

DESIGN OPTIMIZATION OF THE CONNECTING ROD OF THE ENGINE ŠKODA 1,2 HTP

A. Potěšil*, P. Hlaváček*, V. Hanzlík*, M. Pipal*

Summary: The paper is an example of application of modern numerical and experimental methods used in development and optimisation of individual designed parts of the three-cylinder engine Škoda 1,2 HTP. The authors of the paper describe procedures for optimization of the connecting-rod small end deformations and the related phenomena, which might have negative influence on the service life and reliability of the driving system of vehicles.

1. Úvod

V průběhu vývojových prací na prototypch pohonného agregátu Škoda 1,2 HTP byly prováděny numerické analýzy a experimentální měření s cílem optimalizovat výchozí konstrukční tvar ojnice v oblasti velkého oka a snížit deformace oka při maximálním dynamickém zatížení ojnice. Postup řešení byl následující:

1. Prostřednictvím numerické a experimentální analýzy deformací původní konstrukce ojnice byl proveden kvalifikovaný odhad velikostí deformací a kontaktních poměrů v oku ojnice, a to jak při stavu montáže, tak při zatížení v režimu 6000 rpm bez spalovacích tlaků,
2. na základě poznatků získaných v bodě 1 byla konstrukce ojnice v oblasti velkého oka optimalizována postupně tak, aby byly sníženy radiální deformace (ovalita, roztažení, zúžení) oka ojnice.

Numerická analýza deformací byla provedena metodou konečných prvků s využitím SW produktu ANSYS. Předpokládala se elastická odezva materiálů sestavy ojnice. Zatěžovací účinky byly simulovány a identifikovány prostřednictvím SW produktu MSC.ADAMS [1].

Experimentální analýza deformací oka ojnice byla realizována opticky holografickou metodou.

* Doc. Ing. Antonín Potěšil, CSc. & Ing. Václav Hanzlík, LENAM, s.r.o., e-mail: antonin.potesil@lenam.cz, vaclav.hanzlik@lenam.cz, Ing. Pavel Hlaváček & Ing. Milan Pipal, ŠKODA AUTO, a.s., e-mail: pavel.hlavacek@skoda-auto.cz, milan.pipal@skoda-auto.cz

2. Charakteristika simulačního modelu a výpočtových procedur

2.1 Topologie modelu

Simulační model byl zkonstruován tak, aby zachytil podstatné kontaktní jevy odehrávající se jak při montáži, tak při vybraných (maximálních) stavech zatížení. Díky zavedené parametrizaci modelu bylo rovněž možné zohledňovat různé stavy přesnosti výroby jednotlivých dílů sestavy ojnice (vůle, přesahy, odchylky od tvaru a polohy, jiné modifikace geometrie dílů, např. tzv. citrónovitost pánví).

Výpočtový 3D FEM model byl tvořen (viz. obr. 1):

1. dělenou ojnici (spodek – víko, vršek – část s okem pro pístní čep),
2. pánvemi s tzv. „citrónovitostí“ tvaru,
3. ojnicím čepem,
4. montážními šrouby,
5. hmotovými elementy, reprezentujícími účinek hmoty pístní skupiny.

Mezi shora uvedenými objekty byly v odpovídajících kontaktních plochách jednak generovány páry kontaktních prvků (TARGE170, CONTA173) a jednak kontaktní plochy víka (spodku) a vršku ojnice byly propojeny prvky COMBIN14 s dostatečně velkou příčnou tuhostí (avšak s nulovou podélnou tuhostí), aby byla zajištěna spolehlivá navigace obou dílů ojnice při simulaci fáze montáže. Podmínky, které zajistily prvky COMBIN14 jsou v dobrém souladu s podmínkami reality vazby obou dílů ojnice, kdy kontaktní plochy na lomem dělené ojnicí na sebe bezpečně navazují tak, aby dělicí rovina ojnice měla dostatečně vázanou radiální deformaci, tj. aby nedošlo k relativnímu radiálnímu posuvu víka ojnice vzhledem k vršku – tělu ojnice nebo naopak.

