

Dr. sc. VATROSLAV V. GRUBIŠIĆ
Fraunhofer institut za ispitivanje otpornosti konstrukcije,
Darmstadt, Njemačka
Fraunhofer-Institute for Structural Durability (LBF)
Darmstadt, Germany

Prometna tehnika - Traffic Engineering
Izvorni znanstveni članak - Original scientific paper
UDK: 629.11.012.8:629.4.01
Primljeno - Accepted: 10.11.1995.
Prihvaćeno - Approved: 11.12.1995.

KRITERIJI I METODOLOGIJA ZA OCJENU KONSTRUKCIJE I POTVRDU OTPORNOSTI ELEME- NATA OVJESA AUTOMOBILA*

CRITERIA AND METHODOLOGY FOR DESIGN EVALUATION AND DURABILITY APPROVAL OF CAR SUSPENSION COMPONENTS *

SAŽETAK

U ovom se radu obrađuju kriteriji i zahtjevi za potvrdu radne otpornosti i izdržljivosti ključnih elemenata automobilske ovjesa. Daje se pregled najvažnijih utjecaja na vijek trajanja do pojave zamora i opisuje metodologija za ocjenu konstrukcije i pouzdan razvoj koji bi omogućio uštedu vremena i troškova, uključujući i potvrdu otpornosti (odnosno izdržljivosti).

Na temelju dvaju primjera - kotača i poluge ovjesa - pojašnjava se postupak koji se sastoji iz pojedinačnih koraka.

ABSTRACT

In this paper the criteria and requirements for the approval of the service strength and durability of vital car suspension components are treated. The overview of the main influences on the fatigue life is given and the methodology for design evaluation and a reliable time and cost saving development, including durability approval, are described.

On two examples - a wheel and a suspension arm - the procedure including individual steps is explained.

1. UVOD

KRITERIJI I ZAHTJEVI ZA POTVRDU KONSTRUKCIJE I IZDRŽLJIVOSTI

Kretanja na području razvoja vozila u novije su vrijeme pod utjecajem suprotnih zahtjeva - s jedne strane vozilo bi trebalo posjedovati veliku djelotvornost i radne značajke uz mali utjecaj na okoliš (niske razine emisije ispušnih plinova, buke, i otpada na kraju radnog vijeka), a s druge bi se strane trebale poboljšati pouzdanost i sigurnost.

Konačno, ta bi poboljšanja trebali pratiti i niski troškovi proizvodnje a po mogućnosti i održavanja.

Da bi se zadovoljili svi ti zahtjevi, od suštinske je važnosti pitanje lake konstrukcije. No, za pristup koji se temelji na lakoj konstrukciji odlučujuće je da se osigura zahtijevani potreban radni vijek u svim mogućim uvjetima eksploatacije, posebice za dijelove čije otkazivanje može prouzročiti nesreće. To se ponajviše odnosi na elemente ovjesa vozila, kao što su kotači, glavčine kotača, osovine, poluge ovjesa, itd.

Najznačajniji kriteriji za konstrukciju takvih bitnih dijelova odnose se na postizanje očekivanog radnog vijeka uz potrebnu pouzdanost i sigurnost, a pritom se moraju uvažavati i standardi i propisi s time u svezi.

Radni vijek ovisi u prvome redu o uvjetima opterećenja pri radu. Prikaz br. 1 daje shematski prikaz o tome kako će značajke radnih opterećenja utjecati na radni vijek. On pokazuje da će za isti obujam maksimalnog naprezanja $S_{a,0}$ prethodnih vremena opterećenja što ima za posljedicu kumulativnu raspodjelu učestalosti (što se još naziva i spektar) tipa A (op-

1. INTRODUCTION

CRITERIA AND REQUIREMENTS FOR DESIGN AND DURABILITY APPROVAL

Trends in vehicle development in recent time are influenced by opposing requirements - on one side the vehicle should have high efficiency and performance with low impact on the environment (low emission, noise, waste at the life end) and on the other side an improved reliability and safety should be realized. Finally, these achievements should be accompanied by low production and possibly also maintenance (service) costs.

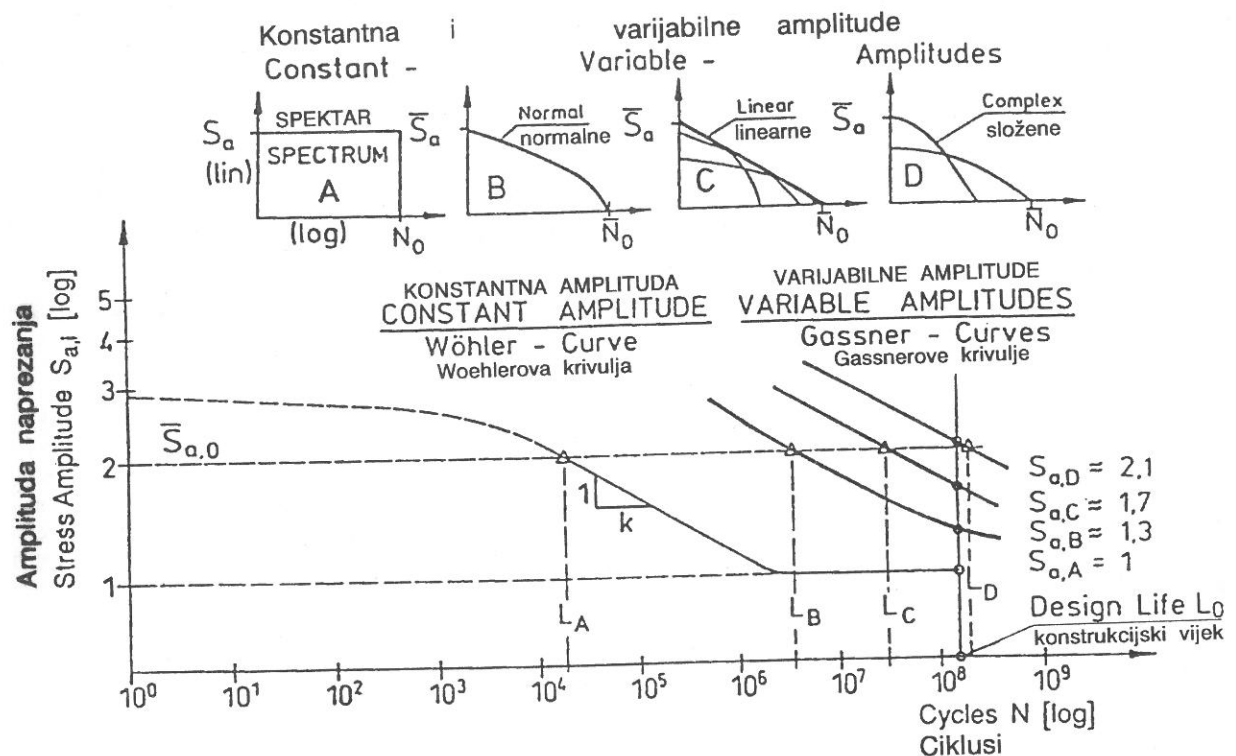
To satisfy all of these requirements a light-weight design is of paramount importance. But for the light-weight design approach it is decisive that the required service life is assured at all possible usage conditions especially for the components whose failure may cause accidents. These are most of the vehicle suspension components like wheels, hubs, spindles, suspension arms etc.

The most important criteria for the design of such vital components are the attainment of the expected service life with the required reliability and safety, whereby applicable standards and regulations must also be observed.

The service life depends primarily on the loading conditions in service. Figure 1 shows schematically how the character of service loads will influence the service life. It shows that for the same maximum stress amplitude $S_{a,0}$ of the load-time history resulting in a cumulative frequency distribution (called also spectrum) of type A (constant amplitude loading) the fa-

* Utemeljeno na referatu predstavljenom na Međunarodnom skupu o radnom ispitivanju i analizi izdržljivosti, pod pokroviteljstvom EG&G STRUCTURAL KINEMATICS; 17. listopada 1995. u Troyu/SAD.

* Based on a presentation at International Conference on Durability Performance Testing and Analysis, Sponsored by EG&G STRUCTURAL KINEMATICS, 17 October 1995, Troy, USA.



Prikaz 1. Utjecaj spektara opterećenja (naprezanja) na zamor i na dozvoljeno naprezanje
Fig. 1: Influence of the Load (Stress) Spectra on the Fatigue Life and on the Allowable Stress

tereaenje konstantne amplitude odnosno konstantnog obujma), vijek do pojave zamora biti npr. 200 put manji u poredbi s promjenljivim amplitudama spektra B, ili 2000 put manji u poredbi sa spektrom tipa C. Za konstrukcijski spektar tipa D, koji se sastoji od dvaju zasebnih spektara od kojih svaki vrijedi za određene uvjete opterećenja (tipičnih za elemente ovjesa vozila) vijek zamora bit će oko 104 put veći negoli u slučaju spektra A.

Ako se poredba svede na praktične razmjere - što znači da se konstrukcija temelji na potrebnom vijeku zamora L_0 - dozvoljeno naprezanje primjereno s granicom izdržljivosti, koje bi bilo dozvoljeno naprezanje za spektar A, ima vrijednost 1,3 za spektar B, 1,7 za spektar C, i 2,1 za spektar D.

Ovi odnosi ne ovise samo o radnom opterećenju već i o svojstvima materijala i konstrukcije (raspodjela naprezanja, stanje naprezanja). No, u svakom slučaju, za optimalnu laku konstrukciju spektar opterećenja u svezi s uvjetima eksploatacije ima izuzetno značenje.

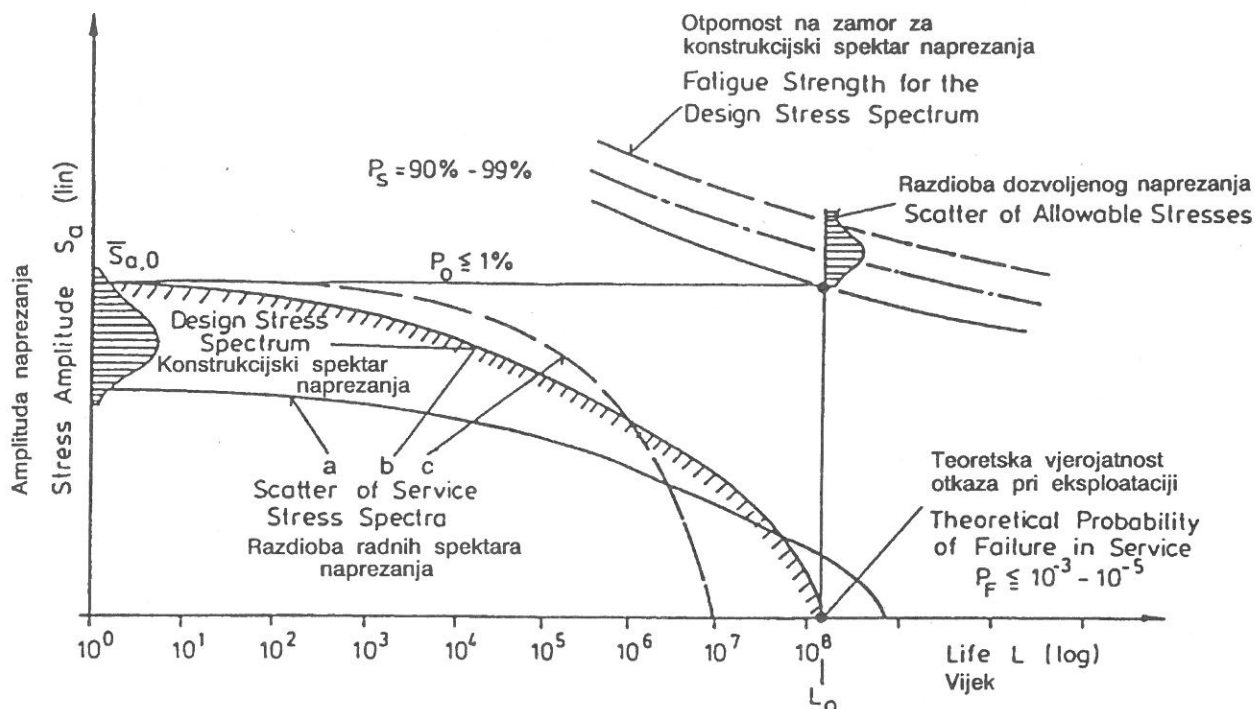
Mora se uzeti u obzir da se za pouzdanu procjenu zamora pri eksploataciji mora odrediti vjerojatnost pojave spektra predmetne konstrukcije. Raspršenost radnog opterećenja razmjerno je velika. Na to utječu uporaba vozila, vozačeve navike i sposobnost odnosno vještina, te radni uvjeti. Neka se vozila uglavnom koriste za duge vožnje po auto-cesti i dobrim prometnicama i prijeđu nekoliko stotina tisuća kilometara (spektar a na Prikazu br. 2); druga se pak vozila uglavnom koriste na seoskim prometnicama gdje su česti loši odsječci i zavoji, i konačno, neka se vozila koriste samo na gradskom području gdje su česta kočenja i ubrzanja (spektar b i c na Prikazu br. 2).

tigue life will be for example 200 times lower compared to the varying amplitudes with the spectrum B or 2000 times lower compared to the spectrum of the type C. For the design spectrum of the type D, consisting of two individual spectra each valid for specific loading conditions (typical for vehicle suspension components) the fatigue life will be about 104 times higher than in the case of spectrum A.

If the comparison is made praxis related - that means the design is based on a required fatigue life L_0 the allowable stress compared to the endurance limit, which would be the allowable stress for the spectrum A, reaches the values of 1.3 for the spectrum B, 1.7 for the spectrum C, and 2.1 for the spectrum D.

These relations depend on operational loading but also on material properties and design data (stress distribution, stress state). Anyway for an optimum light-weight design the loading spectrum related to usage conditions is of paramount importance.

It must be regarded that for a reliable evaluation of the service fatigue life the probability of occurrence of the used design spectrum must be defined. The scatter in service loading is relatively high. This is influenced by vehicle usage, driver habits and capability and operational conditions. Some vehicles are used predominantly for long distance driving on highways and good roads achieving several hundred thousand kilometers (spectrum a in Fig. 2); others are used mainly on country roads with a high amount of bad road sections and bends, and finally some only in cities with a high number of braking and accelerating operations (spectrum b and c in Fig. 2).



Prikaz 2. Raspršenost radnih spektara i određivanje konstrukcijskih spektara
Fig. 2: Scatter of Service Spectra and Definition of Design Spectra

U svrhu analize pouzdanosti konstrukcijski spektar mora uzeti u obzir oba raspršenja. To će se provesti pretpostavkom konstrukcijskog vijeka L_0 i standardiziranog spektra (tj. spektra b), dok se raspršenje određuje ponovnim računanjem jakosti opterećenja (oštećenja) pojedinih radnih eksploatacijskih spektara s pomoću kumulacijskog postupka (Prikaz br. 4). Za bitne dijelove ovjesa bit će krajnje potrebno uporabiti "težak" konstrukcijski spektar, čija je vjerojatnost pojavljivanja izuzetno mala ($P_0 < 1\%$) a koji uključuje maksimalne vrijednosti radnih opterećenja $\bar{S}_a$ za svaki pojedini slučaj opterećenja; to se daje u shematskom obliku na Prikazu br. 2.

Utemeljeno na vjerojatnosti pojavljivanja P_0 i raspršenju snage zamora elemenata, vjerojatnost otkazivanja P_F pri radu može se odrediti primjerenom statističkom procjenom:

Ako se, utemeljeno na raspršenju snage zamora, koristi krivulja vijeka zamora s vjerojatnošću opstanka $P_S = 90\%$ (kriterij otkazivanja: početno napuknuće dijela s dodatnim vijekom zamora pri širenju pukotine prije totalnog loma) ili $P_S = 99\%$ (kriterij otkazivanja: lom dijela), posljedična teoretska vjerojatnost otkazivanja za taj dio bit će $P_F < 10^{-3}$ do 10^{-5} .

Ovaj pristup jamči da dio koji se razmatra neće otkazati tijekom očekivanog radnog vijeka na način koji bi mogao prouzročiti nesreću [1]. Ovakvim postupkom također, maksimalna radna opterećenja normalne eksploatacije uključena su u programe procjene konstrukcije i ispitivanja, koji su važni za potvrdu odnosno odobrenje glede točke popuštanja konstrukcije i mogućih plastičnih deformacija ispitivanih dijelova.

Uz konstrukcijski spektar za neke je dijelove vozila potrebno uzeti u obzir i neka specifična prekomjerna opterećenja us-

For reliability analysis a design spectrum must take into account both scatters. This should be done assuming a *design life* L_0 and a *standardized spectrum* (e.g. spectrum b), whereby the scatter is determined by recalculation of the loading intensity (damage) of individual service usage spectra using the damage accumulation procedure (Fig. 4). For vital suspension components it is absolutely necessary to use a "hard" design spectrum, which has a very low probability of occurrence ($P_0 < 1\%$) and which includes maximum values of operational loads $\bar{S}_a$ for each individual loading case; this is shown schematically on Fig. 2.

