

Analysis of Superheater Work Under Creep Conditions

Authors

Piotr Duda
Łukasz Felkowski

Keywords

steam boilers, stress, creep strain, diagnostic system

Abstract

The aim of this article is work modelling of superheater SH3. It is made of the austenitic stainless steel Super 304H. Its design temperature T is 604 C, and the design pressure P acting on the inner surface of the pipes is 284 bar. The high temperature is the reason of the superheater work under creep conditions.

In this article calculations of the optimally mounted coil superheater SH3 are presented. The calculations are carried out first on the basis of the applicable European standards and with the help of the Auto Pipe program. Then, calculations are performed using the ANSYS program based on conducted creep tests and proposed creep equation. The coefficients in creep equation are determined based on the research conducted at the Instytut Metalurgii Żelaza in Gliwice. The model approximates the creep strain as the function of time and stress and this function is presented in the form of a three-dimensional surface.

The results of calculations by both methods will be compared and conclusions will be presented. The performed analyzes can estimate the superheater coil remnant life and the usage after the selected time of its operation.

DOI: 10.12736/issn.2300-3022.2015104

1. Introduction

A lot of failure elements of boiler heater, therein superheaters, is caused by the wrong operation and kind of support or hanger. These hanger conditions in combination with the thermal expansion and pressure loads cause the concentration of stress in the superheaters, and a reduced trouble-free working period [1]. The elements subjected to high temperature are exposed to phenomena such as a creep, where time-dependent properties of materials should be considered. In the most loaded places, the amount of strain is difficult to predict, which affects on the time to rupture estimation of superheaters pipes.

In this article calculations for optimally mounted coil superheater SH3 [2] will be presented. The calculations will be carried out first on the basis of the applicable European standards and with the help of Auto Pipe program. Then, calculations are performed based on conducted creep tests, proposed creep model and FEM analysis performed using the ANSYS program. The results of calculations by both methods will be compared and conclusions will be presented.

2. European norms and their requirements

The pressure parts of boiler are subject to the European Directive 97/23/WE (PED) [3]. For this reason the superheaters should be calculated according to harmonized norms. These norms are EN

12952-3 [4] and EN13480-3 [5], where the simple algorithm is presented.

According to EN 13480-3, pipelines working without creep conditions should meet the following criterion:

$$\sigma = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0.75 i M_A}{Z} + \frac{i M_C}{Z} \leq f_R \quad (1)$$

where:

P – pressure, d_o – pipe outer diameter, e_n – pipe thickness, M_A – moment caused by weight and other sustained loads, Z – section modulus of pipe, M_C – moment caused by thermal expansion, f_R – allowable stress. The stress intensification factor ($0.75i$) should be greater than or equal to 1.0 ($0.75 i \geq 1.0$). Equation (1) presents longitudinal stresses caused by pressure, weight, other sustained loads and thermal expansion. Sum of longitudinal stresses are restricted to be less than or equal to specified allowable stress.

Allowable stress f_R is defined as the function of ratio of the Yield strength to the safety factor for ambient and calculation temperature and as the ratio Yong's modulus for ambient temperature to calculation temperature, which should fulfil EN 13480-3.

According to EN 13480-3, pipelines working under creep conditions should meet the following criterion:

$$\sigma = \frac{Pd_o}{4e_n} + \frac{0.75 i M_A}{Z} + \frac{0.75 i M_C}{3Z} \leq f_{CR} \quad (2)$$

where:

P – pressure, d_o – pipe outer diameter, e_n – pipe thickness, M_A – moment caused by weight and other sustained loads, Z – section modulus of pipe, M_C – moment caused by thermal expansion, f_{CR} – allowable stress. The stress intensification factor ($0.75i$) should be greater than or equal to 1.0 ($0.75i \geq 1.0$). Equation (2) presents longitudinal stresses caused by pressure, weight, other sustained loads and thermal expansion. The sum of longitudinal stresses is restricted to be less than or equal to specified allowable stress.

Allowable stress f_{CR} is defined as the ratio of the mean creep rupture strength to the safety factor which depends on the time and should fulfil EN 13480-3 or EN 12952-3.

Distribution of forces and moments caused by pressure, coil weight, membrane walls, hanger tubes and coil thermal expansion can be calculated by Auto Pipe program [6]. Auto Pipe uses 1D finite elements for calculation of global displacement vector assuming static strength calculations. The use of 1D finite elements allows for quick verification of complex model, and identifying the most loaded parts of the superheater coil.

Auto Pipe program calculates also longitudinal stresses according to (1) or (2) and presents its distribution in the construction model. Fulfilment of criteria (1) or (2) can be easily checked.

3. Superheater analysis based on European norms

Superheater coil is made of Super 304H steel. This austenitic steel is often used for component of steam superheater, because of high heat resistance, and improved properties for working in creep conditions. Chemical composition is presented in tab. 1 [7].

C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Ni	Nb	B	N	Al
0.07 0.13	Max 0.30	Max 1.00	Max 0.0040	Max 0.0010	2.50 3.50	17.0 19.0	7.5 10.5	0.30 0.60	0.0001 0.0010	0.05 0.12	0.0003 0.0030

Tab. 1. Chemical composition [%] of Super 304H steel

The following properties in ambient temperature (20 [°C]) are used:

- Yield strength [8]: $R_e = 312$ [MPa]
- Tensile strength [8]: $R_m = 635$ [MPa]
- Modulus of elasticity [8]: $E = 188\ 000$ [MPa]

and the following properties in the chosen calculation temperature (650 [°C]):

- Yield strength [8]: $R_e = 172$ [MPa]
- Allowable stress [5]: $f_R = 319$ [MPa]
- Tensile strength [8]: $R_m = 419$ [MPa]
- Modulus of elasticity [9]: $E = 140\ 500$ [MPa]
- Coefficient of thermal expansion [9]: $18.5E-6$ [1/K]

- Strength for creep conditions: 200 000 h [10], $S_{RTt} = 131.6$ [MPa]
- Allowable stress for 200 000 h [4, 5, 10]: $f_{CR} = 105.3$ [MPa].

Allowable stress under creep conditions is calculated according to EN 13480-3, and EN 12952-3 for 200 000 [h]. In these norms the safety coefficient $SF_{CR} = 1.25$. The second condition for approval of the superheater work, is a strain value smaller than 1% at 100 000 [h].

3.1. Boundary conditions and loads

The analysed steam superheater SH3 is the part of boiler installation (Fig. 1), where all pipe coils (1) (dimension 44.5 x 6.3) are supported by hanger tubes (2) (dimension 44.5 x 6.3) by means of plate (4), which is welded between pipes (2). The pipe coil pass through the membrane wall (3) and goes to the inlet header or the outlet header. The detail A and B in Fig. 1 describes geometries of bending pipes of the superheater. The hanger tubes (2) are anchored in their upper part, where the regulation of tension is allowed. The purpose of this tension is the compensation of thermal expansion.