Protože úloha byla řešena v oblasti statického, tj. pozvolného způsobu zatěžování, byly jednotlivé objekty vzájemně vázány ve vhodných místech slabými (angl. weak) pružinovými elementy (COMBIN14).

2.2 Okrajové podmínky

Vzhledem k dvojnásobné symetrii geometrie sestavy ojnice a zatížení byly analýzy realizovány na jedné čtvrtině geometrie modelu s aplikací odpovídajících okrajových podmínek.

2.3 Zatěžovací stavy a výpočtové fáze

V průběhu řešení byly realizovány dva zatěžovací stavy:

1. Montáž (označení LS 1), při které vznikne v dřívku šroubu definovaná osová síla 47.5 kN.
2. Zatížení tahem (označení LS 2 – tah) podél osy ojnice, které následuje za krokem montáže a odpovídá provoznímu režimu agregátu při 6000 rpm a horní úvrati ojnice s eliminací procesu spalování. Na sestavu ojnice včetně kompletu pístu (290 g) bylo ve směru osy ojnice aplikováno pole zrychlení o hodnotě 23670 ms^{-2} .

Vzhledem k tomu, že při reálné technologii výroby ojnice dochází ke přesnění kruhovitosti děleného oka ojnice obráběním, bylo nutné výpočty provést ve čtyřech následujících fázích:

1. fáze – výpočet deformací oka při montáži ojnice bez pánví (stažení šrouby M8), a to z výchozí geometrie ojnice s „ideálně“ kruhovým okem.
2. fáze – modifikace výchozí geometrie ojnice s „ideálně“ kruhovým okem (souřadnic uzlů oka) deformací spočtenou ve fázi 1 avšak s opačným znaménkem a kontrolním výpočtem montáže ojnice bez pánví a čepu (účelem je kontrola kruhovitosti oka ojnice po montáži bez pánviček).
3. fáze – modifikace výchozí geometrie ojnice s „ideálně“ kruhovým okem (souřadnic uzlů oka) deformací spočtenou ve fázi 1 avšak s opačným znaménkem a výpočtem montáže ojnice s pánvemi a na čep. Při této fázi se zejména kontrolovala osová síla ve šroubu podle montážního normativu. Poznamenejme, že ojnicní čep byl fixován ($U_X=U_Y=U_Z=0$) v místě vetknutí do ramene klikové hřídele.
4. fáze – aplikace tahového zatížení podél osy ojnice při fixování ojnicního čepu ($U_X=U_Y=U_Z=0$) v místě vetknutí do ramene klikové hřídele prostřednictvím pole zrychlení.

Poznamenejme, že tento postup byl opakován pro každou geometrickou a konstrukční variantu sestavy ojnice.

2.4 Varianty původní konstrukce ojnice

V průběhu řešení byla postupně navržena řada variant původní geometrie ojnice. Pro všechny analyzované případy byly stanoveny výpočtové hmotnosti ojnice a průřezové charakteristiky nejužších míst na víku a těle ojnice a porovnávány vzhledem k výchozím hodnotám původní geometrie ojnice. Poznamenejme, že hmotnost výsledného konstrukčního návrhu ojnice byla z důvodu dynamického vyvážení agregátu [1] volena tak, aby se minimálně odlišovala od hmotnosti původní konstrukce ojnice.

3. Výstupy numerických simulací

Primárním výstupem realizovaných analýz byla vnitřní osová síla ve šroubu, která se kontrolovala při každé fázi výpočtu. Pokud nesouhlasila dostatečně s předepsanou hodnotou, bylo deformační předpětí šroubu modifikováno a výpočet byl opakován.

Dále bylo v jednotlivých fázích výpočtu sledováno a vyhodnocováno:

1. Splnění podmínek konvergence ve všech shora uvedených fázích.
2. Kontaktní tlaky a poměry na styčných plochách spolu s kontrolou penetrace kontaktních ploch. Penetrace musela být řádově menší, než jsou radiální odchylky od kruhovitosti oka ojnice, tedy (míra penetrace \ll radiální odchylka od kruhovitosti).
3. Posuvy střední a krajní obvodové linie velkého oka ojnice, které se transformovaly do odchylek vůči ideální kruhovitosti otvoru oka (obr. 3). Z důvodu verifikování numerických simulací prostřednictvím experimentálních měření bylo součástí vyhodnocení **stanovení zvětšení průměru (roztažení) velkého oka ojnice jak v příčném směru k ose ojnice, tak ve směru osy ojnice.**

4. Posuvy střední a krajní obvodové linie obou pánví, které se transformovaly do odchylek vůči ideální kruhovitosti otvoru oka.
5. Vizualizace deformací, napětí a kontaktních tlaků v každém zatěžovacím stavu pomocí barevných izoploch s automatickými nebo vhodně volenými škálami barev.
6. Vizualizace deformací prostřednictvím animovaných sekvencí ve vybraných místech modelu.

4. Experimentální měření parametru ovality oka

Současně s prováděnými numerickými simulacemi bylo realizováno v koncernové zkušebně VW Group měření příčných deformací oka několika ojníc (změna průměru oka ve směru kolmém na směr zatěžování ojnice – „zúžení“ oka). Aplikována byla holografická metoda měření deformací (obr. 4). Osové zatěžování ojnice bylo vyvozováno pozvolně v přípravku na zatěžovací stroji v rozsahu 0 až 10 kN. Poznamenejme, že toto zatížení v rozsahu 9-9.5 kN je s dostatečnou přesností ekvivalentní dynamickým setrvačným účinkům posuvných hmot (391g) konstrukční sestavy ojnice a pístu s příslušenstvím (šrouby, pánve, čep, pístní kroužky apod.). V uvažovaném případě osového zatížení ojnice platí

$$F = \text{zrychlení} * \text{posuvné hmoty} = 23\,670 \text{ [ms}^{-2}\text{]} * 0.391 \text{ [kg]} = 9\,255 \text{ [N]}.$$

5. Souhrn poznatků, výsledky a závěr

Realizované numerické simulace a experimentálních měření poskytly následující poznatky:

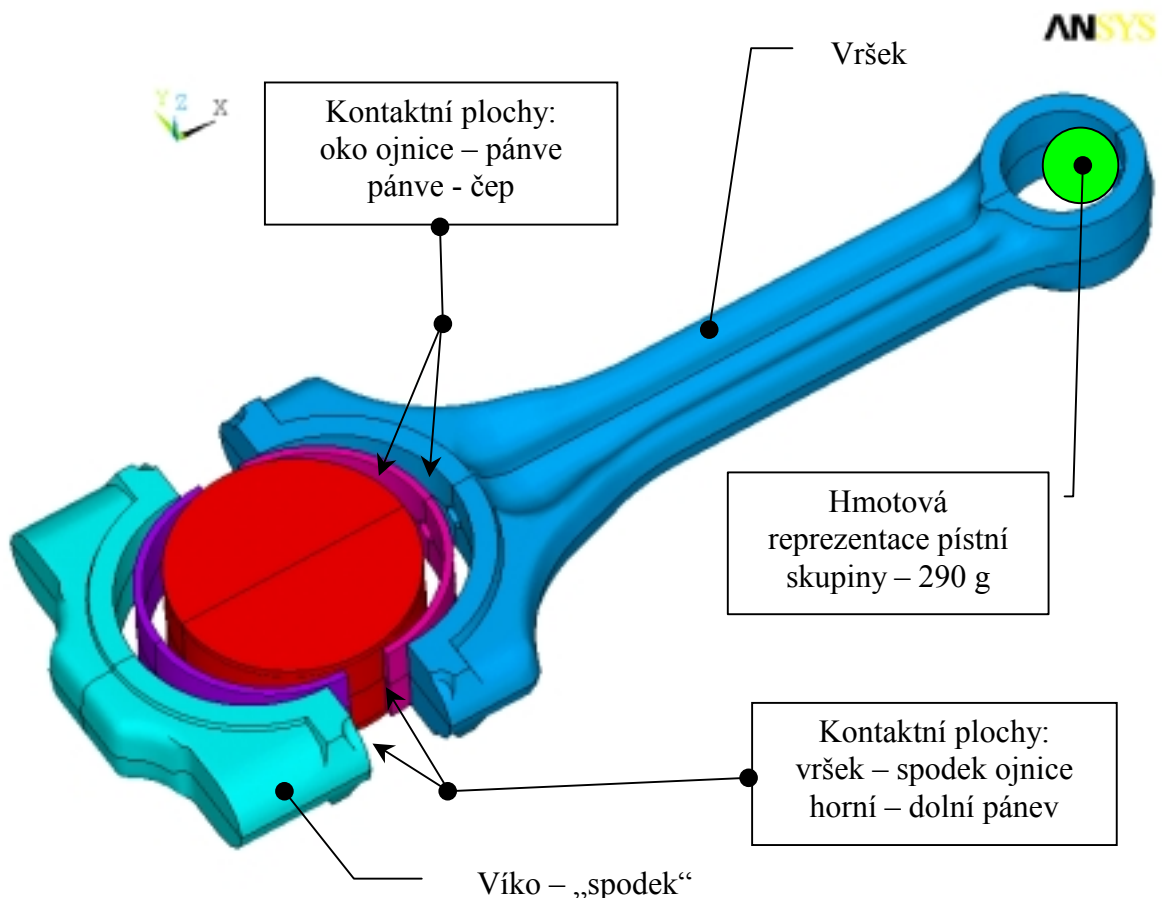
1. Numerické analýzy naznačily, že **původní konstrukční varianta ojnice** má při tahovém zatížení **zvýšenou radiální deformaci** zejména **v horní partii velkého oka ojnice**. Důvodem je **malý průřez věnce velkého oka ojnice v místě přechodu těla ojnice ke svěrnému šroubovému spoji**.
2. Výsledky numerických simulací deformací původní konstrukce ojnice a provedená experimentální měření „zúžení“ průměru oka ojnice ve zkušebně VW Group byly v dobrém souladu. Tuto skutečnost dokumentuje následující tabulka:

Měřená příčná deformace oka ojnice (aritmetický průměr ze 6-ti vyhodnocených holohramů)	– 40.30 μm
Příčná deformace oka ojnice stanovená numerickou simulací	– 43.00 μm

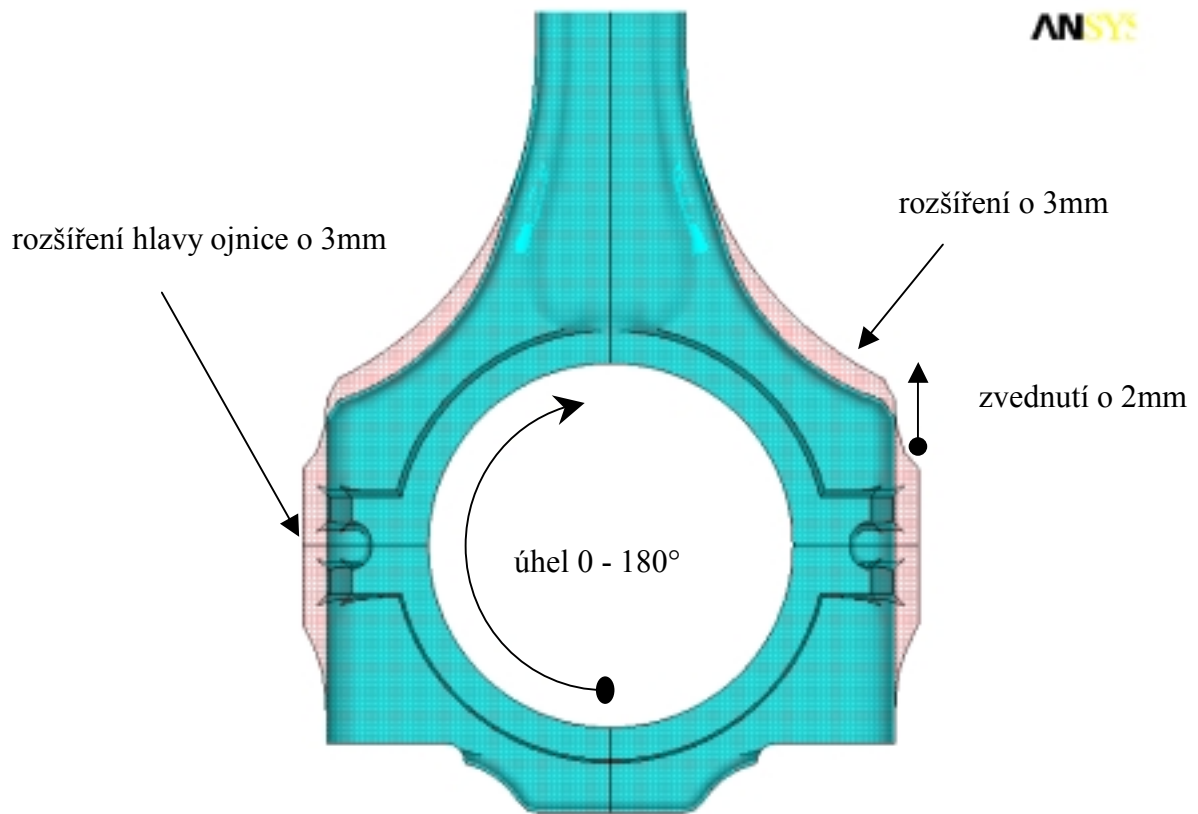
3. Z analyzovaných konstrukčních variant ojníc byla doporučena jako **optimální řešení varianta č. 9** (porovnání s původní geometrií je patrné z obr. 2).
4. Navržené konstrukční úpravy **snížily roztažení velkého oka ojnice o 21%**.

6. Související dokumentace

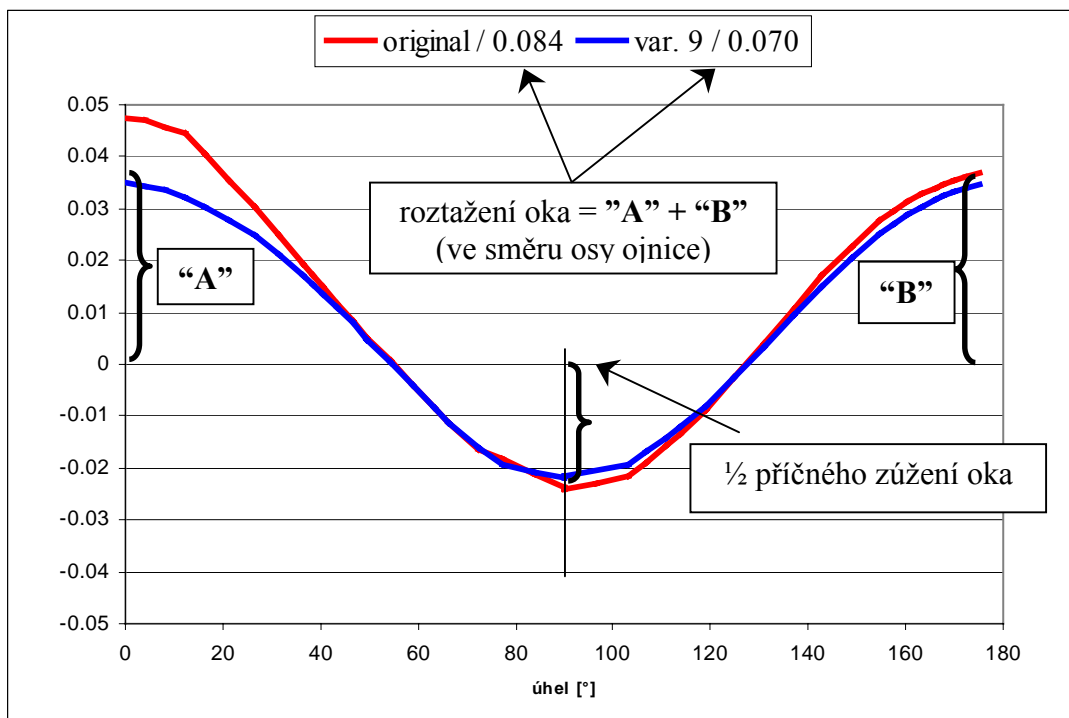
[1] Potěšil, A., Hanzlík, V.: Simulace kvality vyvážení agregátu EA111.03D. Zpráva LENAM 01/03 - 126/01, duben 2001, Liberec.