Based on the probability of occurrence P_0 and the scatter of components fatigue strength, the *probability of failure* P_F in service could be determined by an adequate statistical evaluation:

If, based on the scatter of the fatigue strength, a fatigue life curve with a probability of survival $P_S = 90$ per cent (failure criterion: an initial crack of the component with additional fatigue life in crack propagation before total fracture) of $P_S = 99$ per cent (failure criterion: fracture of the component) is used, the resulting *theoretical probability of failure* for the component will be $P_F < 10^{-3}$ to 10^{-5} .

This approach assures that the component under consideration will not fail during the expected service life in a way that may cause an accident [1]. By this procedure also the maximum operational loads of the normal usage are included in the design evaluation and test programs, being of importance for the approval concerning structural yield point and possible global plastic deformations of investigated components.

lijed posebnih događaja ili čak opterećenja poput onih izazvanih nesrećom. Ta su opterećenja uglavnom opterećenja uslijed udara i nemaju izravni utjecaj na ponašanje uslijed zamora; njihov se utjecaj mora zasebno regulirati, kao što je slučaj pri propisima za kotače od lijevanog aluminija.

Da bi se zadovoljili zahtjevi u svezi s potrebnom izdržljivošću, važno je da se kriteriji glede otkazivanja primjereno odrede. Definicija da se ne smiju pojaviti "nikakva napuknuća uslijed zamora" pri eksploataciji nije moguća za jednu suvremenu konstrukciju, zbog tehničkih i ekonomičnih razloga. Kao što se vidi s prikaza br. 3 za reprezentativan spektar opterećenja, vijek trajanja određuje se na temelju izvjesnog kriterija otkazivanja, pod nazivom tehnička pukotina, što se može odrediti s pomoću jednostavnih sredstava, provjerom bojenjem ili vizualno.

Sigurnost, kao važan kriterij, uvelike se određuje prema sposobnosti dijela da otpri nepredviđena (iznenadna) prekomjerna opterećenja F_e bez katastrofalnih otkazivanja. Od odlučujućeg je značenja za sigurnosne elemente da pri prekomjernom opterećenju ne dođe do totalnog loma. To prekomjerno opterećenje, koje se događa izvan normalne eksploatacije, često se označuje kao *zlouporaba*, pa se stoga smatra da ga konstruktor može zanemariti. To s pravne točke gledišta može predstavljati veliki rizik, ako se odnosi na bitnu sigurnosnu komponentu. Općenito gledano, ta velika udarna opterećenja, koja se događaju npr. pri vožnji većom od dozvoljene brzine preko tzv. "ležećih policajaca", ili ako vozilo udari o rub ceste ulaskom u zavoj, označuju se kao "opterećenja izazvana posebnim događajem", i moraju se uzeti u obzir pri konstrukciji i odabiru materijala bez obzira na to što ona ne utječu na oštećenje uslijed zamora i nisu uključena u odobrenje konstrukcijskog spektra i izdržljivosti.

Glede kriterija što se odnose na dozvoljeno tehničko napuknuće tijekom ispitivanja izdržljivosti, treba imati na umu da osim zahtjeva da takva pukotina mora imati malu stopu širenja pukotine, ona također ne smije ni prouzročiti totalni lom dijela ako pretrpi opterećenje uslijed *specijalnog događaja*. Zahtjevi glede opterećenja uslijed *specijalnog događaja* razlikuju se u pojedinim proizvođača automobila i prelaze temu ovog rada da bi ih se također razmotrilo.

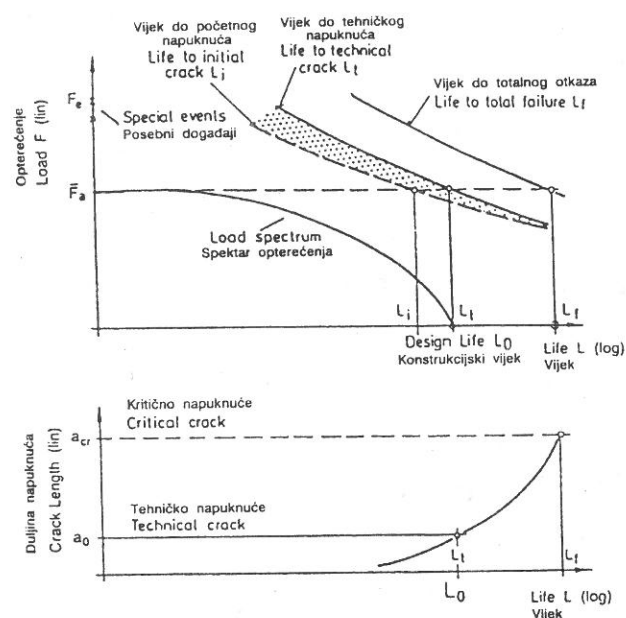
Budući da postojeći postupci za procjenu zamora pokazuju ograničenja glede točnosti, konačna potvrda izdržljivosti mora se provesti na eksperimentalan način. To se provodi podjednako pokusnim vožnjama i ispitivanjima u laboratorijskim uvjetima. U svrhu skraćivanja vremena potrebnog za razvoj i postizanja lake izvedbe odnosno konstrukcije već u najranijoj fazi, treba provesti ispitivanja odnosno simulaciju radnog opterećenja. Da bi se takva ispitivanja provela, moraju se osigurati primjereni tovrnski kapaciteti, u kojima će *proizvedene deformacije komponenta odgovarati onima uslijed radnog opterećenja*, te *pouzdan program ispitivanja*.

U ovoj fazi razvoja obično se nema na raspolaganju protutip vozila za mjerenja uporabnih svojstava što bi dalo pogonski signal za potrebe izvedbe pokusa. Prethodno odobrenje izdržljivosti odnosno jakosti omogućit će uporaba standardiziranih pokusnih programa [2 do 5]. Ti su programi primjereni pojedinim vozilima prilagodbom "osnovnog programa" čimbenicima koji ovise o podacima za vozilo i njegovu namjensku uporabu.

Kada se ima protutip vozila za pogonska mjerenja, postavljena se opterećenja za ispitivanja izdržljivosti mogu regulirati s pomoću jednostavnih kratkotrajnih mjerenja sa sen-

zitivnim. Additional to the design spectrum it is necessary for some vehicle component to take into account some specific overloads generated by special events or even accident-like loading. These loads are predominantly impact loading and do not influence directly the fatigue behavior; their influence must be separately controlled, as it is the case in regulations for cast aluminium wheels.

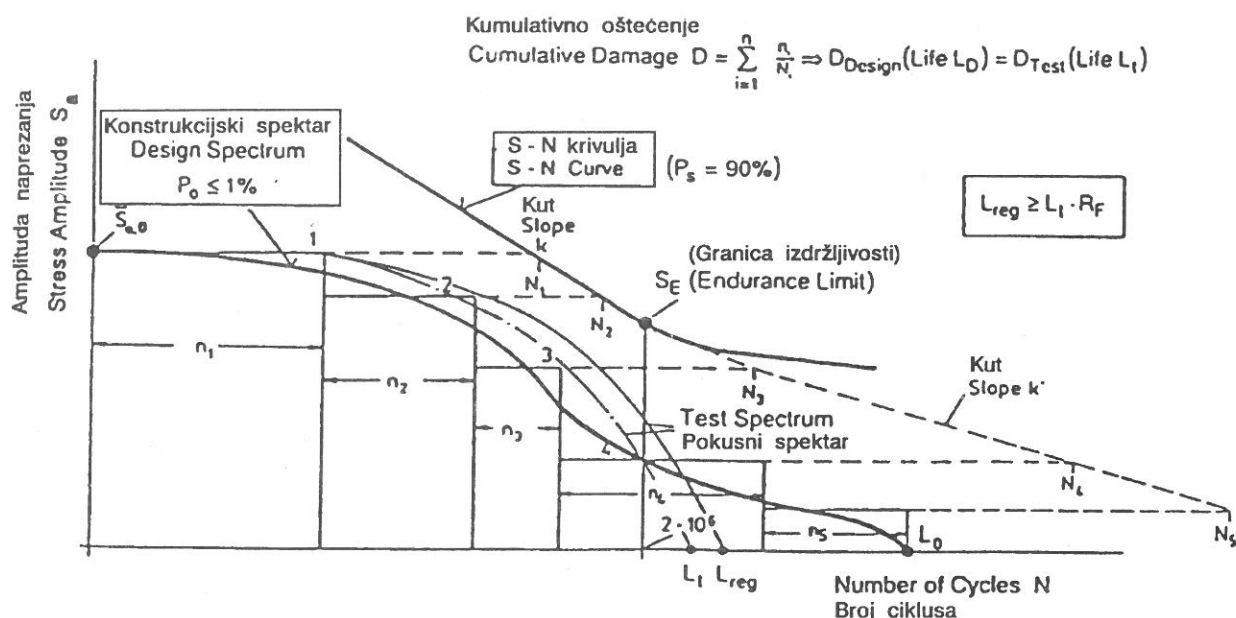
To fulfill the requirements concerning the required durability life it is important that the failure criteria are adequately determined. A definition that "no fatigue cracks" should occur under the usage is not possible for an up to date design, due to the technical and economical reasons. As shown on Fig. 3 for a representative load spectrum the durability life is determined based on a certain failure criterion, called technical crack, detectable with simple means like dye check or even by naked eye.



Prikaz 3. Kriterij otkazivanja i vijek trajanja (izdržljivosti)
Fig. 3: Failure Criterion and Durability Life

The *safety*, as an important criterion, is largely determined by the components ability to cope with unexpected over loads F_e without catastrophic failures. It is of decisive importance for the safety components that under overloading the total fracture doesn't occur. This overloading, occurring outside the normal usage mission, is often defined as a *misuse*, and therefore assumed that it could be neglected by the design. This could be a great risk from the legal point of view if this concerns a vital safety component. Generally these high impact loadings, which occur e.g. by driving with higher than allowable speed over the so-called "speed bumps" or if a vehicle hits a curbstone sliding in a bend, is defined as "a special event loading" and must be covered by design and material selection, although that they are not influencing the fatigue damage and are therefore not included in the design spectrum and durability approval.

For the criteria concerning the allowable technical crack at durability tests it should be kept in mind that beside the requirement that such a crack should have a low crack propaga-



Prikaz 4. Potvrda vijeka zamora oštećenja za projektirani i pokusni spekter s pomoću Palmgren-Minerova modificiranog proračuna koncentracije oštećenja
Fig. 4: Damage Fatigue Life Validation for Design and Test Spectrum by Modified Palmgren-Miner Damage Accumulation Calculation

zorima opterećenja kotača [6] i provjeriti pokusni podaci. Ako se uporabni i mjerni podaci razlikuju, može se u većini slučajeva preračunom postignutih rezultata procijeniti očekivano trajanje zamora za mjerena opterećenja.

Da bi se dalo odobrenje odnosno potvrda, razvijanje oštećenja pri pokusu mora se ubrzati u odnosu na rad. Oštećenje uslijed zamora u uvjetima ubrzanog pokusa mora odgovarati oštećenju u uvjetima uporabe od strane korisnika. To znači da oštećenje uslijed zamora projektiranog i pokusnog spektra mora biti jednako, što se može provjeriti (potvrditi) proračunom relativnog oštećenja uslijed zamora, kako se vidi na Prikazu br. 4. Da bi se uzeli u obzir svi mogući utjecaji oštećenja, npr. tragovi korozije, ubrzanje pokusa mora se ograničiti na izvjestan broj ciklusa, koje treba postići pri pokusima za potvrđivanje vijeka trajnosti odnosno izdržljivosti. Za komponente ovjesa potreban broj ciklusa ne bi smio biti manji od $2 \cdot 10^6$ do $7 \cdot 10^6$ ovisno o pojedinačnom slučaju.

Općenito, ubrzanje pokusa treba se temeljiti na prilagodbi spektra opterećenja na razini srednjih i velikih opterećenja, i na izostavljanju opterećenja malog intenziteta koja ne uzrokuju oštećenje, što su izuzetno učestala a poglavito su uvjetovana radnim uvjetima pri vožnji po ravnom kolniku. Pokusno ubrzanje povećanjem maksimalnih radnih opterećenja mora se izbjeći, jer može promijeniti razvoj oštećenja uslijed zamora zbog mogućih plastičnih deformacija koja se ne javljaju u uporabi. Da bi se zadovoljili zahtjevi pouzdanosti, mora se provesti nekoliko pokusa izdržljivosti. S pomoću faktora rizika, na temelju statističkog pristupa [3] odredit će se potreban pokusni vijek:

$$L_{\text{reg}} \geq L_1 \cdot R_F$$

L_1 - Zamor u uvjetima pokusnog spektra što proizvodi oštećenje jednako onome izvedbenom odnosno konstrukcijskom

tion rate, also it should not lead to a component's total fracture if loaded by a *special event loading*. The requirements concerning the *special event loading* differ at individual vehicle companies and it will be beyond the scope of this paper to treat them too.

Because the existing procedures for fatigue life estimation are of restricted accuracy, the final durability approval must be carried out experimentally. This is made as well by driving with vehicles over proving grounds as by tests in laboratory. To decrease the development time and to achieve a light-weight design already in a very early stage, tests under simulated operational loading are necessary. To carry out such tests an appropriate test facility, in which the *generated component's deformations correspond to that under operational loading* and a *reliable test program* must be available.

A vehicle prototype for service measurements to derive a drive signal for testing is usually not available at this stage of development. Using standardized test programs [2 to 5] the preliminary durability approval can be carried out. Such programs are adapted to individual vehicles adjusting "basic program" by factors which depend on vehicle data and its representative usage.

When a vehicle prototype for the road measurements is available, the assumed loads for durability test can be controlled by simple short-time measurements with wheel load sensors [6] and the test data verified. If the used and measured data differ, it is possible in most cases by recalculation of achieved results, to estimate the expected fatigue life for the measured loads.

To carry out the durability approval the damage development at the test must be accelerated in relation to service. The fatigue damage under accelerated test must correspond to the damage under customer usage. This means that the fatigue

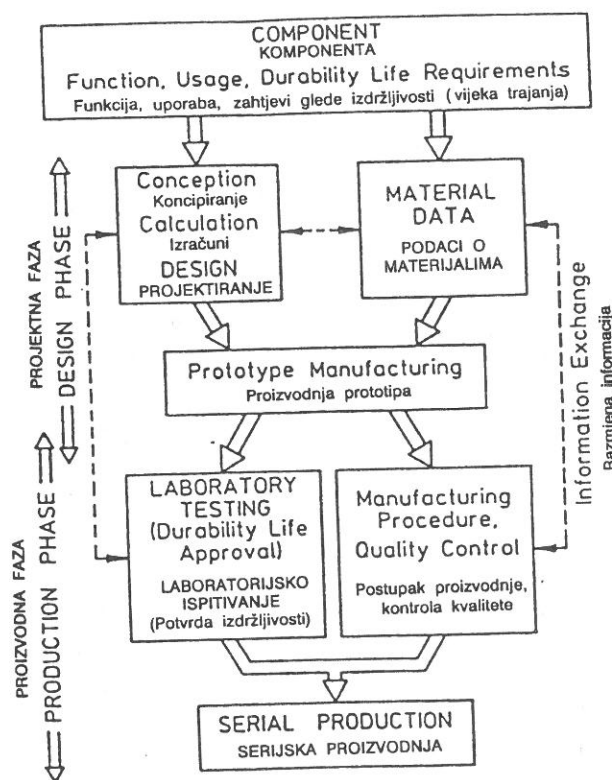
R_F - Faktor rizika, koji uzima u obzir moguću krivu ocjenu zbog malog broja pokusa i raspršenosti snage zamora komponenata

Obično se za potvrdu izdržljivosti glavnih elemenata ovjesa moraju obaviti barem tri pokusa, pri čemu se mora koristiti faktor rizika $R_F = 1,4$ do $1,5$ [3].

2. METODOLOGIJA

Ocjena izvedbe odnosno konstrukcije i potvrda izdržljivosti moraju uključivati sve parametre odsudne za radnu izdržljivost. Djelotvoran razvoj mora biti dio paralelne tehnike pri razvoju, što uključuje projektnu (izvedbenu) i pokusnu fazu. U projektnoj je fazi osim analize naprezanja uključen i odabir materijala uz odgovarajući proizvodni postupak. U pokusnoj fazi daje se odobrenje izvedbe odnosno konstrukcije što uključuje (i) utjecaj proizvodnje na jakost dijelova (Prikaz br. 5).

Ovakav postupak jamči kratkotrajniju, pouzdanu procjenu izvedbe i odobrenje izdržljivosti uključujući proizvodne utjecaje.