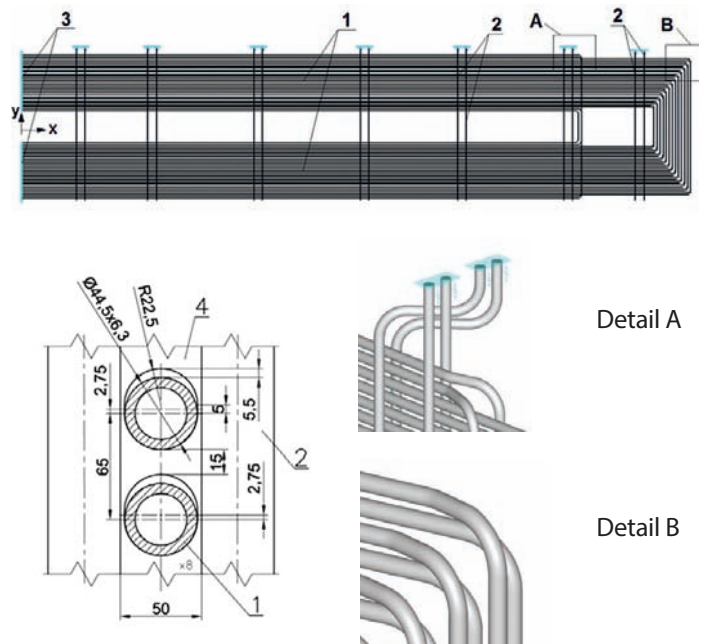


Fig. 1. Schematic model of the superheater SH3

The steam coil pipes (1) (Fig. 2) are anchored in the membrane wall (3) in all directions $DX, DY, DZ, \phi X, \phi Y, \phi Z$ [1]. All coil pipes are supported by the hanger tubes (2) using the plate (4) (Fig. 1). Seven rows of hanger tubes (2) support the steam pipes (1). The hanger tubes (2) are anchored at their upper parts, which reflects the boundary conditions of hanger pipes at the transition through upper wall. Tension of hanger tubes is included above the upper wall in order to allow for thermal expansion compensation.

The superheater SH3 calculation temperature T proposed by the manufacturer is 604 [°C], calculation pressure P acting on internal surfaces of pipes is 284 [bar]. In the presented calculations, the superheater temperature is raised to 650 [°C]. The chosen

method of coil support using the plate (4) (Fig. 1), allows superheater pipes for the displacement 5.5 [mm] in a vertical direction. Boundary conditions in Auto Pipe are realized by means of two methods of support and one tension (Fig. 3): Anchor, Guide, Cut short. The coefficient of friction between pipes and supported plate is 0.3.

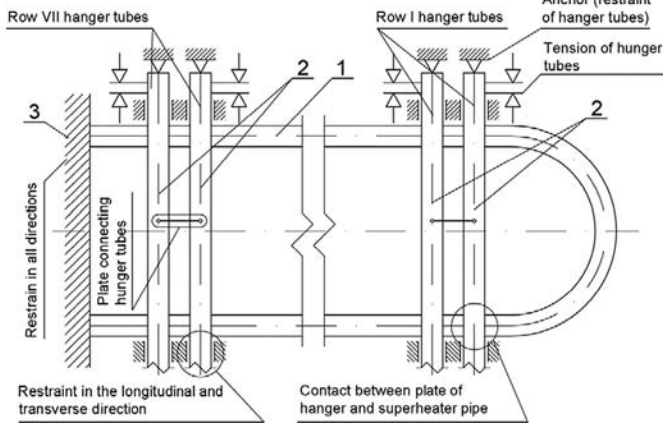


Fig. 2. Boundary conditions of the superheater SH3

Failure-free work of the superheater is possible only if the tension hanger tubes is adjusted accordingly to avoid the rupture of the

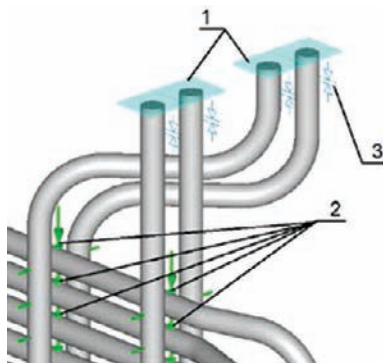


Fig. 3. Support method of the superheater SH3: 1 – Anchor, 2 – Guide, 3 – Cut Short

superheater coil in the place of the anchored in membrane wall. Longitudinal stress distribution at the initial time (without creep conditions) and after 200 000 [h] of work under creep conditions are calculated using equations (1) and (2). Maximum longitudinal stress appears at the point A1 and equals: $\sigma = 158$ [MPa] – at the initial time and $\sigma_C = 90$ [MPa] – at 200 000 [h] of work under creep conditions. Both values are lower than allowable stresses $f_R = 319$ [MPa] and $f_{CR} = 105.3$ [MPa]. The creep of calculated and allowable values is presented in Tab. 2.

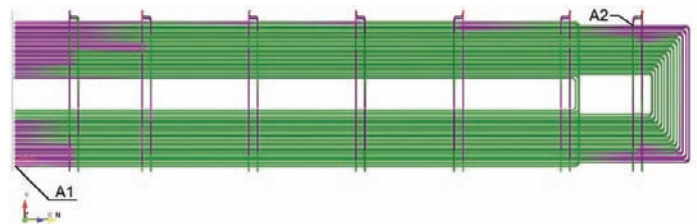
Longitudinal stress distribution at the time 200 000 h under creep conditions and location of maximum longitudinal stress

is presented in Fig. 4. Maximum longitudinal stress (normal) $\sigma_C = 90$ [MPa] is lower than allowable value f_{CR} and yield strength Re in 650 [°C].

Point of concentration stress	Stress σ [MPa]	Stress σ_C [MPa]	Yield strength [MPa]	Allowable stress [MPa]		σ/f_{CR}
				f_R	f_{CR}	
A1	158	90	172	319	105.3	0.85
A2	98	79	172	319	105.3	0.75

Tab. 2. Maximum longitudinal stress

The concentration stress point (A1) should be controlled during the superheater operation and this point is the subject of the detailed analysis in ANSYS Mechanical in order to estimate the rupture time under creep conditions.



a) Concentration of longitudinal stress



b) Maximum longitudinal stress

Fig. 4. Ratio of longitudinal stress to allowable stress for the superheater at 200 000 [h] work under creep conditions

4. Detailed analysis of creep phenomenon

The creep equation for the steel Super 304H is built based on the uniaxial homogeneous stress state realized in standard material testing [11, 12]. A standard cylindrical tension specimen is heated up to the temperature $T = (0.3 - 0.5)T_m$ (T_m is the melting temperature of the material) and loaded by a tensile force F . The load and the temperature are kept constant during the test and the axial engineering strain ϵ is plotted versus time t .

Experimental data is interpolated using modified Garofalo creep equation [13]. Coefficients in this equation describe the

physical magnitudes. This model describes well not only the first and second stage of creep, but also takes the third stage of this phenomenon into account.

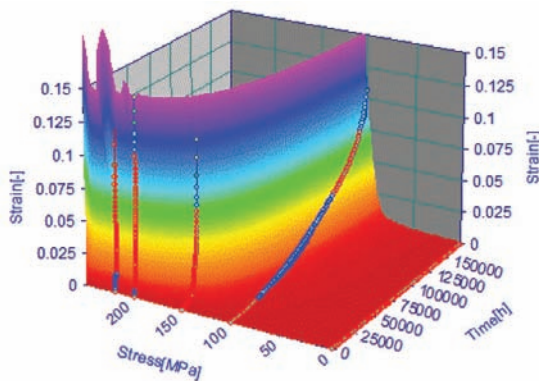


Fig. 5. Measured and modelled actual creep strains [-] for Super 304H in 650°C

The proposed equation of creep has the form:

$$\varepsilon_c(t) = A \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{b}\right) \right) + \exp(p_1 \sigma - p_2) t + \left\{ \exp\left[-\left(\frac{t}{\exp(a_2 + b_2 \ln(\sigma + 1))^2} \right)^{-K} \right] \right\}^M \quad (3)$$

where:

A – the highest creep strain at the end of the first stage of creep [%], b – beginning time of the second stage of creep [h], p_1 – directional factor for the second stage of creep, p_2 – coordinate of the t -intercept for the second stage of creep, K, M – coefficients describing the intensity of the destruction process, a_2, b_2 – experimental constants, σ – normal stress [MPa], $\varepsilon_c(t)$ – actual creep strain [-], t – time [h].

