Aleksandar Jakovljević

NUMERIČKA ANALIZA NAPONA PAROVODA VISOKOG PRITISKA TERMOELEKTRANA NUMERICAL STRESS ANALISYS OF HIGH PRESSURE STEAM LINES IN POWER PLANT

Stručni članak / Professional paper	Adresa autora / Author's address:
UDK / UDC: 620.169.1:621.643.023-988	JP EPS, Direkcija za razvoj i investicije, Vojvode Stepe
Rad primljen / Paper received: 27.01.2007.	412, Beograd, <u>aleksandar.jakovljevic@eps.co.yu</u>
Ključne reči • stare termoelektrane • preostali vek • održavanje • analiza napona • parovod	Keywords old power plants remaining life maintenance stress analysis steam line

Abstract

Izvod

Pouzdano određivanje preostalog veka parovoda pod visokim pritiskom zahteva utvrđivanje naponskog stanja, pri čemu treba uzeti u obzir ne samo uticaj unutrašnjeg pritiska i temperature, već sva delujuća opterećenja. Zbog toga je potrebno primeniti numeričke metode proračuna i analize naponskog stanja. Ovaj rad prikazuje mogućnosti i nedostatke metode konačnih elemenata u analizi napona parovoda, što je detaljno ilustrovano na primeru glavnog parovoda bloka A1 Termoelektrane "Nikola Tesla".

UVOD

Parovodi visokog pritiska su kritične komponente termoelektrana, koji imaju značajan uticaj na pouzdanost i raspoloživost termoelektrane, kao i na sigurnost u eksploataciji. U analizama parovoda (pri projektovanju, tokom eksploatacije i održavanja, pri proceni preostalog veka) treba imati u vidu niz dodatnih uticaja, koji se ne odnose direktno na radne parametre pare, pritisak i temperaturu. Često se oštećenja elemenata parovoda, ponekad i znatno pre isteka projektnog veka, ne mogu objasniti samo dejstvom unutrašnjeg pritiska i temperature, već se moraju uzeti u obzir i naponi zbog dejstva sila i momenata od spoljnjih opterećenja. Analiza napona svih navedenih uticaja se izvodi matematičkim modeliranjem parovoda i numeričkim rešenjem. Pri tom se mora uzeti u obzir kompletan parovodni sistem, sa svim komponentama i njihovim materijalom, zavarenim spojevima, priključcima i oslanjanjem, /1/.

OPTEREĆENJA I NAPONSKA STANJA PAROVODA

Da bi se otkazi parovoda izbegli potrebno je poznavati naponsko stanje pod uticajem svih očekivanih opterećenja: unutrašnjeg pritiska, ometenih termičkih dilatacija, protoka, težine parovoda, koncentrisanih sila, mehaničkih opterećenja prednaprezanjem, kao i slučajnih opterećenja od gasodinamičkih udara i zemljotresa. Ranije, proračun dodatnih napona od spoljnjih opterećenja nije bio obavezan zbog visokih stepena sigurnosti i nedostupnih metoda proračuna.

A reliable assessment of residual life of high pressure steam lines requires defining stress state, taking into account not just effects of internal pressure and temperature but all applied loads. Hence, application of numerical methods for calculation and analysis of stress state is necessary. The paper presents possibilities and disadvantages of finite element methods in steam line stress analysis, shown in detail by an example of main steam line of thermal unit A1 of Power Plant "Nikola Tesla."

INTRODUCTION

High pressure steam lines are critical components of thermal power plants which have significant influence on reliability and availability of plants and also on service safety. In steam line analysis (design, during service and maintenance, and remnant life assessment) the additional effects not directly related to steam working parameters, pressure and temperature. Steam line component damages that sometimes occur even before reaching the end of designed life often cannot be explained by the effects of steam pressure and temperature alone, but stresses from applied forces and moments of external loads must be considered also. Stress analysis of mentioned effects considers pipeline mathematical modelling and numerical solving. Accordingly, the complete steam line system must be taken into account, with all components and material, welded joints, connections and supports, /1/.

STEAM LINE LOADS AND STRESS STATES

In order to avoid steam line failures, one must know the stress state under all expected loads: internal pressure, obstructed thermal expansion, flows, steam line weight, concentrated force, mechanical loads from pre-stresses, and random loads from gasodynamic shocks and earthquakes. Calculation of additional stresses due to external loads was not formerly required due to high safety margins and unavailable calculation procedures.