Prikaz 5. Postupak za učinkovit razvoj komponenata
Fig. 5: Procedure for an Effective Components Development

Da bi se odredio vijek izdržljivosti i postigla optimalna izvedba mora se poznavati:

- radno opterećenje ovjesa pri pojedinim uvjetima vožnje
- dozvoljeno naprezanje, što ovisi o materijalnim, proizvodnim, izvedbenim (konstrukcijskim) i spektrima naprezanja.

damage of the design and test spectrum must be equal, what could be verified by a relative fatigue damage calculation, as shown in Fig. 4. To take into account all possible damage influences, e.g. fretting corrosion, the test acceleration must be limited to a certain number of cycles, which should be achieved at test to prove the durability life. For suspension components the required number of cycles should not be lower than $2 \cdot 10^6$ to $7 \cdot 10^6$ depending on individual case.

Generally, the test acceleration should be based on the adjustment of the load spectrum in medium and high load levels and on omission of non-damaging low intensity loads, having high frequency of occurrence and predominantly originating from operational conditions during driving over smooth roads. The test acceleration by increasing maximum operational loads should be avoided, because it could change the fatigue damage development due to possible plastic deformation not occurring in service. To meet the reliability requirements several durability tests should be carried out. Using a risk factor, based on the statistical approach [3] the required test life should be determined:

$$L_{req} \geq L_t \cdot R_F$$

L_t - Fatigue life under the test spectrum generating the damage equal to that under design spectrum

R_F - Risk factor, which takes into account possible misjudgement due to low number of tests and scatter of the components fatigue strength

Usually for durability life approval of vital suspension components at least three tests should be carried out, whereby a risk factor of $R_F = 1.4$ to 1.5 should be used [3].

2. METHODOLOGY

The design evaluation and durability approval must include all parameters decisive for the service strength. An effective development must be a part of simultaneous engineering at the development, which includes a *design* and a *testing* phase. In the design phase besides the stress analysis the material selection including corresponding manufacturing procedures are also included. In the testing phase the approval of the design including the influence of the manufacturing on the components fatigue strength is carried out (Fig. 5).

This procedure guarantees a time saving, reliable design evaluation and durability approval including manufacturing influences.

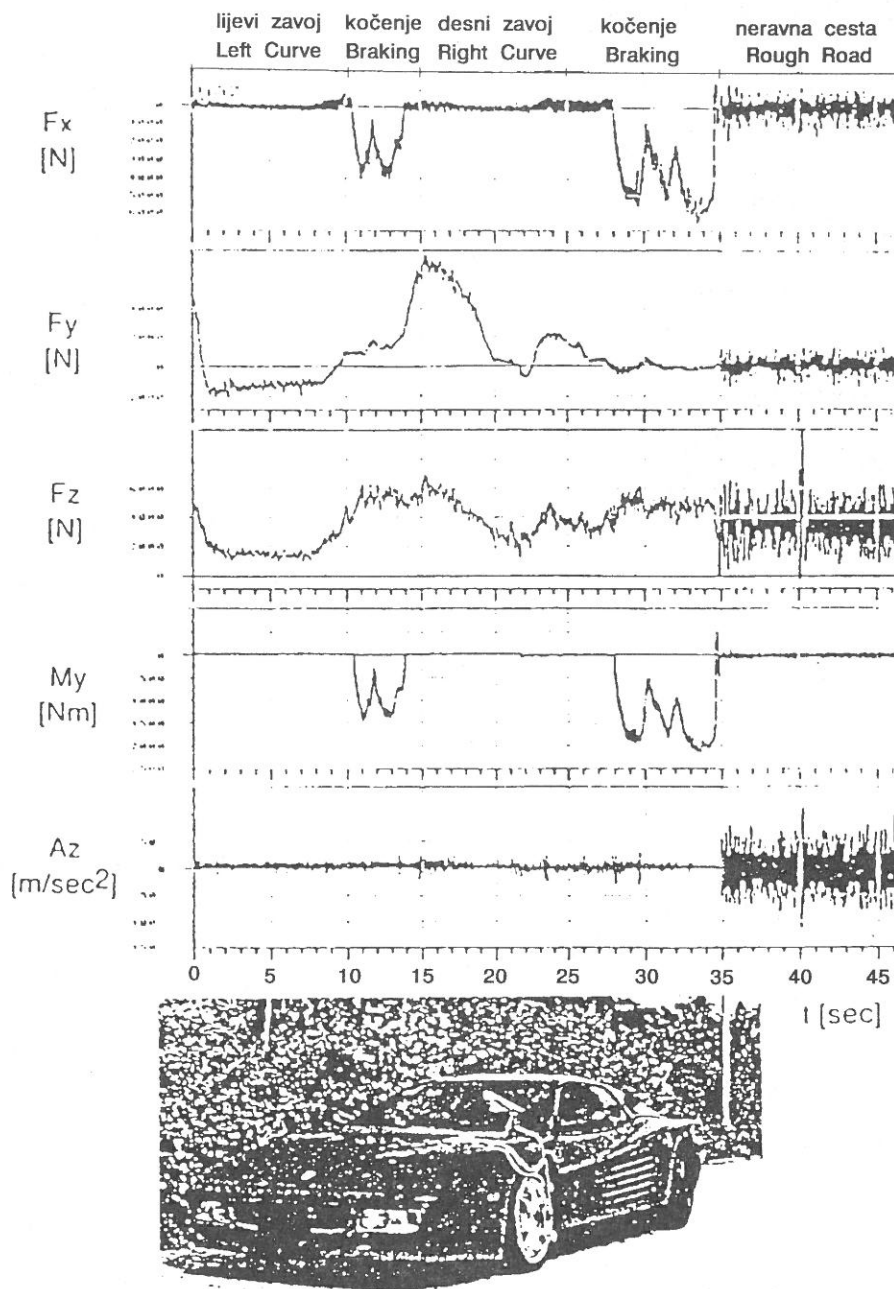
To determine the durability life and to achieve an optimum design it must be known:

- the *operational loading* of the suspension under individual driving conditions
- the *allowable stresses*, which depend on material, manufacturing, design, and stress spectra.

2.1. Operational Loading

The main influences on the load spectra are: the *usage*, the *operational conditions* and the *dynamic behavior* of the vehicle including suspension. Decisive for the usage are vehicle utilization and driver, for the *dynamic behavior* vehicle design and tire properties, and for the *operational conditions* quality and type of roads.

If the data about usage and operational conditions are known, then, to determine the load spectra of a new vehicle, it



Prikaz 6. Radna opterećenja kotača koja registrira mjerni kotač VELOS 8 J x 18 na Ferrarijevom vozilu Testarossa
Fig. 6: Operational Wheel Loads Sensed by Measuring Wheel VELOS 8 J x 18 of Ferrari Testarossa

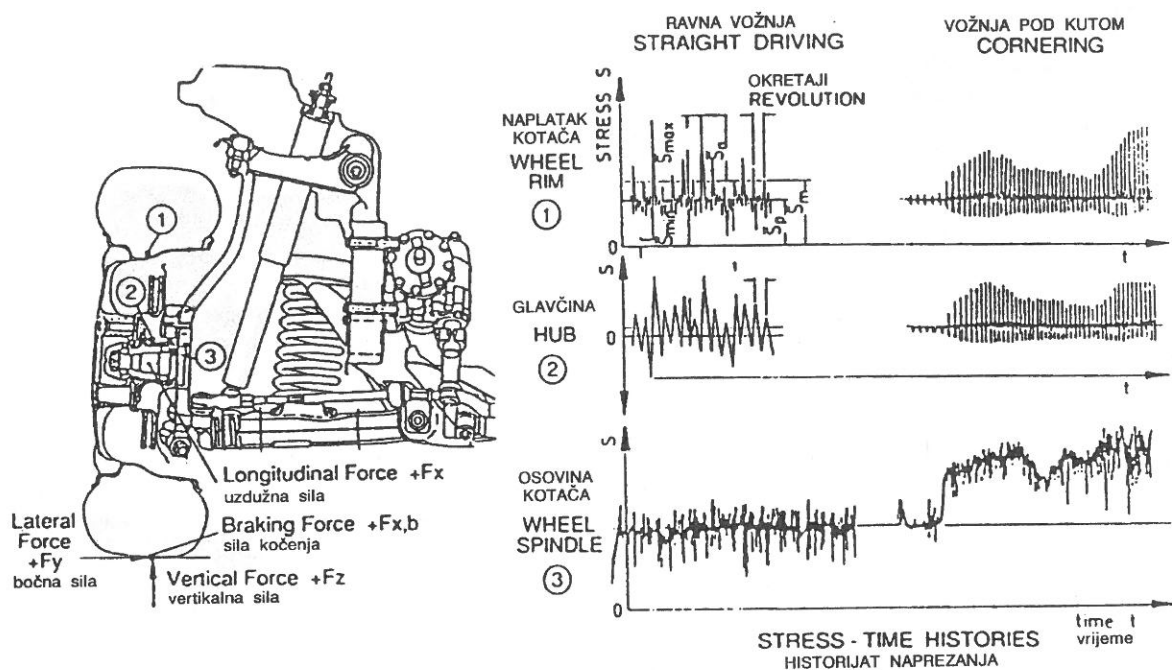
2.1. Radno opterećenje

Glavni utjecaji na spektre opterećenja jesu: *uporaba, radni (pogonski) uvjeti i dinamičko ponašanje* vozila uključujući i ovjes. Za uporabu su odsudni eksploatacija vozila i vozač, za *dinamičko ponašanje* izvedba odnosno konstrukcija vozila i svojstva gume, a za *radne uvjete* kvaliteta i vrste kolnika.

Ako se poznaju podaci o uporabi i radnim (pogonskim) uvjetima, tada je za određivanje spekt(a)ra opterećenja novog vozila uglavnom potrebno prilagoditi opterećenja što se odnose na podatke za vozilo. Najvažniji podaci glede vozila jesu: dimenzije, procijenjena opterećenja kotača, vozne značajke i vibracijsko ponašanje.

is mainly necessary only to adapt the loads related to the vehicle data; the most important vehicle data are: dimensions, rated wheel loads, driving characteristics and vibratory behavior.

In service the suspensions are subject to variable loads, which originate from the road roughness and maneuvers like braking, steering or accelerating a vehicle (Fig. 6). The distinction between these sources is important for the derivation of the design or test spectra and for the design evaluation. The operational loads could be determined either by calculation based on the vehicle data or experimentally using a sensorized suspension or a measuring wheel (Fig. 6), whereby for a reliable load determination the experimental approach is often necessary.



Prikaz 7. Povijest (evidencija) naprežanja pojedinih dijelova ovjesa
Fig. 7: Stress-Time Histories on Individual Suspension Components

Pri vožnji dijelovi ovjesa podliježu različitim opterećenjima koja nastaju uslijed neravnina na kolniku i operacija kao što su kočenje, upravljanje ili ubrzanje vozila (Prikaz br. 6). Razlika između ovih izvora (opterećenja) važna je za dobivanje konstrukcijskih ili pokusnih spektara i za procjenu izvedbe. Radna se opterećenja mogu odrediti proračunom utemeljenim na podacima za vozilo ili na eksperimentalan način s pomoću senzoriziranog ovjesa ili mjernog kotača (Prikaz br. 6), dok je za pouzdano određivanje opterećenja nerijetko potreban eksperimentalan pristup.

Za ocjenu izvedbe prijašnja razdoblja opterećenja, kako je pokazano na Prikazu br. 6, moraju se pretvoriti u naprežanja proizvedena na pojedinim točkama komponenata. Historijat opterećenja neke točke komponente ovisi i o vanjskim opterećenjima i o reakciji pojedinih komponenata na ta opterećenja. U suštini, radi se o različitoj reakciji rotirajućih i nerotirajućih elemenata ovjesa, kako se može uočiti na Prikazu br. 7. Za rotirajuće dijelove na povijest naprežanja podjednako utječu ciklusi do kojih dolazi uslijed rotacije (ti se ciklusi naprežanja javljaju čak i pri vožnji po idealno ravnom kolniku pri kojoj se nerotirajuće komponente ovjesa naprežu jedino uslijed mogućeg prednaprežanja uslijed korisnog tereta) i nametnutog naprežanja uslijed različitih radnih opterećenja. Također i srednja se vrijednost naprežanja rotirajućih elemenata ne mijenja pri operacijama kao što je vožnja pod kutom, dok će se značajno promijeniti za nerotirajuće dijelove, kako se vidi sa Prikaza br. 7.

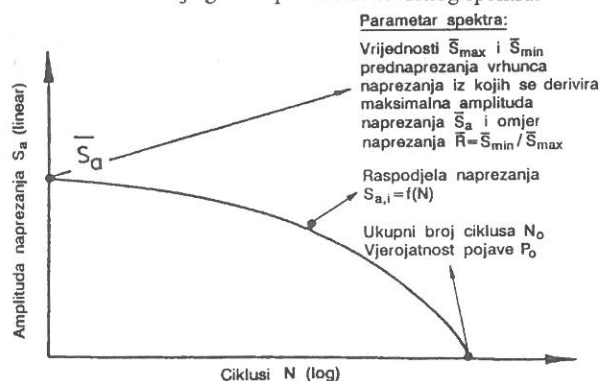
Stoga što radna naprežanja variraju prema slučaju, njihova procjena utemeljena je na postupcima statističkog brojenja. Postupci proračuna koji su važni za procjenu i prikaz radnih spektara jest tzv. *range pair* ili *rain flow* i *level crossing* način

For the design evaluation the load-time histories, as shown on Fig. 6, must be transferred to the stresses generated on individual points of components. The stress-time history on a component's point depends both on the external loads and the response of individual components to these loads. Basically, we have different response of the suspension rotating and non-rotating components as it can be seen on Fig. 7. For the rotating components the stress-time history is influenced as well by the cycles generated through rotation (these stress cycles are generated even at driving on ideal flat road surface at which condition non-rotating suspension components are stressed only by a possible prestress due to the payload) and superimposed stresses due to the variable operational loads. Also the mean stress of the rotating components doesn't change at maneuvers like cornering while this could be significantly changed on the non-rotating components, as it can be seen on Fig. 7.

Because the operational stresses vary at random, their evaluation is based on statistical counting methods. The counting methods being of importance for the fatigue life evaluation and presentation of operational spectra are range pair ("rain flow counting") and level crossing counting, by which the ranges could be derived. It would be beyond this paper to treat the counting methods, used for fatigue life evaluation, in detail. It could be summarized that for the fatigue evaluation of suspension components, achieving more than 10^8 cycles during required operational life, a spectrum based on amplitude distribution (Fig. 8) fulfills the conditions for a reliable fatigue evaluation. This spectrum shows how often (value N) the stresses (stress amplitude $S_{a,i}$) have been reached or exceeded so that the analyzed stress-time histories are classified only according to magnitude and number of occurrences. For the stress-time

izračuna za deriviranje opsega. Podrobniji prikaz postupaka izračuna što se koriste pri procjeni vijeka zamora prelazio bi okvire ovoga rada. Ukratko, za procjenu zamora dijelova ovjesa od više od 10^8 ciklusa tijekom potrebnog radnog vijeka, spektar koji se temelji na amplitudnoj raspodjeli (Prikaz br. 8) zadovoljava zahtjeve glede pouzdanosti procjene. Taj spektar naznačuje koliko su često (vrijednost N) naprezanja (amplituda naprezanja $S_{a,i}$) postignuta ili prekoračena tako da se povijesti naprezanja razvrstavaju samo prema veličini i broju pojavljivanja. Za povijesti naprezanja s promjenom srednje vrijednosti, kao što je prikazano za osovinu kotača pri vožnji pod kutom (Prikaz br. 7), amplitudni spektri paralelnog i istorazinskog proračuna opsega razlikovat će se, tako da se za ocjenu vijeka zamora (proračun oštećenja) srednje vrijednosti obaju spektara [7] moraju koristiti.

Prikaz br. 8 daje glavne parametre tovrnog spektra.



Prikaz 8. Konstrukcijski spektar

Sveobuhvatno istraživanje, uključujući mjerenja i procjenu nastalih oštećenja (početne pukotine, lomovi) na pokusnim ispitivanjima, odobrenje javne cestovne prometnice i uporabe od strane korisnika, provodi se da bi se dobio projektni spektar za kotače i glavčine kotača [1, 2, 4].

Na prikazu br. 9 daju se temeljni podaci potrebni za dobivanje projektnih spektara za kotače i glavčine sukladno eksploatacijskom profilu za zapadnoeuropske ceste [2]. Radna naprezanja koja trpe kotači i glavčine uglavnom su posljedica okomitih sila F_z i bočnih sila F_y ; uzdužne sile F_x ne proizvode

Opterećenja			Parametri spektra			
Uvjeti	F_z	F_y	N	N_β	N_e	Raspodjela
Ravna vožnja	F_{zs}	$\pm F_{ys}$	$0.96 N_t$	$0.48 N_t$	$0.5 \cdot 10^{-6} N$	linearna
Vožnja pod kutom	$F_{z,c,a}$	$F_{y,c,a}$	$0.04 N_t$	$0.02 N_t$	$12.5 \cdot 10^{-6} N$	normalna

$$\text{Ukupna učestalost } N_t = \frac{10^3}{2 \cdot r_{dyn} \cdot \pi} \cdot z \cdot L$$

- L - projektirani vijek u km
- r_{dyn} - dinamički polumjer gume u m
- z - broj ciklusa okretanja kotača
- N_β - učestalost osnovnih naprezanja $S_{a,stat}$ pri procijenjenom opterećenju kotača $F_{z,stat}$
- N_e - učestalost maksimalnih vrijednosti

Prikaz 9. Osnovni podaci za deriviranje spektara naprezanja kotača i glavčina

histories with the mean value shift, like that shown for wheel spindle in the cornering (Fig. 7), the amplitude spectra of the range pair and the level crossing counting will differ, so that for the fatigue life evaluation (damage calculation) the mean value of both spectra [7] should be used. In Fig. 8 the main parameters of such a spectrum are presented.

