

**Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki**  
**Wydział Mechaniczny**  
**Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych**

---



Rozprawa doktorska

**Analiza strat ciepła przez mostki termiczne  
w izolacjach rurociągów**

---

Marek Gargula

Promotor: dr hab. inż. Stanisław Łopata, prof. PK

Kraków 2011



*Pragnę serdecznie podziękować mojemu promotorowi,  
dr hab. inż. Stanisławowi Łopacie prof. PK,  
za wszelką udzieloną pomoc, cierpliwość oraz cenne uwagi,  
przekazane mi w trakcie realizacji tej pracy.*

*Marek Gargula*

## Spis treści:

Wykaz ważniejszych oznaczeń .....	4
1. Wstęp .....	6
2. Cel i zakres pracy .....	8
3. Teza pracy .....	10
4. Mostki termiczne rurociągów energetyki cieplnej .....	10
4.1. Identyfikacja mostków termicznych instalacji rurociągowych .....	11
4.2. Propozycja klasyfikacji mostków termicznych instalacji rurociągów energetycznych .....	19
5. Obecne zasady uwzględniania mostków termicznych w obliczeniach instalacji rurociągowych .....	23
6. Badania geometrii i rzeczywistych warunków pracy wybranych mostków termicznych wysokociśnieniowych rurociągów parowych .....	24
6.1. Zawieszenie pionowe dwucięgnowe .....	25
6.2. Zawieszenie poziome jednocięgnowe .....	38
7. Analiza strat ciepłych powodowanych przez zawieszenia pionowe dwucięgnowe wysokociśnieniowych rurociągów parowych .....	45
7.1. Metodyka szacowania strat ciepłych .....	46
7.2. Wymiana ciepła na powierzchniach pionowego zawieszenia rurociągu – analiza zależności określających współczynnik przejmowania ciepła .....	53
7.3. Modelowanie numeryczne warunków pracy zawieszonych pionowych dwucięgnowych .....	86
7.3.1. Modele numeryczne zawieszenia rurociągu parowego .....	87
7.3.2. Problemy numerycznego modelowania zawieszenia rurociągu i weryfikacja poprawności modelu .....	90
7.3.3. Przykłady wyników numerycznych symulacji warunków pracy zawieszenia pionowego dwucięgnowego rurociągów parowych .....	99
7.4. Straty ciepłe powodowane przez zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągów parowych .....	104
8. Straty odniesione pionowych dwucięgnowych zawieszonych rurociągów parowych .....	113
9. Analiza możliwości zmniejszenia strat ciepłych powodowanych przez zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągów .....	115
10. Uproszczona metoda określania strumienia ciepła traconego przez zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągów parowych .....	120
11. Wnioski i uwagi końcowe .....	122
Literatura .....	125

## Wykaz ważniejszych oznaczeń

- $a$  – odległość pomiędzy półobejmami zawieszenia rurociągu parowego, m,
- $A$  – pole przekroju poprzecznego żebra,  $A = s \cdot g$ ,  $m^2$ ,
- $A_c$  – całkowita powierzchnia odpowiadająca danej wielkości,  $m^2$ ,
- $A_i$  – powierzchnia dla której wartość danej wielkości jest stała,  $m^2$ ,
- $c$  – ciepło właściwe powietrza (przy stałym ciśnieniu),  $J/(kg \cdot K)$ ,
- $C_{1-2}$  – współczynnik promieniowania,  $W/(m^2 K^4)$ ,
- $C_o$  – stała techniczna ciała doskonale czarnego,  $C_o = 5,67 W/(m^2 K^4)$ ,
- $h$  – współczynnik przyjmowania ciepła od żebra do powietrza,  $W/(m^2 K)$ ,
- $h_k$  – współczynnik przyjmowania ciepła od powierzchni do otoczenia przez konwekcję,  $W/(m^2 K)$ ,
- $h_r$  – współczynnik przyjmowania ciepła od powierzchni do otoczenia przez promieniowanie,  $W/(m^2 K)$ ,
- $h_w$  – współczynnik przyjmowania ciepła z wierzchołka żebra do otoczenia (powietrza),  $W/(m^2 K)$ ,
- $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $m/s^2$ ,
- $l$  – wysokość żebra (wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy zawieszenia), m
- $l_{odn}$  – wymiary odniesienia, m
- $l_z$  – zastępcza wysokość żebra, m
- $m$  – parametr żebra,  $1/m$ ,
- $O$  – obwód żebra,  $o = 2(s + g)$ , m,
- $q$  – tracony przez zawieszenie strumień energii cieplnej, W,
- $q_l$  – strumień ciepła tracony przez jednostkę długości przewodu, W/m,
- $q_{upr}$  – strumień ciepła tracony przez zawieszenie (obliczany wg metody uproszczonej), W,
- $s$  – szerokość żebra (wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy zawieszenia), m
- $t_b$  – temperatura podstawy żebra,  $^{\circ}C$ ,
- $t_p$  – temperatura czynnika wewnątrz przewodu,  $^{\circ}C$ ,
- $t_o$  – temperatura otoczenia (powietrza w przestrzeni swobodnej),  $^{\circ}C$ ,
- $t_w$  – temperatura wierzchołka żebra,  $^{\circ}C$ ,
- $w$  – prędkość przepływu powietrza, m/s,
- $\beta$  – objętościowy współczynnik rozszerzalności cieplnej powietrza,  $K^{-1}$ ,
- $\Delta l_{zpd}$  – straty odniesione zawieszenia pionowego dwucięgnowego (wysokość zastępcza), m,
- $\Delta t = t_m - t_o$  – charakterystyczna różnica temperatury (gdzie  $t_m$  – średnia temperatura ścianki,  $t_o$  – jak wyżej),  $^{\circ}C$ ,
- $\varepsilon_m$  – emisyjność powierzchni, –
- $\lambda_m$  – współczynnik przewodzenia ciepła materiału żebra,  $W/(m \cdot K)$ ,

$\lambda_r, \lambda_{iz}$  – współczynniki przewodzenia ciepła, odpowiednio: materiału rury i izolacji właściwej,  
W/(m·K),

$\nu$  – współczynnik lepkości kinematycznej powietrza, m<sup>2</sup>/s,

$\rho$  – gęstość powietrza, kg/m<sup>3</sup>,

$\sigma$  – stała Stefana-Boltzmana,  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>).

### **Liczby podobieństwa**

$Nu$  – liczba Nusselta,

$Re$  – liczba Reynoldsa,

$Pr$  – liczba Prandtla,

$Gr$  – liczba Grashofa,

$Ra$  – liczba Rayleigha,

$Pe$  – liczba Pecleta.

## 1. Wstęp

W energetyce cieplnej ważny problem zarówno techniczny, jak i ekonomiczny, stanowią straty ciepła, związane najczęściej z koniecznością przesyłania energii z miejsc gdzie jest ona wytwarzana do miejsc jej wykorzystania. Ocenia się, że w przypadku sieci ciepłowniczych ich wartość wynosi około 14 % ilości przesyłanego ciepła, wzrastając nawet ponad dwukrotnie w sezonie letnim, gdy jego dostawy pokrywają tylko potrzeby wynikające z przygotowania ciepłej wody użytkowej [22, 64]. Naturalnie, także w przypadku energetyki zawodowej i przemysłowej straty ciepła odgrywają również istotną rolę mimo stosunkowo mniejszych rozległości stosowanych instalacji [5, 17, 50]. Powodem tego mogą być między innymi znacznie wyższe temperatury czynników roboczych, np. kondensatu czy pary przegrzanej. Jednakże należy tutaj zauważyć, że w tym względzie brak w przedmiotowej literaturze odpowiednich danych, mimo iż ogólnie wiadomo, że straty ciepła do otoczenia są zjawiskiem powszechnym. Należy także dodać, że z omawianym zagadnieniem związana też jest bezpośrednio kwestia ochrony środowiska naturalnego na co zwrócono uwagę w jednej z publikacji własnych [41]. Ogólnie można to ująć prostym stwierdzeniem, że mniejsze straty to mniej zużytego paliwa, a tym samym mniejsza ilość emitowanych zanieczyszczeń. Stąd aktualnym problemem w świecie jest oszczędzanie energii. Na to zagadnienie szczególną uwagę zwraca się w krajach Unii Europejskiej (UE). Wydaje się tutaj szereg programów i dyrektyw dotyczących polityki energetycznej [69]. Dotyczy to również Polski, która jest jej członkiem od 2004 r. Program UE 3 x 20 proponuje zwiększenie o 20 % efektywności wykorzystanej energii, zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> o 20 % i osiągnięcie udziału 20 % energii odnawialnej w ogólnej produkcji energii [72].

W Polsce podstawowym źródłem energii jest węgiel, którego zasoby zmniejszają się i który zalicza się do paliw „brudnych”. Dlatego poszukiwane są inne tańsze i w mniejszym stopniu zanieczyszczające środowisko naturalne tzw. źródła odnawialne [34, 38, 47]. To z kolei łączy się z nowymi inwestycjami i rozwiązaniami technicznymi, wymagającymi nie tylko odpowiednich nakładów finansowych ale też czasu [59]. Z tego względu tradycyjne (konwencjonalne) sposoby wytwarzania energii jeszcze dość długo w naszym kraju będą wykorzystywane. Jednakże, niezależnie od technologii energetycznych jednym z ważniejszych zadań energetyki cieplnej jest ograniczanie, w możliwie największym stopniu, strat energii cieplnej przesyłanej przewodami za pomocą różnych czynników, a także magazynowanej i wykorzystywanej w maszynach oraz urządzeniach energetycznych i przemysłowych. W dużej mierze jest to związane z zapewnieniem odpowiedniej ochrony za pomocą właściwie dobranej, wykonanej i eksploatowanej izolacji, a także z ograniczeniem niekorzystnych oddziaływań zabudowanego osprzętu i elementów pomocniczych. W obydwu przypadkach wszelkie nieprawidłowości, tak te przewidywane, które w związku ze stosowaniem określonych konstrukcji są zazwyczaj trudne do całkowitego wyeliminowania, jak i nieznane, często ujawniające się w terminie późniejszym, spowodowane

błędnymi rozwiązaniami, nieprawidłowościami montażu czy też niewłaściwą eksploatacją, mogą stanowić tzw. mostki termiczne, powodujące dodatkowe straty ciepła do otoczenia. Na ich wartość z pewnością mają wpływ zarówno stosowane rozwiązania, jak i bieżący stan techniczny. W ten sposób z zagadnieniem tym związane są też kwestie ochrony środowiska i ekonomiczne. Dlatego problematyka ta może stanowić ważny przedmiot zainteresowań naukowych i użytkowych, jest celowa i ciągle aktualna.

Jak wspomniano, dla ograniczenia strat ciepłych maszyny i urządzenia energetyczne, w tym rurociągi przesyłowe gorącej wody i zwłaszcza rurociągi parowe, są obiektami izolowanymi cieplnie [13, 21, 35, 49, 54]. Trzeba jednak dodać, że mówiąc o izolacji należy przez to rozumieć nie tylko właściwy materiał izolacyjny i jego własności, ale również np. sposoby stosowanych rozwiązań dotyczących jego instalowania czy też materiały i elementy pomocnicze [2, 6, 11, 19, 26, 48, 66]. Niestety mniej uwagi poświęca się zmianom stanu technicznego izolacji w trakcie długotrwałej eksploatacji, co oczywiście ma wpływ na wartość generowanych strat ciepła. Już to pozwala zauważyć, że jakość tak rozumianej izolacji, stosowanej we wspomnianych przypadkach, pozostawia często wiele do życzenia.

Stan, o którym mowa wyżej, potwierdzają wykonane badania własne instalacji rurociągów ciepłowniczych i siłowni cieplnej [42, 43]. Pozwoliły one wykryć liczne miejsca, określane, jak podano powyżej, jako tzw. mostki termiczne. Są to fragmenty instalacji charakteryzujące się zwiększonymi stratami ciepłymi do otoczenia, w porównaniu do miejsc pozostałych [4, 18, 19, 36, 61, 63]. W technice miejsca takie są przedmiotem identyfikacji i zazwyczaj uproszczonych obliczeń. Dotyczy to, szczególnie w ostatnich kilku latach, zagadnień związanych z chłodnictwem oraz klimatyzacją, także w układach termoizolacyjnych środków transportu żywności [74], a zwłaszcza występujących w budownictwie ogólnym [10, 14, 65], gdzie dostępne są nawet katalogi mostków termicznych [25]. Znacznie trudniej dla prezentowanego zagadnienia znaleźć materiały informacyjne, opracowania czy publikacje naukowe dotyczące obiektów stosowanych w energetyce cieplnej.

Przeprowadzone, wspomniane wcześniej badania własne wskazują, że obok strat ciepła związanych z niedoskonałościami izolacji istotne znaczenie w ich generowaniu mają również mostki termiczne powodowane zabudową w instalacje rurociągowo takich elementów, jak np. zamocowania stałe i ruchome, zawieszenia, zasuwy, połączenia kołnierzo-śrubowe, króćce pomiarowe itd. Niektóre z ich podzespołów, jak np. stopy, podstawy, uchwyty, półobejmy poziome lub pionowe, prowadnice, w części są „zatopione”, a w części wystają ponad izolację rurociągów. Należy spodziewać się, że w ich przypadku na wartość strat ciepła ma wpływ wiele czynników, przy czym z ważniejszych można tutaj wymienić: stosowane rozwiązanie konstrukcyjne, wymiary podzespołów, materiały użyte do budowy, parametry przesyłanych czynników, oddziaływanie otoczenia, a także bieżący stan techniczny.

W prezentowanym zagadnieniu ważne znaczenie ma sklasyfikowanie i uszeregowanie mostków termicznych instalacji energetycznych ze względu na możliwe różne kryteria. Stanowi to jeden z etapów procesu jakim jest konieczność określenia powodowanych przez nie strat ciepła do otoczenia. Obecnie, ze względu na trudności w ich oszacowaniu są one albo w ogóle pomijane albo uwzględniane w obliczeniach w bardzo uproszczony sposób, zwykle przez wprowadzanie zastępczych wartości lub współczynników [3, 4, 48, 55], nawet w przypadku typowych, spośród wymienionych powyżej, elementów stanowiących mostki termiczne. Należy też tutaj dodać, że nie jest uwzględniana różnorodność konstrukcyjna czy wymiarowa w ramach określonego typu, nie mówiąc już o różnych warunkach pracy tych elementów. Dlatego też sprawą otwartą jest ocena strat cieplnych, zarówno jakościowa jak i ilościowa, nawet dla typowych mostków termicznych występujących w energetyce. Jednocześnie w ich przypadku niezbędne byłoby uwzględnienie nie tylko różnych możliwych parametrów nośników energii, ale także np. różnorodności wymiarowej, wynikającej ze stosowanych w praktyce średnic rurociągów. Trudniejsza sytuacja dotyczy mostków termicznych, których przyczyny związane są z niewłaściwościami montażowymi lub nieodpowiednimi warunkami eksploatacyjnymi. W takich przypadkach dla potrzeb indywidualnej analizy niezbędne są dane nie tylko techniczno-konstrukcyjne, ale także dotyczące aktualnego stanu technicznego, uzyskiwane na podstawie przeprowadzanych badań bieżących.

## **2. Cel i zakres pracy**

Rozważane w pracy zagadnienia dotyczą strat ciepła generowanych przez mostki termiczne występujące w instalacjach rurociągów energetycznych, zwłaszcza wysokoprężnych, stosowanych do przesyłu pary przegrzanej z kotłów do turbin parowych. Dla realizacji tego zadania dokonano identyfikacji takich mostków termicznych, będącej rodzajem analizy jakościowej. Pozwoliło to zaproponować ich klasyfikację i wybrać niektóre z nich dla przeprowadzenia pomiarów ich faktycznych wymiarów geometrycznych oraz zbadania rzeczywistych warunków ich eksploatacji. W efekcie podstawowym celem opracowania jest dość szczegółowa analiza charakterystycznego, występującego często w energetyce rodzaju mostka termicznego, związanego z konstrukcjami pionowych zawiesznień, wykorzystywanych do zamocowania usytuowanych pionowo rurociągów parowych. Z innych badanych, podobnych i również często stosowanych w instalacjach energetycznych, są jednociegnowe zawieszzenia rurociągów usytuowanych poziomo.

W ramach pracy podjęto próbę opracowania metodyki i reguł postępowania pozwalających obliczać straty, o których mowa powyżej, a także wyznaczania tzw. straty odniesionej. W tym celu dokonano między innymi przeglądu i wyboru możliwych do wykorzystania zależności, pozwalających obliczyć wartości współczynników przejmowania ciepła, zarówno przez konwekcję jak i przez promieniowanie. Są one niezbędne do oszacowania wymiany ciepła



między odpowiednimi elementami konstrukcji mostków termicznych i otoczeniem. Podano również propozycję uproszczonej metody szacowania strat. Ponadto przedstawiono możliwości, których wprowadzenie zmniejszyłoby straty ciepła powodowane przez analizowany obiekt. W zasadzie tak prowadzona analiza zagadnienia pozwoliłaby często osiągnąć taki efekt już na etapie projektowania tych elementów. W rezultacie umożliwiłoby to podanie odpowiednich zasad zalecanych np. w katalogach elementów rurociągów.

Powyższe dotyczy wymienionych rozwiązań konstrukcyjnych elementów powodujących straty ciepła z uwzględnieniem ich różnorodności wymiarowej oraz warunków eksploatacji. Te z kolei wynikają nie tylko z różnych średnic rurociągów wykorzystywanych w praktyce, ale także np. z różnych parametrów przesyłanego czynnika roboczego oraz uwarunkowań zewnętrznych (głównie temperatury i charakteru przepływu otaczającego powietrza).

Zakres podstawowych zadań zrealizowanych w pracy obejmuje:

- identyfikację miejsc zwiększonych strat ciepła w instalacjach rurociągów ciepłowniczych oraz energetyki zawodowej i przemysłowej (na podstawie badań przeprowadzonych na rzeczywistych obiektach instalacji energetycznych, w tym z wykorzystaniem kamery termograficznej),
- klasyfikację i uszeregowanie mostków termicznych z uwagi na różne kryteria, w tym z uwagi na uwarunkowania konstrukcyjne, technologiczne, montażowe i eksploatacyjne,
- przeprowadzenie badań wybranych typów mostków termicznych w celu określenia rzeczywistych rozkładów temperatur (pola temperatury elementów konstrukcyjnych mostka) i strat ciepła jakie te mostki powodują,
- weryfikację rezultatów badań wykonanych za pomocą kamery termograficznej i innymi metodami (wykorzystano przyrządy z czujnikami przyłgowymi i termoelementy płaszczone), pozwalającymi wyznaczyć miejscową, rzeczywistą wartość temperatury,
- modelowanie wybranego typu mostka termicznego i wykonanie obliczeń numerycznych z wykorzystaniem programu FLUENT (dla różnych wymiarów geometrycznych mostka oraz warunków jego eksploatacji, wynikających z parametrów czynnika przesyłanego rurociągiem oraz oddziaływania otoczenia),
- porównanie wyników obliczeń numerycznych i uzyskanych podczas badań na obiektach rzeczywistych,
- opracowanie metodyki szacowania strat ciepłych generowanych przez mostek termiczny (zawieszenie pionowe dwucięgnowe rurociągów),
- oszacowanie strat powodowanych przez wybrany typ mostka termicznego, w tym także w odniesieniu do jednostkowych strat ciepłych zaizolowanego rurociągu,
- opracowanie propozycji zmniejszenia strat powodowanych przez analizowane zawieszenie,

- opracowanie wniosków i uwag odnoszących się do mostków termicznych w instalacjach rurociągów energetycznych.