This creep equation is one of the equations where the parameters are connected with the physical aspect of the creep process. This advantage facilitates determining factors on the basis of experimental creep curves. Based on the experimental data, which was obtained from IMŻ [11], the creep model is built for the steel Super 304H. The creep curves in the temperature 650°C are shown in Fig. 5.

4.1. Description of ANSYS model

Detailed analysis is made for the most loaded part of superheater located close to the point A1 presented in Fig. 4. ANSYS Mechanical is used for this strength analysis [14]. The finite element Solid 185 is used to generate actual element mesh. The initial analysis in Ansys is based on the typical solution for the elastic theory. The boundary conditions, equilibrium, geometric

(Cauchy) and constitutive equation, and also the equation insurability of deformation are used to determine the unknown displacement vector, strain and stress distribution.

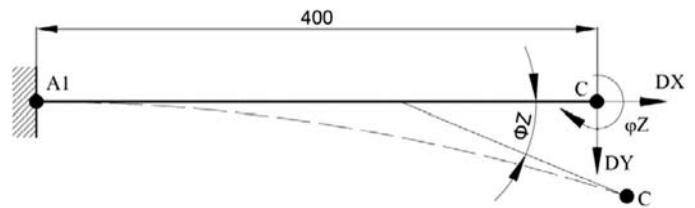


Fig. 6. Submodel in Ansys

The built finite elements model must be loaded by pressure and end loads [15].

The end loads are represented by displacements which were obtained from Auto Pipe at point C (located 400 mm from point A1) as presented in Fig. 6. In order to check the accuracy of the model, Auto Pipe’s end displacements and rotations (which are transformed to displacements) are applied to auxiliary pipe in Ansys and equivalent stresses are compared. For these assumed end displacements, the stress distributions (between ANSYS and Auto Pipe) differ by up to 4.5%.

Modified Garofalo creep equation (3) which well approximates experimental results is used in the analysis.

4.2. Result of the analysis

Boundary conditions in ANSYS Mechanical analysis correspond to Auto Pipe analysis – with the tension of hanger tubes. Equivalent stress distribution (acc. to HMM theory) close to the point A1 for initial state and after 200 000 [h] is presented in Fig. 7 and 8.

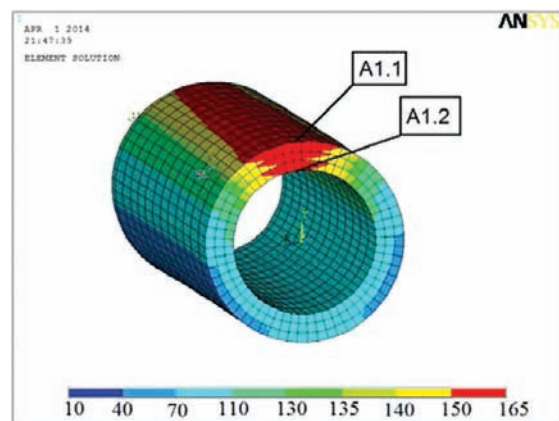


Fig. 7. Distribution of equivalent stress (HMM) at initial time ($T = 650^\circ\text{C}$): $\sigma_{\text{HMM}_A1.1} = 162.5[\text{MPa}]$, $\sigma_{\text{HMM}_A1.2} = 151[\text{MPa}]$

Allowable stress at 200 000 [h] is obtained in accordance with EN12952-3 ($f_{CR} = 105.3 [\text{MPa}]$) and additionally the creep strain must be less than 1% at 100 000 [h].

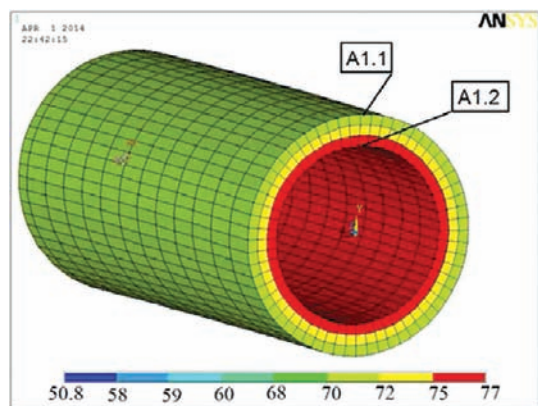


Fig. 8. Distributions of equivalent stress (HMH) after 200 000[h] ($T = 650^{\circ}\text{C}$): $\sigma_{\text{HMH}_A1.1} = 70.5$ [MPa], $\sigma_{\text{HMH}_A1.2} = 75.7$ [MPa]

At the initial time the highest stress is caused mainly by bending due to thermal expansion of material. After 200 000 [h], maximum stress is lower and is caused mainly by pressure. The stress relaxation in time at the point where stress concentration occurs is shown in Fig. 9. Initially stress is large, but after 30 000 [h] quickly decreases.

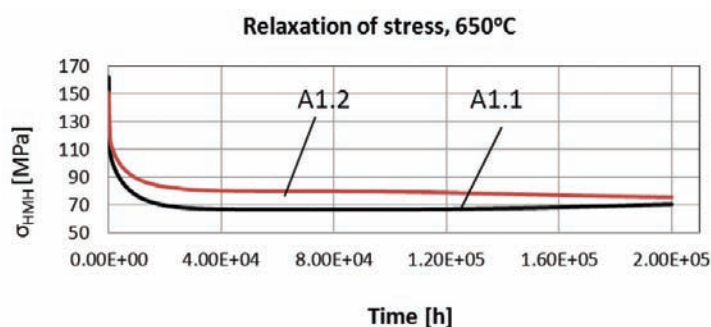


Fig. 9. Relaxation of equivalent stress

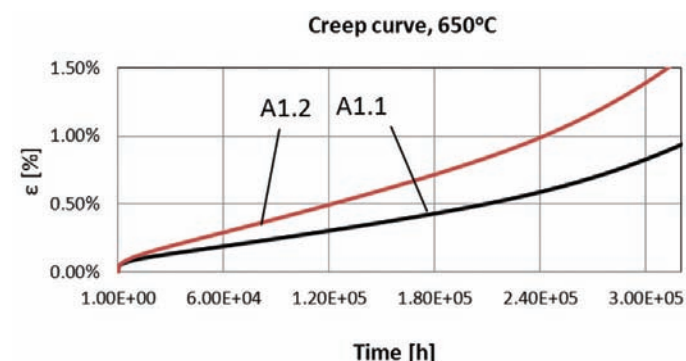


Fig. 10. Creep curve for point A1.1 and A1.2

The stress $\sigma_{\text{HMH}} = 105.3$ [MPa] at the point A1.1 is achieved after $t = 746$ [h], and at the point A1.2 after $t = 2320$ [h]. At the time

$t = 200\,000$ [h], stresses in the superheater are much lower than the limit.

This stresses are large enough to cause (in this temperature) creep strain growth. Creep curves for point A1.1 and A1.2 are shown in Fig. 10. The creep equivalent strain for the point A1.1 and A1.2 does not exceed 1% at 100 000 [h], which means that the condition in EN 13480-3 is fulfilled. For the stress 105.3 [MPa], which corresponds to the time $t = 746$ [h] at the point A1.1, the strain $\epsilon_{\text{HMH}_A1.1} = 0.05$ [%], and at the point A1.2 ($t = 2320$ [h]), $\epsilon_{\text{HMH}_A1.2} = 0.07$ [%]. After 200 000 [h] the increase of creep strain rate is observed, which indicates the entry into the third stage of the creep process. In this stage of creep, the failure of the construction element can occur.