U toku eksploatacije mogu se uspostaviti radni uslovi nepovoljniji od projektnih uslova. Tada se preopterećenje komponenata parovoda javlja zbog prekoračenja projektnih termičkih, trajnih ili dinamičkih opterećenja, kao posledica neodgovarajuće konfiguracije parovoda, neregularnog rada sistema oslanjanja i uređaja u sistemu za merenje, regulaciju i upravljanje, loše dimenzionisanog sistema ubrizgavanja, nepogodnih konstrukcijskih rešenja komponenata (posebno fazonskih komada), gasodinamičkih udara i vibracija, naročito u prelaznim režimima. Trasa parovoda treba da obezbedi samokompenzaciju termičkih dilatacija i da održi opterećenja u priključnim tačkama kotlovskih kolektora, turbinskih ventila i kućišta turbine u dozvoljenim granicama. Sistem oslanjanja u postojećoj trasi ima namenu da održi cevovod u statičkoj ravnoteži pri projektnom režimu rada. Sve to treba da omogući prihvatanje termičkih dilatacija prilikom startovanja i obezbedi povoljno, dozvoljeno naponsko stanje parovoda u toplom (radnom) i hladnom stanju i dozvoljena opterećenja priključnih tačaka, /2/.

Pravilna procena preostalog radnog veka parovoda zahteva detaljnu analizu **primarnih** napona, od dejstva trajnih opterećenja do pojave plastičnih deformacija, koji mogu da dovedu do loma materijala, **sekundarnih** napona, posledicu sprečenih pomeranja zbog termičkih dilatacija ili loše postavljenih fiksnih oslonaca, koji dovođe do krivljenja elemenata, ali nisu uzrok loma cevi, i **vršnih** napona, koji ne dovođe do krivljenja elemenata, ali izazivaju koncentraciju napona i mogu dovesti do zamornog loma. Kako se zavisnost radnog veka i napona prikazuje dijagramom sa linearnim prikazom napona i logaritamskim prikazom radnog veka, mala nepreciznost pri određivanju merodavnog delujućeg napona dovodi do velikih odstupanja u proceni veka.

Metode za kvantitativnu procenu preostalog veka, kako proračunske, /3-6/, zasnovane na primeni tzv. "pravila udela radnog veka", odnosno na oceni istrošenosti komponenata postrojenja usled dejstva napona u stacionarnim i nestacionarnim režimima rada, tako i parametarske (npr. Larson-Miler parametar, /7/), polaze uglavnom od pretpostavke da je komponenta koja se proučava izložena samo dejstvu unutrašnjeg pritiska, što pojednostavljuje problem. Tako se u analize ulazi sa vrednostima napona koje ne predstavljaju realni napon komponente parovoda u eksploataciji, /1/. Nakon izvedenih analiza i razmatranja uočenih nedostataka, u Nemačkoj je definisana modifikovana metoda za određivanje merodavnog napona, koja pored unutrašnjeg pritiska obuhvata i uticaj spoljnjih opterećenja. U okviru preporuka FDBR, /8/, prihvaćeno je da ukoliko je zbir aksijalnog napona od trajnih opterećenja, trećine napona od termičkih opterećenja i aksijalnog napona od unutrašnjeg pritiska veći od tangencijalnog napona od pritiska, merodavni napon se računa prema izrazu:

$$\sigma = \frac{p \cdot d_u}{4 \cdot t_n} + \frac{p}{2} + \frac{0.75 \cdot i \cdot M_A}{W} + \frac{0.75 \cdot i \cdot M_C}{3 \cdot W}$$
(1)

gde su: p-pritisak pare; d_u -unutrašnji prečnik cevi; t_n nazivna debljina zida cevi; i-faktor intenzifikacije napona; M_A -rezultujući moment od trajnih opterećenja; M_c -rezultujući unutrašnji moment od termičkih opterećenja i Wotporni moment poprečnog preseka.

During service life, operating conditions may be established that differ from designed conditions. Component overload then occurs due from exceeding designed thermal, fatigue or dynamic loads, as the result of inconvenient steam line configuration, improper function of the supporting system and measuring instrumentation, regulation and control, faulty dimensioned injection system, incorrect component design solution (especially shaped configurations), gasodynamic shock and vibration, especially in transition regimes. Steam line layout track should assure thermal auto expansion and support loads at joints to boiler collectors, turbine valves and housings in acceptable limits. The function of supporting system in an existing line track is to maintain static equilibrium of pipeline at designed operating level. All this should enable the balance of thermal expansions at start-up and should assure convenient, allowable stress state in hot (operating), and cold states, and also maintain allowable loads at joints, /2/.

Correct steam line remnant life assessment requires detailed analysis of: **primary** stresses, caused by fixed loads up to plastic deformation that may cause fracture; **secondary** stresses, as the result of constraints due from thermal expansion or erroneously positioned fixed supports that create distortion of elements, but do not cause fracture in pipes; and **peak** stresses that do not distort elements, but produce stress concentration and may lead to fatigue fracture. Since the relation between operating life and stress is presented by linear stress and logarithmic operating life, a small inaccuracy in determining the proper acting stress leads to significant scatter in life assessment.