Do rozwiązania niektórych z podanych zadań wykorzystano metody modelowania i obliczeń numerycznych, dane uzyskiwane z dokumentacji technicznej analizowanych obiektów oraz głównie na podstawie przeprowadzonych pomiarów. Te ostatnie wykonano na odpowiednio oprzyrządowanych obiektach rzeczywistych znajdujących się w siłowniach ciepłych. Należy tutaj też dodać, że wyniki badań rzeczywistych warunków pracy tych ostatnich (chodzi o mostki termiczne jakimi są analizowane zawieszania) pozwoliły na weryfikację poprawności wyników symulacji numerycznych.

### **3. Teza pracy**

Analiza zagadnienia dotyczącego mostków termicznych występujących w instalacjach rurociągów energetycznych, a także dotychczasowo uzyskane rezultaty, prezentowane we wcześniejszych pracach własnych [41, 43, 44], pozwalają na sformułowanie tezy niniejszej rozprawy w następującym brzmieniu:

*Modelowanie i obliczenia numeryczne umożliwiają określenie warunków pracy oraz oszacowanie strat ciepła generowanych przez mostki termiczne znajdujące się w instalacjach rurociągów energetycznych. Sposób pozwala uwzględnić np. różnorodność rozwiązań i geometrycznych wymiarów mostków termicznych, a także różne warunki ich eksploatacji spowodowane różnymi parametrami tak czynnika przesyłanego rurociągami, jak i otaczającego środowiska.*

### **4. Mostki termiczne rurociągów energetyki ciepłej**

Mostki termiczne, często nazywane też mostkami cieplnymi to miejsca, które charakteryzują się gorszymi własnościami termoizolacyjnymi i lepszym przewodzeniem ciepła, w porównaniu do stref poza ich oddziaływaniem. O takich miejscach, będących mniej lub bardziej rozległymi fragmentami konstrukcji, można też powiedzieć, że cechują je (w odniesieniu do pozostałej części):

- większa gęstość strumienia ciepła, a zatem zmniejszony jest opór cieplny (mogą to być np. różnego rodzaju przegrody wykonane z materiałów o większym współczynniku przewodzenia ciepła niż jego wartość dla materiału, z którego jest zrobiona zasadnicza część),
- inne niż w pozostałych miejscach wartości temperatury (np. lokalne obniżenie temperatury powierzchni wewnętrznej, tym większe im „szerszy” jest mostek termiczny).

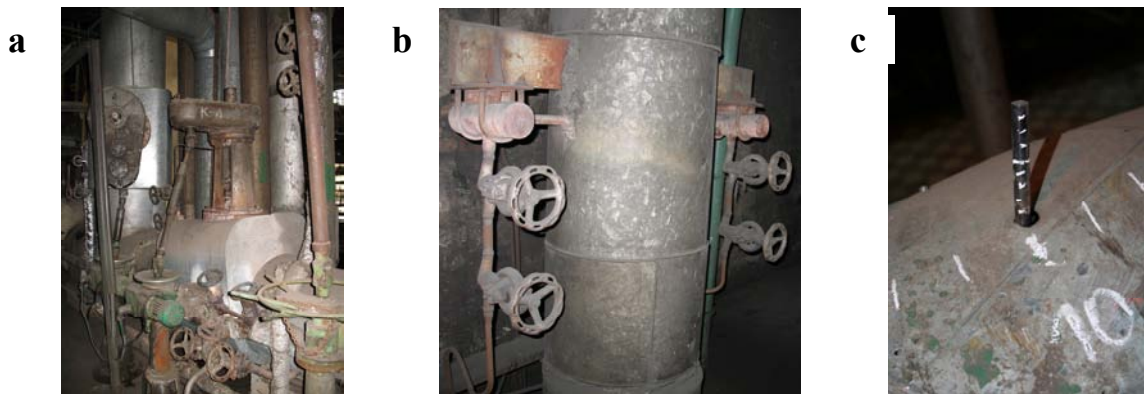
Można dodać, że podane wyżej cechy stanowią jednocześnie konsekwencje występowania w instalacjach miejsc, o których mowa, generalnie zwiększających straty ciepła. Poniżej

zaprezentowano próbę identyfikacji oraz klasyfikacji różnorodnych mostków termicznych jakie występują w instalacjach energetycznych, głównie na przykładach wysokoprężnych rurociągów pary przegrzanej i, w mniejszym stopniu, rurociągów gorącej wody sieci ciepłowniczej. Zwrócono uwagę na przyczyny natury konstrukcyjnej, technologicznej, montażowej i eksploatacyjnej. W tym celu, obok analizy stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych elementów instalacji, wykorzystywano wyniki pomiarów temperatury oraz badań termowizyjnych, wykonanych na licznych obiektach wymienionych instalacji.

#### **4.1. Identyfikacja mostków termicznych instalacji rurociągowych**

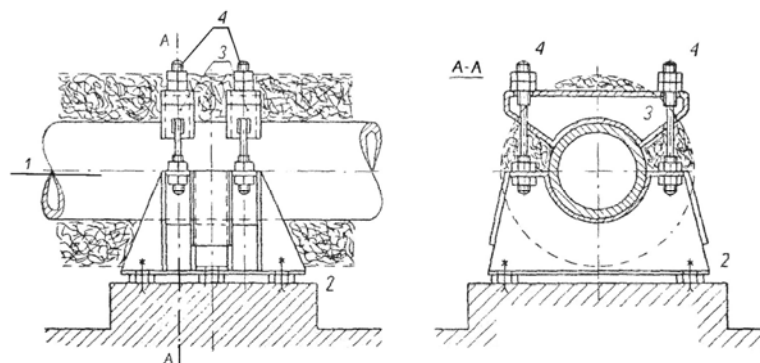
W instalacjach energetycznych występuje wiele miejsc tworzących mostki termiczne, które charakteryzują się, jak wynika z podanej wcześniej ich definicji, zwiększonymi stratami ciepła do otoczenia w porównaniu z pozostałymi strefami urządzeń przemysłowych. W przypadku izolacji cieplnych tych urządzeń mogą to być różne kształtowniki bądź pręty stalowe wykorzystywane jako konstrukcja wsporcza (nośna). Takie „mostkujące” działanie wykazują także różnego rodzaju ścianki zaopatrzone np. w elementy wzmacniające. Podobne oddziaływanie wynika z konieczności wyposażenia instalacji energetycznych, do których należą rurociągi, w niezbędny osprzęt (armaturę, elementy pomiarowe oraz kontrolne itd.), kołnierze czy odpowiednie zamocowanie (podparcia, podwieszenia) [52, 67]. W omawianym zagadnieniu istotne są wszystkie czynniki powodujące dodatkowe straty ciepła. Chodzi tutaj o wszelkie nieprawidłowości, tak te, które można by określić jako przewidywane, a zatem możliwe do „intuicyjnego” wskazania, np. w wyniku analizy dokumentacji technicznej lub na podstawie wizji lokalnej na miejscu, jak i te nieznanne, będące niekiedy efektem nienajlepszych rozwiązań, ale też spowodowane nieprawidłowościami montażowymi lub niewłaściwą eksploatacją. Te ostatnie są możliwe do wykrycia np. za pomocą pomiarów temperatury obiektów.

Wykorzystując wszystkie wymienione powyżej możliwości, dokonano identyfikacji mostków termicznych występujących w instalacjach rurociągowych. Wiele z nich należy zaliczyć do grupy „wiadomych” lub „widocznych”, które w związku ze stosowaniem określonych konstrukcji urządzeń pomocniczych (z elementami generującymi zwiększone straty ciepła) są zazwyczaj trudne do całkowitego wyeliminowania. Można tutaj uzupełnić, że powodem tego jest często konieczność zapewnienia poprawności i bezpieczeństwa pracy instalacji. Dlatego niekorzystne oddziaływanie tych elementów można ograniczać stosując korzystniejsze pod tym względem rozwiązania konstrukcyjne. W opisywanym przypadku przykładami mostków mogą być elementy np. zasuw, zaworów, króćców czujników pomiarowych, połączeń kołnierzowo-śrubowych, co dla niektórych z nich pokazano rys. 4.1. Jak można zauważyć, pewne ich fragmenty mogą być nieosłonięte izolacją cieplną, ale zdarzają się też przypadki, gdy są one całkowicie niezaizolowane.



Rys. 4.1. Przykłady rurociągowych mostków termicznych z grupy „widoczne”: a) – zasuwa, b) – elementy pomiarowe, c) – wskaźnik położenia rurociągu,

Znaczną liczbę mostków termicznych w instalacjach rurociągów, którą można zaliczyć do grupy wyżej wymienionej, stanowią zamocowania stałe, podparcia ruchome, zawieszania i uchwyty. Ich niektóre podzespoły, jak np. stopy poziome lub pionowe (skręcane i spawane), podstawy, uchwyty, półobejmy czy prowadnice są w części osłonięte materiałem izolacyjnym (są w nim „zatopione”), a w części wystają ponad nim (są nad osłoną izolacji). Wybrane przykłady spełniające podaną cechę widoczne są na rys. 4.2 [67] oraz na rys. 4.3.



Rys. 4.2. Podpora stała spawana: 1 – rurociąg, 2 – podstawa spawana, 3 – jarzmo (obejma), 4 – śruby

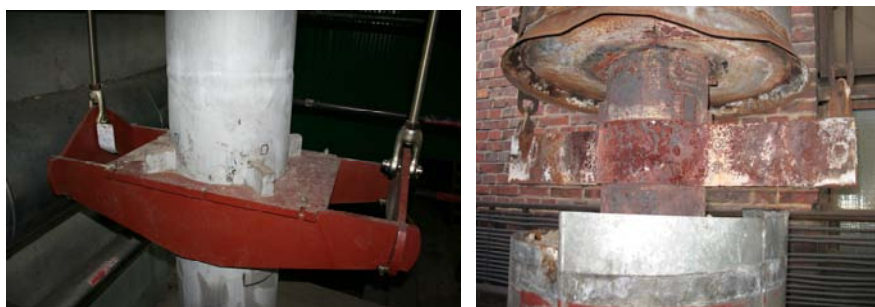


Rys. 4.3. Rurociągi – przykłady zamocowań z elementami stanowiącymi mostki termiczne (których fragmenty są widoczne i wystają ponad izolację)

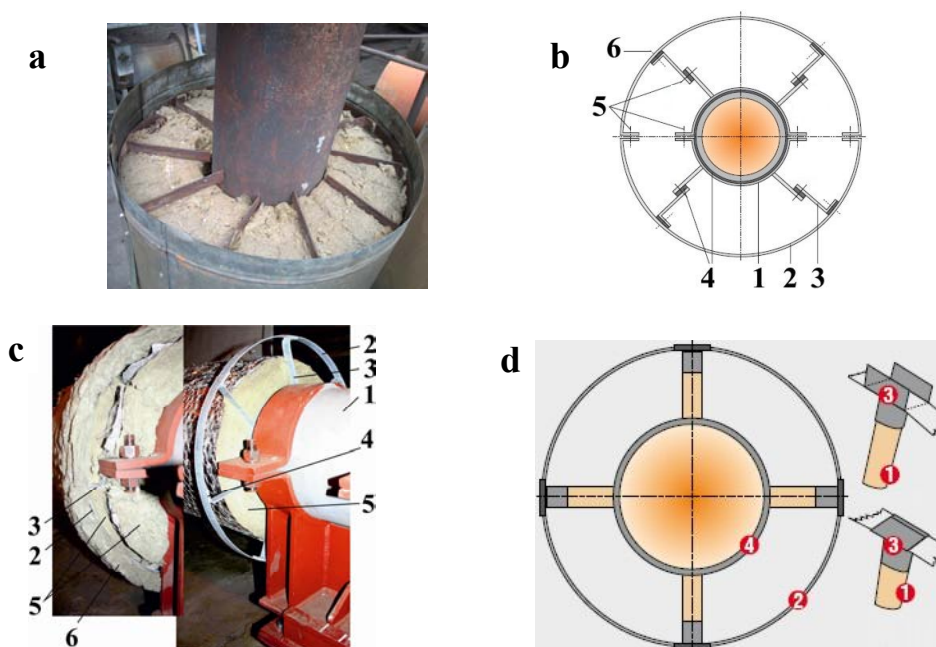
Inną grupę mostków termicznych w instalacjach rurociągowych mogą stanowić podzespoły konstrukcyjne, które są „niewidoczne” bezpośrednio. Stąd można je określić jako nieoczekiwane,



gdyż są zazwyczaj przesłonięte izolacją (właściwą lub jej elementami). Do takich podzespołów można zaliczyć np. klocki oporowe zawiesznień oraz konstrukcje wsporcze płaszcza ochronnego izolacji. Elementy te przedstawiono na rys. 4.4 i 4.5.



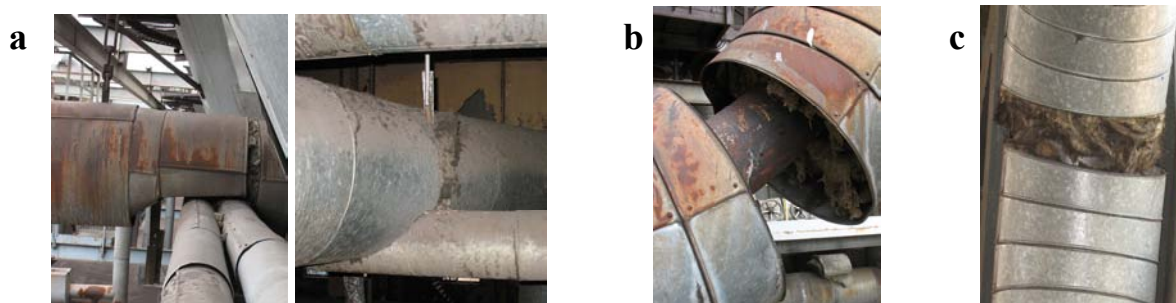
Rys. 4.4. Zawiesznięcia dla rurociągów parowych usytuowanych pionowo z widocznymi, przyspawanymi do nich klockami oporowymi (po założeniu izolacji są one niewidoczne)



Rys. 4.5. Przykład rurociągowego mostka termicznego z grupy „niewidoczny” bezpośrednio – konstrukcja wsporcza płaszcza zabezpieczającego instalację: a) – bez pierścienia wewnętrznego, b) – z pierścieniem wewnętrznym i przekładkami termicznymi [6] (1 – pierścień wewnętrzny, 2 – pierścień zewnętrzny, 3 – odstępnik, 4 – przekładka termiczna, 5 – śruba, 6 – nit), c) – z pierścieniem zewnętrznym usytuowanym w warstwie izolacji, nie przylegającym do płaszcza zabezpieczającego (1 – rurociąg, 2 – pierścień zewnętrzny, 3 – odstępnik, 4 – przekładka termiczna, 5 – wewnętrzne warstwy izolacji wewnętrznej, 6 – zewnętrzna warstwa izolacji), d) – z kółkami ceramicznymi zmniejszającymi straty ciepła [6] (1 – kołek ceramiczny, 2 – pierścień nośny, 3 – element zaciskowy, 4 – rurociąg)

Identyfikując mostki termiczne rurociągów zauważono, że można wydzielić też takie, które określono jako nietypowe, w tym niekiedy występujące okresowo. Zwykle są one wynikiem błędów oraz nieprawidłowości montażowych i eksploatacyjnych. Zdarzają się jednak również przypadki, kiedy są one „wymuszone”. Zaliczono do nich: zmniejszenie grubości izolacji właściwej (wskutek np. „obwisania”, nierównomierności montażowej, koniecznego, ale zwykle

lokalnego pocienienia z powodu występowania innych urządzeń), deformacje izolacji, rozerwanie i opadnięcie izolacji, brak izolacji właściwej lub segmentów płaszcza ochronnego, zawilgocenie lokalne izolacji. Ostatni z wymienionych powodów wynika z oddziaływania opadów atmosferycznych oraz wykraplania się pary wodnej opuszczającej np. przez nieszczelności sąsiadujące urządzenia, przy czym pierwszy dotyczy zazwyczaj przewodów znajdujących się na zewnątrz. Przyczyną takiego stanu mogą być np. złe ułożenie (nachodzenie) blach płaszcza zabezpieczającego izolacji lub niewłaściwy montaż, a nawet brak odpowiedniego okapu. Przykłady, o których mowa powyżej, pokazano na rys. 4.6 ÷ 4.8.