5. Conclusion

Two types of strength analysis of superheater coils are described in this article. The first type is based on the European standards. The second analysis is based on the constitutive equation of creep phenomenon. Analysis in ANSYS for assumed creep equation shows that the decrease of stress is about 57% of initial stress. According to EN 13480-3 this decrease is only 43%, which means that this calculation provides a larger margin of safety. Detailed analysis of creep phenomenon based on conducted creep tests shows that the stresses that determine the creep process are mainly caused by pressure. The normal stresses coming from bending are mainly caused by thermal expansion. These stresses undergo significant relaxation because of creep. Detailed analysis of creep phenomenon explains why the last term in (2) caused by thermal expansion is much less important than the last term in equation (1). Despite the significant increase of the superheater coil temperature it can work safely within the assumed time for operation. The presented analysis does not take into account the temperature spikes. Therefore, pressure elements working at high temperatures must be inspected regularly to assess their usage.

Acknowledgements

This research was financed by the Polish Ministry of Science and Higher Education, grant No. NR15-0060-10 /2011, 2010–2013.

REFERENCES

1. Felkowski Ł., Duda P., Thermal and strength analysis of coil superheater. Analysis of Power Systems, Editor. Węglowski B., Duda P., Cracow University of Technology Press, Kraków 2013, pp. 387–401.
2. Superheater coils SH3 documentation, Rafako S.A.
3. The Pressure Equipment Directive 97/23/EC (PED).
4. EN 12952-3 Water-tube boilers and auxiliary installations. Design and calculation of pressure parts.
5. EN 13480-3 Metallic industrial piping. Design and calculation.
6. Bentley Auto Pipe V8i Select series 5 Edition Workbook (9-24-2013).
7. Cases of ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Case 2328-2.2010.
8. Zieliński A., Structure and properties of Super 304H steel for pressure

- elements of boilers with ultra-supercritical parameters, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 2012, Vol. 55, No. 2, pp. 403–409.
9. Material data for Super 304H. Nippon Steel & Sumitomo Metal.
 10. Wala T., Hernas A., Dobór materiałów na przegrzewacze referencyjnego kotła nadkrytycznego, *Prace IMiUE Politechniki Śląskiej* 2009, Vol. III, No. 23, pp. 221–237.
 11. The laboratory results obtained under the Project Development-Behavioral Assessment and forecast long-term operation of new generation steel boiler elements operated above the temperature limit – Instytut Metalurgii Żelaza, Politechnika Krakowska, Rafako S.A.
 12. Naumenko K., Altenbach H., Modeling of Creep for Structural Analysis. Springer – Verlag Berlin Heidelberg 2007, pp. 1–15.
 13. Osocha P., Określenie stopnia uszkodzenia wysokociśnieniowych grubościennych elementów kotłów, Phd Dissertation, Kraków 2009.
 14. ANSYS User's Manual, Revision 12.0 A.
 15. Miroshnik R., Shaked Y., Elmakis D., Life Assessment Evaluation of piping branch connection under creep & fatigue. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 8, 1997, pp. 147–154.
-

Piotr Duda

Cracow University of Technology

e-mail: pduda@mech.pk.edu.pl

Graduated from the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology (1995). Since 2008 an associate professor at Cracow University of Technology. His areas of interest include thermal power engineering - construction and modelling of power plant equipment and its performance optimization. Author and co-author of over 100 publications in national and international journals and of several books. Former director of a number of research projects devoted to power equipment performance monitoring, development of safe methods of power units' quick start up, and methods of structural components wear assessment.

Łukasz Felkowski

Cracow University of Technology

e-mail: lukasz.felkowski@gmail.com

Graduated in industrial equipment and plants from the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology. Since 2011 a postgraduate doctoral student at the Institute of Power Machinery and Equipment at Cracow University of Technology. He develops his interest in creep issues as a stress engineer at Foster Wheeler Energy Poland Sp. z o.o.

This is a supporting translation of the original text published in this issue of "Acta Energetica" on pages 46–51. When referring to the article please refer to the original text.

PL

Analiza przegrzewacza pracującego w warunkach pełzania

Autorzy

Piotr Duda
Łukasz Felkowski

Słowa kluczowe

kotły parowe, naprężenie, odkształcenia pełzania, układ diagnostyczny

Streszczenie

Celem artykułu jest modelowanie pracy wężownicy przegrzewacza pary SH3. Wykonany jest on ze stali austenitycznej Super 304H. Temperatura obliczeniowa T przegrzewacza SH3 to 604°C , zaś ciśnienie obliczeniowe P , działające na wewnętrzną powierzchnię rur, wynosi 284 bary. Wysoka temperatura pracy sprawia, że przegrzewacz pracuje w warunkach pełzania.

W artykule zostaną przedstawione obliczenia wytrzymałościowe dla optymalnie zamocowanej wężownicy przegrzewacza pary SH3. Obliczenia będą prowadzone najpierw na podstawie obowiązujących norm europejskich i za pomocą programu Auto Pipe. Następnie zostanie przedstawione modelowanie pracy wężownicy przegrzewacza przy wykorzystaniu programu ANSYS na podstawie badań przeprowadzonych w Instytucie Metalurgii Żelaza w Gliwicach. Opracowany model aproksymujący odkształcenia pełzania w zależności od czasu i naprężeń będzie pokazany w postaci trójwymiarowej powierzchni.

Przedstawione zostanie porównanie wyników uzyskanych z obu metod oraz wynikające z tego porównania wnioski. Przeprowadzone analizy pozwolą na oszacowanie czasu pracy rur przegrzewacza oraz określenie jego zużycia dla wybranego czasu eksploatacji.

1. Wstęp

Duża część uszkodzeń elementów ogrzewanych kotła, w tym wężownicy pary przegrzewaczy, jest spowodowana nie tylko przegrzaniem materiału oraz korozją, ale również sposobem ich zamocowania. Warunki podparcia w kombinacji z wydłużeniem cieplnym i działaniem ciśnienia powodują koncentrację naprężeń wpływającą na czasookres bezawaryjnej pracy tych elementów [1]. Elementy poddawane działaniu wysokiej temperatury są narażone na takie zjawiska jak pełzanie, w których powinny być brane pod uwagę właściwości materiałów zależne od czasu. W najbardziej obciążonych miejscach wielkość odkształcenia jest trudna do przewidzenia, co wpływa na oszacowanie czasu potrzebnego do zniszczenia rur przegrzewaczy.

W artykule zostaną przedstawione obliczenia dla optymalnie zamontowanej wężownicy przegrzewacza SH3 [2]. Obliczenia będą prowadzone najpierw na podstawie obowiązujących norm europejskich i za pomocą programu Auto Pipe. Następnie obliczenia są wykonywane na podstawie przeprowadzonych prób pełzania, zaproponowanego modelu pełzania i analizy MES przeprowadzonej w programie ANSYS. Wyniki z obu metod zostaną porównane, przedstawione będą wnioski.

2. Normy europejskie i ich wymagania

Części ciśnieniowe kotła podlegają dyrektywie europejskiej 97/23/WE (PED) [3]. Z tego powodu przegrzewacze należy obliczać według ujednoliconych norm. Proste algorytmy obliczeniowe części ciśnieniowej przedstawione są w EN 12952-3 [4] i EN13480-3 [5].

Zgodnie z EN 13480-3 rurociągi pracujące poza zakresem pełzania powinny spełnić następujący warunek:

$$\sigma = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0,75 i M_A}{Z} + \frac{i M_C}{Z} \leq f_R \quad (1)$$

gdzie:

P – ciśnienie, d_o – średnica zewnętrzna rury, e_n – grubość rury, M_A – moment spowodowany masą i innymi długotrwałymi obciążeniami, Z – wskaźnik wytrzymałości rury, M_C – moment wywołany wydłużeniem cieplnym, f_R – naprężenia dopuszczalne. Współczynnik intensyfikacji naprężeń (0,75*i*) powinien być większy lub równy 1,0 (0,75 $i \geq 1,0$). Równanie (1) prezentuje naprężenia wzdłużne wywołane ciśnieniem, ciężarem i innymi obciążeniami długotrwałymi oraz wydłużeniem cieplnym. Suma tych naprężeń powinna być mniejsza lub równa naprężeniu dopuszczalnemu.