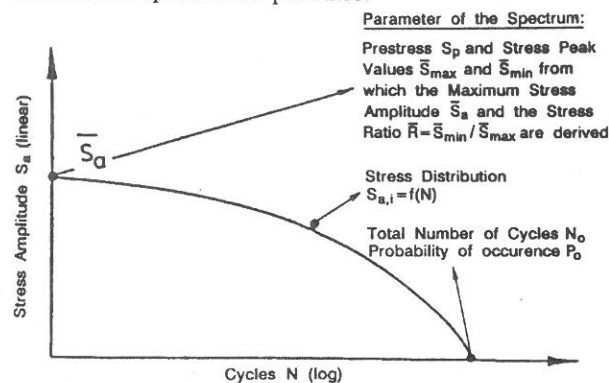


Fig. 8: Design Spectrum

The extensive research including the measurements and the evaluation of occurred damages (initial cracks, fractures) under proving grounds tests, public road approval and customer usage is carried out to derive a representative design spectrum for wheels and hubs [1, 2, 4].

On Fig. 9 the basic data necessary to derive the design spectra for wheels and hubs under the missions profile on the West-European roads [2] are presented. The operational stresses on wheels and hubs are mainly the result of the vertical wheel forces F_z and the lateral wheel forces F_y ; longitudinal wheel forces F_x do not generate fatigue relevant stresses and should be considered only for the wheels with spokes.

Loads			Spectrum Parameters			
Condition	F_z	F_y	N	N_β	N_e	Distribution
Straight Driving:	F_{zs}	$\pm F_{ys}$	$0.96 N_t$	$0.48 N_t$	$0.5 \cdot 10^{-6} N$	Linear
Cornering:	$F_{z,c,a}$	$F_{y,c,a}$	$0.04 N_t$	$0.02 N_t$	$12.5 \cdot 10^{-6} N$	Normal

$$\text{Total Frequency } N_t = \frac{10^3}{2 \cdot r_{dyn} \cdot \pi} \cdot z \cdot L$$

L - Design Life in km

r_{dyn} - dynamic tire radius in m

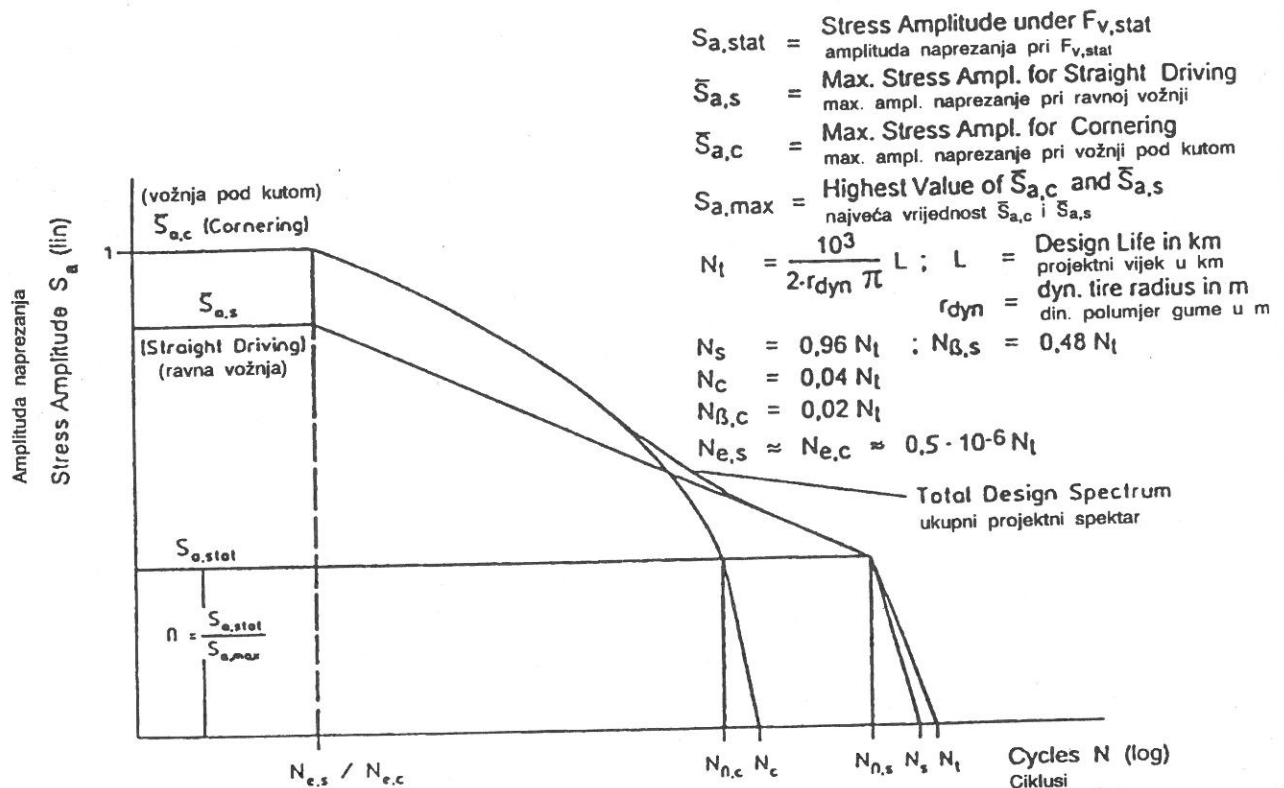
z - Number of cycles for a wheel revolution

N_β - Frequency of the basic stresses $S_{a,stat}$ under rated wheel load $F_{z,stat}$

N_e - Frequency of Maximum Values

Fig. 9. Basic Data for the Derivation of Stress Spectra on Wheels and Hubs

Due to it the decisive load cases for the fatigue life of wheels and hubs are *straight driving* and *cornering*. The loads which determine the stress at *straight driving* $S_{a,s}$ are maximum vertical load F_{zs} and in phase acting lateral load, directed inside ($+F_{ys}$) and outside ($-F_{ys}$) the vehicle; at cornering are of importance only the maximum vertical ($F_{z,c,a}$) and lateral ($+F_{y,c,a}$) load acting on the wheel positioned on the bend outer side by which the maximum cornering stress $S_{a,c}$ is generated.



Prikaz 10. Uopćeni opis projektnih spektara kotača i glavčina
Fig. 10: Generalized Description of Wheel and Hub Design Spectra

naprezanja u svezi sa zamorom i moraju se uzeti u obzir samo za kotače sa žbicama (spokes).

Stoga su odsudni slučajevi opterećenja za zamor kotača i glavčina *ravna vožnja* i *vožnja pod kutom* (cornering). Opterećenja koja određuju naprezanje pri *ravnoj vožnji* $S_{a,s}$ jesu maksimalno okomito opterećenje $F_{z,s}$ i među (in phase) djelujuće bočno opterećenje usmjereno unutar ($+F_{y,s}$) i izvan ($-F_{y,s}$) vozila; pri vožnji pod kutom važni su samo maksimalno okomito ($F_{z,c,a}$) i bočno ($+F_{y,c,a}$) opterećenje na kotaču koji je položen na vanjsku stranu zavoja čime se proizvodi maksimalno kutno naprezanje $S_{a,c}$.

Radna naprezanja kotača i glavčina odgovaraju moduliranoj amplitudnoj vibraciji osnovne amplitude naprezanja $S_{a,stat}$ uslijed zakretanja kotača pod statičkim okomitim opterećenjem $F_{z,stat}$ (procijenjeno opterećenje kotača) od nadređenog naprezanja što je posljedica varijabilnih radnih opterećenja pri ravnoj vožnji i onoj pod kutom.

Prikaz br. 10. pokazuje u uopćenom obliku spektre dobivene temeljem podataka danih u Prikazu br. 9.

The operational stresses of wheels and hubs correspond to the amplitude modulated vibration of the basic amplitude $S_{a,stat}$ due to the wheel rolling under its static vertical load $F_{z,stat}$ (the rated wheel load) by superimposed stresses generated through variable service loads acting in straight driving and cornering.

Figure 10. shows in generalized from the spectra derived by the data given in Fig. 9.

The data on Figs. 9 and 10 cover the existing recommendations for the durability approval of wheels and hubs from SAE, JASU, TÜV [3], so far in the used test facilities a service-like deformation in critical areas is achieved, what is especially for rotating bending test facilities seldom the case. Also the known requirements for the durability approval on proving grounds or even public road sections of individual vehicle companies in most cases are covered too.

As the state-of-the-art for non-rotating suspension components, based on existing data and experience for the preliminary design evaluation and the durability approval by tests, the data in Fig. 11 can be used. The decisive load cases for the fatigue life of these components are: *straight driving*, *cornering*

Podaci s prikaza br. 9 i 10 odnose se na postojeće preporuke glede odobrenja izdržljivosti kotača i glavčina od strane SAE, JASU, TUV [3]; do sada se u pokusnim kapacitetima odnosno postrojenjima postizalo iskrivljenje poput onog eksploatacijskog u kritičnim područjima, što je rijedak slučaj posebice za pokusne uređaje za određivanje svijanja uslijed okretanja. Također, poznati zahtjevi za odobrenje odnosno potvrdu izdržljivosti na pokusnim stazama ili čak odsječcima javne cestovne prometnice pojedinih proizvođača motornih vozila u mnogim se slučajevima također pokrivaju.

Podaci s prikaza br. 11 mogu se koristiti kao polazište za nerotirajuće komponente ovjesa, utemeljeno na postojećim podacima i iskustvu za procjenu idejnog rješenja (preliminary design) i odobrenje izdržljivosti putem pokusa. Odsudni slučajevi opterećenja glede zamora tih komponenta jesu: *ravna vožnja, vožnja pod kutom i kočenje; ubrzanje* predstavlja iskustvo značajno jedino za stražnje vozne osovine.

Za *ravnu vožnju* odsudni uvjeti opterećenja koji će se uzeti u obzir jesu: istodobno djelujuća maksimalna okomita sila ($F_{z,s}$) i bočno opterećenje usmjereno unutar ($+F_{y,s}$) ili izvan vozila ($-F_{y,s}$) ili pak uzdužno opterećenje koje djeluje u smjeru vozila ($F_{x,s}$). Amplituda maksimalnog opterećenja za ravnu vožnju $S_{a,s}$ dobije se iz maksimalnog i minimalnog naprezanja, pri čemu $S_{min,s} \leq 0$.

Za *vožnju pod kutom*, stanje opterećenja na kotaču s vanjske strane zavoja (opterećenja $F_{z,c,a}$ i $+F_{y,c,a}$) i s unutrašnje strane (opterećenja $F_{z,c,i}$ i $-F_{y,c,i}$) moraju se uzeti u obzir.

Za *kočenje i ubrzanje* odsudna su samo opterećenja koja djeluju pri manevarskim operacijama pri ravnoj vožnji, tako da samo istodobna kombinacija okomitih opterećenja ($F_{z,b}$) i uzdužnih opterećenja ($F_{x,b}$) imaju značenje.

Broj ciklusa pojedinih spektara N i maksimalnih vrijednosti N_e daju se kao vrijednosti u svezi s ukupnim brojem ciklusa N_t .

Ukupan broj ciklusa varira ovisno o dinamičkom ponašanju ali za procjenu zamora može se koristiti srednja vrijednost za 500 ciklusa vozila po km.

and *braking; accelerating* is by experience of importance only in the case of driven rear axles.

For the *straight driving* decisive loading conditions to be taken into account are: simultaneously acting maximum vertical force ($F_{z,s}$) and lateral load directed inside ($+F_{y,s}$) or outside ($-F_{y,s}$) of vehicle or longitudinal load acting toward vehicle ($F_{x,s}$). The maximum stress amplitude for straight driving $S_{a,s}$ is derived from the maximum and minimum stress, whereby $S_{min,s} \leq 0$.

For *cornering* the loading conditions on the wheel at the outer side of a bend (loads $F_{z,c,a}$ and $+F_{y,c,a}$) and on the inner side (loads $F_{z,c,i}$ and $-F_{y,c,i}$) must be taken into account.

For *braking and accelerating* only the loads acting at manoeuvres in straight driving are decisive, so that only a simultaneous combination of vertical loads ($F_{z,b}$) and the longitudinal loads ($F_{x,b}$) are of importance.

The number of cycles for individual spectra N and for maximum values N_e are given as values related to the total number of cycles N_t . The total number of cycles vary depending on dynamical behavior, but for fatigue evaluation, as a mean value for cars 500 cycles per km can be used.

It is still in validation how far this data covers the durability test requirements on proving grounds and public road sections used for durability approval by individual companies, but it covers the known laboratory test requirements of individual companies as well for the case of the multiaxial loads as for uni-axial load testing.

The graphical presentation corresponds to the form given in Fig. 10 for wheels and hubs, whereby periodic stress amplitude $S_{a,stat}$ generated by the rolling wheel, with the frequency of occurrence N_b is to be dismissed. So the spectra in a log (life, cycles) - linear (stress or load) diagram is described between the cycles N_e for maximum values to the cumulative number of cycles N for individual loading condition by a linear distribution for straight driving and a normal distribution for cornering and braking/accelerating maneuvers.

Opterećenja Loads					Parametri spektra Spectrum Parameters		
Uvjeti Condition	F_z	F_y	F_x	$F_{x,b}$	N	N_e	Raspodjela Distribution
Ravna vožnja: Straight Driving:	$F_{z,s}$ $F_{z,s}$	$\pm F_{y,s}$ —	— $F_{x,s}$	—	$0,96 \cdot N_t$	$N \cdot 10^{-6}$	linearna Linear
Vožnja pod kutom: Cornering: vanjska strana outer side unutarnja strana inner side	$F_{z,c,a}$	$F_{y,c,a}$	—	—	$0,04 \cdot N_t$	50	normalna Normal
	$F_{z,c,i}$	$-F_{y,c,i}$	—	—	$\frac{20}{20}$		
Kočenje: Braking:	$F_{z,b}$	—	—	$F_{x,b}$	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^2$	normalna Normal

uz ukupnu učestalost $N_t = L \cdot I$

N - učestalost pojedinog spektra

N_e - učestalost ekstremnih vrijednosti

L - projektirani vijek

I - broj ciklusa po km

with Total Frequency $N_t = L \cdot I$

N - Frequency of individual spectrum

N_e - Frequency of extreme values

L - Design Life

I - Number of cycles per km

Prikaz 11. Osnovni podaci za izvedbu spektara naprezanja za ovjesne komponente automobila

Fig. 11: Basic Data for the Derivation of Stress Spectra for Suspension Components of Cars

Još uvijek se provjerava koliko ovi podaci pokrivaju zahtjeve ispitivanja izdržljivosti na pokusnim stazama i odsječcima javnih cestovnih prometnica što ih pojedini proizvođači motornih vozila koriste za odobrenje izdržljivosti, no oni pokrivaju poznate zahtjeve laboratorijskih ispitivanja pojedinih kompanija i slučajeve višeosovinskog opterećenja kao i ispitivanje jednoosovinskog opterećenja.

Grafički prikaz odgovara obliku danom na Prikazu br. 10 za kotače i glavčine, pri čemu se amplituda periodičnog opterećenja $S_{a,ssr}$ koju proizvodi kotač koji se okreće, uz učestalost pojave N_β mora odbaciti. Tako se spektre u evidencijskom (životnom, cikličnom) dijagramu linearnog naprezanja (ili opterećenja) opisuje između ciklusa N_e za maksimalne vrijednosti do zbirnog broja ciklusa N za pojedino stanje opterećenja linearnom raspodjelom za ravnu vožnju i normalnom raspodjelom za vožnju pod kutom i manevarske operacije kočenja i ubrzavanja.

2.2. Dozvoljena naprezanja

Dozvoljena naprezanja ovise osim o radnom opterećenju o svojstvima materijala, proizvodnom postupku i pojedinostima izvedbe odnosno konstrukcije. Stoga, za pouzdanu procjenu izvedbe (odnosno konstrukcije) prije negoli se dađe odobrenje glede izdržljivosti, treba se posjedovati primjereno znanje o pojedinim utjecajima.