Rys. 4.6. Przykłady nietypowych mostków termicznych rurociągów energetycznych: a) – lokalne „wymuszone” zmniejszenie grubości izolacji właściwej, b) – nierównomierna grubość izolacji na obwodzie, c) – opadnięcie izolacji rurociągu usytuowanego pionowo,



Rys. 4.7. Nietypowe mostki termiczne rurociągów energetycznych: a) – deformacje płaszcza zabezpieczającego i konstrukcji wsporczej, b) – obwiśnięcie izolacji rurociągu usytuowanego poziomo



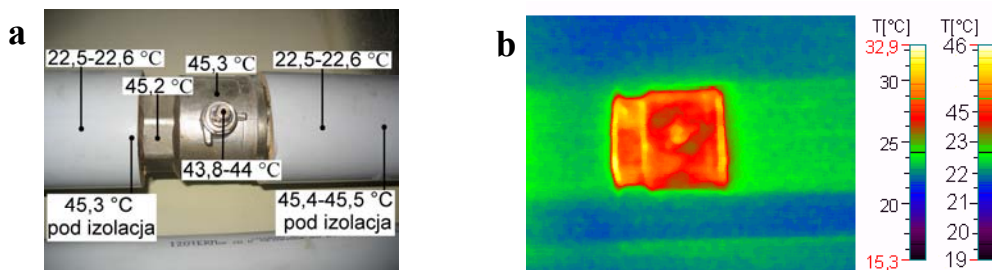
Rys. 4.8. Nieprawidłowości izolacji rurociągów energetycznych stanowiące mostki termiczne, generujące straty ciepła (niestaranne założenie i przesunięcia izolacji)

Zaprezentowane powyżej grupy mostków termicznych zidentyfikowano także podczas badań termograficznych i sprawdzających pomiarów temperatury ścianek kontrolowanych obiektów, tj.

przewodów instalacji grzewczych oraz energetyki przemysłowej i zawodowej. Wykorzystano w tym celu, do określenia miejscowych wartości, przenośne mierniki temperatury z czujnikami przyłgowymi firm: *Alborn* (typ *Therm 2280-3*) oraz *Limatherm* (typ *TES 1312A, Dual K-Type Thermometer*), oba o rozdzielczości  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . W kilku przypadkach użyto także pirometr firmy *Raytek* o stałej emisyjności  $\varepsilon = 0,95$ . Innym przyrządem, bardzo przydatnym w szybkiej lokalizacji miejsc zwiększonych strat ciepła, zwłaszcza „niewidocznych” bezpośrednio, była przenośna kamera termograficzna typu *V-20 II*, firmy *VIGO Systems S.A.* Posiada ona dwa zakresy pomiarowe (jeden  $15 \div 101\text{ }^{\circ}\text{C}$ , drugi  $0 \div 601\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), czas tworzenia obrazu wynosi typowo ok.  $4 \div 25\text{ s}$ , a rozdzielczość termiczna jest równa  $0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$  [12, 27]. Jak wiadomo, działanie kamer polega na rejestracji promieniowania podczerwonego emitowanego przez ciała o temperaturze wyższej od zera bezwzględnego ( $0\text{ K}$ ). Jego wartość jest następnie przetwarzana za pomocą specjalistycznego oprogramowania na kolorowe mapy temperatur, określane jako tzw. termogramy. Należy jednak zauważyć, że pomiar termograficzny obiektów nie pozwala w sposób jednoznaczny określić na badanych powierzchniach rozkłady temperatur, a tym bardziej ich wartości, jedynie za pomocą uzyskanych obrazów. Spowodowane to jest faktem, że istotne znaczenie ma emisyjność i stan atmosfery. Pierwszy z czynników jest bardzo ważny, a jego wskaźnikiem jest współczynnik emisyjności, którego wartość zależy np. od rodzaju materiału, geometrii obiektu, wykończenia powierzchni. Dlatego temperatury na termogramach są poprawne, jeżeli jest on prawidłowo oceniony i wczytany do pamięci kamery [3, 39, 51]. Używaną podczas badań kamerę charakteryzuje stała wartość współczynnika emisyjności powierzchni wynosząca  $\varepsilon = 0,95$ . Należy jednak zauważyć, że nie stanowi to poważniejszej przeszkody, gdyż dla większości substancji i powierzchni emisyjność jest wysoka i często zbliżona lub równa podanej [2, 32, 53]. Jednak przy porównywaniu termogramów obiektów wykonanych z różnych materiałów należy wyniki temperatury przeliczyć, uwzględniając emisyjność tych materiałów. Bez tego możliwe jest porównywanie danych jedynie dla obiektów o podobnej charakterystyce. Podczas badań identyfikacyjnych kamerę dołączano za pomocą portu USB do przenośnego komputera, w którym rejestrowane były termogramy i warunki badań dotyczące kontrolowanych obiektów.

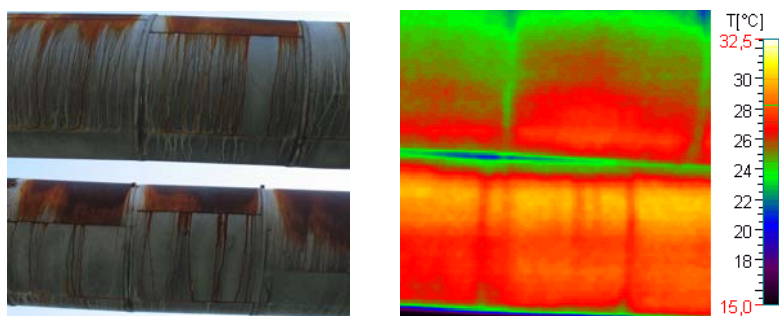
Przykłady wyników wykonanych badań, o których mowa wyżej, pokazano na rys. 4.9 ÷ 4.17. Pierwszy z nich, tj. rys. 4.9, dotyczy armatury instalacji centralnego ogrzewania, tutaj zaworu kulowego o nominalnej średnicy  $\phi 80\text{ mm}$ . Kolejne dwa, tzn. rys. 4.10 i 4.11, sieci ciepłowniczej, w tym odpowiednio: rurociągów zasilającego i powrotnego oraz podpory ruchomej pierwszego z nich. Pozostałe, tj. rys. 4.12 ÷ 4.17 osprzętu wysokociśnieniowych rurociągów energetycznych. Dla lepszej prezentacji obok termogramów obiektów zamieszczono ich zdjęcia, co pozwala uzasadnić zakwalifikowanie związanych z nimi mostków termicznych do przyjętych kategorii typu: widoczne (przewidywalne) lub niewidoczne, w tym także nieoczekiwane.



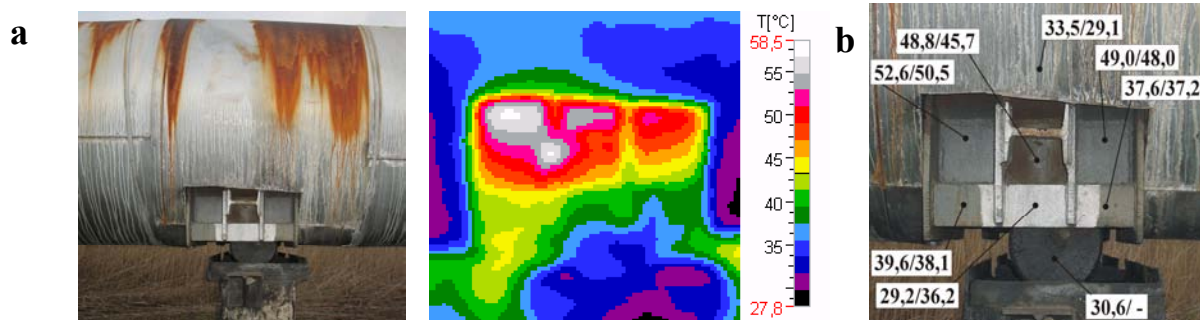


Rys. 4.9. Widok zaworu kulowego instalacji grzewczej z naniesionymi miejscami pomiarów temperatury i jej wartościami (a) oraz jego termogram ze skalami (b): po lewej oryginalna wg kamery, po prawej przeskalowana

Widoczny na rys. 4.9a zawór zainstalowano w poziomo usytuowanym rurociągu wodnym centralnego ogrzewania, izolowanym izolacją piankową. Jak widać, nie jest on zaizolowany i może tym samym stanowić widoczny mostek termiczny. Na rysunku podanym naniesiono lokalne wartości temperatury, zmierzone termometrem przyłgowym, co pozwala na porównanie z termogramem pokazanym na rys. 4.9b. Daje się zauważyć różnice, których powodem jest stałość współczynnika emisyjności kamery ( $\varepsilon = 0,95$ ) nie odpowiadającego wartościom rzeczywistym dla materiałów i stanu powierzchni badanego obiektu. Dlatego przyjmując, że temperatura zmierzona termometrem przyłgowym jest dokładna, dokonano przeskalowania i na rys. 4.9b umieszczono dodatkową skalę. W ten sposób uzyskano lepsze zobrazowanie rzeczywistego rozkładu temperatury dla powierzchni zaworu oraz izolacji. Można dodać, że w czasie prowadzonych badań temperatura otoczenia wynosiła 21 °C.

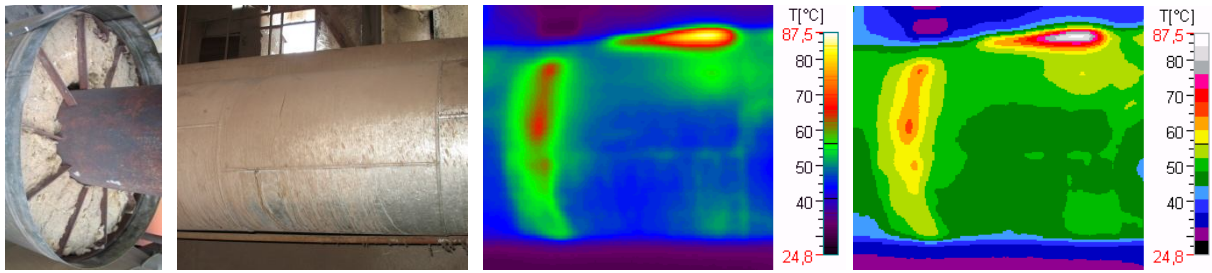


Rys. 4.10. Zdjęcie fragmentu rurociągów ciepłowniczych (zasilającego i powrotnego) oraz uzyskany termogram (w badanym obszarze  $t_{\min} = 15,1$  °C,  $t_{\max} = 30,8$  °C)



Rys. 4.11. Ciepłowniczy rurociąg wody gorącej – widok ruchomej podpory i jej termogram (a) oraz lokalne wartości temperatury (b) zmierzone przenośnymi miernikami, tj. pirometrem f-my Raytek – pozycja pierwsza i stykowym f-my Ahlborn – pozycja druga (badania dla temperatury wody równej ok. 70 °C)

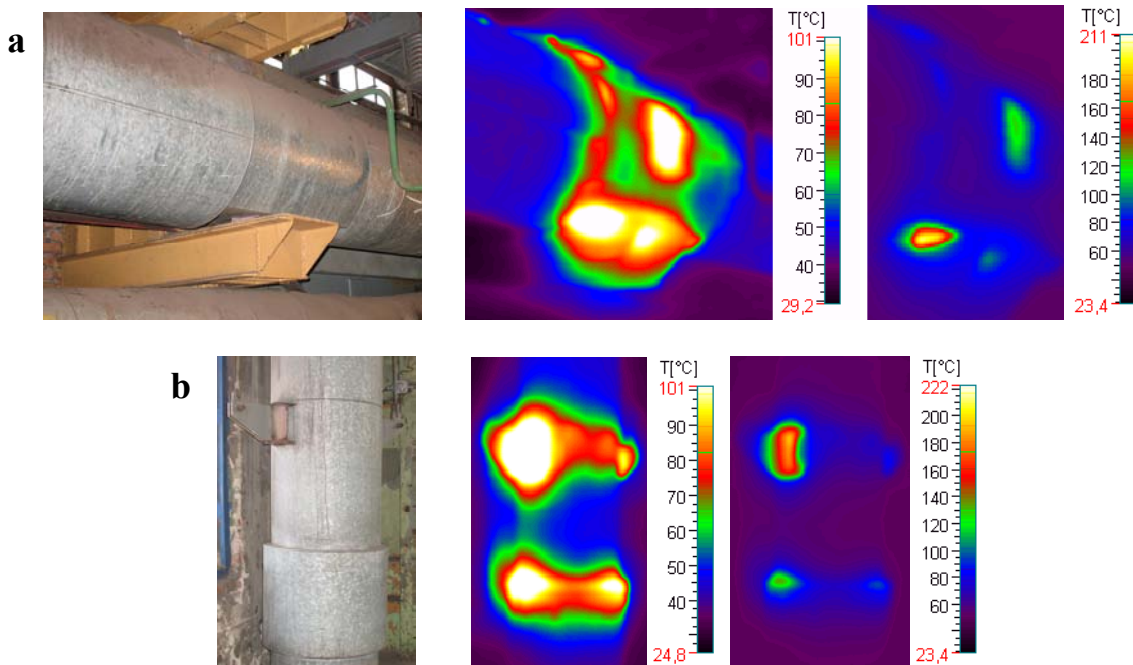




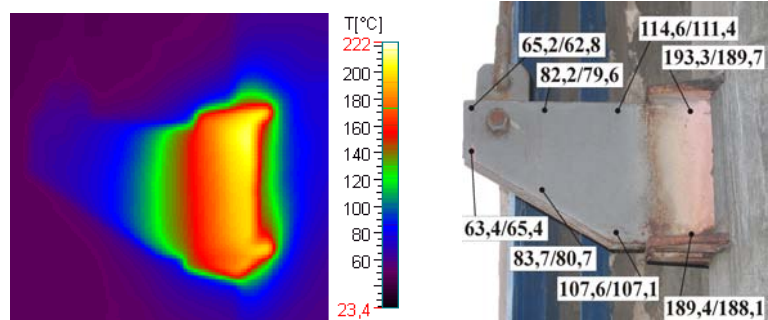
Rys. 4.12. Zdjęcie oraz termogram ( $t_{\min} = 30,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max} = 86,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) fragmentu powierzchni izolacji rurociągu parowego (z mostkiem termicznym typu niewidoczny bezpośrednio, spowodowanym konstrukcją wsporczą izolacji, której przykład konstrukcji pokazuje zdjęcie po stronie lewej)



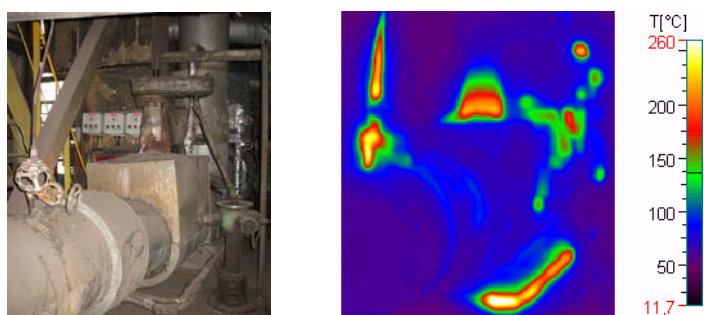
Rys. 4.13. Zdjęcie i termogramy powierzchni izolacji kolana rurociągu parowego: fragment kolano  $90^{\circ}$  ( $t_{\min} = 35,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max} = 74,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) i prostki ( $t_{\min} = 40,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max} = 66,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) z „nieoczekiwanymi” mostkami termicznymi spowodowanymi nierównomierną grubością lub nieciągłością izolacji właściwej na obwodzie



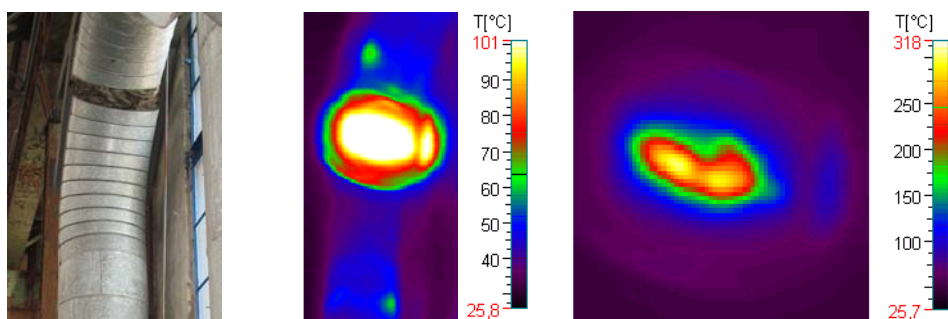
Rys. 4.14. Zdjęcia i termogramy wysokociśnieniowych rurociągów parowych z mostkami termicznymi: a – podparcie rurociągu poziomego (termogramy  $t_{\min} = 50,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max} = 205,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ : strona lewa dla zakresu pomiarowego  $15 \div 101^{\circ}\text{C}$ , strona prawa dla  $0 \div 601^{\circ}\text{C}$ ), b – elementy podwieszenia i osłona czopów pomiarowych pełzania rurociągu pionowego (termogramy,  $t_{\min} = 48,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max} = 212,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , zakres pomiarowy po stronie lewej  $0 \div 601^{\circ}\text{C}$ , po stronie prawej  $15 \div 101^{\circ}\text{C}$ , temperatura przesyłanej pary przegrzanej  $t_p = 510 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Rys. 4.15. Termogram (zakres pomiarowy 0 ÷ 601 °C) oraz lokalne wartości temperatury, zmierzone przenośnymi miernikami (pirometr f-my *Raytek* – pozycja pierwsza, kontaktowy f-my *Ahlborn* – pozycja druga), wystającego ponad izolację fragmentu zawieszenia wysokociśnieniowego rurociągu parowego (patrz rys. 4.14b)



Rys. 4.16. Zdjęcie i termogram energetycznego rurociągu parowego z zabudowaną armaturą i innymi elementami pomocniczymi, stanowiącymi miejsca strat energii (zakres pomiarowy termogramu 0 ÷ 601 °C,  $t_{\min} = 49,5$  °C,  $t_{\max} = 279,8$  °C)



Rys. 4.17. Zdjęcie i termogramy zaizolowanego kolana rurociągu parowego z nieciągłością izolacji (uszkodzenie nieoczekiwane, eksploatacyjne) generującą straty energii ( $t_{\min} = 29,1$  °C,  $t_{\max} = 314,1$  °C) dla zakresów pomiarowych, strony: lewa 15 ÷ 101 °C, prawa 0 ÷ 601 °C

Na podstawie rys. 4.10 ÷ 4.17, a także wcześniejszych, tj. rys. 4.1 ÷ 4.8, można zauważyć, że w instalacjach rurociągów energetyki ciepłej, zawodowej i przemysłowej występują liczne miejsca będące mostkami termicznymi, w których temperatury, a tym samym straty ciepła, są wyższe w porównaniu z pozostałymi obszarami. W przypadku izolacji rurociągów może to być spowodowane stosowaniem np. konstrukcji wsporczych (rys. 4.5, 4.10, 4.12), ale też nieprawidłowościami powstałymi podczas montażu lub późniejszej eksploatacji (rys. 4.6c, 4.7, 4.8, 4.13, 4.17). Należy tutaj dodać, że dość często znajdowano miejsca z temperaturą zewnętrznej powierzchni izolacji przekraczającą, i to niekiedy znacznie (rys. 4.12 lub 4.14a), wartość dopuszczalną, która zgodnie z normą [56] nie powinna przekraczać 50 °C, przy temperaturze

otoczenia do 40 °C. Natomiast z uwagi na wymagania przepisów prawnych [62] (ze względów bhp) należy tak projektować i utrzymywać izolację, aby w miejscach dostępnych podana temperatura nie była wyższa niż 60 °C. Bardzo liczną grupę mostków termicznych instalacji rurociągowych stanowi zabudowane, niezbędne ich wyposażenie, w tym elementy, których fragmenty wystają ponad izolację. Są to np. różnego rodzaju zamocowania (rys. 4.2 ÷ 4.4, 4.11, 4.14 i 4.15) lub armatura sterująco-regulacyjna, zabezpieczająca, pomiarowa i inna (rys. 4.1a, 4.1b, 4.16). W przypadku elementów tych obiektów odnotowane temperatury osiągają często bardzo wysokie wartości. Jednakże formalnie, przy ich projektowaniu, zgodnie z normą PN-EN 13480-3: 2002 [57], temperatura 80 °C a nawet wyższa (niekiedy do 0,5  $t_p$ , gdzie  $t_p$  oznacza temperaturę przesyłanego czynnika) jest dopuszczalna.

Konstrukcjami „mostkującymi” są także elementy służące do kontroli rurociągów (rys. 4.1c) lub wykorzystywane w ocenie bezpieczeństwa ich długotrwałej eksploatacji (rys. 4.14b, na którym widoczne w dolnej części wysokie wartości temperatury spowodowane są niekorzystnym rozwiązaniem osłony izolacyjnej czopów do badań pełzania).