Naprężenie dopuszczalne f_R jest definiowane jako funkcja stosunku granicy plastyczności do współczynnika bezpieczeństwa dla temperatury otoczenia i dla temperatury obliczeniowej oraz jako moduł Younga dla temperatury otoczenia i obliczeniowej, zgodnie z warunkami zawartymi w EN 13480-3.

Zgodnie z EN 13480-3 rurociągi pracujące w warunkach pełzania powinny spełnić warunek:

$$\sigma = \frac{P d_o}{4e_n} + \frac{0,75 i M_A}{Z} + \frac{0,75 i M_C}{3Z} \leq f_{CR} \quad (2)$$

gdzie:

P – ciśnienie, d_o – średnica zewnętrzna rury, e_n – grubość rury, M_A – moment spowodowany masą i innymi długotrwałymi obciążeniami, Z – wskaźnik wytrzymałości rury, M_C – moment wywołany wydłużeniem cieplnym, f_{CR} – naprężenia dopuszczalne.

Współczynnik intensyfikacji naprężeń (0,75*i*) powinien być większy lub równy 1,0 (0,75 $i \geq 1,0$). Równanie (2) prezentuje naprężenia wzdłużne wywołane ciśnieniem, ciężarem i innymi obciążeniami długotrwałymi oraz wydłużeniem cieplnym. Suma tych naprężeń powinna być mniejsza lub równa naprężeniu dopuszczalnemu.

Naprężenie dopuszczalne f_{CR} jest definiowane jako stosunek średniej wytrzymałości na pełzanie do współczynnika bezpieczeństwa, który zależy od czasu i który powinien spełnić wymagania zawarte w EN 13480-3 lub EN 12952-3.

Rozkład sił i momentów spowodowanych ciśnieniem, masą wężownicy, ścianą membranową, rurami wieszakowymi i rozszerzalnością cieplną wężownicy mogą być obliczone w programie Auto Pipe [6]. Auto Pipe używa jednowymiarowych elementów skończonych 1D dla obliczenia globalnego wektora przemieszczenia, przyjmując statyczne obliczenia wytrzymałościowe. Użycie 1D elementów skończonych pozwala na szybką weryfikację kompleksowego modelu oraz identyfikację najbardziej obciążonych części wężownicy przegrzewacza.

Auto Pipe oblicza również naprężenia wzdłużne zgodnie ze wzorami (1) oraz (2) i prezentuje ich rozkład w zamodelowanej konstrukcji. Dzięki temu Auto Pipe pozwala na szybkie sprawdzenie kryteriów (1) lub (2).

3. Analiza przegrzewacza na podstawie norm europejskich

Wężownica przegrzewacza jest wykonana ze stali austenitycznej Super 304H. Stal ta

C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Ni	Nb	B	N	Al
0,07 0,13	Max 0,30	Max 1,00	Max 0,0040	Max 0,0010	2,50 3,50	17,0 19,0	7,5 10,5	0,30 0,60	0,0001 0,0010	0,05 0,12	0,0003 0,0030

Tab. 1. Skład chemiczny stali Super 304H

jest często używana do budowy podzespołów przegrzewaczy pary ze względu na dużą odporność cieplną i ulepszone właściwości do pracy w warunkach pełzania. Skład chemiczny jest prezentowany w tab. 1 [7].

Właściwości Super 304H dla temperatury otoczenia (20 [°C]):

- Granica plastyczności [8]: $R_e = 312$ [MPa]
- Wytrzymałość na rozciąganie [8]: $R_m = 635$ [MPa]
- Moduł sprężystości [8]: $E = 188\,000$ [MPa].

Właściwości Super 304H dla temperatury obliczeniowej (650 [°C]):

- Granica plastyczności [8]: $R_e = 172$ [MPa]
- Naprężenia dopuszczalne [5]: $f_R = 319$ [MPa]
- Wytrzymałość na rozciąganie [8]: $R_m = 419$ [MPa]
- Moduł sprężystości [9]: $E = 140\,500$ [MPa]
- Współczynnik rozszerzalności cieplnej [9]: $18,5 \cdot 10^{-6}$ [1/K]
- Wytrzymałość na pełzanie dla 200 000 h [10], $S_{RT} = 131,6$ [MPa]
- Naprężenia dopuszczalne dla 200 000 h [4, 5, 10]: $f_{CR} = 105,3$ [MPa].

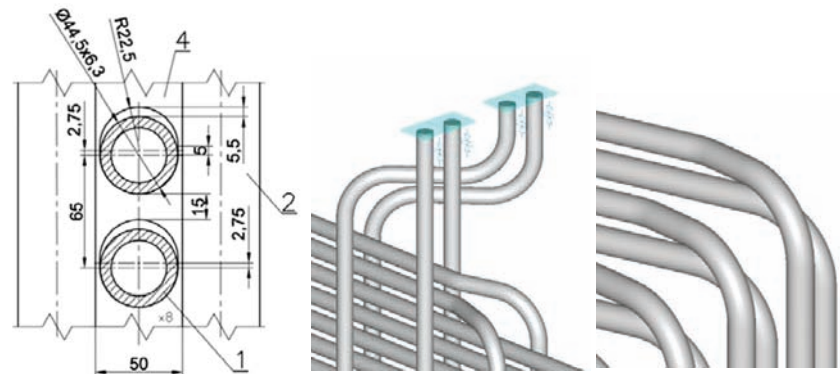
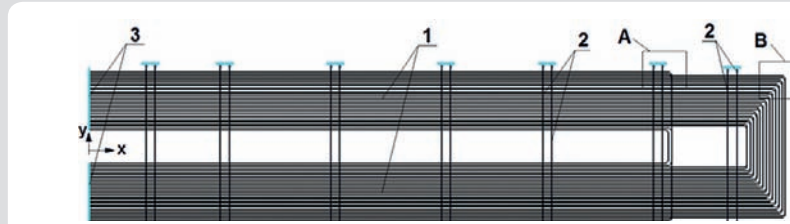
Naprężenia dopuszczalne dla 200 000 [h] dla warunków pełzania są obliczone zgodnie z EN 13480-3 oraz według EN 12952-3. Współczynnik bezpieczeństwa zgodnie z tymi normami wynosi $SF_{CR} = 1,25$. Drugim warunkiem, który należy spełnić, jest odkształcenie mniejsze niż 1% dla czasu 100 000 [h].

3.1. Warunki brzegowe i obciążenia

Analizowany przegrzewacz pary SH3 jest częścią instalacji kotłowej (rys. 1), w której wszystkie rury węzownicy pary (1) (44,5 x 6,3) są wsparte na rurach wieszakowych (2) (44,5 x 6,3), za pośrednictwem blach (4) wspawanych między rury (2). Rury węzownicy pary przechodzą przez ścianę ekranową (3) i trafiają do kolektora wlotowego lub wylotowego. Szczegóły A i B na rys. 1 przedstawiają geometrię gięcia rur przegrzewacza. Rury wieszakowe (2) są utwierdzone w górnej części, gdzie możliwa jest regulacja ich naciągu. Celem naciągu jest kompensacja wydłużeń cieplnych.