Methods for quantitative estimation of the remaining operational life, i.e. numerical /3-6/, based on the so-called "rule of operational life portion," i.e. on the evaluated wear of plant component due from stress effects in stationary and non-stationary operating regimes, and i.e. parametric (such as the Larson-Miller parameter, /7/), both are mainly based on the assumption that the component is only exposed to the effect of inner pressure, thus simplifying the problem. Accordingly, the analyses deal with values of stresses that do not represent real stresses in the steam line component in service, /1/. The performed analyses and considerations of the noticed deficiencies have led to a modified procedure, defined in Germany, for determining the relevant stress that includes external loads in addition to the internal pressure. In the scope of FDBR recommendations, /8/, it is accepted that if the axial stress due to stationary load, plus one third of thermal loading stress, plus the axial stress of internal pressure as a sum is higher than the tangential stress from pressure, the relevant stress has to be calculated according to the expression:

$$\sigma = \frac{p \cdot d_u}{4 \cdot t_n} + \frac{p}{2} + \frac{0.75 \cdot i \cdot M_A}{W} + \frac{0.75 \cdot i \cdot M_C}{3 \cdot W} \quad (1)$$

where: p-fluid pressure in a pipeline; d_u -internal diameter of a pipeline; t_n -nominal thickness of pipe wall; *i*-stress intensification factor; M_A -resulting moment from dead loads; M_c -resulting internal moment from thermal loads; and W-section modulus.

INTEGRITET I VEK KONSTRUKCIJA Vol. 7, br. 1 (2007), str. 13–20

Jednačina (1) povezuje projekt konstrukcije i proračun čvrstoće i time obezbeđuje realnije vrednosti napona u elementu parovodnog sistema, čime je moguće poboljšati procenu radnog veka, /9,10/. Primena jedn. (1) zahteva poznavanje spoljnjih opterećenja, što je dodatni problem. Praktično je nemoguće u svim uslovima precizno odrediti veličinu i vremensku raspodelu spolinjih opterećenja. Tačni podaci o delujućim naponima i deformacijama se mogu dobiti samo merenjem deformacija ili opterećenja, za razliku od temperature, za koju su podaci dostupni zbog redovnog praćenja i arhiviranja. Proračun napona se zasniva na usvojenim graničnim uslovima i podacima iz eksploatacije, kao i na usvojenim uprošćenjima. Pri tom se podaci odnose samo na trenutno stanje za trenutno delujući napon. Savremeni sistemi praćenja pomeranja parovoda prevazilaze ili bar umanjuju ovaj problem.

ANALIZA NAPONA KORIŠĆENJEM METODE KONAČ-NIH ELEMENATA

Većina numeričkih metoda za proračun napona u konstrukciji zasniva se na metodi konačnih elemenata (MKE).

Pri analizi, konstrukcija sistema parovod se tretira kao linijska višerasponska greda sa prstenastim poprečnim presekom. Jednodimenziona linearno-elastična analiza konstrukcije parovoda, koja se danas najčešće koristi za analizu napona, zanemaruje lokalne efekte (odstupanja u naponskom polju pojedinačnih elemenata parovoda), kao i plastičnost usled puzanja. Međutim, bez obzira na ta uprošćenja stvarnog naponskog stanja, ova metoda daje praktično primenljive rezultate za analizu realnih konstrukcija parovoda. Naponska analiza se izvodi u skladu sa standardom, najčešće prema američkom standardu ASME/ANSI B 31.1, /11/. Ovakva analiza se izvodi za linearno elastično ponašanje materijala (Hukov zakon), a po potrebi se može izvesti i elasto-plastična analiza.

Sa druge strane, MKE se može koristiti za detaljnije i tačnije definisanje naponskog stanja pojedinačnih elemenata parovoda, odnosno za određivanje veličine napona na kritičnim mestima. Time se posredno dobija tačnija vrednost faktora intenzifikacije napona za pojedinačne elemente (fazonski komadi, armatura, cevni lukovi), u odnosu na empirijski izračunate faktore Međutim, složenost metode i potrebno vreme analize za komponente složenog oblika mogu da dovedu u pitanje opravdanost upotrebe, osim u slučaju skupih i odgovornih elemenata.

PRIMER NAPONSKE ANALIZE PAROVODA

Prikazan je primer izvedene strukturne analize parovoda sveže pare (RA linija, podaci dati u tab. 1) bloka A1 Termoelektrane "Nikola Tesla" (TENT)–Obrenovac, i detaljne analize pojedinačnih cevnih lukova, izabranih na osnovu rezultata strukturne analize, /1/.

Tabela 1. Podaci o parovodu sveže pare (RA) bloka A1 TENT

		Proračunska vrednost		Radni	
Materijal	Dimenzije	pritisak temperatura		pritisak	temperatura
ČSN	mm	bar	°C	bar	°C
15 123.1	Ø324×36; Ø219×25	141,3	545	136	540

Equation (1) relates the design of a structure and calculation of strength, providing in this way more realistic stress values in an element of steam line system, enabling improved estimation of operational life, /9,10/. The application of Eq. (1) requires external load data, being an additional problem. It is practically impossible to accurately determine the magnitude and time distribution of external loads. Accurate data about applied stresses and strains can be obtained only by measuring strains or loads, in contrast to temperature, for which data are available, being regularly monitored and stored. Stress calculation is based on the assumed boundary conditions and data of operation, and also based on accepted simplifications. Hence, the data considered is only for the actual state with actual applied stress. Modern monitoring systems of steam line displacements overcome or at least minimize this problem.

STRESS ANALYSIS BY APPLYING FINITE ELEMENT METHOD

Numerical methods for calculation of structural stress are mostly based on the finite element method (FEM).

In the analysis, the structural steam line system is considered a linear multi supported beam of ring cross section. The one-dimensional linear elastic analysis of the steam line structure, today frequently applied in stress analysis of steam lines, ignores local effects (scatter in stress field of individual steam line elements), as well as plasticity caused by creep. Anyhow, despite these simplifications of real stress state, this method produces practically usable results for analysis of the real steam line structure. Stress analysis is performed according to standard, and frequently using the American standard ASME/ANSI B 31.1, /11/. Such analysis is performed for linear elastic behaviour of materials (Hooke's law), but elastic-plastic analysis can also be performed, if necessary.

On the other hand, FEM can be used for detailed and more accurate defining of stress state of individual steam line elements, in fact for determining stress magnitude at critical locations. In this way, more accurate value is indirectly obtained for stress magnification factor of individual elements (complex elements, fittings, pipe elbows) compared to empirically calculated factors. Anyhow, method complexity and time necessary for analysis of components of complex configuration made the use questionable, except for expensive and responsible elements.

EXAMPLE OF STEAM LINE STRESS ANALYSIS

The example shows the performed stress analysis of the main steam line (RA line, data given in Table 1) of unit A1 of Power plant "Nikola Tesla" (TENT)–Obrenovac, and detailed analysis of individual pipe elbows that are selected based on results of structural analysis, /1/.

Table 1. Data on main steam line (RA) of TENT unit A1.

		Calculated value		Working		
Material	Dimension	pressure	temperature	pressure	temperature	
ČSN	mm	bar	°C	bar	°C	
15 123.1	Ø324×36; Ø219×25	141.3	545	136	540	

Navedeni parovodi, projektovani za 100 000 sati rada, su izabrani za analizu, jer su ostvarili oko 200 000 sati i bili najstariji parovodi u termoelektranama Srbije. Za njih je dostupan potpun istorijat prethodnih kontrola, praćenja i ispitivanja tokom eksploatacije. Za analizu su korišćeni podaci dobijeni ispitivanjem u toku remonta 2000, nakon 191 542 sata rada. Parovodi su zamenjeni 2003. godine posle približno 205 000 sati u eksploataciji.

U skladu sa standardom ASME/ANSI B31.1 izvedena je strukturna analiza naponskog stanja parovoda korišćenjem softvera *ALGOR Pipe Plus*, sa podacima dobijenim iz zapisa o pomeranjima i obliku trase parovoda u toplom i hladnom stanju. Analiza je izvedena za slučaj:

- a) trajnog opterećenja od težine cevi, izolacije, unutrašnjeg pritiska i ostalih postojanih opterećenja,
- b) termičkog opterećenja,
- c) istovremenog dejstva trajnog i termičkog opterećenja. Na osnovu ovih analiza zaključeno je da:
- a) za sve vrste opterećenja izračunati naponi su u dozvoljenim granicama,
- b) postojeća konfiguracija cevovoda zadovoljava u pogledu termičkih napona,
- c) elastična linija zahteva veću slobodu pomeranja,
- d) primenjena koncepcija ukrućivanja sistema parovoda preko postojećih fiksnih tačaka ne omogućava ravnomernu raspodelu opterećenja (za sve fiksne tačke potrebno je osloboditi rotaciju oko x ose),
- e) unapređenje postojeće koncepcije oslanjanja može da se postigne ukrućenjem cevovoda prema uslovima koje dopušta elastična linija i položaj čelične konstrukcije.

Dva cevna luka parovoda iste veličine su izabrana za dalju analizu. Izbor je napravljen na osnovu rezultata strukturne analize parovoda RA za najnepovoljniji slučaj istovremenog dejstva trajnog i termičkog opterećenja, tako da jedan spada u grupu najopterećenijih (K31), drugi u grupu najmanje opterećenijih (K11) cevnih lukova parovoda, i da je na raspolaganju dovoljno podataka o ranije izvedenim ispitivanjima. Definisane su pozicije za detaljniju analizu. Na sl. 1 je prikazano naponsko stanje parovoda RA u toplom stanju, kroz odnos izračunatog i dopuštenog napona za dati slučaj opterećenja, sa označenim pozicijama za dalju analizu. Duž trase parovoda se vide značajne razlike u nivou napona.

Na osnovu dimenzija cevnih lukova, izmerenih prilikom ispitivanja 2000. godine, formirani su matematički simetrični modeli njihove geometrije (ista debljina zida za obe neutralne ose) (tab. 2) definisanjem po jednog jedinstvenog preseka, /12/. Uzete su minimalne vrednosti debljine zida (od pet izmerenih) za svaku zonu, kao i srednje vrednosti izmerenih prečnika cevnih lukova.

Tabela 2. Dimenzije za matematičko modelovanje cevnog luka

	Prečnik		Debljina zida (mm)				
Cevni	(m	m)		Zona			
Luk	D_1	D_2	Zateg- Neutralna Sabijena Neutr			Neutralna	
			nuta	1		2	
RA-K11	327,3	322,7	33,0	35,0	38,6	35,0	
RA-K31	323,4	319,7	31,6	34,0	35,5	34,0	

The considered steam lines, designed for 100 000 operating hours, were selected for analysis as the oldest steam lines in Serbian power plants, with nearly 200 000 hours of operation. They have a complete history of previous inspections, in-service monitoring and tests. Analysis is performed based on data obtained in examinations during overhaul in 2000, after 191 542 hours of operation. Steam lines were replaced in 2003 after nearly 205 000 hours.

Structural analysis of stress state of steam lines was performed according to standard ASME/ANSI B31.1 using software *ALGOR Pipe Plus* with data obtained by recording displacements and configuration of steam line in both the hot and cold states. Analysis is performed for cases of:

- a) dead load from pipe weight, insulation, internal pressure and other constant loads,
- b) thermal load, and
- c) simultaneous effect of dead load and thermal load. Based on these analysis it is concluded that:
- a) all of the calculated stresses are within allowable limits for all loading types,
- b) the existing steam line configuration satisfies in regards to thermal stresses,
- c) the elastic line requires higher degree of displacements,
- d) the applied concept of steam line system stiffness achieved through existing fixed points does not allow for uniform load distribution (free rotation around *x* axis is required for all fixed points),
- e) the existing support concept can be improved by stiffening the steam line according to conditions allowed by the elastic line and the location of the steel structure.

Two steam line pipe elbows of the same size are chosen for further analysis. Selection is made based on structural analysis of RA steam line for the most unfavourable case of simultaneous effect of permanent and thermal load, so that one belongs to the group of the highest loaded (K31) and the other to the group of least loaded (K11) elbows in the steam line and that there is sufficient data available from previously performed examinations. Positions for a detailed analysis are defined. Figure 1 shows stress state of the main RA steam line in the hot state, through the ratio of the calculated and allowable stresses for the given loading case, with indicated locations for further analysis. Significant differences in stress level can be seen along the steam line.

Mathematical symmetrical models of pipe elbow geometry (same wall thickness for both neutral zones) are formed based on their dimensions measured during examinations in the year 2000 (Table 2) by defining a unique cross-section, /12/. Minimal values of wall thickness (from five measured) for each zone, and mean values of measured diameters of pipe elbows are accepted.

Table 2. Dimensions for mathematical modelling of pipe elbow.

	Diameter		Wall thickness (mm)			
Pipe	(mm)		Zone			
elbow D_1 D_2		D	Extended	Neutral	Com-	Neutral
			1	pressed	2	
RA-K11	327.3	322.7	33.0	35.0	38.6	35.0
RA-K31	323.4	319.7	31.6	34.0	35.5	34.0

Struktura cevnih lukova parovoda RA je u MKE diskretizovana na 5760 elemenata (duž ose je definisano po 12 segmenata na 7,5°, po obimu poprečnog preseka po 48 segmenata takođe na 7,5°), a debljina zida je podeljena na 10 slojeva. Segmenti u podužnom i obimnom pravcu su jednaki, dok su po debljini poprečnog preseka površinski slojevi tanji u odnosu na one u sredini preseka, tako da se može preciznije pratiti promena vrednosti napona u površinskim slojevima, gde je ova promena i najveća.

Detaljna analiza naponskog stanja MKE izvedena je linearno-elastičnom analizom, softver *PAK S* za proračun naponskog stanja, i *FEMAP* u fazi pred- i post-procesiranja, za tri slučaja opterećenja:

- 1. dejstvo samo unutrašnjeg pritiska,
- 2. hladno stanje,
- 3. toplo stanje.

Korišćena opterećenja (sile i momenti) su dobijena kao izlazni rezultati strukturne analize celog parovoda za slučaj hladnog (trajna opterećenja i pritisak) i toplog (trajna i termička opterećenja) stanja parovoda, u skladu sa standardom ASME/ANSI B31.1, tab. 2. Dobijeni rezultati naponske analize ukazuju sledeće:

- Pri dejstvu samo unutrašnjeg pritiska dobija se kompleksna raspodela napona, pri čemu se maksimalna vrednost uporednog i obimnog napona javlja u tankoj površinskoj zoni sa unutrašnje strane cevnog luka na oko 15° od neutralne ose ka istegnutoj zoni, kod oba cevna luka. Vrednosti obimnog i uporednog napona su skoro iste (uporedni napon je veći za manje od 4%). Veličine aksijalnog i smicajnog napona su znatno niže od efektivnog i obimnog napona. Karakter raspodele je isti za oba luka.
- Pri opterećenju u hladnom stanju naponsko stanje je skoro isto kao i pri dejstvu samo unutrašnjeg pritiska (razlika maksimalnih vrednosti uporednog napona je oko 1%).
- Pri analizi opterećenja koja deluju u toplom stanju uočava se značajna promena u raspodeli naponskog stanja, u odnosu na prethodne slučajeve opterećenja, kao i razlika u raspodeli napona pri poređenju različitih cevnih lukova. Kod cevnog luka K31 (iz grupe najopterećenijih) dolazi do velikog porasta maksimalnih vrednosti u odnosu na dejstvo samo unutrašnjeg pritiska, uporednog napona (za 39% – sa 105,6 MPa na 147,1 MPa), obimnog (za 20% – sa 101 MPa na 121,2 MPa), a posebno aksijalnog napona (za preko 550% ili 6,5 puta – sa 9,2 MPa na 60,5 MPa), sl. 2.
- Maksimalne vrednosti obimnog napona na spoljnjoj površini javljaju se u neutralnoj zoni cevnog luka, a na unutrašnjoj u pritisnutoj zoni, dok su kod uporednih napona maksimalne vrednosti i na spoljnoj i na unutrašnjoj površini u pritisnutoj zoni luka. Maksimalne vrednosti aksijalnog napona i na unutrašnjoj i na spoljnjoj površini cevnog luka javljaju se u istegnutoj zoni što ukazuje da je cevni luk jasno izložen "zatvaranju".
- Kod cevnog luka K11 (iz grupe manje opterećenih) je mala promene naponskog stanja u toplom stanju u odnosu na unutrašnji pritisak, uz povećanje maksimalnih vrednosti napona oko 5%, a raspodela napona ima isti karakter kao pri dejstvu samo unutrašnjeg pritiska ili u hladnom stanju.

Structure of main steam line elbows was discretized in FEM to 5760 elements (12 segments at 7.5° are defined along the axis, and 48 segments on the cross-section circumference, each again at 7.5°), and wall thickness is divided into 10 layers. Segments are equal in both axial and circumferential directions, while through the thickness the surface layers are thinner than at centre of cross section, i.e. a more accurate record of the change in stress values in surface layers is possible, where this change is most intense.

Detailed analysis of the stress state by FEM is performed by means of linear-elastic analysis, using *PAK S* software for stress state calculation, and *FEMAP* for pre- and postprocessing, for three loading cases:

- 1. acting internal pressure alone,
- 2. cold state,
- 3. hot state.

Applied loads (forces and moments) are obtained as output results of structural analysis of the steam line as a whole in cases of cold (dead loads and pressure) and hot (dead and thermal loads) states of steam line, in accordance with standard ASME/ANSI B31.1, Table 2. The obtained results from the stress analysis indicate the following:

- Complex stress distribution results from applied internal pressure alone, where maximal values of equivalent and hoop stresses occur in the thin surface zone in the inner side of the elbow at around 15° from the neutral axis towards the tension zone, for both pipe elbows. Values of equivalent and hoop stresses are almost the same (equivalent stress is by less than 4% higher). Values of axial and shear stress are considerably lower than equivalent and hoop stresses. The nature of the distribution is the same for both elbows.
- The stress state in cold loading is almost identical to the state when internal pressure acts alone (the difference in maximal values of equivalent stress is about 1%).
- Analysis of loads applied in the hot state shows significant change in the stress state distribution, compared to previous loading cases, and it also shows the difference in stress distribution when comparing different elbows. Elbow K31 (the highest loaded group) exhibits high increase of maximal values compared to effect of internal pressure alone: equivalent stress (39% from 105.6 MPa to 147.1 MPa), hoop stress (20% from 101 MPa to 121.2 MPa), and especially axial stress (over 550% or 6.5 times from 9.2 MPa to 60.5 MPa), Fig. 2.
- Maximal values of hoop stress on the external surface of the pipe elbow occur in the neutral zone of the pipe elbow, and at the inner surface in the compressed zone, while equivalent stress maximal values occur both on external and internal surfaces in the compressed zone of elbow. Maximal values of axial stress on both the inner and outer surface of pipe elbow occur in the extended zone, clearly indicating that it is exposed to "closure".
- In elbow K11 (the least loaded group) there is small change in stress state in the hot state compared to the effect of internal pressure alone, with maximal stress values increased by about 5%, and with the same stress distribution characteristic as with internal pressure alone or in the cold state.

Značajno povećanje napona u toplom stanju kod cevnog luka K31 može se objasniti povećanjem delujućih sila i momenata, pre svega velikim porastom momenta M_x do kojeg dolazi zbog fiksne tačke na koti 25,00 m, koja sprečava rotaciju oko x ose, tab. 3. Za aksijalni napon ovog luka, koji zbog konfiguracije i položaja parovoda u usvojenom koordinatnom sistemu najviše zavisi od momenta M_x , je povećanje maksimalne vrednosti napona za 550%, što je uglavnom posledica neadekvatnog fiksnog oslonca.

RA-K31	Hladno stanje		Toplo stanje	
	presek A presek D		presek A	presek D
Fx (N)	0	0	3,409	3,409
Fy (N)	-6,825	59	23,537	30,422
Fz (N)	304	304	-28,780	-28,780
Mx (Nm)	1,739	-1,469	-178,921	-180,211
My (Nm)	-85	-85	27,336	22,223
Mz (Nm)	-591	-591	6,436	1,323

Tabela 3. Sile i momenti cevnog luka RA-K31

Maksimalni naponi kod oba cevna luka, za sve vrste opterećenja, deluju u tankim površinskim slojevima (izuzev radijalnih napona, zbog prirode njihove raspodele), koji po obimu obuhvataju od 20° do 40°, tako da su prosečni naponi u poprečnom preseku znatno manji od maksimalnih.

Ovako veliki lokalni naponi (preko 140 MPa), koji znatno premašuju standardne osobine materijala (za RA liniju: $R_{m/100000/540^{\circ}C} = 100$ MPa; $R_{m/200000/540^{\circ}C} = 76$ MPa), uz činjenicu da su parovodi do 2000. godine već bili u eksploataciji preko 190 000 sati, pokazuje da primenjena linearno-elastična analiza ne oslikava realno naponsko stanje u analiziranim pozicijama. Proces redistribucije opterećenja i pomeranja zbog relaksacije izazvane puzanjem i smanjenje opterećenja na mestima prvobitno najvećeg napona nakon dužeg rada na povišenim temperaturama ne mogu se obuhvatiti linearno-elastičnom analizom.

Za precizniju analizu treba koristiti elasto-plastični ili plastični model umesto linearno-elastičnog modela. Ovakva analiza zahteva dodatne, preciznije ulazne podatke o osobinama materijala i radnim uslovima, koji najčešće nisu dostupni (što se pokazalo i u slučaju TENT A1).

Dodatna analiza je izvedena za slučaj kada na cevni luk deluju samo momenti savijanja, da bi se ukazalo na kompleksnost naponskog stanja i pri dejstvu pojedinačnih opterećenja. Ova analiza može da posluži i kao kontrola za primenjeni MKE model poređenjem rezultata sa analitičkim i teorijskim rezultatima i raspodelom za neke pojedinačne slučajeve. Ako se raspodela napona po obimu cevnog luka razmotri kako je to teorijski urađeno u literaturi, /13/, i takva raspodela uporedi sa teorijskom, sl. 3, može se uočiti sličnost prirode raspodele, dok se razlika vrednosti može objasniti različitim geometrijama (debljina zida, prečnik cevnog luka i radijus savijanja cevnog luka).

ZAKLJUČAK

Parovod se pri analizi mora posmatrati kao kompleksna konstrukcija, izložena dejstvu unutrašnjeg pritiska pare i spoljnjih opterećenja, koja u najvećoj meri zavise od konfiguracije i sistema oslanjanja parovoda. Considerable increase of stress in the hot state in K31 pipe elbow can be explained by increase of applied forces and moments, and primarily by high increase of M_x moment, due to the fixed point at 25.00 m elevation which prevents rotation around *x* axis, Table 3. The axial stress in this elbow, where the configuration and steam line location in the chosen coordinate system mostly depends on M_x moment, has a 550% increase to a maximal value, and is a result of inadequate fixed support.

Table 3. Forces and moments on pipe elbow RA-K31.

RA-K31	Cole	d state	Hot state		
	Section A Section D		Section A	Section D	
Fx (N)	0	0	3.409	3.409	
Fy (N)	-6.825	59	23.537	30.422	
Fz (N)	304	304	-28.780	-28.780	
Mx (Nm)	1.739	-1.469	-178.921	-180.211	
My (Nm)	-85	-85	27.336	22.223	
Mz (Nm)	-591	-591	6.436	1.323	

Maximal stresses in both pipe elbows act in thin surface layers, for all load types (except radial stresses, due to their distribution characteristic), and comprise 20° to 40° of circumference, so that average stress values in the cross-section are significantly lower than maximal.

These high local stress values (above 140 MPa) that considerably exceed material properties specified by standard (for RA line: $R_{m/10000/540^{\circ}C} = 100$ MPa; $R_{m/200000/540^{\circ}C} = 76$ MPa), as with the fact that steam lines were used for more than 190 000 hours till year 2000, indicates that the applied linear-elastic analysis does not describe real stress state in the analysed locations. The stress and displacement redistribution process during relaxation caused by creep and reduction of load at the location with initially the highest stress upon long term operation at elevated temperatures cannot be included in the linear-elastic analysis.

A more precise analysis requires use of an elastic-plastic or a plastic model instead of linear-elastic model. Such analysis requires additional, more accurate, input data about material properties and operating conditions that are usually not available (as proven in case of TENT A1).

Additional analysis is performed for the case when the pipe elbow is loaded by bending moments alone, in order to point out the complexity of the stress state even when individual loads are applied. This analysis can also serve as a check of the applied FEM model by comparing to analytical and theoretical results and the distribution for some individual cases. If the stress distribution on the elbow circumference is considered as in reference /13/ and compared to the theoretical, Fig. 3, the characteristic stress distribution is found to be similar, and difference in magnitude can be attributed to different geometries (wall thickness, tube elbow diameter and elbow curvature radius).

CONCLUSION

The steam line must be considered in the analysis as a complex structure, exposed to internal steam pressure and external loads, depending on the configuration and the supporting system of steam line.