W uzupełnieniu powyższego można dodać, że wykorzystanie do identyfikacji mostków termicznych kamery termograficznej i przenośnych, kontaktowych mierników (do pomiaru lokalnych wartości temperatury powierzchni elementów) pozwoliło zweryfikować dokładność wyników uzyskiwanych za pomocą pierwszej z metod, a także przy użyciu pirometru. Odpowiednie porównanie uzyskiwanych wyników jest pokazane na rys. 4.11 i 4.15. Można zauważyć, że z praktycznego punktu widzenia są one akceptowalne i w przypadku zaprezentowanych termogramów wartości temperatur są zbliżone do rzeczywistych, tj. wskazywanych przez mierniki stykowe. Pozwala to też stwierdzić, że w tych przypadkach współczynniki emisji (emisyjność) kontrolowanych powierzchni są zbliżone do tego jaki mają użyte przyrządy, tj. kamera i pirometr ( $\varepsilon = 0,95$ ). Dotyczy to w zasadzie także powierzchni ocynkowanej blachy płaszcza ochronnego izolacji (rys. 4.11). Jego utlenienie i zabrudzenia powodują, że emisyjność jest zbliżona do podanej (normalnie emisyjność takiego materiału jest niższa i wynosi ok. 0,26 [53, 55]).

## 4.2. Propozycja klasyfikacji mostków termicznych instalacji rurociągów energetycznych

Analiza typowych rozwiązań elementów instalacji energetycznych, przedmiotowej literatury, a także wyników badań identyfikacyjnych, głównie wykonanych na wysokoprężnych rurociągach pary przegrzanej, pozwoliła zauważyć, że powstałe mostki termiczne wynikają z przyczyn:

- konstrukcyjnych,                      – eksploatacyjnych,
- montażowych,                        – technologicznych.

Z wymienionych wyżej przyczyn w pracy nie będą uwzględnione technologiczne. Założono, że są one związane z wytwarzaniem stosowanych materiałów izolacyjnych. Zatem może to dotyczyć

choćby niedotrzymania warunków w procesie ich produkcji, powodując np. powstanie niejednorodności masy, miejscowe pustki itd. Tutaj pominięto je, gdyż tego typu przypadki powinny być wychwytywane i eliminowane przez kontrolę jakości w zakładzie producenta.

W odniesieniu do wspomnianych instalacji rurociągowych, w tym kolektorów i komór parowych, w grupie przyczyn związanych ze stosowanymi przy ich budowie rozwiązaniami konstrukcyjnymi urządzeń i ich podzespołów stwarzających mostki termiczne, można by tutaj wymienić:

- z elementów wykorzystanych do zapewnienia poprawności pracy obiektów (np. stosowana armatura, zamocowania, osprzęt, układy kontroli stanu technicznego itd.):
  - zasuwy, zawory (fragmenty wewnątrz izolacji i wystające ponad nią),
  - króćce odpowietrzeń, odwodnień i obejść armatury,
  - elementy konstrukcyjne podparć stałych i ruchomych oraz zawiesznień (wystające ponad izolację i „zatopione” w niej, np.: podstawy, klocki oporowe, jarzma, obejmy, ciągnia itd.),
  - elementy systemów kontrolno-pomiarowych, np. króćce manometryczne, króćce termometryczne, zawieszania przepływomierzy,
  - wzmocnienia otworów, np. trójkątów spawanych,
  - osłony rozbieralne czopów do pomiarów odkształceń wskutek pełzania (blachy boczne osłon i szczeliny między osłoną a pozostałą izolacją rury),
  - elementy układów kontroli przemieszczenia,
- z elementów związanych z zabezpieczeniem termoizolacyjnym:
  - konstrukcje wsporcze płaszcza izolacji właściwej,
  - lokalne zmniejszenie grubości warstwy izolacji spowodowane brakiem miejsca (zazwyczaj z powodu usytuowanych obok innych obiektów).

Montażowe przyczyny powstawania mostków termicznych w instalacjach rurociągów związane są przede wszystkim z pracami izolacyjnymi. Dotyczy to głównie ich niestaranności, ale niekiedy także nieprawidłowości. Może to być wynikiem np.: pośpiechu, nie najlepszych kwalifikacji i/lub niskiej świadomości w tym zakresie montażystów, braku właściwego nadzoru podczas prowadzonych prac, nieprzestrzegania zasad i badań odbiorowych. Przykładami w tym zakresie mogą być:

- brak wzajemnych przesunięć kolejnych warstw izolacji właściwej oraz zbyt duże szczeliny na ich łączeniach (w obu przypadkach w kierunkach wzdłużnym i poprzecznym),
- niewłaściwe przyleganie, złe wzajemne „zachodzenie” lub nawet brak zakładki pomiędzy blachami płaszcza ochronnego izolacji względem siebie, a także brak kapturów ochronnych (może to powodować np. okresowe zawilgocenie izolacji właściwej i niewłaściwą ochronę przed spływem wody deszczowej wzdłuż rurociągów usytuowanych pionowo na zewnątrz budynków),



- brak segmentów płaszcza zabezpieczającego,
- niewłaściwe odległości pomiędzy konstrukcjami wsporczymi płaszcza ochronnego izolacji, brak przekładek izolacyjnych pomiędzy nim i rurą, a także między jego elementami (powoduje to odpowiednio: obwisanie izolacji pod wpływem ciężaru własnego i zwiększone straty ciepła),
- nierównomierna lub niewłaściwa grubość izolacji właściwej (związane często z brakiem współosiowości rury z płaszczem osłaniającym izolację właściwą),
- nieosłonięte elementy instalacji, zwykle niez izolowane przez zapomnienie, jak np. rurociągi odwodnień, obejściowe itd.

Kolejna grupa przyczyn powstawania mostków termicznych jest związana z długotrwałością eksploatacji rurociągów energetycznych i nieprawidłowościami popełnianymi w tym okresie. Wynikają one głównie z barku odpowiedniej kontroli pozwalającej oceniać stan techniczny z uwagi na straty ciepłne (choćby nawet na podstawie okresowych przeglądów i badań termograficznych). Do grupy tej można zaliczyć:

- mechaniczne uszkodzenia płaszcza zabezpieczającego, jak np.: wgięcia, rozerwania, dziury,
- termiczne uszkodzenia elementów płaszcza, mających bezpośredni kontakt z nagrzanym rurociągiem,
- odkształcenia konstrukcji wsporczej płaszcza zabezpieczającego,
- opadnięcie izolacji właściwej (zwykle w rurociągach usytuowanych pionowo),
- okresowe zawilgocenie izolacji właściwej, spowodowane np. niewłaściwą ochroną przed opadami atmosferycznymi, brakiem segmentów płaszcza ochronnego izolacji lub złym ich wzajemnym przyleganiem.

Szereg wymienionych w ramach podanych grup form mostków termicznych pokazano na rys. 4.1 ÷ 4.17 (rozdział 4.1). Wykorzystując stosowany w budownictwie podział [10, 65] można i w rozważanym przypadku wyróżnić następujące typy:

- punktowe, którymi są miejsca „przebić” izolacji termicznej przez niektóre podzespoły, jak np. szpilki, wieszaki, króćce itp., dla których można przyjąć symetrię osiową,
- dwuwymiarowe, związane zwykle z brakiem, nieciągłościami lub pocienieniem warstw izolacji, np. niewłaściwe ich wzajemne styki wzdłużne i poprzeczne (z uwagi na obserwowany z zewnątrz kształt mostki te można nazwać liniowymi),
- trójwymiarowe, stanowiące złożone węzły konstrukcyjne, jakimi są np. podparcia i podwieszenia rurociągów.

Dotychczasowe rozważania pozwalają podzielić mostki termiczne instalacji rurociągowych przyjmując jeszcze inne, niż podane wcześniej kryteria. Może to być nawet tak oczywiste jak np. lokalizacja (w odniesieniu tak do podobnych jak i różnych konstrukcji), co pozwala wyróżnić:

- mostki termiczne rurociągów usytuowanych wewnątrz pomieszczeń (wymiana ciepła zachodzi głównie na zasadzie konwekcji swobodnej i przez promieniowanie),
- mostki termiczne rurociągów znajdujących się na zewnątrz (wówczas mogą być poddane intensywnym wpływom atmosferycznym i dominującej wymianie ciepła na drodze konwekcji wymuszonej).

Innym kryterium może być możliwość oraz brak „intuicyjnego” wskazania obecności mostka termicznego. Byłyby wśród nich wymienione już typy, a mianowicie:

- mostki termiczne wiadome, związane z koniecznością zabudowy określonych konstrukcji pomocniczych, np. zamocowań rurociągów, armatury, podzespołów izolacji itd., w których można wydzielić dwa rodzaje, tj.:
  - mostki termiczne widoczne bezpośrednio (zarówno w dokumentacji technicznej, jak i na obiektach),
  - mostki termiczne niewidoczne, ale zwykle powodujące lokalny wzrost temperatury przesłaniających je materiałów (ich obecność można wskazać np. na podstawie analizy dokumentacji lub jeśli obiekty nie są zaizolowane),
- mostki termiczne nieoczekiwane (nietypowe), powstałe wskutek nieprawidłowego montażu, niewłaściwej eksploatacji, a nawet np. złego wykonania materiału izolacyjnego.

Mostki termiczne pierwszego typu stanowią zwykle płaskowniki, wieszaki, elementy oporowe, pręty, szpilki zagłębione („ukryte”) w izolacji właściwej, często przyspawane do rury lub przylegające do niej, i również często też wystające ponad izolację. Do tego typu można też zaliczyć zniekształcenia płaszcza ochronnego izolacji i kształtowniki stalowe stanowiące konstrukcję nośną izolacji cieplnej. Diagnostyka termowizyjna tych elementów może być wykorzystana do oceny ich wpływu na straty energii do otoczenia lub w celu poszukiwania korzystniejszych konstrukcji.

Miejsca zaliczane do drugiego typu nie powinny występować w poprawnych warunkach eksploatacji. Związane mogą być z osłoną termiczną, tj. z jej brakiem, nieciągłością, pocienieniem lub czasami niewłaściwymi parametrami. Mogą też mieć one niekiedy charakter okresowy, spowodowany np. zawilgoceniem izolacji. W takich przypadkach celem diagnostycznych badań termowizyjnych lub przeprowadzonych nawet za pomocą termometrów przylgowych lub pirometrycznych będzie szybkie ich zlokalizowanie i usunięcie nieprawidłowości.

## 5. Obecne zasady uwzględniania mostków termicznych w obliczeniach instalacji rurociągowych

W przypadku mostków termicznych nie ma prostych wzorów obliczeniowych. Zgodnie z normą PN-EN ISO 12241 [55] ich wpływ na dodatkowe straty ciepła, jakie one powodują, uwzględniany jest różnymi sposobami (zależnie rodzaju mostka). I tak:

- dla mostków, których elementy znajdują się w warstwie izolacji właściwej (należą do nich np. połączenia oraz konstrukcje wsporcze płaszcza zabezpieczającego), do obliczeniowego współczynnika przewodności cieplnej  $\lambda$  materiału izolacyjnego dodaje się pewną stałą wartość  $\Delta\lambda$ , co powoduje, że jego wartość efektywna, przyjmowana do obliczeń, wynosi:

$$\lambda_{ef} = \lambda + \Delta\lambda, \quad (5.1)$$

przy czym:

- dla stalowych konstrukcji wsporczych  $\Delta\lambda = 0,010 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,
- dla ceramicznych konstrukcji wsporczych  $\Delta\lambda = 0,003 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,
- dla mostków termicznych, którymi są zawory, zasuwy i ich kołnierze, do danej długości  $l$  rurociągu, przed obliczeniem strat ciepła, dodawana jest fikcyjna długość  $\Delta l$ , co pozwala wyliczyć długość efektywną wg. wzoru:

$$l_{ef} = l + \Delta l, \quad (5.2)$$

gdzie wartości  $\Delta l$  dla zaworów (wraz z ich kołnierzami, bez uwzględniania kołnierzy na rurociągu, dla typowych grubości izolacji o współczynniku  $\lambda = 0,08 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  w średniej temperaturze  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ , i  $\lambda = 0,10 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  w średniej temperaturze  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ ) zestawiono w tabeli 5.1 [55] :

Tabela 5.1

Dodatkowe straty ciepła spowodowane wyposażeniem rurociągów (wartości  $\Delta l$ )

Średnica wewnętrzna rurociągu, m	0,10		0,50	
	100	400	100	500
Temperatura, $^\circ\text{C}$				
Rurociąg wewnętrzny ( $\Delta l$ , m):				
– zawór nieizolowany	6,0	16,0	9,0	25,0
– zawór zaizolowany w 2/3	3,0	6,0	4,0	10,0
– zawór zaizolowany w 3/4	2,5	5,0	3,0	7,5
Rurociąg zewnętrzny ( $\Delta l$ , m):				
– zawór nieizolowany	15,0	22,0	19,0	32,0
– zawór zaizolowany w 2/3	6,0	8,0	7,0	11,0
– zawór zaizolowany w 3/4	4,5	6,0	6,0	8,5

- dla mostków jakie tworzą pary kołnierzy (łącznie z parą kołnierzy, do których montowany jest zawór) należy do rzeczywistej długości rurociągu, przed obliczeniem strat ciepła, dodać:
  - gdy kołnierze są niezaizolowane: 1/3 wartości z tabeli 5.1 (dla zaworu o tej samej średnicy),

- gdy kołnierze są zaizolowane puszkami: 1 m dla każdego kołnierza,
- gdy kołnierze są zaizolowane – (nie trzeba poprawki),
- dla mostków, związanych z podporami rurociągów, do obliczonych strat ciepła (nie uwzględniających innych komponentów) należy dodać, przy usytuowaniu rurociągu:
  - w przestrzeniach zamkniętych: 15 % strat,
  - w osłoniętych przed wiatrem przestrzeniach otwartych: 20 % strat,
  - w nieosłoniętych przed wiatrem przestrzeniach otwartych: 25 % strat.

Jak można zauważyć, obliczeniowe zasady uwzględniania wpływu mostków termicznych na straty ciepła w instalacjach rurociągów energetycznych są dość uproszczone. W większości przypadków decydująca jest ich liczba lub usytuowanie, a nie uwzględnia się np. różnorodności konstrukcji stosowanych w praktyce podparć, zawiesznień czy zasuw. Tym bardziej nie są brane pod uwagę różnice wymiarowe oraz warunki pracy. Dlatego też zagadnienie to jest ciągle aktualne i wymaga wnikliwej analizy, w tym zwłaszcza oceny jakościowej i ilościowej.

## **6. Badania geometrii i rzeczywistych warunków pracy wybranych mostków termicznych wysokociśnieniowych rurociągów parowych**

Z licznych, zaprezentowanych w rozdziale 4 niniejszej pracy mostków termicznych instalacji rurociągowych do bliższej analizy wymiarowej i warunków eksploatacji wybrano dwa. Są to zamocowania, jedno stosowane przy pionowym usytuowaniu rur i drugie przy poziomym ich ułożeniu. Jednakże najwięcej uwagi poświęcono pierwszemu z wymienionych, tj. zawieszeniu pionowemu dwucięgnowemu.

Pomiary geometrii obejmowały określenie podstawowych wymiarów podzespołów zawiesznień, w tym danych odnoszących się do ich fragmentów wystających ponad izolację. W przypadku zawiesznień uzyskane wartości porównano z danymi katalogowymi KER [30]. Natomiast badając warunki pracy wymienionych obiektów wyznaczano takie wielkości jak: rozkłady temperatur na powierzchniach podzespołów zawiesznień i płaszcza ochronnego izolacji, emisyjność badanych powierzchni, temperaturę, prędkość i kierunek przepływu powietrza w otoczeniu obiektów, zmianę temperatury na grubości izolacji właściwej, gęstość strumienia ciepła traconego przez badane powierzchnie (straty cieplne).

Badania i pomiary, o których mowa wyżej, przeprowadzono w siłowniach ciepłych (zawodowej i przemysłowej) bezpośrednio na ich obiektach związanych z wysokociśnieniowymi rurociągami parowymi o różnych średnicach, usytuowanych tak wewnątrz, jak i na zewnątrz pomieszczeń. Zastosowaną metodykę (sposób i użyte przyrządy pomiarowe) podano w podrozdziale 6.1, przy prezentacji i analizie wybranych wyników.

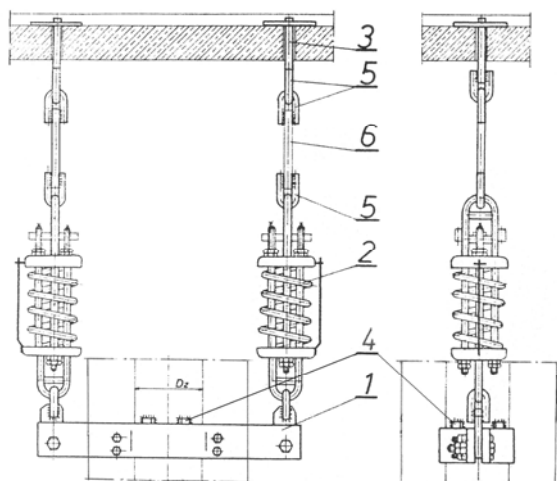


## 6.1. Zawieszenie pionowe dwuciężnowe

W przypadku usytuowanych pionowo wysokociśnieniowych rurociągów parowych od dawna wykorzystuje się zazwyczaj zamocowania określane jako zawieszenie pionowe dwuciężnowe, które, jeśli wyposażone są w sprężyny, tworzy układ określany jako dwusprężynowy [7, 30, 52]. Widok takiego zamocowania pokazano na rys. 6.1, a schemat jego budowy na rys. 6.2 [30].