Rury węzownicy pary (1) (rys. 2) są utwierdzone w ścianie membranowej (3) we wszystkich kierunkach DX, DY, DZ, φX, φY, φZ [1]. Rury węzownicy są podparte na rurach wieszakowych (2) za pomocą blachy (4) (rys. 1). Rury wieszakowe (2) stanowią siedem rzędów podparć rur węzownicy pary (1). Rury wieszakowe (2) są zakotwiczone w ich górnej części, co odzwierciedla warunki brzegowe rur przy przejściu przez górną ścianę. Ze względu na kompensację wydłużeń cieplnych naciąg rur wieszakowych zostaje uwzględniony powyżej górnej ściany.

Temperatura obliczeniowa T przegrzewacza SH3 to 604 [°C], zaś ciśnienie obliczeniowe P działające na wewnętrzną powierzchnię rur wynosi 284 [bar]. W przedstawionych obliczeniach podniesiono temperaturę przegrzewacza do 650 [°C]. Wybrana metoda podparcia węzownicy za pomocą blachy (4) (rys. 1) pozwala rurom przegrzewacza na przemieszczenie 5,5 [mm] w kierunku

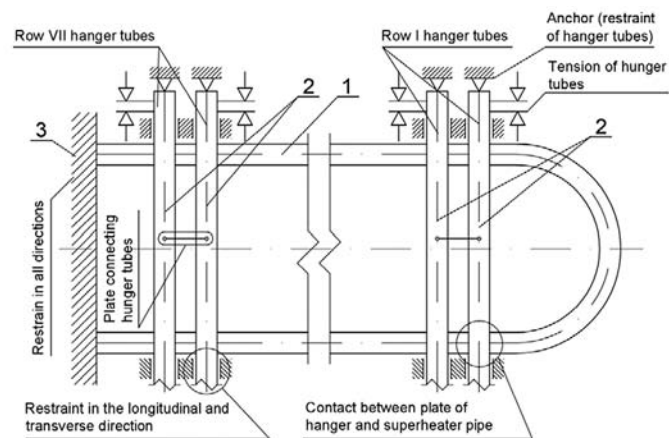


Rodzaj podparcia

Detal A

Detal B

Rys. 1. Schematyczny model przegrzewacza SH3

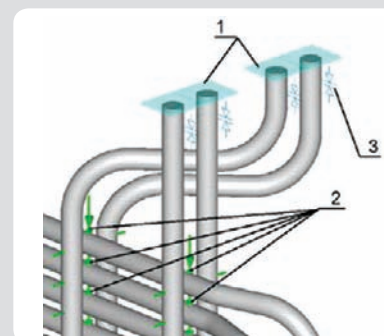


Rys. 2. Warunki brzegowe przegrzewacza SH3

pionowym. Warunki brzegowe w programie Auto Pipe są realizowane za pomocą dwóch podparć i jednego naciągu (rys. 3): Anchor, Guide, Cut Short. Współczynnik tarcia pomiędzy rurami a blachami podpierającymi wynosi 0,3.

Bezawaryjna praca przegrzewacza jest możliwa tylko wtedy, gdy naciąg rur wieszakowych jest odpowiednio dostosowany, tak aby uniknąć zniszczenia węzownicy przegrzewacza w miejscu utwierdzenia w ścianie membranowej.

Rozkład naprężeń wzdłużnych dla czasu początkowego (stan bez pełzania) i 200 000 [h] pracy w warunkach pełzania zostały obliczone za pomocą równań (1) i (2).



Rys. 3. Metoda podparcia dla przegrzewacza SH3: 1 – Anchor, 2 – Guide, 3 – Cut Short

Maksymalne naprężenie wzdłużne pojawia się w punkcie A1 i wynosi: $\sigma = 158$ [MPa] – dla początkowego czasu oraz $\sigma_C = 90$ [MPa] – dla 200 000 [h] w warunkach pełzania. Obie wartości są niższe od dopuszczalnych naprężeń $f_R = 319$ [MPa] i $f_{CR} = 105,3$ [MPa]. Porównanie obliczonych i dopuszczalnych naprężeń przedstawiono w tab. 2.

Rozkład naprężeń wzdłużnych w warunkach pełzania w czasie 200 000 h oraz miejsce maksymalnego naprężenia wzdłużnego są przedstawione na rys. 4. Maksymalne naprężenie wzdłużne (normalne) $\sigma_C = 90$ [MPa] jest niższe od wartości dopuszczalnej f_{CR} oraz od wartości granicy plastyczności R_e dla 650 [°C].

Punkt koncentracji naprężeń (punkt A1) powinien być kontrolowany podczas pracy przegrzewacza. Punkt ten jest również przedmiotem szczegółowej analizy w programie ANSYS Mechanical w celu oszacowania czasu do zniszczenia (w warunkach pełzania).

4. Szczegółowa analiza zjawiska pełzania
Równanie pełzania dla Super 304H jest zbudowane na podstawie jednoosiowego i jednorodnego stanu naprężeń realizowanego podczas standardowej próby materiałowej [11, 12]. Standardowa cylindryczna i rozciągana próbka jest podgrzewana do temperatury $T = (0,3 - 0,5)T_m$ (T_m jest temperaturą topnienia materiału) i obciążona siłą rozciągającą F . Obciążenie i temperatura są utrzymywane w sposób ciągły (podczas próby), a osiowe odkształcenia ϵ w funkcji czasu t są przedstawiane na rys. 5. Dane eksperymentalne są interpolowane przy użyciu zmodyfikowanego równania pełzania Garofalo [13]. Współczynniki w tym równaniu opisują fizyczne wielkości. Model ten opisuje dobrze nie tylko pierwszy i drugi etap pełzania, ale również zostaje tu uwzględniony etap trzeci.

Proponowane równanie pełzania jest przedstawione poniżej:

$$\epsilon_c(t) = A \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{b}\right) \right) + \exp(p_1 \sigma - p_2) t + \left\{ \exp\left(-\frac{t}{\exp(a_2 + b_2 \ln(\sigma + 1))}\right) \right\}^M \quad (3)$$

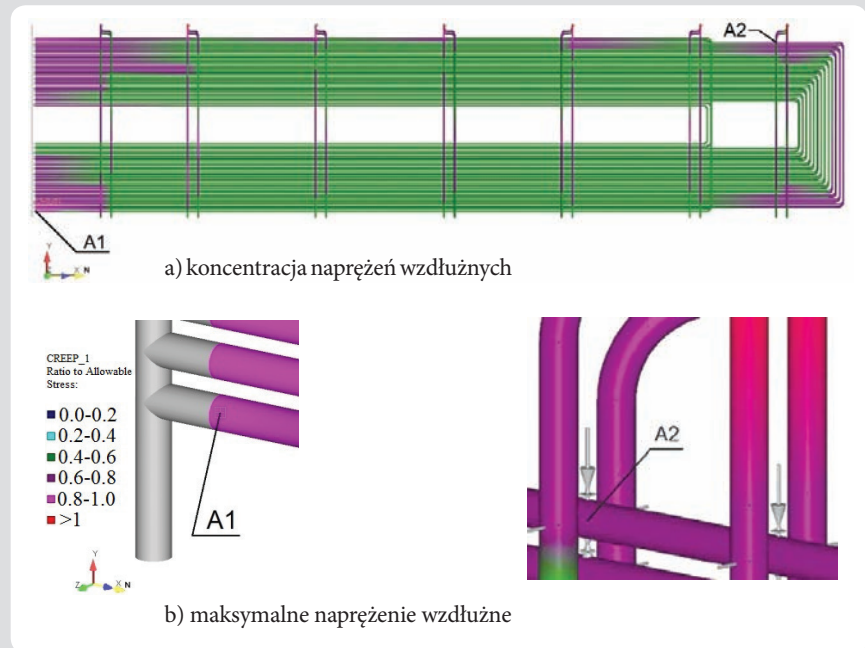
gdzie:

A – największe odkształcenie pod koniec pierwszego etapu pełzania [%], b – czas początku drugiego etapu pełzania [h], p_1 – współczynnik kierunkowy dla drugiego etapu pełzania, p_2 – współczynnik równania dla drugiego etapu pełzania, K, M – współczynniki opisujące intensywność procesu zniszczenia, a_2, b_2 – stałe eksperymentalne, σ – naprężenia normalne [MPa], $\epsilon_c(t)$ – rzeczywiste odkształcenie pełzania [-], t – czas [h].