Zbog proizvodnog postupka raspodjela čvrstoće, veličina granula, površinska neravnost i rezidualna naprezanja mogu se odsudno promijeniti i posljedično otpornost na zamor. Poznato je da se obradom površine odnosno djelovanjem na nju može postići povećanje otpornosti na zamor (fatigue strength) i do

2.2. Allowable Stresses

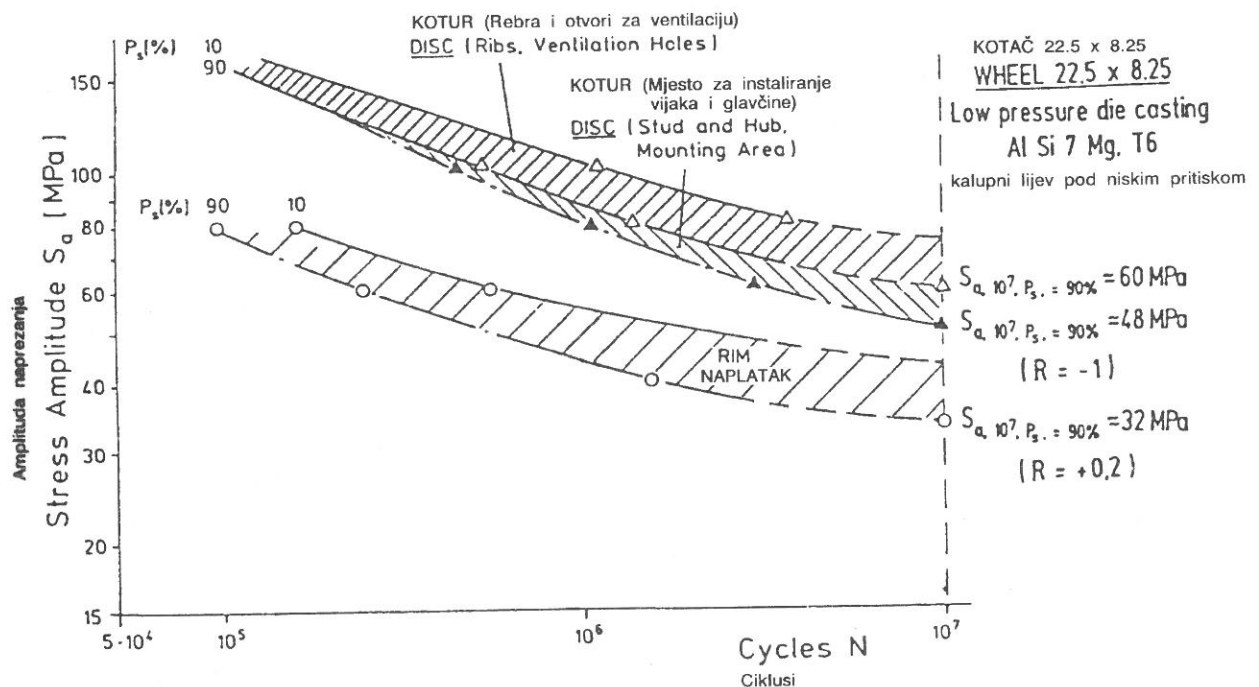
The allowable stresses depend on *operational loading* and also on *material properties*, *manufacturing procedure* and *design details*. Therefore, for a reliable design evaluation before any durability approval is made, a good knowledge about individual influences is necessary.

Due to the manufacturing procedure the hardness distribution, the grain size, the surface roughness, and the residual stresses can be decisively changed and due to this at also the fatigue strength. It is known that through surface treatment an increase of the fatigue strength up to 300 per cent could be achieved, depending on material properties, stress distribution, type and level of stress-time history.

The design details can influence the stress concentration (notch factor K_t), the stress distribution in the components crack propagation section, the stress state (bending, tension, multiaxial stress state), which all have effect on the fatigue strength too. Generally, it should be regarded that the increase of the material ultimate (static) strength doesn't improve the fatigue strength proportionally and depends decisively on the design details as well as on the manufacturing process.

As an example the fatigue strength data for the cast aluminium wheels (Al Si7 Mg, T6) are summarized on Fig. 12. The fatigue strength for different wheel areas differ due to influence of prestress ($R = 0.2$ for rim and $R = -1$ for disc areas), stress distribution and damage mechanism.

More data and details concerning the fatigue strength of materials and suspension components including influences and procedures to improve the fatigue strength can be found in corresponding literature and data banks.



Prikaz 12. Podaci glede otpornosti na zamor za različita područja kotača Al Si7 Mg, T6 postupkom lijeva pod niskim pritiskom

Fig. 12: Fatigue Strength Data for Different Wheel Areas of Low-Pressure Die Casting Al Si7 Mg, T6

300%, ovisno o svojstvima materijala, raspodjeli naprezanja, vrsti i stupnju prethodnih razdoblja naprezanja.

Pojednosti koje se odnose na izvedbu (konstrukciju) mogu uvjetovati koncentraciju naprezanja (utorni čimbenik K_t), raspodjelu naprezanja na području širenja napuknuća elemenata, stanje naprezanja (svijanje, napetost, stanje višeosovinskog naprezanja), što sve ima utjecaja na otpornost na zamor. Općenito, treba se smatrati da povećanje krajnje (statičke) snage odnosno otpornosti materijala ne poboljšava proporcionalno otpornost na zamor i odsudno ovisi o pojedinostima u svezi s izvedbom kao i o proizvodnom procesu.

Primjer podataka za otpornost na zamor za lijevane kotače od aluminija (Al Si7 Mg, T6) daju se u sažetom obliku na prikazu br. 12. Otpor na zamor različitih područja kotača razlikuje se zbog učinka prednaprezanja ($R = 0,2$ za obod i $R = -1$ za područja kotura), raspodjele naprezanja i mehanizma oštećenja.

Više podataka i pojedinosti u svezi s otpornosti na zamor materijala i elementima ovjesa, uključujući utjecaje i postupke za njezino povećanje, mogu se naći u odgovarajućoj literaturi i bankama podataka. Kao opća opaska može se uzeti da procjena zamora neke konstrukcije, koja se temelji samo na svojstvima materijala glede zamora što se određuju s pomoću cikličnog opterećenja reguliranog naprezanjem ne može dati pouzdane podatke ako se ne uzmu u obzir dodatni utjecaji na otpornost komponenata na zamor.

Mora se naglasiti da je dobra izvedba odnosno konstrukcija od suštinskog značenja. Moramo imati na umu da zbog eksponencijalnog odnosa između zamora i naprezanja

$$N_x = N_o \cdot \bar{S}_{a,x}^{-k} \quad (\text{vidi Prikaz br. 13})$$

smanjenje naprezanja za 10% može povećati zamor otprilike za 100%. To znači da mala promjena u izvedbi oblika ili dimenzija može zadovoljiti zahtjeve glede povećanja vijeka zamora. Odnos između vijeka zamora i dimenzija ovisi o raspodjeli

As a general comment it must be regarded that a fatigue evaluation of a design, based merely on material fatigue properties determined under strain controlled cyclic loading, can't deliver reliable results, if additional influences on components fatigue strength are not taken into account.

It must be emphasized that a good design is of paramount importance. We have to keep in mind that due to the exponential relation between fatigue life and the stress

$$N_x = N_o \cdot \bar{S}_{a,x}^{-k} \quad (\text{see Fig. 13})$$

a decrease of the stress by 10 per cent can increase the fatigue life roughly by 100 per cent. It means that a small change in design shape or dimensions can satisfy the requirements for an increase of the fatigue life. The relation between the fatigue life and the dimensions depends on the stress distribution in the critical components section and is described by the equation:

$$t_o = t_x \left(\frac{N_o}{N_x} \right)^{\frac{1}{k \cdot n}}$$

In this equation

N_o - required fatigue life

N_x - achieved fatigue life

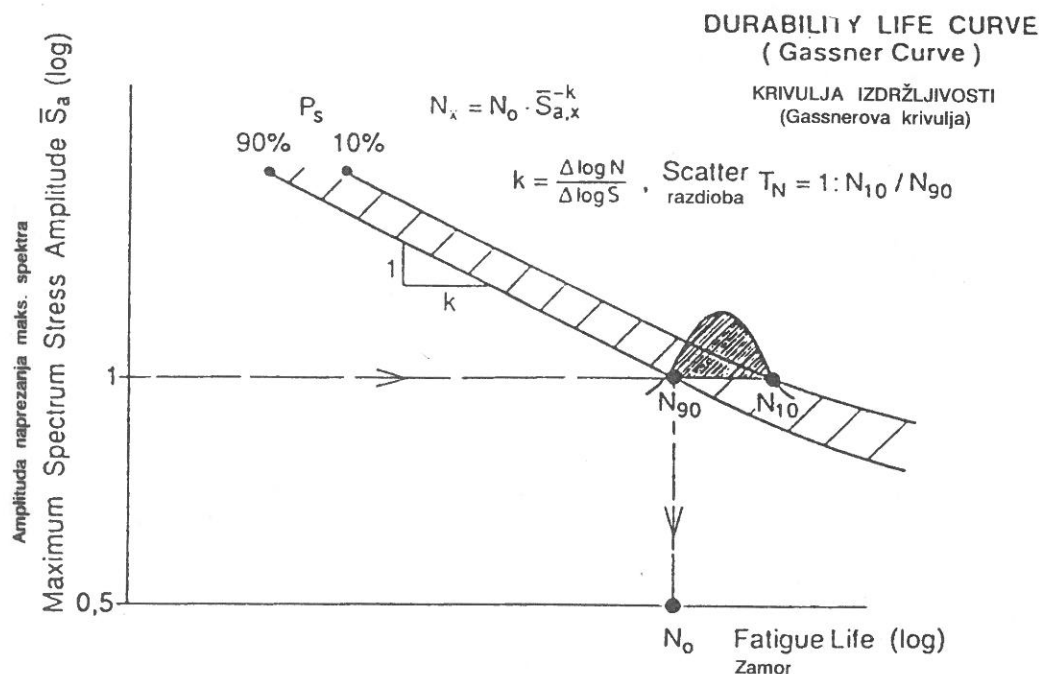
t_o - required thickness to reach N_o

t_x - existing thickness

k - slope of the fatigue life curve (usually between $k = 4$ to $k = 7$)

n - ratio of the stress change through thickness ($n = 2$ for pure bending and $n = 1$ for pure tension/compression stress).

Finally it should be mentioned that as a state-of-the-art a fatigue life scatter at the production of suspension components, depending on the production technology, a value $T_N = 1 : 3$ to $1 : 4$ (see Fig. 13) should be achieved. This data should be used as a basis to determine the requirements (risk factor R_F) for the durability approval of the suspension components.



Prikaz 13. Odnos između radnog naprezanja i vijeka zamora
Fig. 13: Relation between Operational Stress and Fatigue Life

naprezanja na kritičnom području komponenata i opisuju se jednačbom:

$$t_o = t_x (N_o / N_x)^{\frac{1}{k \cdot n}}$$

gdje je:

- N_o - potreban vijek zamora
- N_x - postignut vijek zamora
- t_o - potrebna debljina da se postigne N_o
- t_x - postojeća debljina
- k - zakrivljenost (slope) krivulje vijeka zamora (obično između $k = 4$ do $k = 7$)
- n - odnos promjene naprezanja uslijed debljine ($n = 2$ za čisto svijanje a $n = 1$ za čisto naprezanje uslijed napetosti i pritiska)

Konačno, mora se spomenuti da bi se s obzirom na stanje razvoja raspršenosti vijeka zamora pri proizvodnji komponenata automobilskeg ovjesa ovisno o proizvodnoj tehnologiji, trebalo postići vrijednost $T_N = 1 : 3$ do $1 : 4$ (vidi Prikaz br. 13).

Ti se podaci moraju koristiti kao osnova za određivanje zahtjeva (faktor rizika R_F) za odobrenje izdržljivosti dijelova ovjesa.

3. ODOBRENJE IZDRŽLJIVOSTI

Budući da postojeći postupci ne zadovoljavaju zahtjeve pouzdanog predviđanja vijeka zamora, odobrenje glede izdržljivosti bitnih elemenata ovjesa obavlja se uglavnom eks-

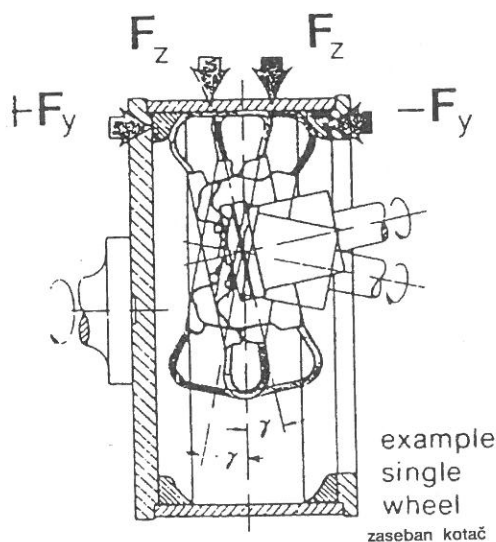
3. DURABILITY APPROVAL

Because the existing procedures don't satisfy the requirements for a reliable fatigue life prediction the durability approval of vital suspension components is made generally experimentally by tests in laboratory as well as on roads (proving grounds). To guarantee an effective time and cost saving development the experimental tests on components should be made at an early development stage. To carry out such tests appropriate test facilities including load programs [8 - 13] must be available. As general approach the durability approval of rotating components (wheels, hubs) and non-rotating suspension components will be presented.

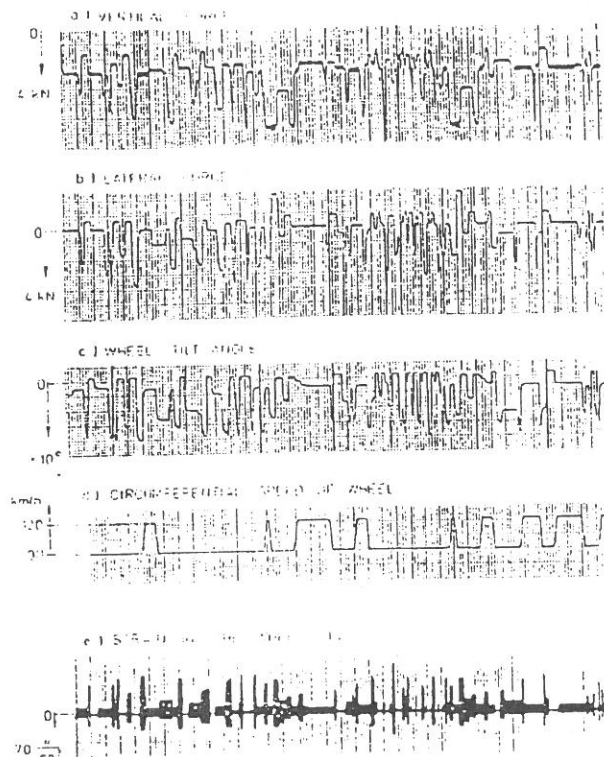
3.1. Procedure for Durability Approval of the Rotating Suspension Components (wheels, hubs)

To assure a service-like durability approval of rotating suspension components the tests are carried out in a wheel/hub multiaxial loaded test facility. This test facility, which is increasingly used at vehicle and wheel producer companies, allows an effective and reliable durability approval, whereby a wheel with mounted tire is running inside a drum and simulated loads are generated by servohydraulic cylinders (Fig. 14).

There exist basically three different variations of this facility, which all in common have the same basic loading principle, shown on Fig 14, left side; more details can be found in the literature [4].



Loading Principle
princip opterećenja



Time sequence of wheel forces, wheel tilt speed and measured strain in a wheel area for one circuit (30 km) of "Eurocycle".
Vremenski slijed sila na kotač, brzine nagiba kotača i izmjereno naprezanje na području kotača za jedan krug (30 km) "Eurociklusa".

Prikaz 14. Načelo opterećenja i postupak ispitivanja rotirajućih komponenata ovjesa
Fig. 14: Loading Principle and Test Procedure for Rotating Suspension Components

perimentalno s pomoću pokusa u laboratoriju kao i na cestovnim prometnicama (pokusne staze). Da bi se zajamčio učinkovit razvoj uz uštedu vremena i sredstava odnosno troškova, eksperimentalni pokusi na komponentama moraju se obaviti u ranoj razvojnoj fazi. Da bi se provedli takvi pokusi odnosno ispitivanja mora se raspolagati odgovarajućim pokusnim kapacitetima uključujući programe opterećenja [8 do 13]. Predstaviti će se u smislu općeg pristupa odobrenje izdržljivosti rotirajućih komponenta (kotača, glavčina) i nerotirajućih elemenata ovjesa.

3.1. Postupak za davanje odobrenja glede izdržljivosti rotirajućih elemenata ovjesa (kotača, glavčina)

Da bi se postiglo odobrenje glede izdržljivosti poput one eksploatacijske rotirajućih komponenta automobilske ovjesa, provode se ispitivanja u laboratoriju za ispitivanje višeslovnog opterećenja kotača i glavčina. Laboratorij, koji se sve više koristi u poduzećima proizvođača automobila i kotača, omogućuje djelotvorno i pouzdano odobrenje izdržljivosti, pri čemu se kotač na koji je postavljena guma okreće unutar bubnja, a proizvode se simulira na opterećenja s pomoću servo-hidrauličnih cilindara (Prikaz br. 14).

U osnovi postoje tri različite inačice tovrnog laboratorija, kojima je zajedničko isto osnovno načelo opterećenja, predstavljeno na Prikazu br. 14, lijevo; dalje se informacije mogu naći u stručnoj literaturi [4].