Rys. 6.1. Zawieszenie pionowo usytuowanego rurociągu parowego  $\phi 193,7 \times 20$  mm (widok ogólny i przybliżenie fragmentu półobejmy wystających ponad izolację rurociągu)

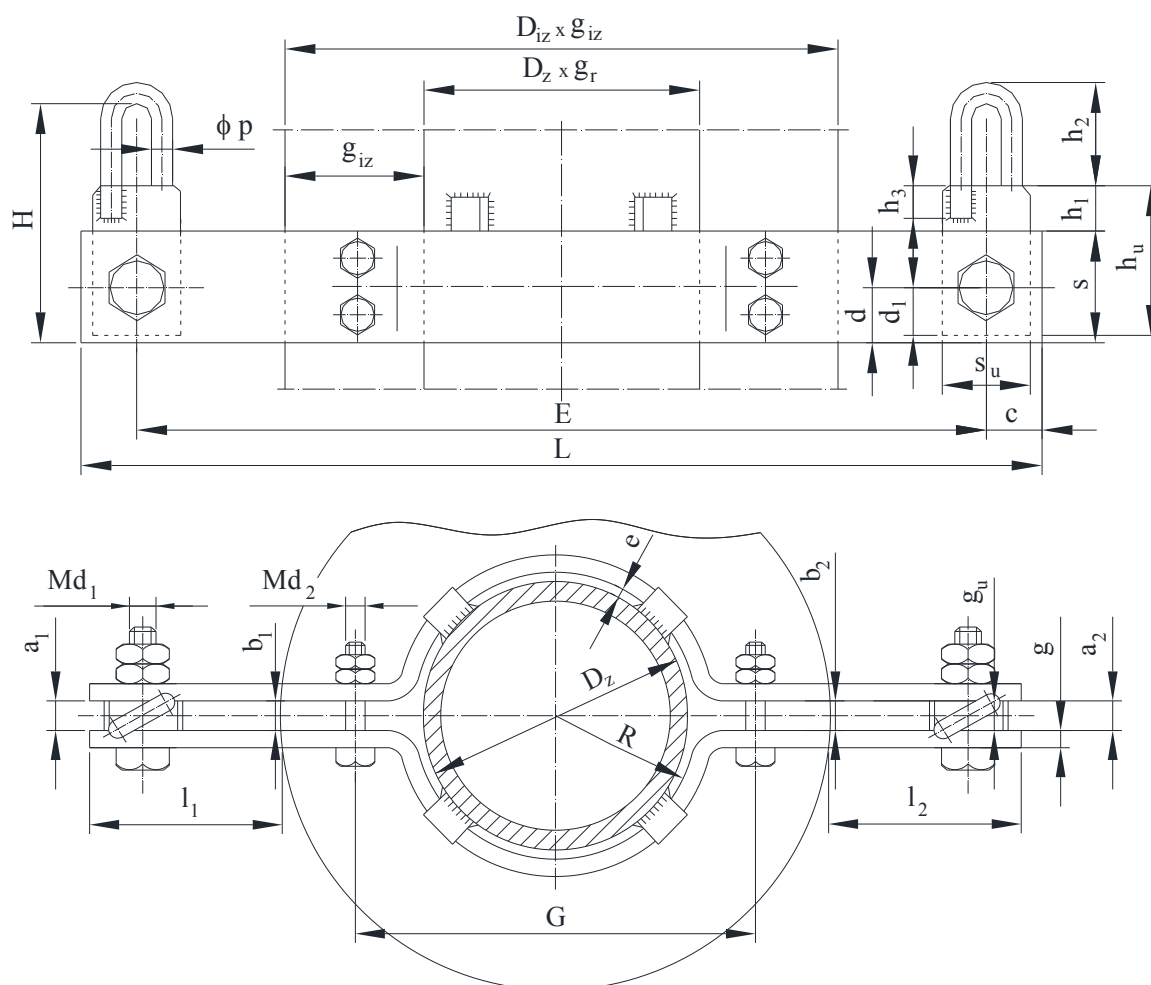


Rys. 6.2. Konstrukcja dwusprężynowego zawieszenia rurociągu parowego usytuowanego pionowo:  
1 – półobejma, 2 – wieszak jednosprężynowy, 3 – utwierdzenie, 4 – klocek oporowy,  
5 – łączniki, 6 – pręt (ciągnie)

Przedstawione na rys. 6.1 i 6.2 zamocowanie pozwala zawiesić rurociąg pionowy dzięki przyspawanym do jego powierzchni zewnętrznej, w czterech miejscach na obwodzie, klocom oporowym, o które opierają się dwie półobejmy. Te ostatnie „obejmują” rurę, każda na dystansie prawie pół obwodu, a ich wystające ponad izolację (na dwie strony) fragmenty wykorzystane są do połączeń z łącznikami, sprężynami amortyzującymi i cięgnami. Należy dodać, że półobejmy skręcane są śrubami a odstęp pomiędzy nimi zapewniają uchwyty o odpowiedniej grubości, z dospawanymi do nich uszami. Służą one do połączeń z wymienionymi łącznikami. Podzespołem dopełniającym zawieszenie są utwierdzenia pozwalające zamocować całość np. do belki nośnej konstrukcji budynku.

Do budowy poszczególnych podzespołów opisanego zawieszenia zwykle wykorzystuje się stal chromowo-molibdenową 15HM na półobejmy i klocki oporowe oraz stal St36K na uchwyty, łączniki i ciągna. Można też dodać, że rurociągi, których zawieszenia kontrolowano, wykonano ze stali chromowo-molibdenowo-wanadowych, gatunku 12H1MF i 13HMF.

Wyniki wykonanych pomiarów geometrii prezentowanego typu zawieszenia, dla czterech średnic rurociągów, stosowanych do przesyłu pary przegrzanej, zestawiono w tabeli 6.1, przy czym przyjęte w niej oznaczenia pokazano na rys. 6.3. Dodatkowo w podanej tabeli zamieszczono dla porównania wartości odpowiednich wielkości podawane w katalogu elementów rurociągów (KER) [30].



Rys. 6.3. Konstrukcja pionowego zawieszenia rurociągu parowego z przyjętymi oznaczeniami

Niektóre z podanych w tabeli 6.1 wielkości obok bezpośredniego pomiaru można wyznaczyć pośrednio, wykorzystując pomiary innych i następujące związki:

$$L = l_1 + D_{iz} + l_2 \quad (6.1)$$

$$E = L - 2c \quad (6.2)$$

$$d = \frac{l}{2} \cdot s \quad (6.3)$$

$$h_1 = h_u - d_1 - d \quad (6.4)$$

Tabela 6.1  
Wymiary dla pionowego zawieszenia rurociagu parowego wg KER [30] oraz pomiarów na obiektach rzeczywistych (oznaczenia wg rys. 6.3)

$D_z \times g_r$	Źródło danych	Półobojma				Uchwyt				Inne				Izolacja						
		$L_r$ , mm	$s_r$ , mm	$g_r$ , mm	$e_r$ , mm	$h_{os}$ , mm	$s_{os}$ , mm	$g_{os}$ , mm	$h_{is}$ , mm	$\phi p_s$ , mm	$c_s$ , mm	$Md_1$ , mm	$Md_2$ , mm	$l_1$ , mm	$l_2$ , mm	$a_1 = a_2$ , mm	$b_1 = b_2$ , mm	$D_{iz}$ , mm	$g_{iz}$ (zm./obl.), mm	
193,7 x 20	Wg KER	904	120	12	2,15	125	50	12	35	12	27	M16	M12	-	-	12	12	-	-	
		$R = 99 \text{ mm}, E = 850 \text{ mm}, G = 270 \text{ mm}, H = 175 \text{ mm}, d_1 = 30 \text{ mm}, h_2 = 32 \text{ mm}, h_3 = 25 \text{ mm}, d = 60 \text{ mm}$																		
	Obiekt 1	945	120	14	-	120	50	12	38	12	40	M16	-	215	219,0	12	12	514,0	159,8/160,1	
	Obiekt 2	943	120	14	0 ÷ 1,5	120	50	12	37,5	12	40	M16	M12	215	220	12	12	513,1	160,0/159,7	
244,5 x 25	Wg KER	993	150	12	2,75	145	50	16	40	16	31,5	M16	M16	-	-	16	16	-	-	
		$R = 125 \text{ mm}, E = 930 \text{ mm}, G = 320 \text{ mm}, H = 220 \text{ mm}, d_1 = 30 \text{ mm}, h_2 = 46 \text{ mm}, h_3 = 30 \text{ mm}, d = 75 \text{ mm}$																		
	Obiekt 1	1116	150	16	0 ÷ 2	170	60	20	60	16	33	M20	M16	240	235	20	20	646,5	200,0/201,0	
Obiekt 2	1112	150	16	-	170	60	20	60	16	38	M20	-	235	235	20	20	642,5	200,0/199,0		
Obiekt 3	1014	150	16	0 ÷ 1,0	145	52	16	42	20	40	M16	M16	187	190	16	16	637,0	198,5/196,2		
273,0 x 28	Wg KER	993	150	12	2,5	145	50	16	40	16	31,5	M16	M16	-	-	16	16	-	-	
		$R = 139 \text{ mm}, E = 930 \text{ mm}, G = 360 \text{ mm}, H = 220 \text{ mm}, d_1 = 30 \text{ mm}, h_2 = 46 \text{ mm}, h_3 = 30 \text{ mm}, d = 75 \text{ mm}$																		
	Obiekt 1	1585	150	20	0 ÷ 0,5	145	50	12	40	16	38	M16	M16	435	435	12	12	714,9	220,0/221,0	
	Obiekt 2	990	150	12	0 ÷ 2,0	145	50	14	41	16	32	M16	M16	140	140	14	14	710,2	219,0/218,6	
323,9 x 32	Wg KER	1191	150	16	2,05	150	60	16/2 0	40	16	35,5	M20	M16	-	-	16/2 0	16/20	-	-	
		$R = 164 \text{ mm}, E = 1120 \text{ mm}, G = 420 \text{ mm}, H = 220 \text{ mm}, d_1 = 35 \text{ mm}, h_2 = 46 \text{ mm}, h_3 = 30 \text{ mm}, d = 75 \text{ mm}$																		
	Obiekt 1	1203,5	150	16	0 ÷ 0,5	170	58	20	62	20	38	M20	M16	240	240	20	20	723,9	200,0/200,0	
Obiekt 2	1202	150	16	-	170	58	20	62	20	38	M20	-	238	240	20	20	724,2	200,0/200,1		
Obiekt 3	1202	150	16	0 ÷ 1,5	170	58	20	59	20	36	M20	M16	239	240	20	20	724,0	199,6/200,1		

$$h_2 = H + \phi p - s - h_1 \quad (6.5)$$

Średnicę izolacji  $D_{iz}$  wyznaczono na podstawie pomiaru obwodu zewnętrznego izolacji  $O_{iz}$  z zależności:

$$D_{zi} = \frac{O_{iz}}{\pi} \quad (6.6)$$

Wymiar  $O_{iz}$  określano jako wartość średnią z pomiarów wykonywanych nad i pod zawieszeniem, w odległości ok. 25 mm od krawędzi półobejm.

Grubość izolacji mierzono bezpośrednio za pomocą okrągłego pręta stalowego o średnicy  $\phi 3$  mm z zaostrowym końcem oraz wyznaczano ją pośrednio przez pomiar obwodu izolacji, wykorzystując związek:

$$g_{iz} = \frac{l}{2}(D_{iz} - D_z) \quad (6.7)$$

Pomiar wartości  $g_{iz}$  wykonano w płaszczyźnie prostopadłej do osi przewodu, w trzech miejscach na obwodzie przesuniętych co  $60^\circ$ , w odległości ok.  $0,3 \div 0,5$  m od dolnej lub górnej krawędzi zawieszenia. Z uzyskanych wartości obliczano średnią.

W przypadku wzorów (6.6) i (6.7) w obliczeniach uwzględniano grubość płaszcza blaszanego izolacji (w ten sposób wymiary  $D_{iz}$  i  $g_{iz}$  odnoszą się do izolacji właściwej).

Do pomiarów, o których mowa powyżej, wykorzystywano klasyczne, stosowane w takich przypadkach przyrządy (przymiar liniowy, taśma miernicza, suwmiarka). Każdy wymiar mierzono zazwyczaj trzykrotnie, wyznaczając następnie średnią arytmetyczną. Do określenia wartości szczeliny  $e$  użyto szczelinomierza.

Porównanie danych zawartych w tabeli 6.1 wskazuje, że w rzeczywistości wymiary podzespołów zawieszonych nie zawsze odpowiadają wartości projektowym podanym w KER. Dotyczy to takich podstawowych wymiarów jak: całkowita długość  $L$  i grubość  $g$  półobejm, wysokość  $h_u$  i grubość  $g_u$  uchwyty (ten ostatni warunkuje odległość między półobejmami), położenie śrub mocujących uchwyt z półobejmami (wymiar  $c$ ). Jak można zauważyć, rzeczywiste wymiary często są nieco większe. Stwierdzono również, że w odniesieniu do danej średnicy rury wymiar  $L$  może różnić się, i to niekiedy dość znacznie (jak to jest np. w przypadku rurociągów:  $\phi 273$  mm – obiekty 1 i 2, lub  $\phi 244,5$  mm – obiekty 2 i 3). Fakt ten powoduje, że dla danej średnicy rur, przy stałych grubościach ich izolacji, różne są wymiary  $l_1 \approx l_2$ . W efekcie należy się spodziewać, że w przypadkach, o których mowa, różne będą także temperatury w ich poszczególnych miejscach.

Analizując wyniki pomiarów zawarte w tabeli 6.1 można też zauważyć, że między wymiarami  $l_1$  i  $l_2$  danego obiektu występuje niekiedy stosunkowo nieduża różnica. Świadczy to w tych przypadkach o nieznacznej mimośrodowości położenia płaszcza izolacji i rury. Natomiast

w odniesieniu do wyznaczanej grubości izolacji właściwej widać, że zgodność wartości uzyskiwanych za pomocą obu metod jest bardzo dobra.

Zgodnie z danymi katalogu elementów rurociągów (KER) [30], półobejmy nie powinny przylegać do rur, a wartości szczeliny (oznaczenie  $e$  na rys. 6.3), obliczone na podstawie danych katalogu, dla rur:  $\phi$  193,7 mm,  $\phi$  244,5 mm,  $\phi$  273,0 mm i  $\phi$  323,9 mm winny wynosić, odpowiednio: 2,15 mm, 2,75 mm, 2,5 mm i 2,05 mm. W praktyce warunek ten rzadko jest dotrzymany, gdyż wymagałoby to idealnego wykonania półobejm i samych rur. Można dodać, że te ostatnie są zwykle w pewnym stopniu zowalizowane. Ważne w tym względzie byłoby także zachowania wysokiej jakości montażu zawieszenia. Wszystko to powoduje, że w rzeczywistości półobejmy różnie „układają się” na obwodzie rury. W pewnych miejscach mogą one do nich przylegać ściśle, podczas gdy w innych widoczne są szczeliny, jak to można zauważyć na rys. 6.4. Oczywiście może to dotyczyć całego obwodu lub jego fragmentów. Zatem fakt ten będzie miał także pewne znaczenie w wymianie ciepła, a w efekcie w wysokości strat powodowanych przez zawieszenie.

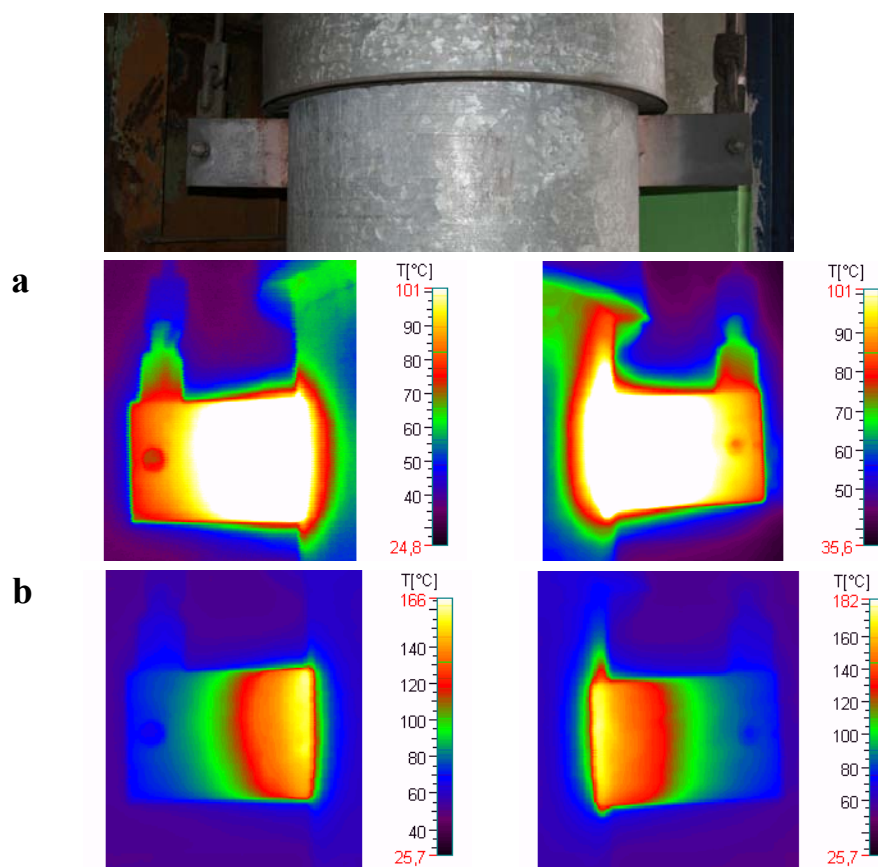


Rys. 6.4. Położenie półobejm pionowego zawieszenia na obwodzie rury (widoczne „ściśle” przyleganie lub szczeliny o różnych wymiarach – oznaczenie  $e$  wg tabeli 6.1)

Dla określenia rzeczywistych warunków pracy zawiesznień, o których mowa wyżej, przeprowadzono odpowiednie badania bezpośrednio na tych obiektach w zakładach energetycznych. Obejmowały one wykonanie termogramów fragmentów wystających ponad izolację oraz pomiary takich wielkości jak: lokalne wartości temperatur dla wybranych powierzchni (rozkłady temperatury), temperatura i prędkość powietrza w otoczeniu obiektów, lokalna temperatura powierzchni płaszcza ochronnego izolacji i rozkład temperatury na grubości izolacji właściwej. Do realizacji niektórych z tych zadań użyto zaprezentowane w rozdz. 4.1 przyrządy, tj. kamerę termograficzną i przenośne mierniki temperatury wyposażone w odpowiednie sondy pomiarowe (do pomiaru temperatury powierzchni typu NiCr-NiAl oraz zanurzeniowe typu NiCr-NiAl z zewnętrzną średnicą  $\phi$  3 mm i  $\phi$  2,5 mm). Można tutaj dodać, że zastosowanie kamery okazało się efektywną metodą identyfikacji, pozwalającą na szybkie uzyskanie rozkładów temperatury na kontrolowanych powierzchniach. W tym zakresie stosowanie mierników stykowych jest bardziej czasochłonne a uzyskiwane wyniki są „przesunięte” w czasie. Oczywiście nie ma to praktycznego znaczenia dla stanów ustalonych, które są charakterystyczne,

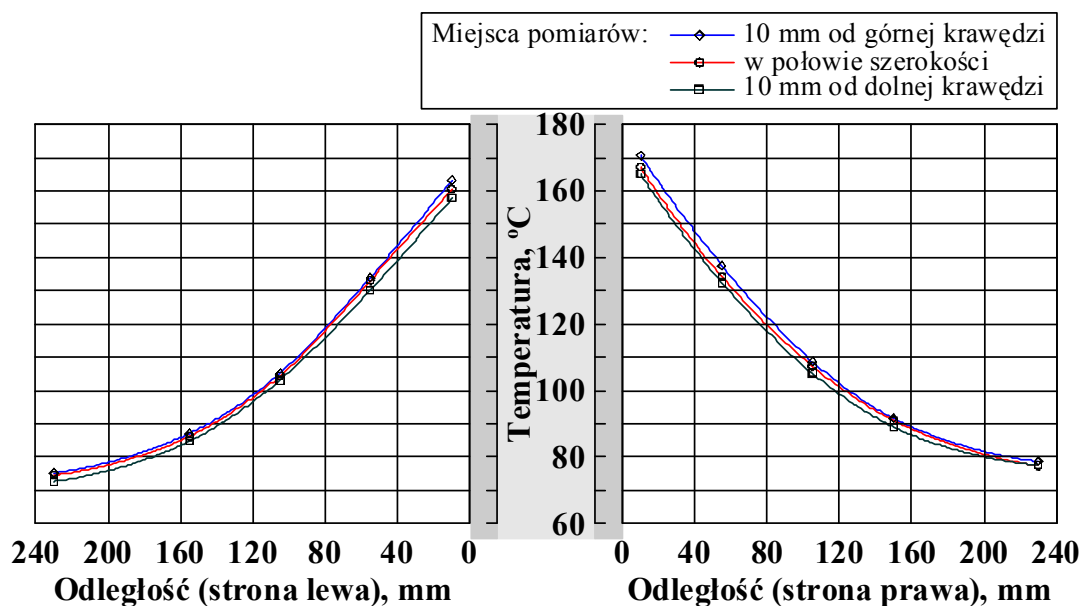
poza okresami przejściowymi (rozruch, odstawienie), dla analizowanych obiektów. Dlatego mierniki te wykorzystywano, zwłaszcza tam gdzie dostęp dla kamery był utrudniony. Należy też zwrócić tutaj uwagę na ich zalety jakimi niewątpliwie są: bateryjne zasilanie i uznanie wskazań za wartości rzeczywiste (co pozwala, jak już wspomniano w podrozdz. 4.1, na weryfikację wyników uzyskiwanych za pomocą kamery). Dane dotyczące innych stosowanych czujników lub przyrządów zostaną podane w dalszej części niniejszego rozdziału.