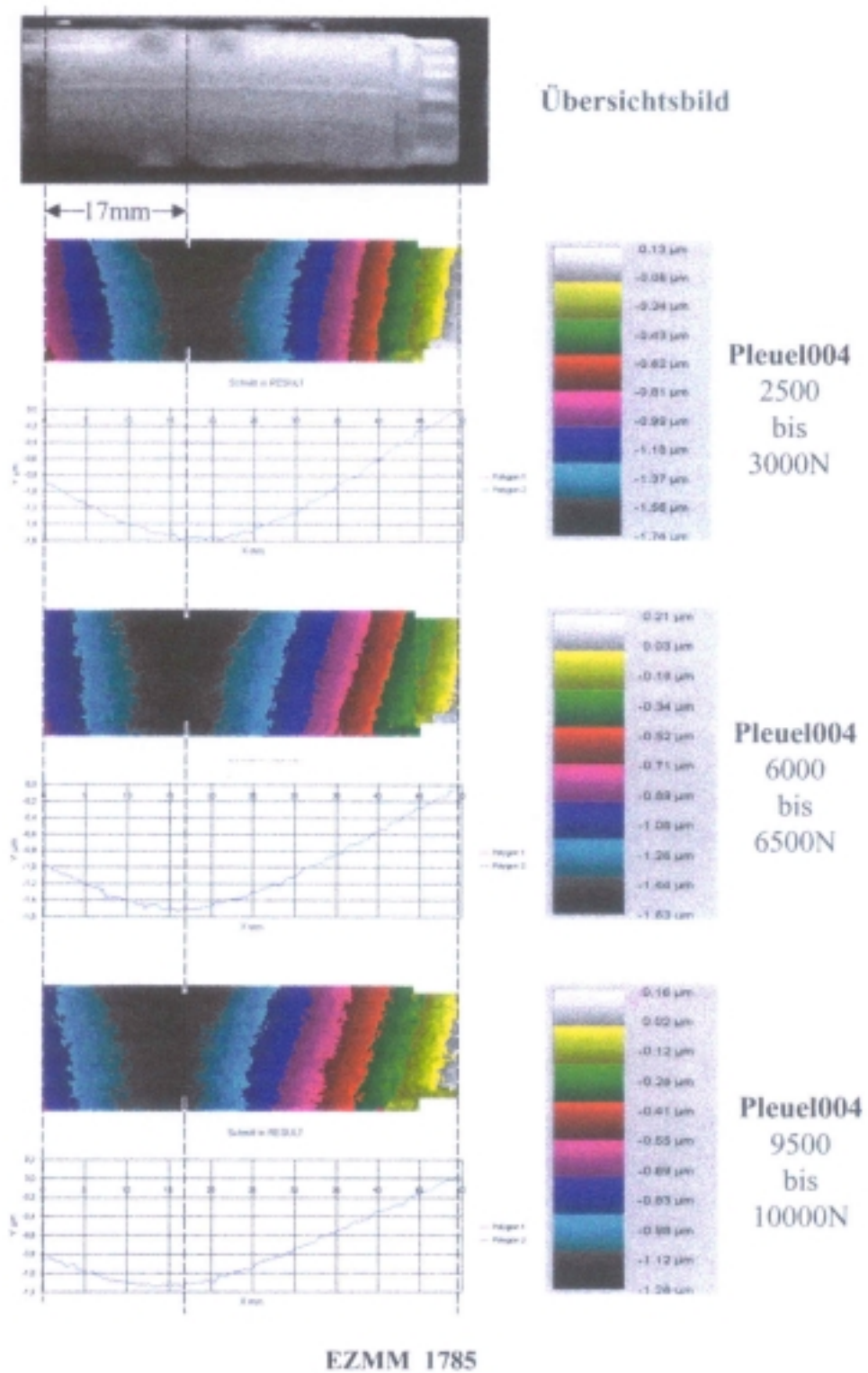
Obr. 1 – Struktura FEM modelu ojnice a realita původní konstrukce ojnice



Obr. 2 – Výsledná varianta "9" – porovnání s původním tvarem



Obr. 3 – Porovnání radiálních posuvů velkého oka ojnice



Obr. 4 – Ukázka zpracování hologramů měření „zúžení“ oka ojníc