.
- [4] Heckel, K.: Wirkung von Kerben bei schwingender Beanspruchung. Berichte: Verhalten von Stahl bei schwingender Beanspruchung. Düsseldorf, 1978.
- [5] Schwalbe, K.H.: Anwendung der Bruchmechanik auf das Verhalten bei schwingender Beanspruchung. Berichte: Verhalten von Stahl bei schwingender Beanspruchung. Düsseldorf, 1978.
- [6] Schmidtman, E.-Henders, S.: Einfluß von Spannung, Temperatur und Bruchzähigkeit auf das Ribfortschrittsverhalten eines hochfesten Stahles unter Zug-schwellbeanspruchung. Berichte: Verhalten von Stahl bei schwingender Beanspruchung. Düsseldorf, 1978.
- [7] Carlsson, J.: Brottmechanik. Stockholm, 1985.
- [8] Hellan, K.: Vvedenie v mehaniku razrušenija. Mir, Moskva, 1988.
- [9] Franke, J.F.: Betriebsbeanspruchung und Lebensdauer von Anhängerbremsen. BPW-Nachrichten, Folge 1974/1.
- [10] Franke, J.F.: Bremsstrommelschaden: Merkmale, Ursache, Auswirkungen. BPW-Nachrichten, Folge 1975/1.
- [11] Todorović, J.: Kočenje motornih vozila. Beograd, 1988.
- [12] Genbom, B.B.: Voprosy dinamiki tormoženiya i teorii rabočių processov tormožnyh sistem avtomobilej. Univerza L'vov, 1974.
- [13] Pyževič, L.M.: Rasčet frikcionnyh tormozov. Mašinostroenie, Moskva, 1964.
- [14] Germančuk, F.K.: Dolgovečnost i efektivnost' tormožnyh ustrojstv. Mašinostroenie, Moskva, 1973.
- [15] Standardi ASTM: STP 520-72, E 399-83, E 561-86 in E 813-87.
- [16] Beevers, C.: Nekotorye osobennosti rosta ustalostnyh treščin v metallah i splavah. Mehanika razrušenija. Mir, Moskva, 1980.
- [17] Poročilo Inštituta za metalne konstrukcije, št. 20510, Ljubljana, 1992.

Naslov avtorjev: mag. Blažo Vuksanović, dipl. inž.,
Marjan Jerkič, dipl. inž.,
Laboratorij Gorica prikolic
Ul. Goriške fronte 46
65290 Šempeter pri Gorici, Slovenija

Authors' Address: Mag. Blažo Vuksanović, Dipl. Ing.
Marjan Jerkič, Dipl. Ing.
Laboratorij Gorica prikolic
Ul. Goriške fronte 46
65290 Šempeter pri Gorici, Slovenia

Prejeto:
Received: 9.12.1993

Sprejeto: 27.1.1994
Accepted: