

# POROVNÁVACÍ ŽIVOTNOSTNÍ ZKOUŠKA ALTERNATIV RAMENE PŘEDNÍ NÁPRAVY ŠKODA FAVORIT

*Příspěvek XV. mezinárodní konference soudních znalců – Brno, leden 2006.*

**ABSTRAKT:** V poslední době je pod mimořádnou pozorností médií oblast dopravní nehodovosti. Zároveň se vstupem celé řady českých i zahraničních výrobců a dodavatelů na trh automobilních náhradních dílů z druhovýroby je zřejmé, že kvalita náhradních dílů dodávaných na trh různými subjekty je vzhledem k odlišnosti použitých materiálů i vzhledem k odlišným technologiím výroby různá. V případě, že mechanické vlastnosti takovýchto náhradních dílů jsou horší než u dílů originálních, což je velmi často možné, mohou nastat vážné důsledky při provozu vozidel opravených s použitím náhradních technologií a náhradních dílů z druhovýroby.

Tento příspěvek se zabývá popisem jedné z možných testovacích metod používaných v praxi pro porovnání kvality náhradních dílů několika různých výrobců.

## ÚVOD

Na přelomu tisíciletí je v automobilovém průmyslu používána celá řada nejmodernějších strojírenských technologií. Přesto, že dnešní vozidla obsahují mnoho pasivních i aktivních bezpečnostních prvků, je třeba pro jejich bezpečný a spolehlivý provoz prokázat dostatečnou únavovou odolnost řady uzlů a komponent. Mezi nejsledovanější skupiny tak patří kromě brzd a řízení i podvozek s nápravami. Je zřejmé, že provozní režimy vozidel podle způsobu jejich používání se mohou vzájemně značně lišit. Lze konstatovat, že i přes výrazný pokrok v technologiích CAE i ve výzkumu únavy materiálu a součástí pod složitým zatížením při víceosém namáhání zůstávají experimentální zkoušky životnosti důležitým prostředkem k „naladění“ výpočtových metod na odpovídající kritické poškození. Řadou známých více či méně složitých výpočtových postupů pak lze s poměrně dobrými výsledky propočítat životnost různých variant konstrukce a kombinací jejího zatěžování při různých provozních režimech. Kromě změny provozních podmínek tak lze postihnout i různé technologicko-konstrukční vlivy jako změna materiálu a jeho mechanických vlastností či provedení nejrůznějších tvarových úpravy.

Společnost TÜV UVMV (bývalý Ústav pro výzkum motorových vozidel) v Praze provádí experimentální ověřování životnosti různorodých komponent vozidel od jednoduchých jednobáňových zkoušek až po počítačem řízené zkoušky vícekanálové. Fáze přípravy experimentu obnáší definování a numerickou přípravu dat pro zátěžná spektra. Jednoduché zkoušky se provádějí na konstantní hladině napětí či deformace nebo blokovým spektrem zatížení (zpravidla Gassnerova typu s osmi stupni zatížení). Jsou-li k dispozici experimentálně měřená spektra zatížení odvozená z reálných provozních podmínek, jsou po příslušných úpravách použita pro experiment. Výpočtová etapa přípravy zkoušky zahrnuje rovněž predikci životnosti při zkoušce. Slouží také např.

k vhodnému zvolení max. hladiny zatížení a k ověřování shody výpočtu podle jednotlivých modelů s experimentem.

Předmětem zkoušky popisované v tomto příspěvku bylo úplné rameno přední nápravy vozidla ŠKODA Favorit vyrobené náhradní technologií druhovýrobce. Cílem pak bylo porovnání a posouzení únavové životnosti tohoto konstrukčního uzlu vzhledem k životnosti sériového ramene výrobce ŠKODA AUTO, Mladá Boleslav.

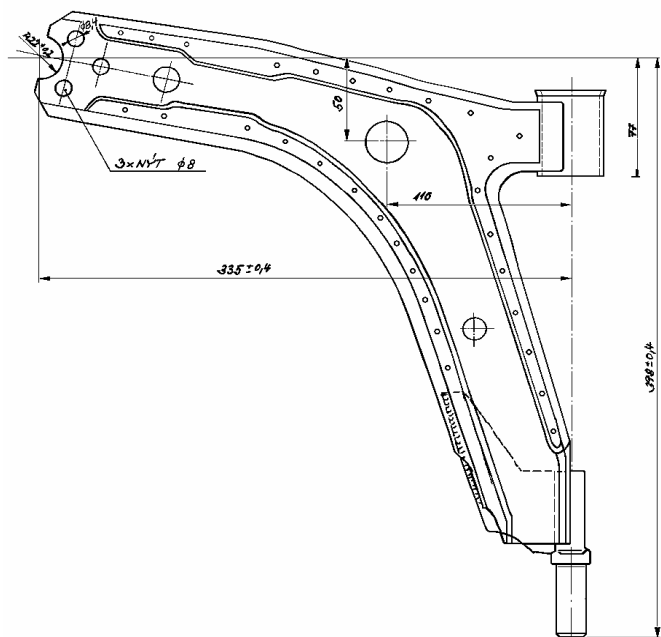
Objednavatel dodal pevnostní zkušební TÜV UVMV 17 vzorků ramen přední nápravy, obr. 1, vyrobených náhradní technologií spolu s technologickým postupem výroby a dále 3 ks originálních ramen výrobce ŠKODA. Všechna ramena byla dodána v tzv. úplném provedení, tj. včetně gumových silentbloků a spodního kulového čepu. Materiál plechových výlisků ramen druhovýrobce byla ocel ČSN 4211523.

Zkoušky proběhly v lednu až červenci 1996, [1].

## ZKUŠEBNÍ METODA

Rameno přední nápravy automobilu je v provozu zatěžováno poměrně komplikovanou množinou střídavých dynamických sil náhodného charakteru. Výrazně převažující vnější silovou složkou je pak podélná síla způsobená akcelerací či brzděním vozidla, stejně jako pohybem vozidla po nerovné komunikaci. Síla přenášená z obvodu předního kola přes jeho těhlici je vnášena pomocí kulového čepu do vlastního ramene, které je tak zatěžováno převážně ohybem v rovině symetrie.

Zkušební přípravek navržený v TÜV UVMV umožňuje zatěžovat rameno právě touto podélnou silou, přičemž s vyhovující shodou simuluje uchycení ramene k nápravě vozidla přes dva gumové silentbloky. Zatěžovací páka přípravku nahrazuje těhlici se zavěšením McPherson. Osa zatěžovacího hydraulického válce je umístěna rovnoběžně s podélnou osou vozidla ve středu styčné



Obr. 1 Výkres ramene přední nápravy ŠKODA Favorit

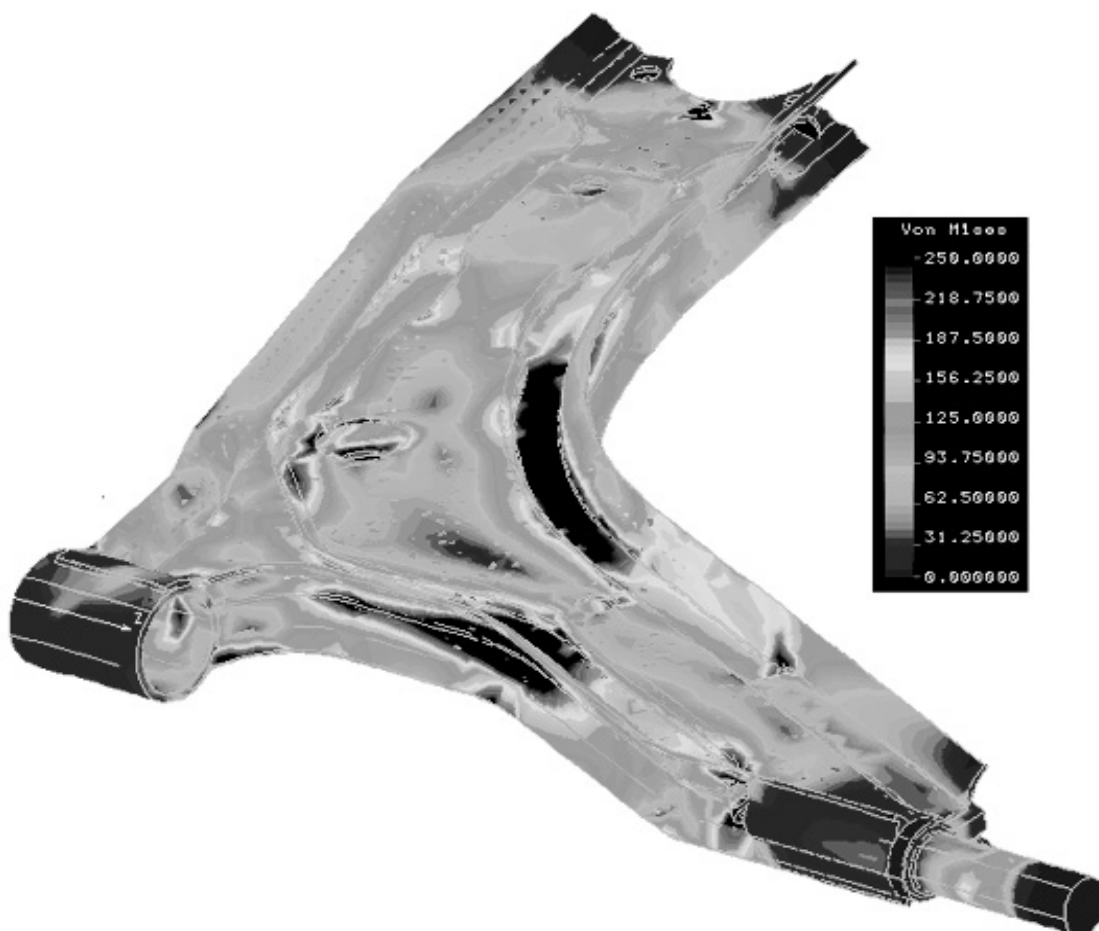
plochy pneumatiky v rovině vozovky. Zkouška byla prováděna na elektro-hydraulickém čtyřstojanovém zatěžovacím stroji ÚVMV s rozsahem do 100 kN. Řízení zátěžné síly zabezpečoval

elektronický regulátor INOVA EDYZ 3 se zpětnovazebním siloměrem RUKOV RU20. Velikost maximálních podélných sil působících na rameno nápravy lze odvodit ze situace, kdy při akceleraci či brždění vozidla dojde k překročení adheze mezi pneumatikou a vozovkou. Měření udávají, že takto lze u suché živičné vozovky dosáhnout i překročení hodnoty 1 pro adhezni koeficient. Konkrétně to znamená, že při maximálním povoleném konstrukčním zatížení přední nápravy vozidla ŠKODA Favorit 690 kg, můžeme uvažovat maximální podélnou sílu kolem 4000 N. S takto získanou silou  $F = 4$  kN byly zahájeny zkoušky. Rozborem MKP analýzy, obr. 2, je zřejmé, že špičky napětí pro toto zatížení leží blízko pod mezí kluzu použitého materiálu a lze tedy očekávat lom dílu do 20 tis. cyklů, čímž přímo získáme jeden bod Wöhlerovy křivky.

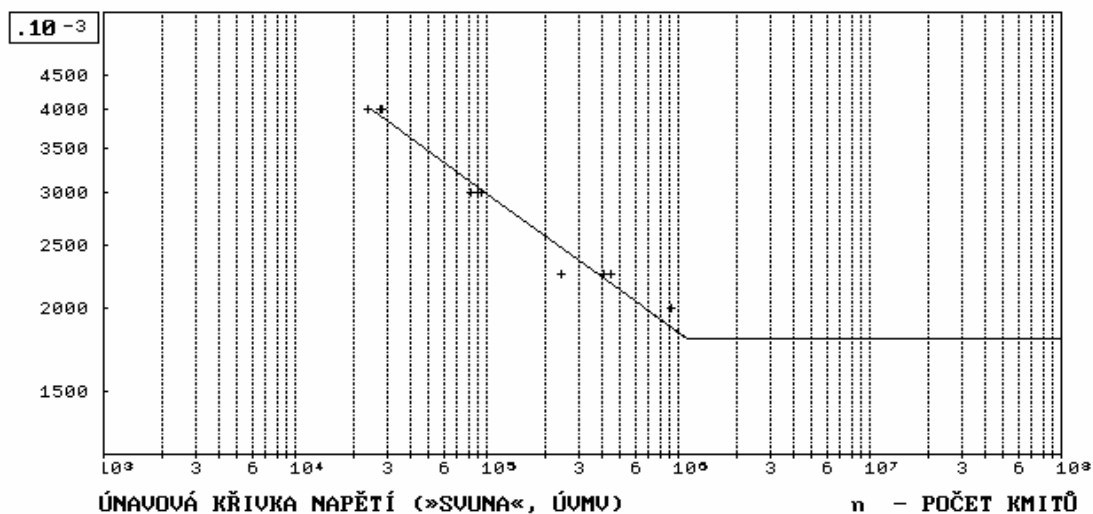
Odhadneme-li dobře ještě sklon Wöhlerovy křivky  $w$ , můžeme spočítat zkušební sílu dalšího jejího bodu pro zvolenou požadovanou životnost vzorku ve vztahu

$$\left(\frac{F_i}{F_j}\right)^w = \frac{N_j}{N_i} \quad (1)$$

Zkouškami dalších vzorků na hladině  $F_j$  získáme příslušnou skutečnou životnost  $N_j$ . S použitím výsledků zkoušek na první hladině  $F_i$ ,  $N_i$  a vztahu (1) určíme skutečný parametr sklonu Wöhlerovy křivky. Jeho další zpřesnění je možné zkouškami na dalších hladinách zkušebních sil. Pro postačující přesnost provádí metodika TÚV UVMV devítivzorkovou zkoušku na třech silových hladinách.



Obr. 2 MKP analýza ramene přední nápravy při zatížení podélnou silou 4kN



Obr. 3 Wöhlerova křivka úplného ramene přední nápravy ŠKODA Favorit, náhradní provedení

Na vztahu (1) je založen náš PC program LOGR, pomocí kterého ladíme s odhadem parametru  $w$ , (obvykle v rozmezí 4 až 7) druhou hladinu pro počet cyklů do lomu obvykle o jeden řád vyšší a posléze s již téměř jasnou představou o hodnotě exponentu  $i$  třetí hladinu s počtem cyklů o 2 řády vyšším. Pečlivým naladěním zejména nízkých zatěžovacích hladin výrazně spoříme zkušební čas a tím i náklady.

Srovnání obou zkoušených variant výrobků je provedeno programovou zkouškou se stupňovým zatěžovacím spektrem typu P1, viz tab.1. Spektrum je laděno programem JELIN na základě znalosti parametrů únavové křivky napětí pomocí hypotéz „nominal stress“ používajících lineární i nelineární kumulaci poškození (metody podle Mínera, Cortena a Dolana, Haibacha, Serensana Kogajeva a jeho TUV UVMV modifikace, [2], [3], [4]). Tvar spektra vychází z teoretického jednotkového guassovského spektra v rozsahu 10 000 kmitů, kdy teoretický součinitel plnosti je přibližně roven 2, což se dle našich dlouhodobých zkušeností nejvíce blíží reálnému zatěžování podvozkových částí vozidel při provozu na běžných pozemních komunikacích. Cílem naladění je zajistit takovou agresivitu spektra, aby lom součásti nastal kolem 150 souborů, což v průběhu zkoušky zaručuje dostatečné prostřídání jednotlivých hladin, odpovídající svým charakterem reálnému provozu.

Spektrum s 10 000 kmitů je rozděleno na deset stupňů (hladin zatížení), jimž odpovídá četnost kmitů na jednotlivých hladinách. Dvě nejnižší hladiny o  $0,2 R_m$  v zájmu urychlení zkoušky se pro nízký podíl na čerpání celkové doby životnosti ve fázi do iniciace lomu obvykle vypouštějí. Jednotkové spektrum (blok zatížení) má tedy při zkoušce rozsah pouze 4000 kmitů, čímž dojde k podstatnému urychlení zkoušky při dobrém prostřídání hladin zatížení. Měřítkem pro srovnání životnosti jednotlivých variant zkoušeného výrobku je počet opakování jednotkového spektra do poruchy. Tento princip byl použit pro porovnávací zkoušku ramen přední nápravy obou výrobců.

### Rozsah, průběh a výsledky zkoušek

Z celkového počtu 17 dodaných vzorků bylo na únavovou životnost odzkoušeno 16 platných vzorků, z toho 10 při zatížení konstantní amplitudou na čtyřech různých hladinách.

Všech těchto 10 vzorků (T01 až T10) bylo vyrobeno náhradní technologií objednavatele. Šest dalších vzorků, tj. 3 vyrobené náhradní technologií (TM1 až TM3) a 3 originální ŠKODA (TF1, TF2 a TF3), bylo pak porovnáno pod stupňovým programem P1 s osmi hladinami zatížení od 1,6 do do 3,7 kN s frekvencí  $f = 3$  Hz pro všechny hladiny, tab. 2.

### Jednohladinové životnostní zkoušky

Způsobem popsaným v předchozích odstavcích byly určeny parametry zatížení, tj. zkušební síly  $F_1 = 4$  kN,  $F_2 = 3$  kN,  $F_3 = 2$  kN a  $F_4 = 2,25$  kN pro jednohladinové zkoušky konstantní silou k určení Wöhlerovy křivky vzorků druho výrobce.

Tab. 1 Jednotkové zatěžovací spektrum typu P1

| číslo hladiny | zatížení [kN] | počet cyklů [1] | frekvence [Hz] |
|---------------|---------------|-----------------|----------------|
| 1             | 3,7           | 10              | 3              |
| 2             | 3,4           | 30              | 3              |
| 3             | 3,1           | 80              | 3              |
| 4             | 2,8           | 180             | 3              |
| 5             | 2,5           | 360             | 3              |
| 6             | 2,2           | 660             | 3              |
| 7             | 1,9           | 1080            | 3              |
| 8             | 1,6           | 1600            | 3              |

Rameno přední nápravy bylo způsobem odpovídajícím reálnému provozu upnuto do zkušebního přípravku připevněného k základové desce zatěžovacího stroje. Zátěžná střídavá dynamická síla  $\pm F$  vyvozovaná elektrohydraulickým válcem přes siloměr a zatěžovací páku působila na kulový čep ramene. Velikost amplitudy této síly byla s přesností 5 % řízena ve zpětné vazbě elektronickým regulátorem. Zkoušky probíhaly na všech hladinách při frekvenci  $f = 3$  Hz.

Ukončení zkoušky bylo vesměs poruchou. Trhliny se šířily v plechových výliscích ramene, přičemž byly iniciovány v oblasti svarů spojujících je s držákem zadního úchytného čepu ramene. Při zkouškách se objevily dva základní typy lomů. Lom typu 1 byl iniciován ze svaru v dělicí rovině vnější části ramene, lom typu 2 pak ze svaru v dělicí rovině vnitřní části ramene. Příklady lomů ramen jsou na obr. 4 a 5.

Srovnávací programové zkoušky pod zatěžovacím spektrem typu P1 bylo podrobeno vždy po třech kusech vzorků každého z výrobců. Výsledky jednohadinových zkoušek, tab. 2, byly zpracovány na počítači PC programem SVUNA. Ze spočtených parametrů Wöhlerovy křivky zkoušených ramen druhovýrobce byla pro pravděpodobnost  $P = 0,5$  a spolehlivost odhadu  $Q = 0,5$  sestrojena příslušná Wöhlerova křivka, viz obrázek 3, se sklonem  $w = 4,76$ .

**Tab. 2** Přehled výsledků únavových zkoušek

| označení vzorků | silová hladina [kN] | počet bloků [1] | počet kmitů [1] | typ lomu |
|-----------------|---------------------|-----------------|-----------------|----------|
| T01             | 4,0                 | –               | 24110           | lom1     |
| T02             |                     | –               | 27650           | lom1     |
| T03             |                     | –               | 28300           | lom1     |
| T04             | 3,0                 | –               | 89440           | lom2     |
| T05             |                     | –               | 82390           | lom1     |
| T06             |                     | –               | 93250           | lom1     |
| T07             | 2,0                 | –               | 920400          | lom1     |
| T08             | 2,25                | –               | 445000          | lom2     |
| T09             |                     | –               | 246510          | lom1     |
| T10             |                     | –               | 409000          | lom2     |
| TM1             | program P1          | 105             | 420000          | lom2     |
| TM2             |                     | 171             | 684000          | lom2     |
| TM3             |                     | 120             | 480000          | lom2     |
| TF1             |                     | 120             | 480000          | lom1     |
| TF2             |                     | 124             | 496000          | lom2     |
| TF3             |                     | 121             | 484000          | lom2     |

### Programové zkoušky

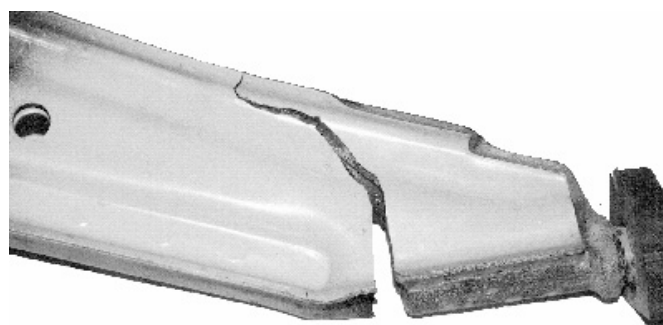
Porovnáním výsledků zkoušek vzorků druhovýrobce vzhledem ke vzorkům ŠKODA je patrné, že porovnáme-li u obou výrobců geometrické průměry zjištěných životností, tj. počtu opakování zatěžovacích souborů do lomu vzorku, je jejich průměrná hodnota u ramen druhovýrobce  $106,2 \pm 28,4 \%$  ( $129,1$  zatěžovací bloky se směrodatnou odchylkou  $34,6$  souborů) životnosti sériových ramen ŠKODA ( $121,6$  bloků s odchylkou  $2,1$ ), avšak je zde zřetelně vyšší rozptyl životností u vzorků druhovýrobce.  $28,4 \%$  ( $129,1$  zatěžovací bloky se směrodatnou odchylkou  $34,6$  souborů) životnosti sériových ramen ŠKODA ( $121,6$  bloků s odchylkou  $2,1$ ), avšak je zde zřetelně vyšší rozptyl životností u vzorků druhovýrobce. Životnosti jednotlivých ramen druhovýrobce činí pak vzhledem k průměrné životnosti ŠKODA  $86,3 \%$  pro vzorek TM1 a  $140,6 \%$  pro TM2

a  $98,7 \%$  u vzorku TM3. Zkouška všech 3 vzorků vyrobených náhradní technologií byla ukončena lomem typu 2. Kompletní výsledky všech těchto zkoušek obsahuje tab. 2.

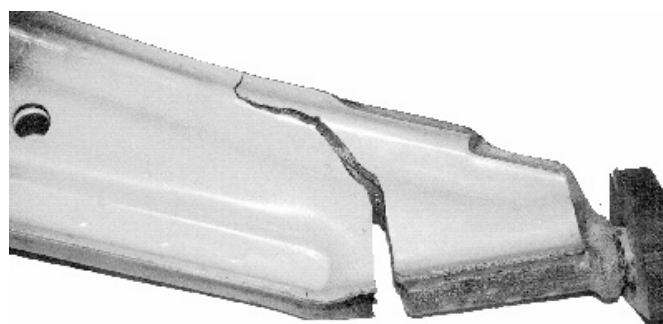
### ZÁVĚREČNÉ ZHODNOCENÍ

Z uvedených zkoušek vyplývá, že životnost úplného ramene přední nápravy je dána životností jeho nejslabšího článku – svarových spojů v oblasti přivaření držáku zadního čepu k plechovým výliskům ramene. Po vytvoření makrotrhliny v této oblasti dochází poměrně rychle k celkové destrukci vzorku. Přestože úplné rameno přední nápravy vyrobené náhradní technologií druhovýrobce prokázalo srovnatelnou nominální životnost ( $106,2 \pm 28,4 \%$ ) se sériovým ŠKODA, Mladá Boleslav, je z výsledků zkoušek patrný značný rozptyl dosažených životností. Lze konstatovat, že přestože malý výrobce používá pravděpodobně jakostnější materiál (ocel 11523), než je použit u originální technologie ŠKODA, s technologií ručního svařování nedokáže udržet rozptyl životností na úrovni svařovacích automatů masové prvovýroby.