Przykłady termogramu oraz zmian temperatury wzdłuż wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy zawieszenia wysokociśnieniowego rurociągu parowego  $\phi 323,9 \times 32$  mm przedstawiono na rys. 6.5 i 6.6. W przypadku tego ostatniego dla trzech poziomów, tj. ok. 10 mm od krawędzi górnej i dolnej oraz w połowie szerokości. Ponieważ w niniejszej pracy proponuje się potraktowanie fragmentów, o których tutaj mowa, jako żebra (dla potrzeb oszacowania powodowanych przez nie strat), zatem dla jednoznacznej czytelności przyjmuje się w dalszej części, że ich wymiary: prostopadły i równoległy do powierzchni izolacji określane będą jako, odpowiednio: wysokość ( $l_1$  oraz  $l_2$  na rys. 6.3) i szerokość ( $s$  na rys. 6.3). Jest to zgodne z określeniami stosowanymi w przedmiotowej literaturze [31, 68, 73], w przypadkach dotyczących żeber.



Rys. 6.5. Widok pionowego zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 323,9 \times 32$  mm oraz termogramy jego wystających ponad izolację fragmentów półobejmy, wykonane przy zakresach pomiarowych kamery:  $15 \div 101$  °C (a) i  $0 \div 601$  °C (b) (badania wykonano przy temperaturach: przesyłanej pary przegrzanej  $t_p \approx 506$  °C i otoczenia  $t_o \approx 25$  °C)





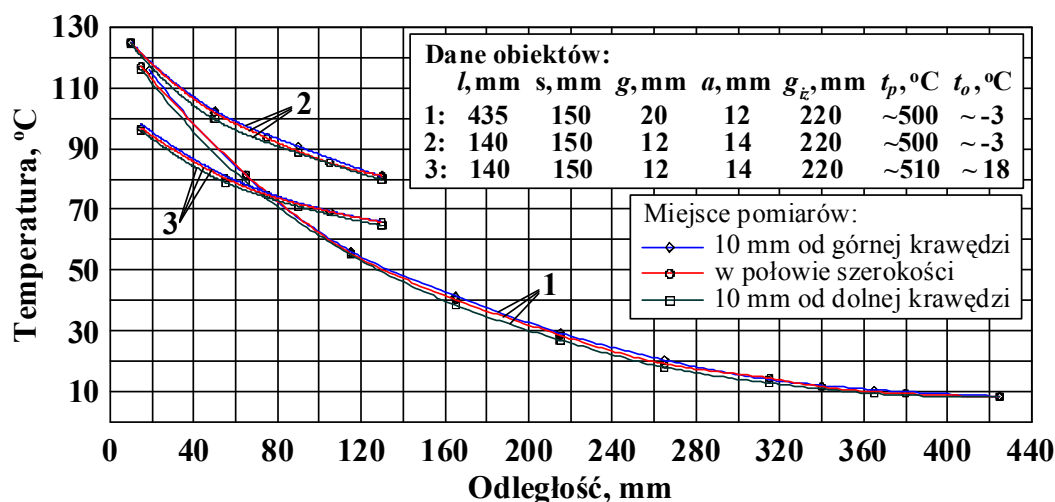
Rys. 6.6. Zmiana temperatury powierzchni wystających ponad izolację fragmentów półobejm pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi$  323,9x32 mm, mierzona wzdłuż wysokości w trzech poziomach (przy temperaturach: przesyłanej pary  $t_p \approx 506$  °C i otoczenia  $t_o \approx 25$  °C)

Widoczne na rys. 6.5 i 6.6 wyniki badań pozwalają zauważyć, że temperatury analizowanych elementów są wysokie i osiągają w pobliżu nasady (stanowi ją „nierzeczywista” płaszczyzna, która powstanie przez przecięcie półobejmy przez powierzchnię walca o średnicy równej zewnętrznej średnicy izolacji) ok. 190 °C i przy wierzchołku ok. 75 °C. Obie wartości zależą od wielu czynników, w tym szczególnie od temperatur przepływającego rurociągiem płynu i otoczenia, wymiarów odnoszących się do zawieszenia oraz warunków wymiany ciepła, i dlatego mogą różnić się od podanych. Przykładowo, w niektórych przypadkach odnotowano wartości wyższe o ok. 20 ÷ 30 °C.

Porównując na rys. 6.5 i 6.6 obie strony półobejmy (lewą z prawą) daje się także zauważyć, że temperatury w odpowiadających sobie miejscach wykazują niewielkie różnice. Przyczyną tego mogą być np.: różne przyleganie poszczególnych fragmentów półobejmy do powierzchni rury, różnice w oddziaływaniu warunków zewnętrznych czy nawet niewłaściwe ułożenie izolacji itp.

Na podstawie rys. 6.5 i 6.6 można też stwierdzić, że obie użyte metody wykazują zadawalającą zgodność. Zaprezentowane na podanych rysunkach wyniki dotyczą rurociągu znajdującego się wewnątrz hali maszyn. Ale wykonywano też pomiary dla obiektów usytuowanych na zewnątrz, przy niskich temperaturach otoczenia i umiarkowanych prędkościach powietrza. Uzyskane zmiany temperatury dla dwóch zawieszonych rurociągów  $\phi$  273,0x28 mm, różniących się wymiarami półobejmy, tj. wysokością  $l$ , grubością  $g$  oraz odstępem  $a$  (obiekty 1 i 2 w tabeli 6.1), a także położeniem warunkującym np. temperaturę otoczenia (zawieszenie o mniejszej wysokości jest usytuowane w pobliżu ściany budynku kotłowni i częściowo osłonięte innymi urządzeniami), pokazano na rys. 6.7. Dodatkowo umieszczono na nim przebiegi dla

jeszcze jednego zawieszenia (o wymiarach odpowiadających temu o mniejszej wysokości) innego rurociągu  $\phi 273 \times 28$  mm, ale usytuowanego wewnątrz kotłowni. Pokazane zmiany potwierdzają podaną wcześniej uwagę o wpływie wymienionych czynników na temperaturę półobejm.



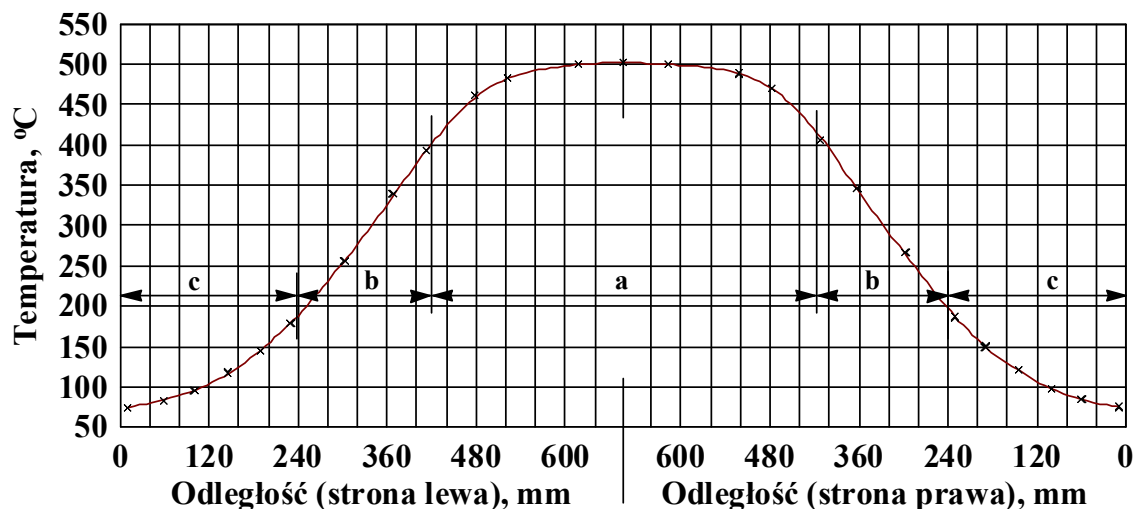
Rys. 6.7. Zmiany temperatury powierzchni wystających ponad izolację fragmentów półobejm pionowych zawieszonych rurociągów  $\phi 273 \times 28$  mm (obiekty 1 i 2 usytuowane są na zewnątrz, a obiekt 3 w pomieszczeniu)

Dla pełniejszej identyfikacji zmian temperatury wzdłuż półobejmy zainstalowano na jednej z nich, na całej jej długości, zatem także w strefie znajdującej się pod izolacją, termoelementy płaszczowe NiCr-NiAl o średnicy płaszczka  $\phi 0,5$  mm i  $\phi 1,0$  mm. Zostały one rozmieszczone symetrycznie w połowie szerokości ( $1/2 s$  wg rys. 6.3) półobejmy zawieszenia rurociągu  $\phi 323,9 \times 32$  mm. Łącznie użyto 25 sztuk, z czego 7 sztuk w strefie przylegającej do rury oraz dla każdej ze stron: po 3 sztuki na grubość izolacji i po 6 sztuk w części wystającej ponad izolację. Końcówkę każdego termoelementu (spoinę pomiarową) zakładano w wykonane wcześniej za pomocą punktaka ukośne zagłębienie (o głębokości do ok. 1 mm), i następnie dociskano powstałe spiętrzenie materiału do czujnika [46]. Wszystkie termopary prowadzono przy ścianie elementu, wzdłuż jego szerokości, dla ograniczenia błędów wynikających z przewodzenia ciepła (w tym kierunku zmiany temperatury są nieznaczne, jak to można zauważyć na rys. 6.6 i 6.7). Do odczytu mierzonych wartości wykorzystano wymienione już wcześniej przenośne mierniki temperatury. Przykład uzyskiwanego rozkładu temperatury badanej półobejmy pokazano na rys. 6.8 (inne mierzone parametry dotyczące tego pomiaru naniesiono na rysunek).

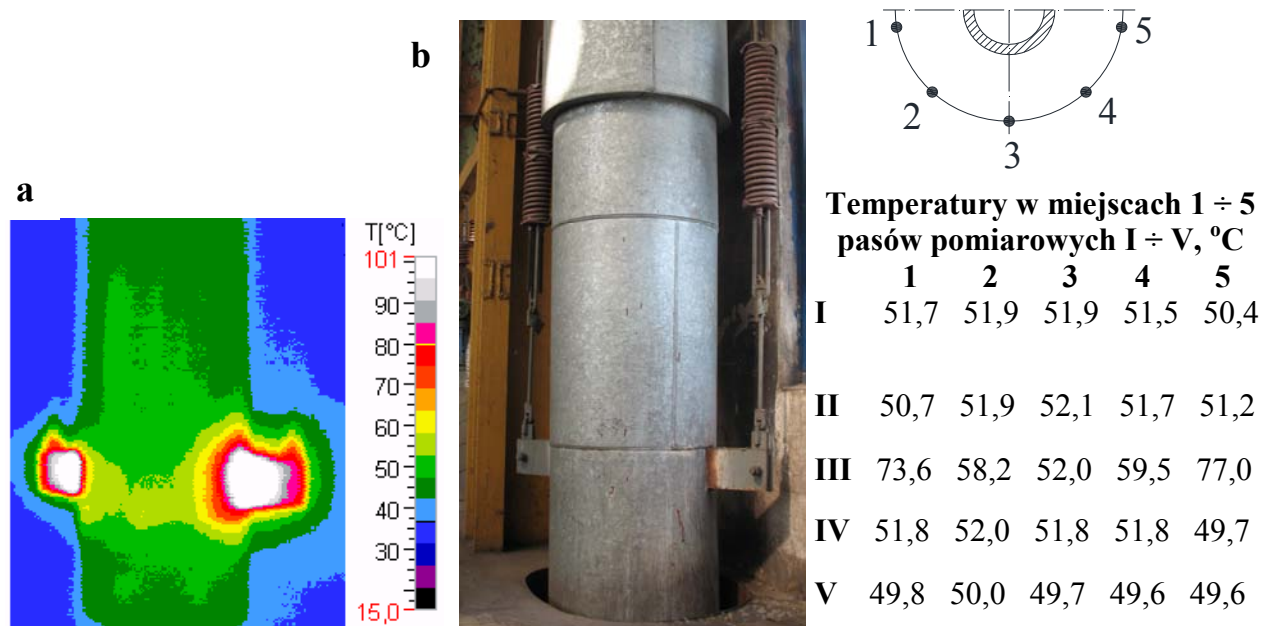
Zastosowanie kamery termograficznej, szczególnie w jej zakresie  $15 \div 101$  °C, pozwoliło zadawalająco identyfikować rozkłady temperatury powierzchni płaszczka ochronnego izolacji, w tym szczególnie w obszarze analizowanych zawieszonych rurociągów. Typowy uzyskiwany obraz, na przykładzie jednego z nich, przedstawiono na rys. 6.9a. Dla wyjaśnienia należy tutaj dodać, że widoczne na tym rysunku białe pola, na wystających ponad izolację fragmentach półobejmy, świadczą o przekroczeniu zakresu pomiarowego, o którym mowa wyżej. Naturalnie, efekt



dotyczący płaszcza ochronnego jest podobny co do rozkładu jeśli dokonano punktowych pomiarów miernikiem stykowym. Uzyskane za pomocą tej metody wartości dla tego samego obiektu pokazano na rys. 6.9b.



Rys. 6.8. Przebieg temperatury wzdłuż półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu parowego  $\phi$  323,9x32 mm, mierzony na zewnętrznej powierzchni w połowie szerokości elementu (fragmenty: a – część przylegająca do rury, b – część wewnątrz izolacji, c – część wystająca ponad izolację).



Rys. 6.9. Pole temperatury w obszarze pionowego zawieszenia rurociągu parowego  $\phi$  244,5x25 mm (dla temperatur: przesyłanej pary przegrzanej  $t_p \approx 510$  °C i otoczenia  $t_o \approx 24$  °C): a – termogram, b – lokalne wartości temperatury mierzone za pomocą miernika stykowego

Analiza rysunku 6.9 pozwala zauważyć, że temperatury płaszcza ochronnego izolacji w „pasie” usytuowania zawieszenia, ale także w jego pobliżu (na szerokości równej szerokości półobejmy, zarówno w górę jak i w dół od jej krawędzi górnej i dolnej) są trochę wyższe. W pokazanym przypadku osiągają ok. 75 °C w pobliżu wystających fragmentów półobejmy, obniżając się dalej od nich do wartości często porównywalnych z występującymi poza podanymi

obszarami i wynoszących ok. 51 °C. Należy jednakże dodać, że odnotowywano niekiedy nieregularne rozkłady temperatury płaszczka ochronnego, co najprawdopodobniej wynika z nieprawidłowości związanymi z izolacją właściwą (dotyczy to zazwyczaj wyższych temperatur płaszczka tam gdzie nie powinny one występować).

W uzupełnieniu powyższego można zauważyć, na podstawie rys. 6.9a i 6.9b, że wartości temperatury płaszczka określone oboma metodami trochę różnią się. Te wyznaczone za pomocą kamery są niższe od ok. 2,3 °C. do ok. 5,4 °C, przy czym średnia wynosi ok. 4,3 °C. Fakt ten wskazuje, że w prezentowanym przypadku emisyjność powierzchni płaszczka ochronnego izolacji jest inna niż zastosowana w kamerze do wyliczenia temperatury (jak już podawano wynosi ona 0,95). Rzeczywistą emisyjność badanej powierzchni można określić wykorzystując wzór na ilość ciepła przekazywanego przez promieniowanie w jednostce czasu, który można zapisać w postaci [32, 53]:

$$\dot{Q}_r = C_{1-2} \varphi A (T_1^4 - T_2^4) \quad (6.1)$$

gdzie:

$\dot{Q}_r$  – strumień energii wymienianej między ciałami przez promieniowanie, W,

$A$  – pole powierzchni promieniowania, m<sup>2</sup>,

$\varphi$  – współczynnik kątowy,

$C_{1-2}$  – współczynnik promieniowania, W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>),

$T_1$  – temperatura powierzchni ciała bardziej ogrzanego, K,

$T_2$  – temperatura powierzchni ciała mniej ogrzanego, K.