Slijed prethodnih programa opterećenja koji se koristi u takvom laboratoriju za ispitivanja, što uzima u obzir profil namjene za zapadnoeuropske uvjete opterećenja i uporabe, i proizvedeno naprezanje u jednoj točki kotura kotača predstavljeno je na Prikazu br. 14, desno.

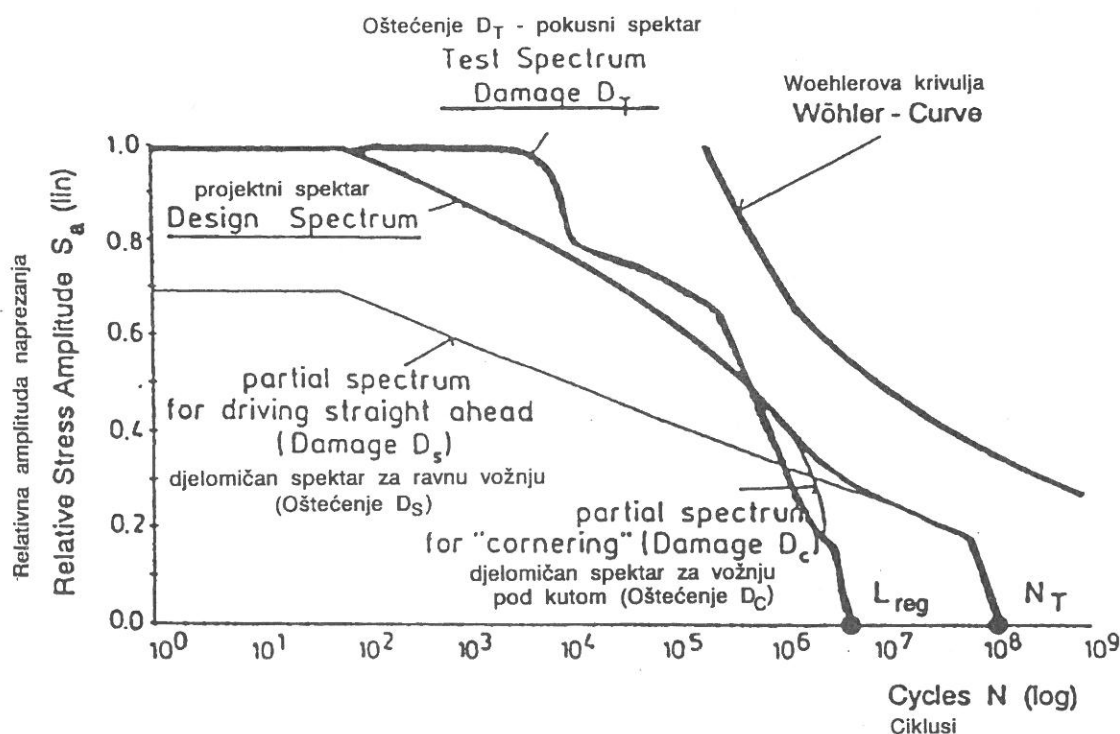
The time history of the loading program used in such a test facility, which takes into account the missions profile for the West-European loading and usage conditions and the generated strain in a point of the wheel disc are presented in Fig 14, right side.

On Fig. 15 the design spectrum derived by the data on Fig. 9 and the test spectrum for the generated stress in the wheel disc are presented. The requirement is that the fatigue damage induced by test program D_T has the same value as the damage of the design spectrum D_D ($D_D = D_S + D_C$, whereby D_S represents the damage at straight driving and D_C at cornering): $D_T = D_D$.

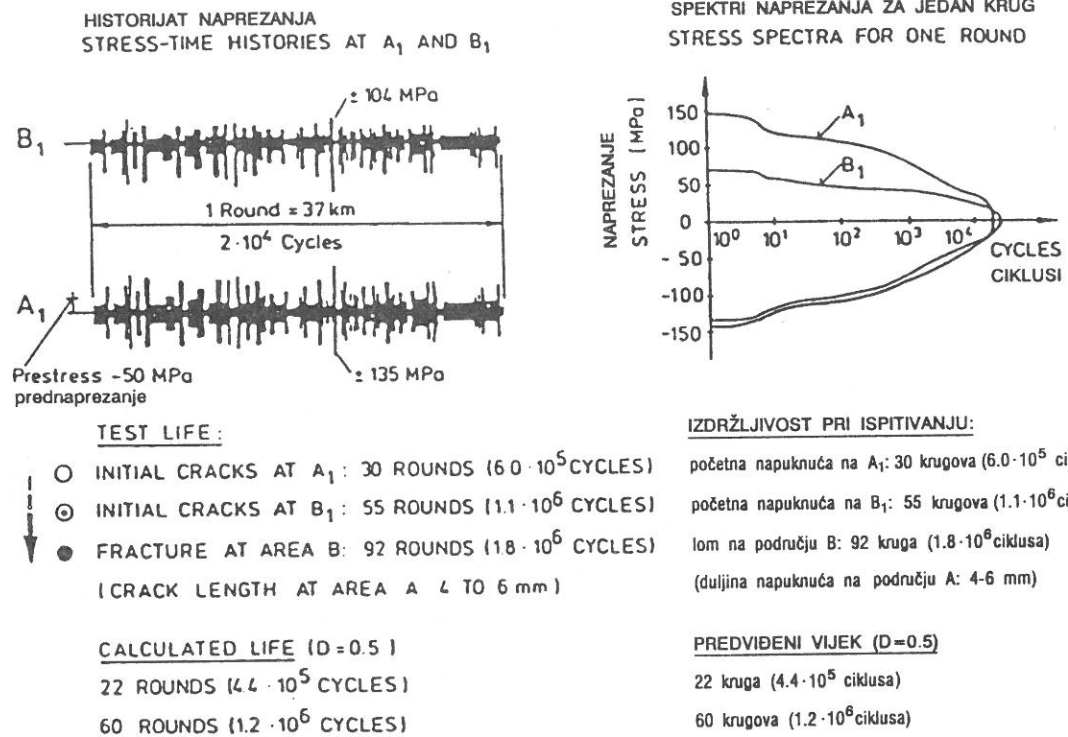
This is realized by the standardized test spectrum, called "Eurocycle", whereby a test distance of 10,000 km is needed for aluminum wheels, taking into account that three tests are carried out for each wheel type and a corresponding safety factor R_F as discussed in Chapter 1, is taken into account.

As an example the results of a durability approval on a cast aluminium wheel 6 J x 14 are presented. The wheel has as a result of its design relatively high local stresses in the connection area between disc and rim on the cooling hole (spot A1, Fig.16), whereby the nominal stress in that section is relatively low being primarily bending. At Area B the local surface stress on the inner side is about 30% lower compared to spot A1 (Fig. 17), but the nominal stress level is higher because in this section primarily tensile or compressive stresses occur during wheel rolling. These stress conditions result in the following failure mode development (Fig. 17):

Initial cracks of approximately 1 mm are registered after about 1/3 for the total test life in the Area A. After 2/3 of the total test life the cracks occur also in Area B. The cracks propagate in this area quickly while in Area A very slowly.

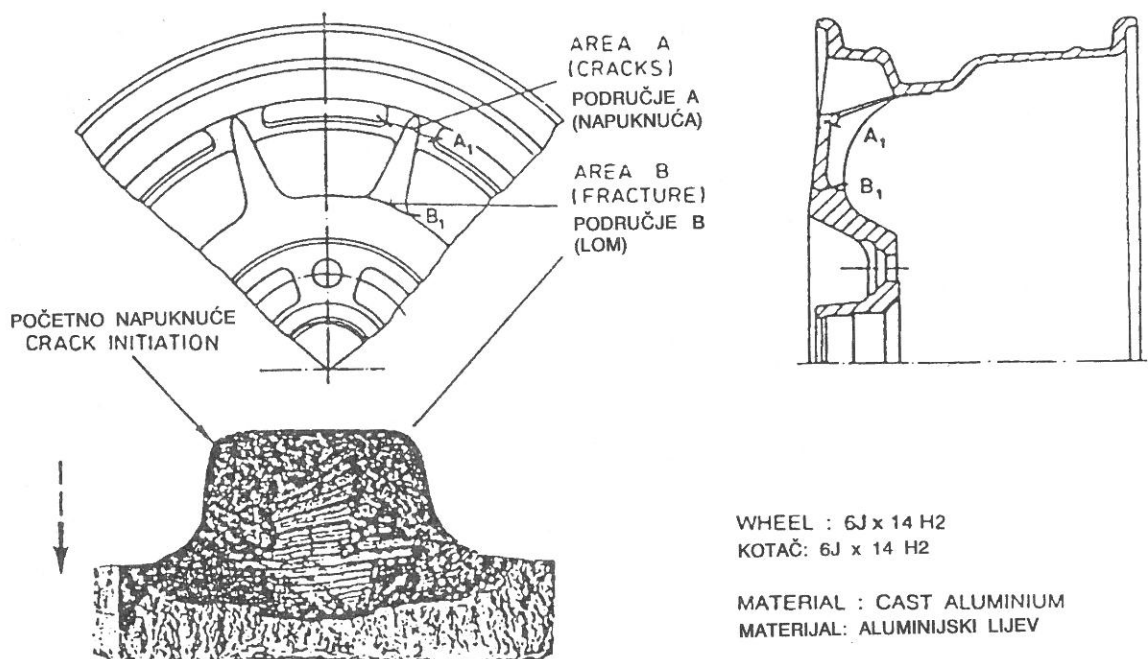


Prikaz 15. Projektni (300 000 km) i pokusni (10 000 km) spekter za automobilske kotače od lakog metala
Fig. 15: Design (300 000 km) and Test (10 000 km) Spectrum for Light Metal Car Wheels



Prikaz 16. Lom u uvjetima ispitivanja izdržljivosti u laboratoriju odnosno na uređaju za ispitivanje dvoosovinskog opterećenja kotača

Fig. 16: Fracture under Durability Tests in Biaxial Wheel Test Facility



Prikaz 17. Registrirana naprezanja, njihovi spektri i vijek zamora

Fig. 17: Stress-Time Histories, their Spectra and Fatigue Life

Na Prikazu br. 15 predstavljaju se konstrukcijski spektar koji se izveo na temelju podataka s Prikaza br. 9 i pokusni spektar za proizvedeno naprezanje na koturu kotača. Zahtjev je da oštećenje uslijed zamora induciranog pokusnim programom D_T ima istu vrijednost kao i oštećenje s konstrukcijskog spektra D_D ($D_D = D_S + D_C$, pri čemu D_S predstavlja oštećenje pri ravnoj vožnji a D_C pri vožnji pod kutom): $D_T = D_D$.

To se postiže standardiziranim pokusnim spektrom, koji se naziva "Eurocycle", pri čemu je potrebna udaljenost od 10 000 km za kotače od aluminija, uzimajući u obzir da se izvede tri ispitivanja za svaku vrstu kotača i odgovarajući faktor rizika R_F kako je opisano u 1. poglavlju.

Kao primjer navode se rezultati odobrenja izdržljivosti za kotač 6J x 14 od lijevana aluminija. Kotač uslijed svoje izvedbe ima razmjerno velika lokalna naprezanja na spojnem području između kotura kotača i oboda na otvoru za hlađenje (točka A1, Prikaz br. 16), pri čemu je nominalno naprezanje na tom području razmjerno nisko i uglavnom se odnosi na svijanje. Na području B lokalno površinsko naprezanje s unutarnje strane za kojih je 30% niže u poredbi s područjem A1 (Prikaz br. 17), ali je stupanj nominalnog naprezanja viši jer na ovom području se uglavnom javljaju naprezanja uslijed napetosti i pritiska tijekom okretanja kotača. Ovakvi uvjeti naprezanja odnosno stanja imaju za posljedicu razvoj sljedećeg oblika otkaza (Prikaz br. 17).

Početne pukotine od otprilike 1 mm registriraju se nakon oko 1/3 ukupnog vijeka ispitivanja na području A. Nakon 2/3 ukupnog pokusnog razdoblja pukotine se javljaju i na području B. Na tom području pukotine se brzo šire a one na području A vrlo sporo.

Konačno, ispitivanja se privode kraju zbog opće deformacije kotača uslijed vrlo dubokih pukotina na području B (vi-

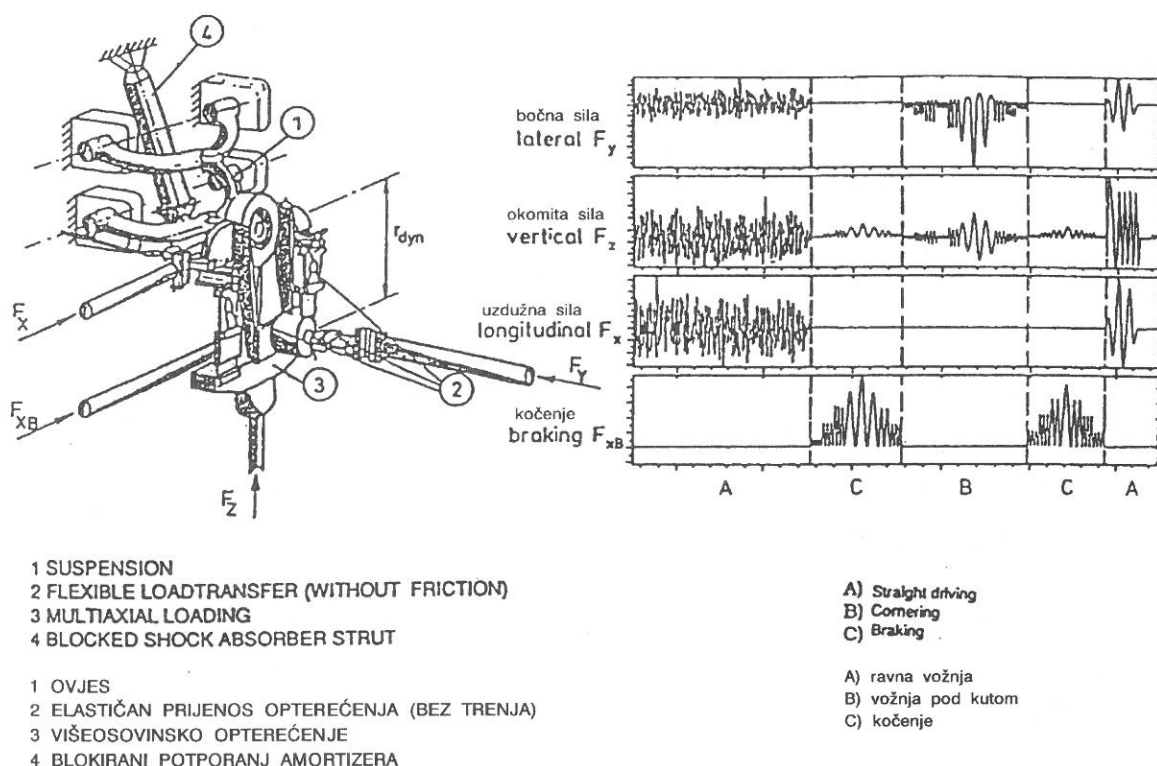
Finally, the tests are finished because of the global deformation of the wheel due to very deep cracks in Area B (see Fig. 16), while the cracks in Area A are almost stopped in all cracked positions after achieving a length of 4 to maximum 6 mm. So the improvement and redesign of the wheel is more important in Area B than in Area A, nevertheless, the local stress in this area is about 30% higher.

3.2. Procedure for Durability Approval of the Non-Rotating Suspension Components

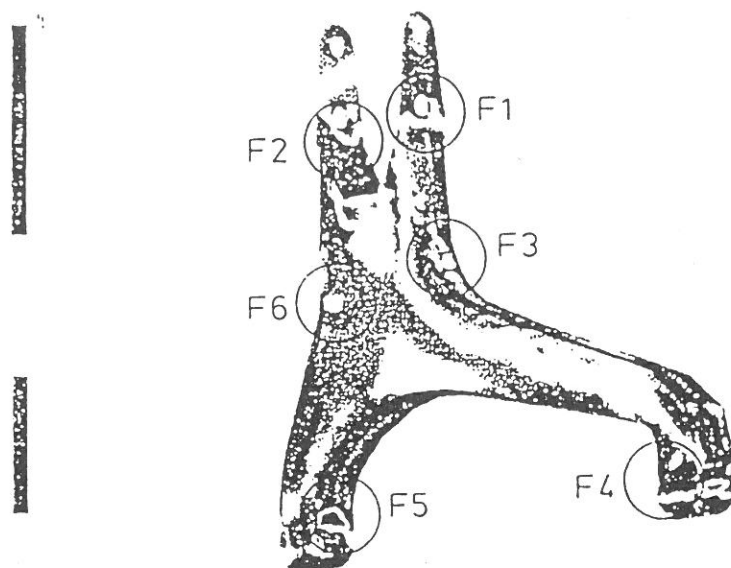
A schematic layout of the test facility for the durability approval of the non-rotating suspension components, from the spindle up to the shock absorber and a standardised load program are presented on Fig. 18. The suspension components at this test are assembled to a "half axle". The four relevant loads, acting at the wheel, are generated by servohydraulic actuators. These loads are transferred through rods, joints and a wheel adapter to the wheel base (vertical, lateral and braking loads) resp. to the wheel centre (longitudinal for rough road and acceleration) and further transferred to the suspension components which have to be tested. The excitation of the servohydraulic actuators is made load controlled.