Závěrem lze zmínit, že z výsledků MKP analýzy, obr. 2, je patrna i ne zcela vhodná konstrukce v oblasti napojení poměrně masivního výkovku držáku zadního čepu k tenkým plechům. Dochází zde k vysoké skokové změně tuhosti, čímž je uměle vytvářen vrub, který sám o sobě výrazně snižuje únavovou pevnost dílu. Přihlédneme-li dále k tomu, že v této zóně umístěné svary tepelně degra dují vlastnosti původního materiálu, je zřejmé, že hodnota vrubového součinitele se zde ještě násobí a negativně ovlivňuje celkovou životnost dílu. Konstrukční úpravou v této oblasti by bylo možno očekávat podstatné navýšení životnosti dílu.



Obr. 4 Lom typu 1

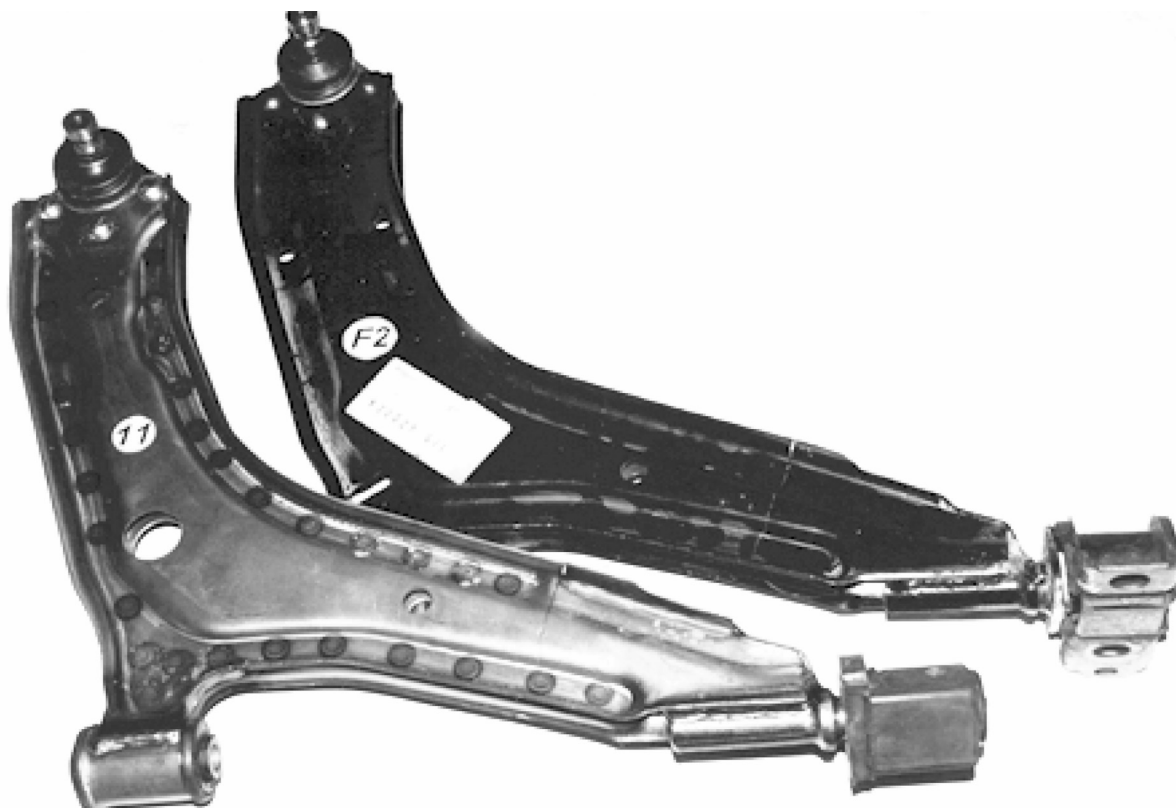


Obr. 5 Lom typu 1



### LITERATURA

- [1] PAVLATA P.: Porovnávací životnostní zkouška alternativ ramene přední nápravy ŠKODA Favorit, technický protokol č.7337.96. *ÚVMV Praha, 1996.*
- [2] PAVLATA P., RŮŽIČKA M.: Life prediction computation of car components using local strain methods of material response. *FISITA 96, Praha, 1996.*
- [3] PAVLATA P., HOLUB J.: Únavové zkoušky vozidel a jejich částí v ÚVMV/TUV, seminář únava. *ŠKODA a.s., Mladá Boleslav, 1996.*
- [4] RŮŽIČKA M., HANKE M., ROST M.: Dynamická pevnost a životnost. *ČVUT Praha, 1987.*



Obr. 6