Współczynnik  $C_{1-2}$  zależy od wzajemnej konfiguracji powierzchni promieniujących ( $A_1$  i  $A_2$ , których temperatury wynoszą, odpowiednio:  $T_1$  i  $T_2$ ) oraz od ich emisyjności ( $\varepsilon_1$  i  $\varepsilon_2$ ). Wartość tej wielkości można wyznaczyć z zależności [32, 53]:

$$C_{1-2} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8}}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (6.2)$$

W przypadku gdy  $A_1 \ll A_2$  to wzór (6.2) upraszcza się do postaci:

$$C_{1-2} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon_1 \quad (6.3)$$

Wykorzystując zależności (6.1) i (6.3) dla przypadku pomiaru temperatury powierzchni płaszczka izolacji kamerą termograficzną można zapisać:

$$\frac{\dot{Q}_r}{A \varphi} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon_k (T_{p(k)}^4 - T_d^4) \quad (6.4)$$

Dla rzeczywistej temperatury tej powierzchni, zmierzonej termometrem stykowym, tzn.  $T_1 = T_p$ , wzór (6.4) będzie miał następującą postać:

$$\frac{\dot{Q}_r}{A\varphi} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon_p (T_p^4 - T_d^4) \quad (6.5)$$

Porównanie związków (6.4) i (6.5) daje zależność pozwalającą obliczyć wartość emisyjności badanej powierzchni:

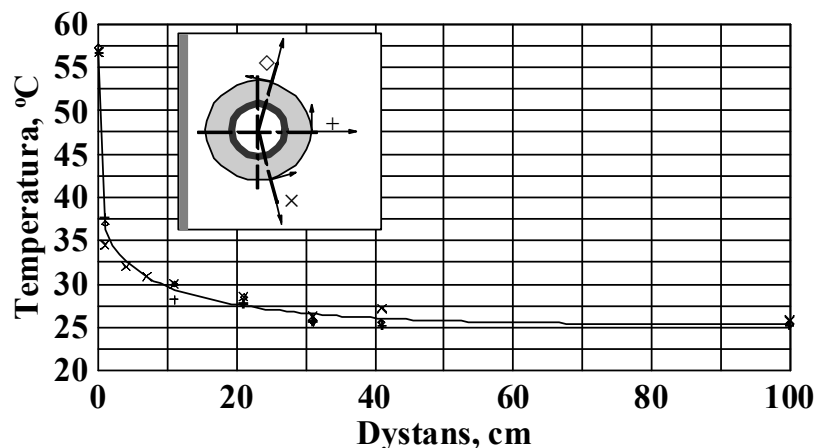
$$\varepsilon_p = \varepsilon_k \frac{T_{p(k)}^4 - T_d^4}{T_p^4 - T_d^4} \quad (6.6)$$

gdzie (dla zależności (6.4) ÷(6.6)):

- $\varepsilon_k$  – emisyjność przyjęta w kamerze do wyliczenia temperatury badanej powierzchni, K,
- $\varepsilon_p$  – emisyjność badanej powierzchni (tutaj płaszcz ochronnego izolacji),
- $T_{p(k)}$  – temperatura badanej powierzchni (płaszcz izolacji) określona za pomocą kamery termograficznej, K,
- $T_d$  – temperatura detektora kamery, K,
- $T_p$  – temperatura rzeczywista badanej powierzchni (płaszcz izolacji) określona za pomocą miernika z sondą stykową, K.

Dla przedstawionego wyżej przypadku – rys. 6.9, rzeczywista emisyjność powierzchni płaszcz ochronnego izolacji, wyznaczona za pomocą zależności (6.6) (w czasie badań temperatura detektora kamery  $t_d = -35$  °C), wynosi  $\varepsilon_p \approx 0,88$ .

Na wymianę ciepła pionowego zawieszenia rurociągów z otoczeniem, podobnie jak i w przypadku innych urządzeń energetycznych i ich elementów, wpływają jego parametry, w tym szczególnie temperatura i prędkość (co można obserwować np. na rys.6.7). Dlatego kontrolowano także obie te wielkości. Pierwszą z nich za pomocą wymienionego przenośnego miernika z sondą zanurzeniową, w odległości poza obszarem oddziaływania badanych obiektów, tj. od ok. 1,2 m. Jak stwierdzono, w takiej odległości temperatura powietrza, jeśli nie było oddziaływania innych obiektów, zmieniała się przy przemieszczeniu czujnika do innego miejsca nie więcej niż ok. 0,5 °C (uznano to za zadawalający rezultat). Fakt ten potwierdzają pomiary rozkładu temperatury powietrza w kierunku prostopadłym do powierzchni izolacji. Wykonano je wykorzystując termopary płaszczowe  $\phi$  0,5 mm i  $\phi$  1,0 mm, zamontowane na listwie w określonych odstępach tak, że ich położenie od płaszcz ochronnego wynosiło: 1 cm, 11 ÷ 51 cm (co 10 cm) i 71 ÷ 111 cm (co 20 cm). Przykładowe spadki temperatury powietrza zmierzone w tej samej płaszczyźnie, prostopadłej do osi rurociągu  $\phi$  323,9x32 mm, ale w kierunkach przesuniętych względem siebie o ok. 70°, pokazano na rys. 6.10. Ponieważ w zakresie do ok. 10 cm obserwuje się duży spadek temperatury, zatem zagęszczono w nim położenie termopar (pierwsza w odległości 0,5 cm od płaszcz, kolejna 1 cm i następnie od 4 ÷ 13 cm, co 3 cm). Uzyskane dane pomiarowe dla jednego z kierunków, o którym wyżej mowa, zamieszczono na wspomnianym rys. 6.10. Należy dodać, że w przypadku podanych pomiarów temperatura pary przegrzanej przesyłanej w tym czasie wynosiła ok. 495 °C.



Rys. 6.10. Zmiana temperatury powietrza w kierunku prostopadłym do płaszcza izolacji rurociągu parowego  $\phi$  323,9x32 mm, dla temperatury przesyłanej pary przegrzanej  $t_p \approx 495$  °C

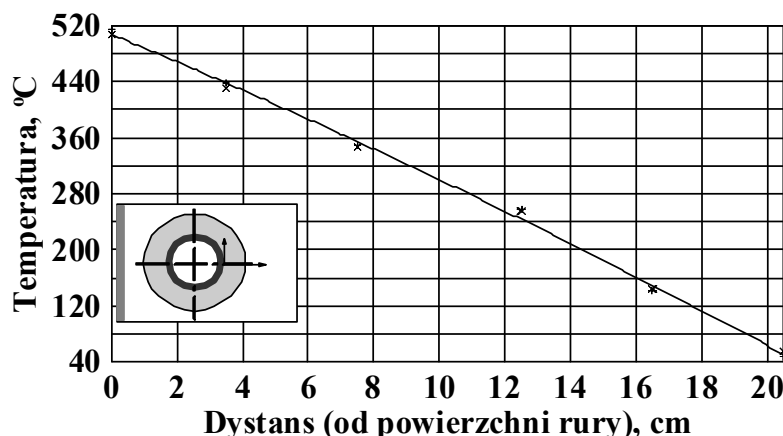
Prędkość powietrza w otoczeniu badanych obiektów mierzono za pomocą anemometru wiatraczkowego (miernik *Almemo 2450* z sondą typu *FVA915 S120*) firmy *Ahlborn*. Zakres pomiarowy tego przyrządu wynosi  $0,3 \div 20$  m/s, dokładność  $\pm 1,5$  % wartości mierzonej i rozdzielczość 0,01 m/s. Może być stosowany w środowisku o temperaturze  $-20$  °C  $\div$   $+140$  °C. W celu określenia kierunku przepływu powietrza (napływu na zawieszenie) wykorzystano cienkie paski muślinowych wstążek a także bardzo lekki puch roślin (np. mniszka i podobnych) usuwając w razie potrzeby nawet nasionka, aby był jeszcze lżejszy.

Odnotowane wartości prędkości zależą od usytuowania rurociągów. Dla tych znajdujących się wewnątrz pomieszczeń, poza strefą ich oddziaływania, wiatraczek sondy często „nie kręcił się”, a zatem prędkości były poniżej dolnego zakresu, tj. do 0,3 m/s, z tym że niekiedy użyty puch opadał, co może świadczyć o bezruchu powietrza. Zatem dla tych obiektów można przyjąć, że wymiana ciepła między nimi i otoczeniem ma charakter konwekcji naturalnej (z uwzględnieniem sił grawitacji). Jednakże dla zawieszonych usytuowanych nad otworami w podestach (przez które przechodzą rurociągi), jak to widać np. rys. 6.9b, gdzie odstęp izolacji rurociągu od brzegu otworu wynosi  $10 \div 22$  cm (rura usytuowana jest niesymetrycznie), zarejestrowana prędkość w szczelinie mieściła się w zakresie ok.  $0,4 \div 0,8$  m/s. Stąd można przyjąć dla takiego obiektu wymuszoną wymianę ciepła, z przepływem powietrza równoległym do rurociągu (z dołu do góry).

W przypadku rurociągów znajdujących się na zewnątrz pomieszczeń odnotowane prędkości powietrza osiągały od ok. 0,3 m/s do ok. 2 m/s (w porywach nawet do ok. 5 m/s). Naturalnie możliwe wartości mogą być jeszcze wyższe, zależnie od warunków meteorologicznych. Dla tych obiektów kierunki napływu powietrza na nie mogą być różne, w tym prostopadły lub równoległy do bocznych powierzchni półobojm, ale też bywają one zmienne.

Podczas badań obiektów, o których mowa, wykonano również pomiary temperatury na grubości izolacji właściwej. Zastosowano w tym celu przenośny miernik z sondą zanurzeniową NiCr-NiAl, o średnicy zewnętrznej  $\phi$  3 mm. Po zmierzeniu temperatury płaszcza ochronnego

izolacji (sondą przylgową), nawiercono w nim otworek o średnicy  $\phi$  3,2 mm, przez który stopniowo zagłębiano czujnik pomiarowy na wyznaczoną głębokość, aż do osiągnięcia powierzchni rury. Wówczas na sondę (czujnik pomiarowy) wywierano pewien nacisk dla zapewnienia lepszego kontaktu z rurą. Każdorazowo odczekiwano na ustalenie się wartości temperatury. Jej przebieg w jednym z miejsc pomiaru grubości izolacji przedstawiono na rys. 6.11. Jak należałoby się spodziewać, spadek charakteryzuje pewna nieliniowość, a wygięcie krzywej „w górę” wynika ze zwiększania się wartości współczynnika przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego ze wzrostem temperatury.



Rys. 6.11. Przykład zmiany temperatury izolacji właściwej na jej grubości dla rurociągu  $\phi$ 244,5 x 28 mm (przy temperaturach przesyłanej pary  $t_p \approx 510$  °C i otoczenia  $t_o \approx 24$  °C)

Straty ciepłe przez przegrody urządzeń, ściany obiektów budowlanych itp. mogą być mierzone między innymi za pomocą cienkościennych mierników gęstości strumienia ciepła typu ścianka pomocnicza [45]. Do oszacowania miejscowej, przybliżonej wartości tej wielkości w przypadku analizowanych pionowych zawieszonych rurociągów parowych wykorzystano jeden z takich mierników produkcji firmy *Ahlborn* [1]. Stanowi go płytka o wymiarach 120 x 100 mm oraz grubości 3,5 mm, którą naklejało się na powierzchnię półobojmy. W materiale nośnym tego miernika (włókno szklane wzmocnione poliestrem) zatopione są termopary, rozłożone w postaci meandrów i odpowiednio połączone, tworząc tzw. termostos różnicowy. Ten sposób wykonania zwiększa różnicę napięcia mierzoną na zaciskach pomiarowych. Gęstość strumienia wyznaczana jest ze wzoru:

$$q = c \cdot \Delta U \quad (6.7)$$

gdzie:

$c$  – stała charakterystyczna dla miernika (wyznaczana najczęściej doświadczalnie i podawana przez producenta), której wartość dla użytego przyrządu wynosi:  $c = 52$  W/(m<sup>2</sup>·mV),  
 $\Delta U$  – spadek napięcia na zaciskach termostosu różnicowego miernika, mV.

Płytkę miernika przykleja się do powierzchni materiałami sprzęgającymi o dobrej przewodności cieplnej w celu zmniejszenia oporów kontaktu. Należą do nich np. obustronnie

klejone folie, kleje silikonowe, specjalne pasty o dużej przewodności ciepła (zazwyczaj oferowane przez producentów takich mierników). W prowadzonych badaniach użyto pasty typu *CPU Thermal Grease*, charakteryzującą się wysoką przewodnością cieplną, stosowaną często w układach elektronicznych.

Uzyskane dla pionowego zawieszenia wysokociśnieniowego rurociągu parowego  $\phi 323,9 \times 32$  mm dane pomiarowe i wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 6.2. W podanych przypadkach płytkę pomiarową, z uwagi na odporność na temperaturę jej materiału wynoszącą ok.  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , przyklejano na wystających fragmentach półobejm (dłuższym bokiem równolegle do osi rury) tuż za widocznymi śrubami łączącymi. Uwzględniając szerokość płytki daje to odległość jej środka od wierzchołka półobejmy wynoszącą ok. 11 cm.

Tabela 6.2

Lokalne wartości strat cieplnych powodowanych przez wystające ponad izolację fragmenty półobejm pionowego zawieszenia rurociągu parowego (na podstawie pomiarów cienkościennym miernikiem gęstości strumienia ciepła)

Obiekt (rurociąg parowy ) $D_z \times g$ , mm	Warunki badań: – temperatura pary $t_p$ – temperatura otoczenia $t_o$	Wystający ponad izolację fragment półobejmy			
		Strona lewa		Strona prawa	
		$\Delta U$ , mV	$q$ , W/ m <sup>2</sup>	$\Delta U$ , mV	$q$ , W/ m <sup>2</sup>
$\phi 323,9 \times 32$ Pomiar 1	$t_p \approx 491\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_o \approx 25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$	20,6	1071,2	20,5	1066,0
$\phi 323,9 \times 32$ Pomiar 2	$t_p \approx 506\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_o \approx 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	21,4	1112,8	20,9	1086,8

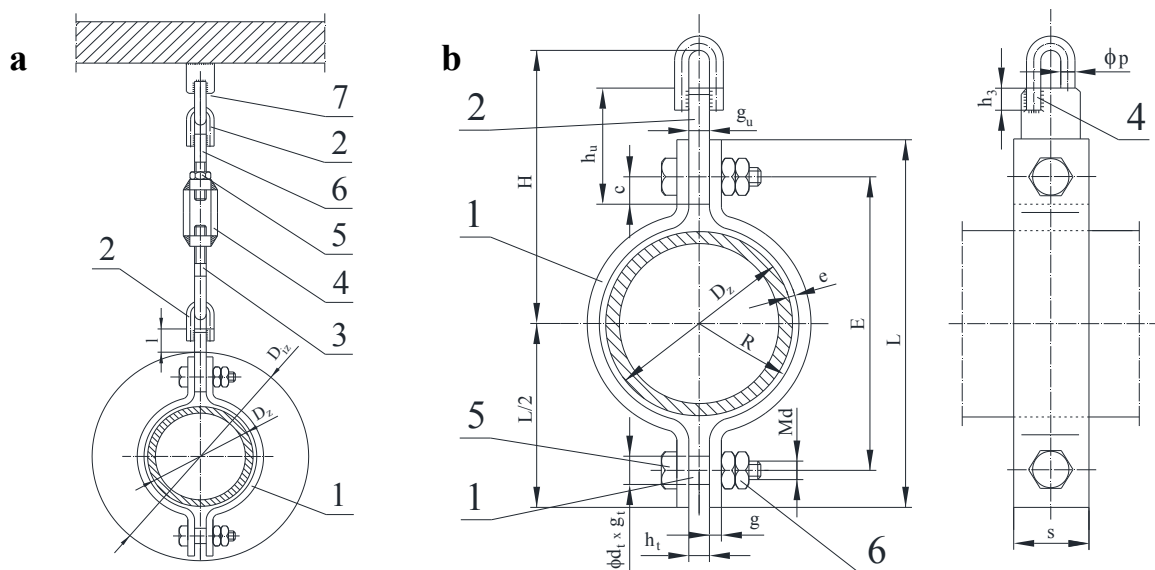
## 6.2. Zawieszenie poziome jednociegnowe

Do mocowania wysokociśnieniowych, usytuowanych poziomo rurociągów parowych stosowane są zawieszenia jednociegnowe poziome [30]. Wyposażane są one w nakrętki napinające lub sprężyny amortyzujące (wówczas zawieszenie nazywane jest jako jednosprężynowe poziome). Schemat konstrukcyjny wymienionego zawieszenia przedstawiono na rys. 6.12, na którym naniesiono przyjęte oznaczenia dotyczące wymiarów, w tym określonych na podstawie pomiarów wykonanych na obiektach siłowni cieplnych.

Jak można zauważyć na podstawie rys. 6.12, rurociąg mocowany jest za pomocą tzw. półobejm krótkich, „obejmujących” go na dystansie prawie połowy obwodu. Są one skręcane śrubami a odpowiedni odstęp zapewniają: łącznik od góry i tuleja od dołu. Pozostałe elementy zawieszenia to pręty, śruba napinająca lub sprężyna z talerzykami oraz przytwierdzenie, pozwalające zamocować całość do stropu żelbetowego lub konstrukcji stalowej. Poszczególne

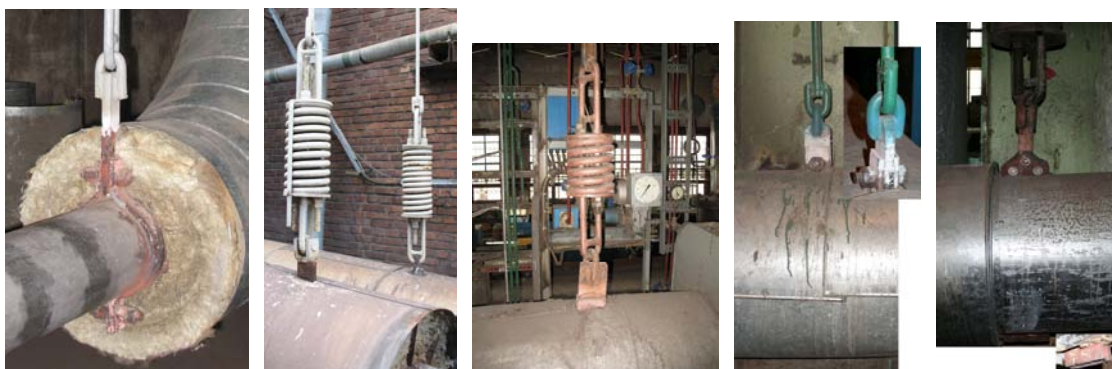


elementy zawieszenia wykonywane są z takich samych materiałów jakie podano w przypadku zawieszenia pionowego (podrozdział 6.1).



Rys. 6.12. Konstrukcja zawieszenia jednociegnowego poziomego – podzespoły i przyjęte oznaczenia:  
 a) 1 – półobejma krótka, 2 – łącznik, 3 – pręt z gwintem lewym, 4 – nakrętka napinająca,  
 5 – nakrętka, 6 – pręt, 7 – przytwierdzenie; b) 1 – półobejma krótka, 2 – uchwyt,  
 3 – tuleja, 4 – łącznik, 5 – śruba, 6 – nakrętka

Prezentowane zawieszenie stanowi mostek termiczny, w którym podzespoły lub ich fragmenty znajdują się pod i/lub nad izolacją właściwą, jak to widać na przykładach pokazanych na rys. 6.13.



Rys. 6.13. Przykłady jednociegnowych (sprężynowych) zawiesznień rurociągów parowych

Na podstawie dokonanej wizji lokalnej stwierdzono, że zazwyczaj elementem, którego fragment wystaje ponad izolację, a jednocześnie ma on kontakt z rozgrzаныmi półobejmami krótkimi, jest łącznik. Jednak zdarza się też, że ponad izolację wystają nawet fragmenty półobejm. Zwykle dotyczy to górnej części a fakt, że nie są one widoczne od dołu może świadczyć np. o obwiśnięciu izolacji, ale oczywiście nie jest to regułą gdyż długość części prostych półobejm może być tutaj mniejsza (w porównaniu z częścią górną).