Równanie to jest jednym z równań, gdzie parametry są połączone z fizycznymi aspektami procesu pełzania. Ta zaleta umożliwia wyznaczenie współczynników na podstawie doświadczalnych krzywych pełzania. Bazując na danych eksperymentalnych otrzymanych z IMŻ [11], model pełzania jest zbudowany dla stali Super 304H. Współczynniki w tym modelu są określone

Punkt koncentracji naprężeń	Naprężenia σ [MPa]	Naprężenia σ_C [MPa]	Granica plastyczności [MPa]	Naprężenia dopuszczalne [MPa]		σ/f_{CR}
				f_R	f_{CR}	
A1	158	90	172	319	105,3	0,85
A2	98	79	172	319	105,3	0,75

Tab. 2 Maksymalne naprężenia wzdłużne



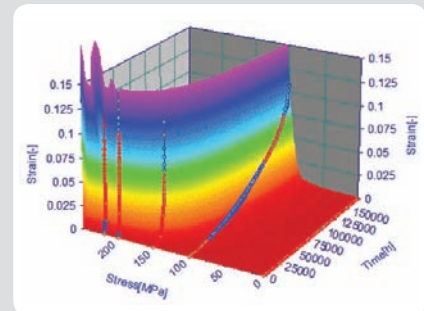
Rys. 4. Stosunek naprężeń wzdłużnych do naprężeń dopuszczalnych dla pracy przegrzewacza w 200 000 [h] w warunkach pełzania

dla parametrów roboczych pracy przegrzewacza. Krzywe pełzania dla temperatury 650°C są pokazane na rys. 5.

4.1. Opis modelu wykonanego w ANSYS
Szczegółowa analiza jest wykonana dla najbardziej obciążonej części przegrzewacza w pobliżu punktu A1 jak na rys. 4. Do tych analiz wykorzystano program ANSYS Mechanical [14]. Do generowania siatki użyto elementów skończonych typu Solid 185.

Wstępna analiza w programie ANSYS bazuje na typowym rozwiązaniu dla teorii sprężystości. Warunki brzegowe, równania równowagi, geometryczne (Cauchy) i równania konstytutywne oraz równanie nierozdzielności odkształceń są użyte do wyznaczenia nieznanego wektora przemieszczeń, odkształceń oraz rozkładu naprężeń. Zbudowany model MES musi być obciążony ciśnieniem oraz siłami na końcu rury [15].

Siły na końcach submodelu są prezentowane przez przemieszczenia, które otrzymano z programu Auto Pipe dla punktu C (zlokalizowanego 400 mm od punktu A1), jak pokazano na rys. 6. Aby sprawdzić poprawność modelu, odkształcenia i obroty uzyskane z programu Auto Pipe (które przetransformowano na przemieszczenia), przyłożono do pomocniczej rury w ANSYS i następnie porównano naprężenia zredukowane. Dla tych założonych przemieszczeń na końcu

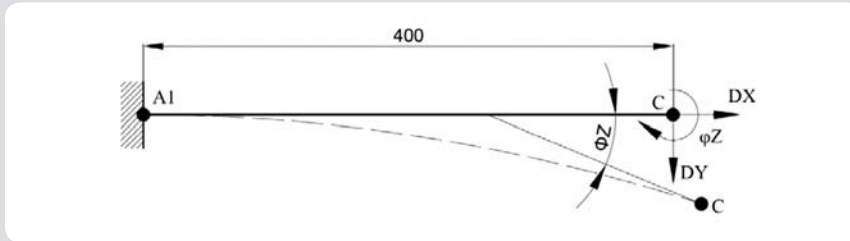


Rys. 5. Zmierzone i zamodelowane rzeczywiste odkształcenia pełzania [-] dla Super 304H w temperaturze 650°C

rury rozkłady naprężeń (między ANSYS i Auto Pipe) różnią się w zakresie do 4,5%. Takie rozwiązanie nie jest wystarczające dla modelowania zjawiska pełzania. Do pełnej analizy należy zastosować równanie pełzania. Równania te mają różne postacie, ale w niniejszym artykule użyto zmodyfikowanego równania Garofalo, które dobrze aproksymuje dane eksperymentalne.

4.2. Wyniki analiz

Dla analizy w ANSYS Mechanical warunki brzegowe odpowiadają warunkom w Auto Pipe – z naciąganiem rur wieszakowych. Wynikiem tych obliczeń jest relaksacja naprężeń (zgodnych z teorią HMM) po



Rys. 6. Submodel do analizy w ANSYS

200 000 [h], dla których naprężenie dopuszczalne zostało przyjęte zgodnie z EN12952-3 ($f_{CR} = 105,3$ [MPa]) oraz odkształcenie pełzania musi być mniejsze niż 1% dla 100 000 [h].

Rozkład naprężeń w pobliżu punktu A1 dla stanu początkowego i po 200 000 [h] jest zaprezentowany na rys. 7 i 8.

Dla początkowego czasu najwyższe naprężenie jest spowodowane głównie zginaniem wywołanym wydłużeniem cieplnym materiału. Po 200 000 [h] maksymalne naprężenie jest mniejsze i wywołane głównie ciśnieniem. Relaksacja naprężeń dla punktu, gdzie zachodzi koncentracja naprężeń, jest pokazana na rys. 9. Naprężenie dla wstępnego czasu jest duże, ale po 30 000 [h] szybko spada.

Naprężenie $\sigma_{HMH} = 105,3$ [MPa] w punkcie A1.1 jest otrzymane dla czasu $t = 746$ [h] oraz dla punktu A1.2 dla czasu $t = 2320$ [h]. Po $t = 200\,000$ [h] naprężenia w przegrzewaczu są znacznie niższe niż dopuszczalne. Naprężenia te są jednak wystarczająco

duże, aby spowodować (w tej temperaturze) wzrost odkształceń pełzania. Krzywe pełzania dla punktów A1.1 i A1.2 są pokazane na rys. 10. Zastępcze odkształcenia pełzania dla punktów A1.1 i A1.2 nie przekraczają 1% w czasie 100 000 [h], co oznacza, że warunek zawarty w normie EN 13480-3 został spełniony. Dla naprężenia 105,3 [MPa], które odpowiada czasowi $t = 746$ [h] w punkcie A1.1, odkształcenie wynosi $\epsilon_{HMH_A1.1} = 0,05$ [%], zaś w punkcie A1.2 ($t = 2320$ [h]), $\epsilon_{HMH_A1.2} = 0,07$ [%]. Po czasie 200 000 [h] możemy zaobserwować wzrost odkształcenia pełzania, które oznacza wejście w trzeci etap procesu pełzania. W tym etapie pełzania może nastąpić zniszczenie elementów konstrukcji.