The procedure for the design evaluation and durability approval will be presented on an example. On Fig. 19 a front suspension lower arm, manufactured by welding of steel sheet parts is shown. Based on vehicle data the loads for individual conditions - straight driving, cornering, braking - were determined and used as well for calculation of stresses in individual areas as for the adaptation of the drive signals (test program).

Based on preliminary theoretical design evaluation the prototypes were manufactured and experimentally investigated. In



Prikaz 18. Izgled uređaja za ispitivanje i program opterećenja u svrhu odobrenja izdržljivosti komponenata ovjesa
Fig. 18: Layout of the Test Facility and the Load Program for Durability Approval of Suspension Components



Prikaz 19. Donji krak prednjeg ovjesa i moguća kritična područja F1 do F6
Fig. 19: Front Suspension Lower Arm and Possibly Critical Area F1 to F6

di Prikaz br. 16), dok su pukotine na području A zamalo ostale iste na svim mjestima nakon što su se razvile do u duljinu od 4 do maksimalno 6 mm. Tako je poboljšanje i preoblikovanje kotača važnije na području B negoli na području A, iako je lokalno naprezanje na ovom području oko 30% veće.

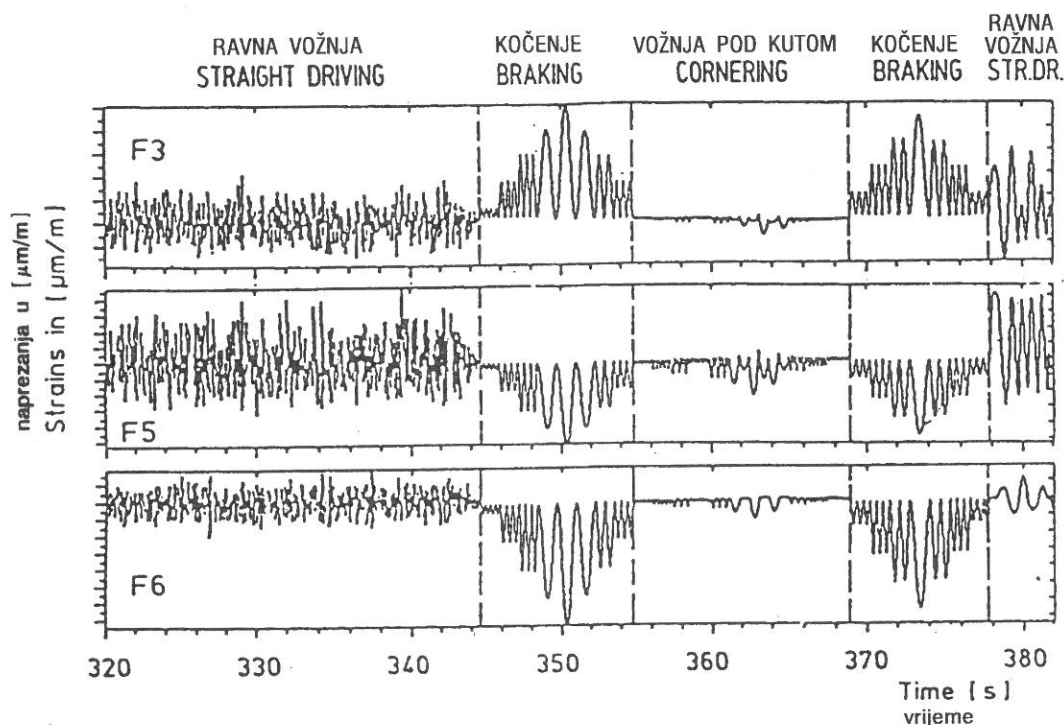
3.2. Postupak za odobrenje izdržljivosti nerotirajućih elemenata ovjesa

Shematski prikaz uređaja za ispitivanje u svrhu odobrenja izdržljivosti nerotirajućih dijelova ovjesa, od osovine do amortizera, i standardizirani program opterećenja prikazuju se na Prikazu br. 18. Komponente ovjesa u ovom ispitivanju sklop-

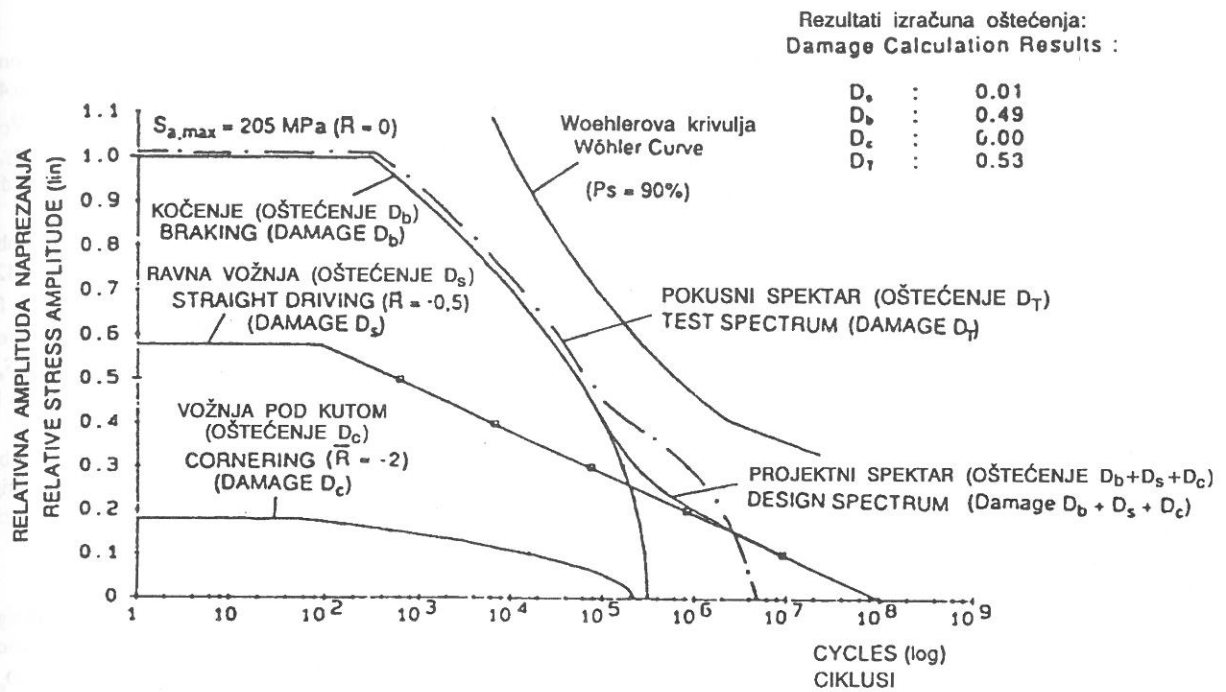
individual areas F1 to F6 the strain gages were positioned and stresses analyzed under individual load case and compared with the stresses during durability tests.

An excerpt at the measured stresses in areas F3, F5 and F6, superimposed to the pre-stresses, induced by static suspension load, are reproduced on Fig. 20. It can be seen from this recordings that the highest stresses in the areas F3 and F6 are generated by braking, being mainly bending stress at the sections F3 to F6, while in the area F5 the higher stress, being generally much lower than in areas F3/F6, are induced through straight driving.

Based on the data in Fig. 11 the stress spectra for individual loading case are derived and compared with the test stress



Prikaz 20. Mjerena naprezanja na području F3, F5 i F6 pri ispitivanju izdržljivosti
Fig. 20: Measured Strains in Areas A3, F5 and F6 at Durability Test

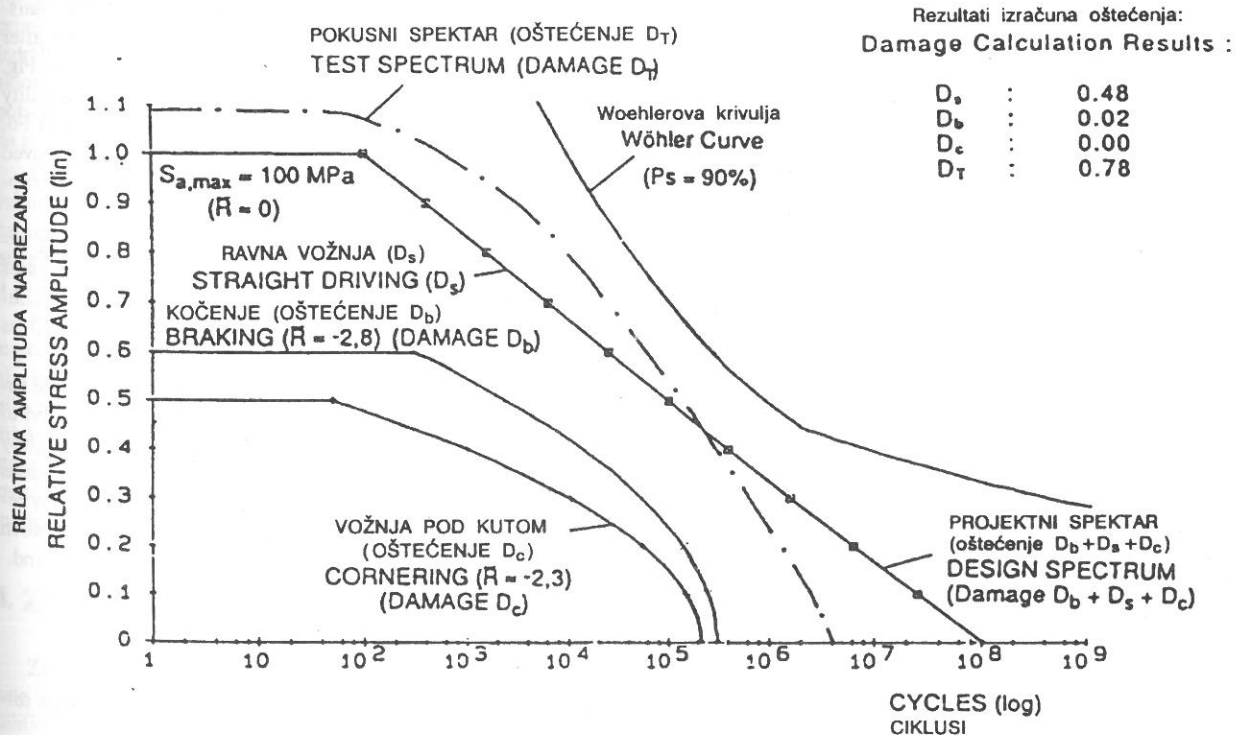


Prikaz 21. Poredba projektnog (300 000 km) i pokusnog spektra - područje F3
Fig. 21: Comparison of the Design (300 000 km) and the Test Spectrum - Area F3

ljene su kao "poluosovina". Četiri odnosna opterećenja koja djeluju na taj kotač proizvode se s pomoću servohidrauličnih pokretača. Ova se opterećenja prenose putem poluga, spojeva i adaptera kotača na bazu kotača (okomita, bočna i kočiona opterećenja) u odnosu na središte kotača (uzdužna za neravnu

spectra; the results obtained for area F3 and F5 are shown on Fig. 21 and Fig. 22.

For the design evaluation also the analysis of the fatigue damage induced by individual loading is carried out on-line. These analyses delivered following results:



Prikaz 22. Poredba projektnog (300 000 km) i pokusnog spektra - područje F5
Fig. 22: Comparison of the Design (300 000 km) and the Test Spectrum - Area F5

cestu i ubrzanje) i dalje prenose na komponente ovjesa koje se imaju ispitivati. Uzbuda servohidrauličnih pokretača regulira se opterećenjem.

Postupak za procjenu izvedbe i odobrenje izdržljivosti dat će se s pomoću jednog primjera. Na Prikazu br. 19. predstavljen je donji krak prednjeg ovjesa izveden varenjem dijelova od čeličnog lima. Na temelju podataka za vozilo odredila su se opterećenja za pojedine uvjete - ravna vožnja, vožnja pod kutom, kočenje - pa su se koristila i za proračun naprezanja na pojedinim područjima te za prilagodbu pogonskog signala (pokusni program).

Na temelju prethodne procjene idejne izvedbe proizvedeni su protutipovi i proučeni na eksperimentalan način. Na pojedinim područjima F1 do F6 postavljeni su mjerači i naprezanja su analizirana za svaki pojedini slučaj opterećenja te uspoređena s naprezanjima tijekom ispitivanja izdržljivosti.

Na Prikazu br. 20 daje se izvadak izmjerenih naprezanja na području F3, F5 i F6, koja su imala prednaprezanje, inducirano statičnim opterećenjem ovjesa. Može se uočiti sa tih snimaka da su naajveća naprezanja na području F3 i F6 proizvedena kočenjem, što su uglavnom naprezanja od svijanja na dijelovima F3 do F6, dok na području F5 postoji veće naprezanje koje je općenito mnogo manje negoli na području F3/F6 što je proizvedeno s pomoću ravne vožnje.

Na temelju podataka iz Prikaza br. 11 dobiveni su spektri naprezanja za pojedine slučajeve opterećenja i uspoređeni s pokusnim spektrima naprezanja; na prikazu br. 21 i 22 dani su rezultati dobiveni za područje F3 i F5.

Za procjenu izvedbe provodi se također "on-line" analiza oštećenja uslijed zamora uzrokovana pojedinim opterećenjem. Analiza je dala sljedeće rezultate.

Područje F3:

Oštećenje uslijed zamora na ovom području uvjetovano je većinom samo kočenjem (djelomično oštećenje kočionog spektra $D_b = 0,49$, oštećenje pri ravnoj vožnji $S_s = 0,01$ i vožnji pod kutom $D_c = 0,000$). To znači da, ako je potrebno preoblikovanje, ono bi moralo biti uglavnom usredotočeno na smanjenje naprezanja uslijed uzdužnih sila.

Da bi se postigao potreban vijek zamora utemeljeno na dozvoljenom ukupnom oštećenju $S \leq 0,5$ granica izdržljivosti $S_e \geq 0,42 \cdot \bar{S}_{a,max}$ uzeti u obzir kut nagiba $k = 4$ do 6 što vrijedi za komponente od zavarenog čeličnog lima. Za maksimalnu vrijednost naprezanja $\bar{S}_{a,max} = S_{a,b} = 205$ MPa za ovo je područje potrebna granična izdržljivost $S_e \geq 86$ MPa što se može postići dobrom izradom zavarenih elemenata od čeličnog lima.

Na temelju proračuna oštećenja, oštećenje pri ispitivanju izdržljivosti vrlo dobro odgovara oštećenju konstrukcijskog spektra ($D_D = 0,5$ a $D_T = 0,53$). Slični se podaci dobiju za područja F2 i F6.

Područje F5:

Oštećenje na tom području uglavnom je uvjetovano ravnom vožnjom $D_s = 0,48$, oštećenje uslijed kočenja je oko $D_b = 0,02$, dok je pri vožnji pod kutom ta vrijednost vrlo mala $D_c = 0,00$. Na temelju dozvoljenog ukupnog oštećenja $D = D_s + D_b + D_c \leq 0,5$ granica izdržljivosti (pod istim uvjetima kao za područje F3) $S_e \geq 0,43 \bar{S}_{a,max}$ mora se postići, za vrijednost $\bar{S}_{a,max} = S_{a,s} = 100$ MPa potrebna je granica izdržljivosti $S_e \geq 43$ MPa, što se može lako postići. Oštećenje pokusnog spektra na tom području jest $D_T = 0,78$

Area F3:

The fatigue damage in this area is influenced almost only by braking (partial damage of braking spectrum $D_b \approx 0,49$, damage at straight driving $D_s = 0,01$ and cornering $D_c \approx 0,00$). This means that if a redesign should be necessary, it should be concentrated mainly to decrease the stresses due to the longitudinal forces.

To achieve the required fatigue life based on an allowable total damage $D \leq 0,5$ an endurance limit of $S_e \geq 0,42 \cdot \bar{S}_{a,max}$ taking into account a slope $k = 4$ to 6 is valid for welded steel sheet components. For the maximum stress amplitude $\bar{S}_{a,max} = S_{a,b} = 2055$ Mpa an endurance limit $S_e \geq 86$ Mpa is needed in this area, what could be realized by good manufacturing for welded steel sheet components.

Based on the damage calculation the damage at the durability test corresponds quite well to the damage for the design spectrum ($D_D \approx 0,5$ and $D_T = 0,53$). Similar results are obtained for areas F2 and F6.