Slika 1. Naponsko stanje parovoda RA u toplom stanju Figure 1. Stress state of main steam line RA in hot state.



Slika 2. Prikaz rezultata naponske analize cevnog luka K31 – uporedni i aksijalni napon Figure 2. Stress analysis results of tube elbow K31 – equivalent and axial stress.

Spoljnja opterećenja dovođe do napona koji se znatno razlikuju od projektnih. Za pravilnu procenu preostalog radnog veka parovođa potrebna je njihova kvantifikacija. External loads produce stresses that differ significantly from design. The correct assessment of remaining service life of steam line requires their quantification.



Slika 3. Poređenje teorijske raspodele napona i raspodele dobijene korišćenjem MKE po obimu cevnog luka Figure 3. Comparison of theoretical stress distribution and stress distribution obtained by FEM on the perimeter of pipe elbow.

Mnogo jasnija slika ponašanja analiziranog elementa parovoda se dobija primenom MKE i pored uvedenih pojednostavljenja. Naponsko stanje koje se dobije metodom KE je realnije i predstavlja unapređenje u odnosu na primenu koeficijenata koncentracije (intenzifikacije) napona, dobijenih empirijski, za određivanje lokalnog porasta napona (element složene geometrije u odnosu na pravu cev).

Ona omogućava detaljnije objašnjenje eksploatacijskog ponašanja elemenata parovoda. Izvedene analize napona, kako strukture celog parovoda, tako i pojedinih komponenata, omogućavaju utvrđivanje kritičnih mesta porasta napona, na koja treba obratiti posebnu pažnju pri proceni preostalog veka parovoda.

Na primeru analize parovoda RA bloka TENT A1 jasno je pokazan uticaj spoljnjih opterećenja na pojavu različitih naponskih stanja u komponentama iste geometrije, koje su izložene istim pritiscima i temperaturama, kao i na pojavu nepovoljnog naponskog stanja.

LITERATURE - REFERENCES

- 1. Jakovljević, A., *Uticaj oštećenja i naponskog stanja materijala na preostali radni vek parovoda visokog pritiska*, magistarska teza, Mašinski fakultet, Beograd, 2004.
- 2. Jürgenson, H., *Elastizität und Festigkeit im Rohrleitungsbau*, Springer-Verlag, Berlin, 1953.
- Cane, B.J., Townsend, R.D., *Prediction of Remaining Life in Low-Alloy Steels*, Proc. Seminar on Flow and fracture on elevated Temperatures, ed. R. Raj, Philadelphia, USA, 1983, pp. 279-316.
- 4. TRD 508, Zusätzliche Prüfungen an Bauteilen berechnet mit zeitabhängigen Festigkeitskennwerte, TRD, 1978.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Case N-47-28, Class 1 Components in Elevated Temperature Service, The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1992.
- Standard JUS M.E2.213, Kotlovska postrojenja: Dodatna ispitivanja: delovi proračunati na osnovu karakteristika čvrstoće koje zavise od vremena, Savezni zavod za standardizaciju, Beograd, 1994.

A much clearer picture of the behaviour of the analysed steam line element is obtained by FEM, despite introduced simplifications. Stress state obtained by FE method is more realistic and presents an improvement compared to the use of stress concentration (magnification) coefficients, empirically obtained, for determining local stress increase (complex configuration of element compared to straight tube).

It enables more detailed explanation of in-service behaviour of steam line elements. The stress analysis of the whole steam line structure and of individual components enables to determine critical locations for stress increase, requiring special attention in the procedure for steam line remaining life assessment.

The example of steam line RA of unit TENT A1 clearly shows the effect of external loads on the occurrence of different stress states in components of the same geometry, exposed to the same pressures and temperatures, as well as the occurrence of unfavourable stress state.

- Šijački-Žeravčić, V. i saradnici, Ograničenja primene Larson-Miler parametra za određivanje preostalog radnog veka komponenata izloženih dugotrajnom visokotemperaturnom puzanju, Zbor. ENYU 99, Zlatibor, 1999, str. 236-242.
- FDBR–Richtlinie: Berechnung von Kraftwerksrohrleitungen, FDBR, 1987.
- 9. Bühl, G., Kaum, M., Reiners, U., Weber, J., *Rohrleitungsüberwachung mit dem Mannesmann Lifetime Monitoring System (MLM)*, 3R International, H.9 34 (1995) 464-472.
- 10.Becker, U., Schepers, H., Zustands- und Restlebensdaueruntersuchung der Kesselanlagen und HD – Rohrleitungssysteme im Kraftwerk Kosovo A, Blöcke 1 bis 4, VGB Kraftwerkstechnik, H.4 71 (1991) 336-340.
- 11.ANSI/ASME B31.1, New York, 1983.
- 12.Elaborat br. 155/2000, Ispitivanja bloka 1 TENT A, Tehnički centar Termoelektra, Obrenovac, 2000.
- 13.Oude-Hengel, H.H., *Rohrleitungen in Kraftwerken*, Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1978.