5. Podsumowanie

W niniejszym artykule są opisane dwa rodzaje analiz wytrzymałościowych wężownic przegrzewacza. Pierwszy typ bazuje na normach europejskich. Druga analiza bazuje na konstytutywnym równaniu zjawiska pełzania. Analiza przeprowadzona w programie ANSYS dla przyjętego równania pełzania pokazuje, że naprężenia spadają do ok. 57% naprężeń początkowych. Zgodnie z EN 13480-3 spadek ten

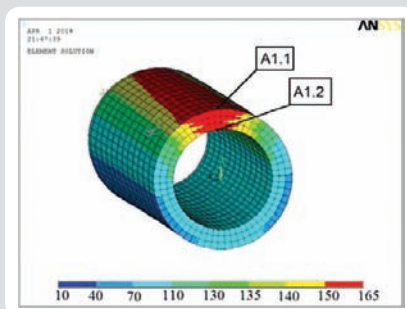
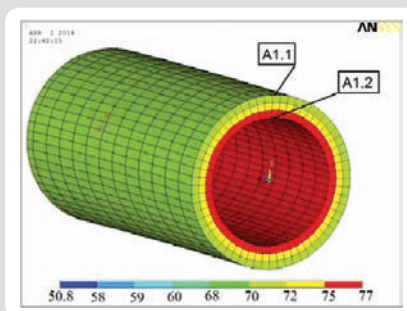
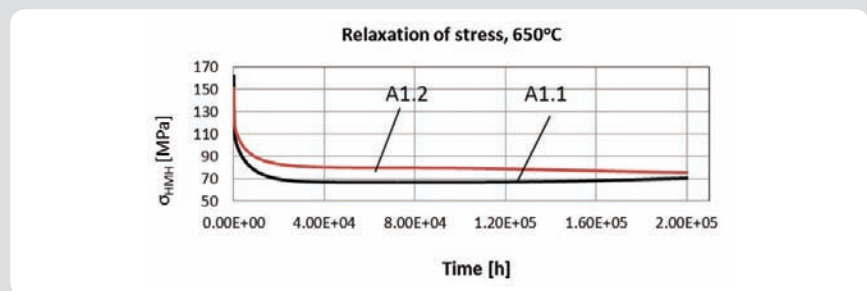
wynosi tylko 43%, co znaczy, że obliczenia te dostarczają większy margines bezpieczeństwa. Szczegółowa analiza zjawiska pełzania, bazująca na przeprowadzonych badaniach pełzania, pokazuje, że naprężenia, które determinuje proces pełzania, są głównie spowodowane ciśnieniem. Naprężenia normalne, pochodzące od zginania, są głównie spowodowane wydłużeniem termicznym. Naprężenia te ulegają relaksacji ze względu na pełzanie. Szczegółowa analiza zjawiska pełzania wyjaśnia, dlaczego ostatni człon w równaniu (2), wywołany przez wydłużenie cieplne, mnożony jest przez mniejszy człon wagowy niż ostatni człon w równaniu (1). Przedstawiona analiza nie uwzględnia zmiany temperatury elementu w czasie i dlatego konstrukcje pracujące muszą być regularnie diagnozowane w celu oceny ich zużycia.

Podziękowanie

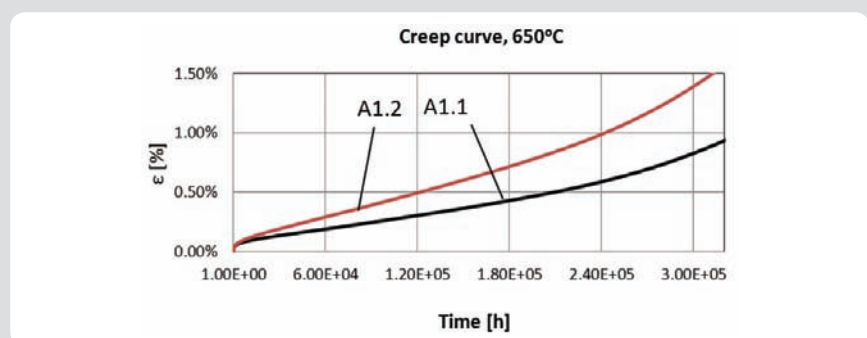
Praca była finansowana z projektu No. NR15-0060-10/2011, 2010–2013.

Bibliografia

1. Felkowski Ł., Duda P., Analiza cieplno-wytrzymałościowa wężownicy przegrzewacza pary. Analiza systemów energetycznych, Węglowski B., Duda P. (red.), Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013, s. 387–401.
2. Dokumentacja wężownicy przegrzewacza SH3, Rafako S.A.
3. The Pressure Equipment Directive 97/23/EC (PED).
4. EN 12952-3 Water-tube boilers and auxiliary installations. Design and calculation of pressure parts.
5. EN 13480-3 Metallic industrial piping. Design and calculation.

Rys. 7. Rozkład naprężeń zastępczych (HMH) dla początkowego czasu ($T = 650^\circ\text{C}$): $\sigma_{HMH_A1.1} = 162,5$ [MPa], $\sigma_{HMH_A1.2} = 151$ [MPa]Rys. 8. Rozkład naprężeń zastępczych (HMH) po 200 000 [h] ($T = 650^\circ\text{C}$): $\sigma_{HMH_A1.1} = 70,5$ [MPa], $\sigma_{HMH_A1.2} = 75,7$ [MPa]

Rys. 9. Relaksacja naprężeń zastępczych



Rys. 10. Krzywa pełzania dla punktów A1.1 i A1.2

6. Bentley Auto Pipe V8i Select series 5 Edition Workbook (9-24-2013).
7. Cases of ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Case 2328-2.2010.
8. Zieliński A., Structure and properties of Super 304H steel for pressure elements of boilers with ultra-supercritical parameters, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 2012, Vol. 55, No. 2, s. 403–409.
9. Material data for Super 304H. Nippon Steel & Sumitomo Metal.
10. Wala T., Hernas A., Dobór materiałów na przegrzewacze referencyjnego kotła nadkrytycznego, *Prace IMiUE Politechniki Śląskiej* 2009, z. 23, t. III, s. 221–237.
11. The laboratory results obtained under the Project Development-Behavioral Assessment and forecast long-term operation of new generation steel boiler elements operated above the temperature limit – Instytut Metalurgii Żelaza, Politechnika Krakowska, Rafako S.A.
12. Naumenko K., Altenbach H., Modeling of Creep for Structural Analysis. Springer – Verlag Berlin Heidelberg 2007, s. 1–15.
13. Osocha P., Określenie stopnia uszkodzenia wysokociśnieniowych grubościennych elementów kotłów, rozprawa doktorska, Kraków 2009.
14. ANSYS User's Manual, Revision 12.0 A.
15. Miroshnik R., Shaked Y., Elmakis D., Life Assessment Evaluation of piping branch connection under creep & fatigue, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 1997, Vol. 8, s. 147–154.

Piotr Duda

dr hab. inż., prof. Politechniki Krakowskiej

Politechnika Krakowska

e-mail: pduda@mech.pk.edu.pl

Ukończył studia na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej (1995). Od 2008 roku jest zatrudniony na stanowisku profesora nadzwyczajnego Politechniki Krakowskiej.

Obszary jego zainteresowań to: energetyka ciepła – budowa i modelowanie urządzeń energetycznych elektrowni oraz optymalizacja ich pracy. Jest autorem lub współautorem ponad 100 publikacji w czasopismach krajowych i zagranicznych, kilku książek. Był kierownikiem kilku projektów badawczych poświęconych monitorowaniu pracy urządzeń energetycznych, rozwojowi bezpiecznych metod szybkiego uruchamiania bloków energetycznych oraz metodom oceny zużycia elementów konstrukcyjnych.

Łukasz Felkowski

mgr inż.

Politechnika Krakowska

e-mail: lukasz.felkowski@gmail.com

Absolwent Politechniki Krakowskiej Wydziału Mechanicznego, specjalności aparatura i instalacje przemysłowe. Od 2011 roku jest doktorantem na Politechnice Krakowskiej w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Swoje zainteresowania tematyką pełzania realizuje jako stress engineer w firmie Foster Wheeler Energia Polska sp. z o.o.