Area F5:

The damage in this area is mainly influenced by straight driving $D_s = 0,48$, the damage due to the braking is about $D_b \approx 0,02$, while at cornering the value is very low $D_c \approx 0,00$. Based on an allowable total damage $D = D_s + D_b + D_c \leq 0,5$ an endurance limit (under same conditions as for area F3) of $S_e \geq 0,43 \bar{S}_{a,max}$ should be realized; for the value of $\bar{S}_{a,max} = S_{a,s} = 100$ Mpa an endurance limit of $S_e \geq 43$ Mpa is necessary, what could be easily achieved.

The damage of the test spectrum in this area is $D_T = 0,78$ being higher than the damage of the design spectrum ($D_D = 0,5$), but due to low stress level without influence on the validation of durability life.

The result of durability tests show that the required fatigue strength in individual areas and corresponding durability satisfy the demand, whereby initial fatigue cracks appeared after achieving the required test life in areas F1, F3 and F6. On Fig. 23 an example of the found typical failures during durability tests are shown. The cracks occurred in the areas F3 and F6, near the stabilizer fixture, and F1 at the weld toe. The achieved results verify that the test requirements based on load assumptions are satisfied.

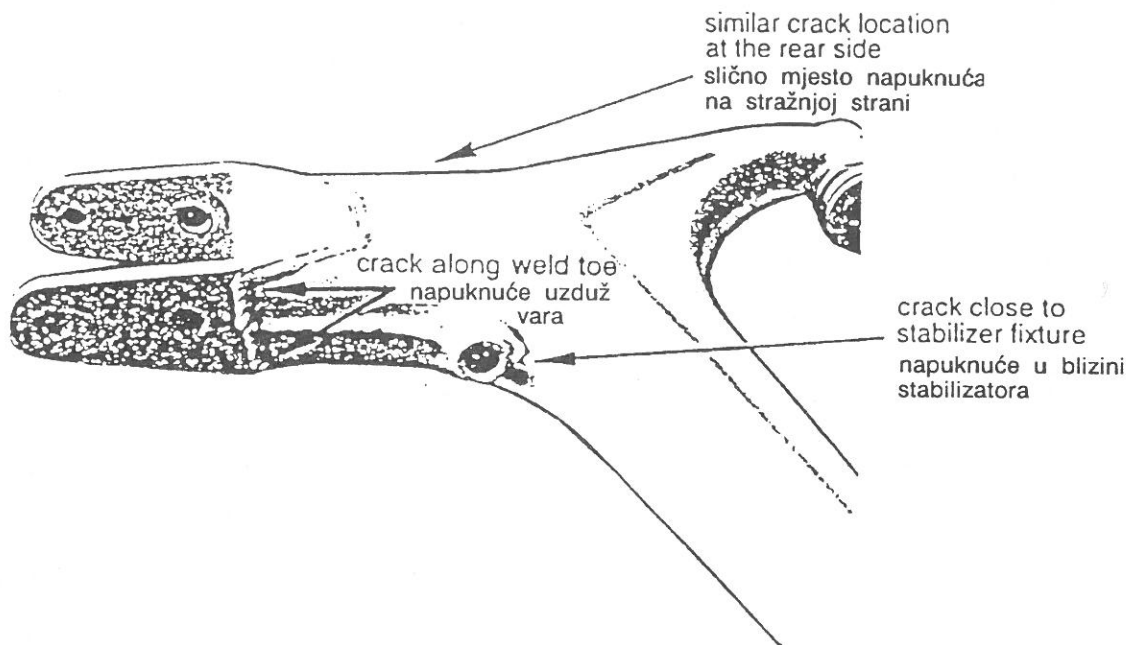
To verify these results the measurements concerning expected operational loads (as shown on Fig. 6) and the stresses were carried out with the prototype vehicle; the stress measurements were carried out with the suspension arm used for stress analysis in the test facility.

The results of these measurements have shown that the assumed loads for individual conditions generally correspond to the measured loads being for the cornering and braking slightly lower than calculated. The achieved stresses in individual areas correspond also generally to the simulated stresses, whereby related to fatigue damage non-significant differences between measured and simulated stresses in individual areas are found.

4. CONCLUSION

For a reliable approval of vital suspension components following conditions must be fulfilled:

- 1 The representative loading, including the maximum values, frequency of occurrence distribution and the total number



Prikaz 23. Mjesta oštećenja prilikom ispitivanja u svrhu odobrenja izdržljivosti
Fig. 23: Damage Locations at Durability Approval

što je više od projektnog spektra ($D_D = 0,5$) ali zbog niskog stupnja naprezanja bez utjecaja na verifikaciju vijeka izdržljivosti.

Rezultat(i) ispitivanja izdržljivosti pokazuju da potrebna jakost na zamor na pojedinim područjima i odgovarajuća izdržljivost zadovoljavaju potrebe, dok se početne pukotine javljaju nakon što se postigao potreban vijek trajanja pri ispitivanju na područjima F1, F3 i F6. Na Prikazu br. 23 dan je primjer ustanovljenih tipičnih defekata tijekom ispitivanja izdržljivosti. Pukotine su se javile na području F3 i F6, u blizini sklopa stabilizatora a na F1 na zavaru. Dobiveni rezultati potvrđuju da su zahtjevi koje postavlja ispitivanje utemeljeni na pretpostavkama opterećenja bili zadovoljeni.

Da bi se potvrdili ovi rezultati, mjerenja u svezi s očekivanim radnim opterećenjima (kako je dano na prikazu br. 6) i naprezanjima provedena su s pomoću protutipa vozila; mjerenja glede naprezanja provedena su na kraku ovjesa što se koristi za analizu naprezanja na uređaju za ispitivanje.

Rezultati ovih mjerenja pokazali su da pretpostavljena opterećenja u pojedinim uvjetima općenito odgovaraju izmjerenim opterećenjima koja su za vožnju pod kutom i kočenje nešto niža od onih izračunatih. Postignuto naprezanje na pojedinim dijelovima odnosno područjima također općenito odgovara simuliranim naprezanjima, dok su glede oštećenja uslijed zamora pronađene neznajne razlike između izmjerenih i simuliranih naprezanja na pojedinim područjima.

4. ZAKLJUČAK

Za pouzdano odobrenje odnosno potvrdu bitnih komponenta automobilske ovjesa moraju se zadovoljiti sljedeći zahtjevi:

1. Mora se definirati reprezentativno opterećenje, koje uključuje maksimalne vrijednosti, učestalost raspodjele po-

for the specific missions profile (customer usage) must be defined.

The loading data should be part of the specification to be used for the design evaluation and durability approval. The loading data must take into account all possible loading conditions, whose maximum values during a customer usage would be seldom achieved; this is of decisive importance for the suspension safety components due to the product liability requirements.

- 2 The test programs for the durability approval should assure that the fatigue damage under operational loading is adequately verified.

To fulfill this requirement it is not acceptable that to accelerate the durability approval the maximum test loads are increased in relation to operational loads, but the acceleration is achieved by the omission of low intensity loading occurring predominantly at straight driving and by increasing the frequency of occurrence of the medium loads. Nevertheless, the total frequency of the test cycles should not be lower than $3 \cdot 10^{-6}$ to $7 \cdot 10^{-6}$ to simulate all fatigue damage phenomena, being of importance for suspension components.

- 3 The design and durability approval should be part of the simultaneous engineering process, at which the evaluation of material behavior and manufacturing procedures as well as design selection for prototypes to be proved, is carried out.

For suspension safety components all influences on the strength and the fatigue life, especially for the light weight design, like material behavior under operational conditions, influence of the manufacturing process and components behavior under special event loading must be taken into account.

It must be known that the most expensive failures, if a component doesn't meet the requirements, are made during design and approval stage.

- 4 The requirements for the quality assurance and control should be fixed based on results of design evaluation and durability tests.

jave, i ukupan broj za specifičan eksploatacijski profil (uporaba od strane korisnika).

Podaci o opterećenjima moraju biti sastavni dio specifikacije koja se koristi za procjenu izvedbe i odobrenje izdržljivosti. Podaci o opterećenju moraju uzeti u obzir sve moguće uvjete opterećenja, čije će se maksimalne vrijednosti tijekom korisnikove uporabe rijetko postići; ovo je od odsudnog značenja za sigurnosne elemente ovjesa zbog zahtjeva u svezi s odgovornosti za proizvod.

2. Programi ispitivanja u svrhu odobrenja izdržljivosti moraju osigurati da se oštećenje uslijed zamora pri radnom opterećenju primjereno verificira.

Da bi se zadovoljio ovaj zahtjev nije prihvatljivo ubrzati davanje odobrenja povećanjem maksimalnih opterećenja pri ispitivanju u odnosu na radna opterećenja, već se postupak pospješuje izostavljanjem opterećenja niskog intenziteta koje se javlja pri ravnoj vožnji i povećanjem učestalosti pojave srednjih opterećenja. No, ukupna učestalost pokusnih ciklusa ne smije biti niža od $3 \cdot 10^6$ do $7 \cdot 10^6$ kako bi se simulirali svi fenomeni oštećenja uslijed zamora koji su važni za komponente ovjesa.

3. Odobrenje izvedbe i izdržljivosti mora biti sastavni dio simultanog tehničkog procesa, u kojem se provodi procjena ponašanja materijala i proizvodnih postupaka kao i odabir izvedbe za protutipove koji će se odobriti.

Za sigurnosne elemente ovjesa moraju se uzeti u obzir svi utjecaji na jakost i pojavu zamora, posebice za lake izvedbe, kao što je ponašanje materijala u radnim uvjetima, utjecaj proizvodnog procesa i ponašanje komponenata pri opterećenjima uslijed specijalnog događaja.

Mora se imati na umu da se najskuplji promašaji, ako komponenta ne udovoljava zahtjevima, čine za vrijeme faze projektiranja i odobrenja izvedbe.

4. Zahtjevi glede osiguranja kvalitete i kontrole kvalitete moraju se utvrditi utemeljeno na rezultatima ocjene izvedbe i ispitivanja izdržljivosti.

Ovi bi zahtjevi trebali zajamčiti pouzdanu jakost i otpornost tijekom eksploatacije.

Konačno mora se naglasiti da će budući zahtjevi glede optimalne lake izvedbe vozila i povećane pouzdanosti i sigurnosti povećati zahtjeve glede postupaka koji se primjenjuju da bi se odredila eksploatacijska jakost komponenata ovjesa. Stoga, dalji razvoj bi trebao uslijediti na području standardiziranih postupaka ispitivanja pri kojima će se provoditi istodobna elektronička evaluacija izvedbe odnosno dizajna. To će omogućiti djelotvoran nadzor, uz uštedu vremena i troškova novih izvedbi i razvojnih napora i dati također i podatke koji bi mogli biti od koristi dođe li do problema odgovornosti za kvalitetu proizvoda.

LITERATURA

- [1] V. GRUBIŠIĆ: Criteria and Methodology for Light-Weight Design of Vehicle Components Subjected to Random Loads. SAE Paper 850367 (1985), SAE SP 611(1985).
- [2] V. GRUBIŠIĆ, G. FISCHER: Automotive Wheels, Method and Procedure for Optimal Design and Testing SAE Paper 830135(1983), SAE Trans.92.
- [3] V. GRUBIŠIĆ: Determination of the Load Spectra for Design and Testing. Journal of Vehicle Design 15(1994), No. 1/2, pp. 8-26.
- [4] Biaxial Wheel/Hub Test Facility. Proceedings of the 1st Int. User Meeting, Sept. 30, 1993, Darmstadt, Ed. by V. Grubišić and G. Fischer, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, TB-204(1994).
- [5] A. MÜLLER, V. GRUBIŠIĆ, G. FISCHER: Fatigue Evaluation of Passenger Vehicle Suspension Components using a Generalized Multiaxial Load Programme, In: Proceedings of the 4th Int. Conf., Firenze, March 16-18, 1994, Ed. by ATA, Orbassano and DMTI, Firenze, Vol 2(1994), pp. 879-898.

These requirements should guarantee a reliable service strength and durability.

Finally it must be emphasized that the future requirements for optimal light-weight design and improved reliability and safety will increase the demands on procedures being used to determine the service strength of suspension components. Therefore, further development is expected regarding standardized test procedures at which computer assisted design evaluation will be simultaneously carried out. This will allow an effective, time and cost saving control of the new designs and developments and yield also the data which may be important, should there be a question of product liability.

5. REFERENCES

- [1] GRUBIŠIĆ, V.: Criteria and Methodology for Light-Weight Design of Vehicle Components Subjected to Random Loads, SAE Paper 850367 (1985), SAE SP 611 (1985)
- [2] GRUBIŠIĆ, V., FISCHER G.: Automotive Wheels, Method and Procedure for Optimal Design and Testing, SAE Paper 830 135 (1983), SAE Trans. 92.
- [3] GRUBIŠIĆ, V.: Determination of the Load Spectra for Design and Testing, Journal of Vehicle Design 15 (1994), No. 1/2, pp. 8-26.
- [4] Biaxial Wheel/Hub Test Facility, Proceedings of the 1st Int. User Meeting, Sept. 30, 1993, Darmstadt, Ed. by V. Grubišić and G. Fischer Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, TB-204 (1994)
- [5] MÜLLER, A., GRUBIŠIĆ, V., FISCHER G.: Fatigue Evaluation of passenger Vehicle Suspension Components using a Generalized, Multiaxial Load Programme, In: Proceedings of the 4th Int. Conf., Florence, March 16-18, 1994, Ed. by Ata, Orbassano and DMTI, Firenze, Vol 2 (1994), pp. 879-898.
- [6] RUPP, A., GRUBIŠIĆ, V., NEUGEBAUER, J.: Development of a Multi-Component Wheel Force Transducer - A Tool to Support Vehicle Design and Validation, SAE Paper 930258 (1993).
- [7] GRUBIŠIĆ, V.: Criteria and Methodology for Lightweigh Design of Vehicle Components. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, TB-176 (1986).
- [8] PETERSEN, J., WEISSGERBER, G.: The Conception, Description and Application of a New Vehicle Test System at AUDI NSU, SAE Paper 820094 (1982).
- [9] FEITZELMAYER, K., BREITLING, U.: Development of Commercial Vehicle Driven Axles on Multi-Axis Test Set-Ups. Paper of the Conference "Prediction and Simulation of In-Service Conditions", London, 22/23 May 1995, I. Mech. E. (1989), C 113/85, pp. 131-138.
- [10] WEIBEL, K.-P.: Mehr als 10 Jahre Betriebsfestigkeitsprüfung mit den Mehrkomponentenprüfständen der BMW AG In: ATZ (89) 1987, No. 4, pp. 193-198.
- [11] KOETZLE, H., WEIBLEN, W., JACOBY, G.: Active Restraining System for Axle and Complete Car Test Rigs. SAE Paper 930255 (1993)
- [12] LABES, K., MIEHE, B.-O., STOLZE, F.J., JACOBY, G.: Fatigue Testing of Complete Vehicles in the Laboratory During the Development Phase. In: ATZ (97), 1995, No. 5, pp. 270-278.
- [13] BIGLIANI, V., DEMICHELIS, G., JACOBY, G.: A Rig for Vehicle Suspension Durability Test. In: Proceedings of the 4th Int. Conf., Florence, March 16-18, 1994, Ed. by ATA, Orbassano and DMTI, Firenze, Vol 2 (1994), pp. 857-877.

- [6] A. RUPP, V. GRUBIŠIĆ, J. NEUGEBAUER: Development of a Multi-Component Wheel Force Transducer - A Tool to Support Vehicle Design and Validation. SAE Paper 930258 (1993).
- [7] V. GRUBIŠIĆ: Criteria and Methodology for Lightweight Design of Vehicle Components, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, TB-176 (1986).
- [8] J. PETERSEN, G. WEISSGERBER: The Conception, Description and Application of a New Vehicle Endurance Test System at AUDI NSU. SAE Paper 820094 (1982).
- [9] K. FEITZELMAYER, U. BREITING: Development of Commercial Vehicle Driven Axles on Multi-Axis Test Set-Ups, Paper of the Conference "Prediction and Simulation of In-Service Conditions", London, 22/23 May 1995, I. Mech, E. (1989), C 113/85, pp. 131-138.
- [10] K.-P. WEIBEL: Mehr als 10 Jahre Betriebsfestigkeitsprüfung mit den mehrkomponentenprüfständen der BMW AG. In: ATZ(89) 1987, No. 4, pp. 193-198.
- [11] H. KOETZLE, W. WEIBLEN, G. JACOBY: Active Restraining System for Axle and Complete Car Test Rigs. SAE Paper 930255(1993).
- [12] K. LABES, B.-O. MIEHE, F.-J. STOLZE, G. JACOBY: Fatigue Testing of Complete Vehicles in the Laboratory During the Development Phase. In: ATZ(97), 1995, No. 5, pp. 270-278.
- [13] V. BIGLIANI, G. DEMICHELIS, G. JACOBY: A Rig for Vehicle Suspension Durability Test. In: Proceedings of the 4th Int. Conf., Firenze, March 16-18, 1994., Ed. by ATA, Orbassano and DMTI, Firenze, Vol 2(1994), pp. 857-877.

Zahvaljujem dr. G. Fischeru i dr. A. Mülleru za prilog istraživanjima i rezultatima koji su predstavljeni u 3. poglavlju.