Wyniki wykonanych pomiarów zawiesznień poziomych kilku rurociągów pary przegrzanej zestawiono w tabeli 6.3. Podano w niej także wartości danych wymiarów uzyskane na podstawie katalogu KER [30].

Tabela 6.3  
Wymiary dla zawieszenia poziomego jednociegnowego rurociągu parowego wg KER [30] oraz pomiarów na obiektach rzeczywistych (oznaczenia wg rys. 6.12)

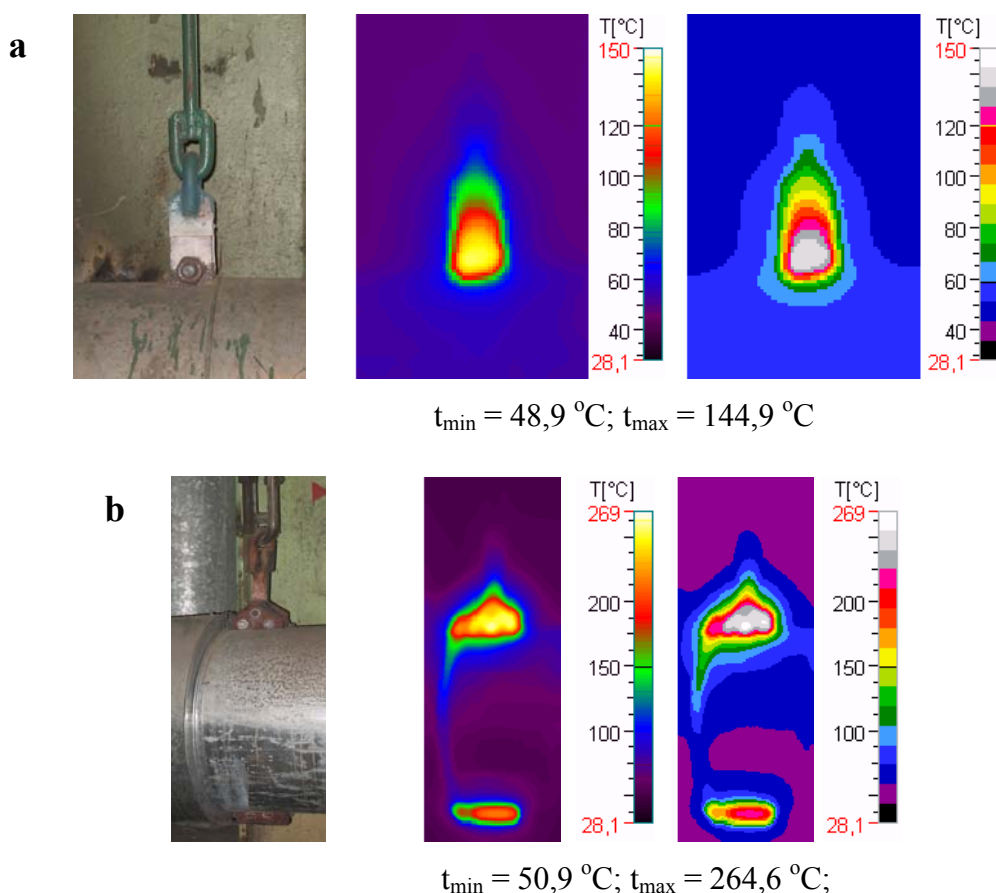
$D_z \times g_r$	Źródło danych	Uchwyt						Tuleja			Inne			Izolacja						
		$L$ , mm	$s$ , mm	$g$ , mm	$e$ , mm	$h_{i0}$ , mm	$s_u = S$ , mm	$g_{i0}$ , mm	$h_{s0}$ , mm	$\phi p$ , mm	$c$ , mm	$\phi d_t \times g_t$ , mm	$h_t = g_{i0}$ , mm	$H$ , mm	$l$ , mm	$M d_t$ , mm	$D$ , mm	$D_{i0}$ , mm	$g_{i0}$ (zm./obl.) mm	
193,7 x 17,5	Wg KER	360	40	10	2,15	225	40	16	30	22	40	30 x 2,6	16	355	-	20	20	-	- / -	
		$R = 99 \text{ mm}, E = 280 \text{ mm},$																		
273,0 x 22	Obiekt 1	390	40	10	0,3 ÷ 1,5	245	40	20	60	22	45	-	0 <sup>*)</sup>	387	123	20	22	474	140,0 / 140,1	
		500	40	10	2,50	250	40	20	40	25	40	30 x 2,6	20	430	-	20	24	-	- / -	
323,9 x 32	Wg KER	$R = 139 \text{ mm}, E = 380 \text{ mm},$																		
		500	50	10	0,1 ÷ 1,0	236,5	50	20	55	24	40	-	0 <sup>*)</sup>	427,5	70	24	24	633	180 / 180	
323,9 x 32	Obiekt 2	500	70	10	0,0 ÷ 0,7	175	70	20	55	24	40	33,6 x 2,8	20	340	130	24	24	613	155 ÷ 170 / -	
		570	60	10	2,05	250	60	20	50	30	40	30 x 2,6	20	475	-	24	30	-	- / -	
323,9 x 32	Obiekt 1	$R = 164 \text{ mm}, E = 450 \text{ mm},$																		
		570	60	10	0 ÷ 1,0	245	60	20	50	30	40	-	0 <sup>*)</sup>	475	68	26	30	724	200 / 200	

\* W zamontowanym zawieszaniu tuleja nie występuje (brak)

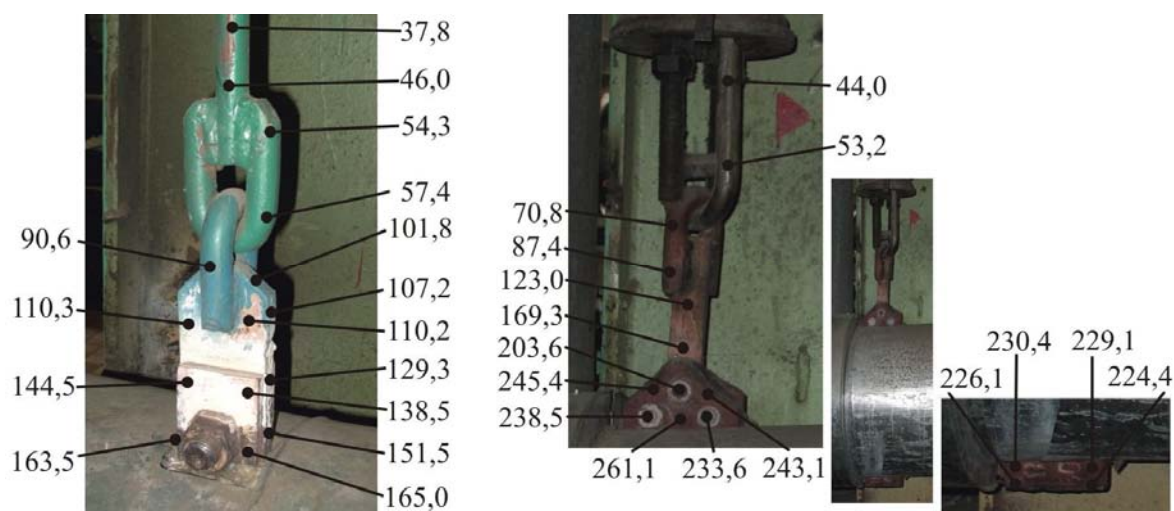


Porównanie danych zawartych w tabeli 6.3 pozwala zauważyć, że podobnie jak w przypadku wcześniej prezentowanych zawieszek pionowych, tak i teraz wymiary podzespołów nie zawsze odpowiadają projektowanym, tj. zgodnym z KER [30]. Dotyczy to najczęściej szerokości ( $s$ ) półobjem krótkich, wysokości ( $h_u$ ) i szerokości ( $s_u$ ) łączników oraz średnicy prętów ( $\phi p$ ). Występują też, i to stosunkowo dość często, przypadki braku tulei dystansującej półobjemu (w ich dolnej części – rys.6.12). Analizując wymiary katalogowe zawieszek można także zauważyć, że technologiczna szczelina między półobjemą i rurą (różnica promieni półobjemu i rury) wynosi ok. 2 mm. W rzeczywistości jest to podobnie jak w przypadku zawieszki pionowej, o czym pisano w podrozdziale 6.1.

Dla określenia warunków pracy analizowanych zawieszek poziomych wykonano badania i pomiary podobne jak dla zawieszek pionowych. Przykładowe rozkłady temperatury powierzchni podzespołów w postaci termogramów i lokalnych wartości temperatury pokazano na rys. 6.14 i 6.15. W jednym przypadku półobjemy krótkie nie są widoczne w dolnej części (znajdują się wewnątrz izolacji właściwej), a w drugim wystają ponad izolację rurociągu. W czasie badań temperatura przesyłanej pary przegrzanej wynosiła ok. 510 °C, a temperatura powietrza, mierzona w przestrzeni swobodnej, tzn. poza strefą oddziaływania obiektów, ok. 27,5 °C.



Rys. 6.14. Widoki i termogramy poziomych zawieszek rurociągu parowego  $\phi 273 \times 22 \text{ mm}$  (badania wykonano przy temperaturach: przesyłanej pary przegrzanej  $t_p \approx 510 \text{ }^{\circ}\text{C}$  oraz otoczenia – wolnej przestrzeni  $t_o \approx 27,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ): a) zawieszenie, którego półobjemy w dolnej części są „zatopione” w izolacji właściwej, b) zawieszenie z wystającymi ponad izolację w dolnej części fragmentami półobjemu

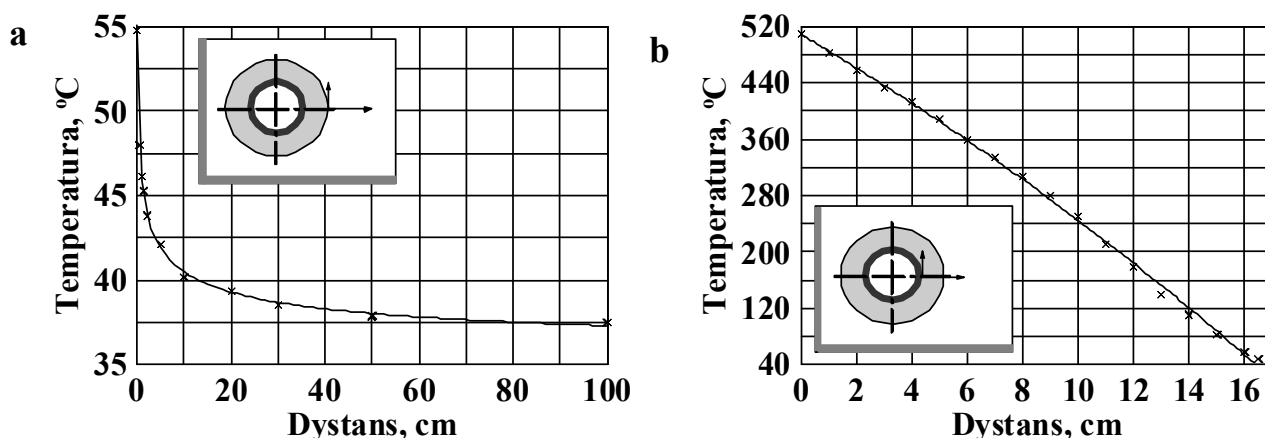


Rys. 6.15. Lokalne wartości temperatury powierzchni podzespołów zawieszń poziomych (pozostałe dane jak na rys. 6.14)

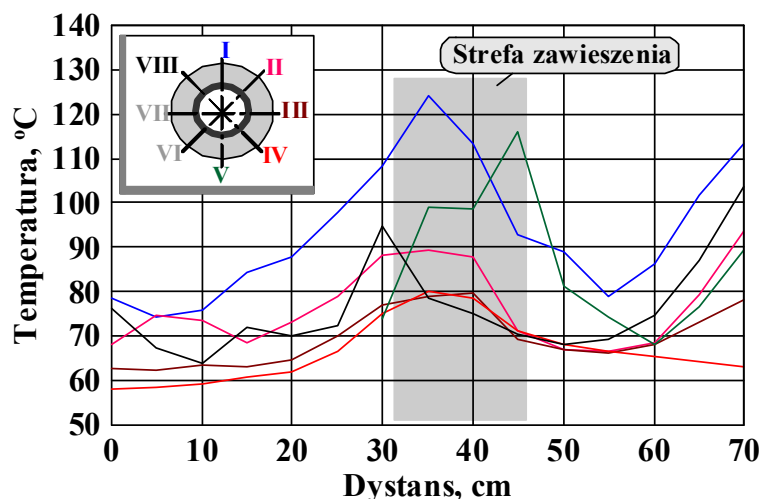
Porównanie rys. 6.14 i 6.15 wskazuje na dobrą zgodność wyników uzyskiwanych za pomocą kamery termograficznej i miernika stykowego. Jak widać, temperatury powierzchni podzespołów zawieszń w części wystającej ponad izolację osiągają wysokie wartości. W pobliżu płaszcza ochronnego izolacji wynoszą one niekiedy nawet ok. 50 % wartości temperatury czynnika przesyłanego rurociągiem. Natomiast w odniesieniu do wspomnianej wyżej temperatury powietrza (w przestrzeni swobodnej) można tutaj dodać, że w miarę zbliżania się do obiektów wzrasta ona, uzyskując ostatecznie ich temperaturę w miejscu kontaktu z nimi. Zmierzona w odległości 1 m od powierzchni izolacji rurociągu, z widocznymi na rys. 6.14 zawieszzeniami, była wyższa od podanej wcześniej (tj. ok. 27,5 °C) od ok. 6,5 °C do ok. 10,0 °C (odpowiednio, zawieszenie a i b). Przykład jej zmian w zakresie do 1 m, w okolicy zawieszenia oznaczonego na rys. 6.14 i 6.15 jako b, przedstawiono na rys. 6.16a. Widoczny jest charakterystyczny duży spadek temperatury na stosunkowo bardzo krótkim odcinku (dalej następuje wolne jej obniżanie się). W uzupełnieniu należy dodać, że w omawianych przypadkach warstwa izolacji właściwej wynosi ok. 170 mm. Zmierzoną zmianę temperatury na jej grubości pokazano na rys. 6.16b (tym razem w okolicy zawieszenia oznaczonego na rys. 6.14 i 6.15 jako a). Jak należało oczekiwać jej przebieg charakteryzuje „wybrzuszenie” do góry, a temperatura zewnętrznej powierzchni izolacji właściwej, równa temperaturze płaszcza ochronnego, zmierzona w pobliżu nawierconego otworu dla czujnika zanurzeniowego, wynosi ok. 50 °C.

Obserwowane zmiany temperatury powierzchni płaszcza ochronnego izolacji w strefie zawieszenia oraz w jego pobliżu przedstawia rys. 6.17 (wg rys. 6.14 i 6.15 dla zawieszenia b, którego szerokość wynosi 145 mm i jest większa niż zazwyczaj – patrz tabela 6.3). Są to zmiany mierzone miernikiem stykowym wzdłuż dostępnych tworzących, przesuniętych co 45° z tym, że

kierunki oznaczone na rys. 6.17 jako I i V na odcinku równym szerokości półobejmy są nieznacznie przesunięte w bok, omijając ją.



Rys. 6.16. Zmiany temperatur: powietrza w kierunku prostopadłym do płaszcza ochronnego izolacji (a) oraz izolacji właściwej na jej grubości (b) dla rurociągu  $\phi$  273 x 22 mm przy temperaturach: przesyłanej pary  $t_p \approx 510$  °C i otoczenia  $t_o \approx 27,5$  °C (miejsca pomiarów opisano bliżej w tekście)

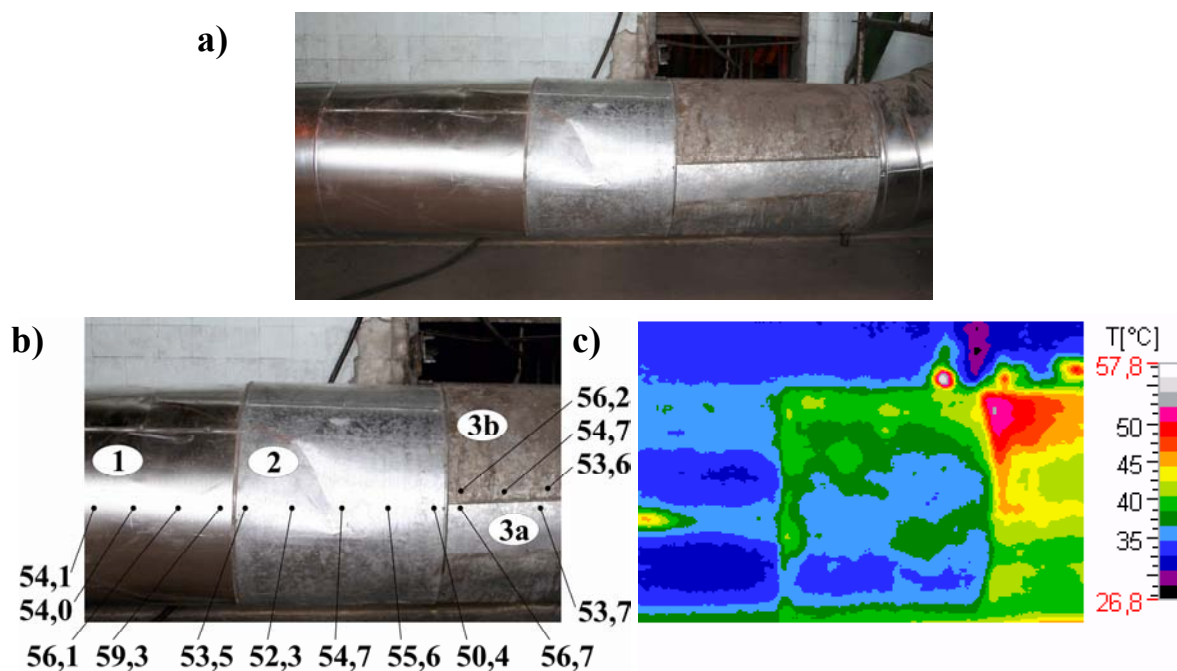


Rys. 6.17. Zmiany temperatury wzdłuż wybranych tworzących powierzchni płaszcza ochronnego izolacji w „pasie” zainstalowania i w strefie oddziaływania jednociegnowego poziomego zawieszenia rurociągu parowego  $\phi$  273 x 22 mm (temperatura przesyłanej pary przegrzanej  $t_p \approx 510$  °C, temperatura otoczenia  $t_o \approx 27,5$  °C, grubość izolacji właściwej  $g_{iz} = 170$  mm)

W uzupełnieniu powyższych zagadnień, związanych z identyfikacją warunków pracy prezentowanych poziomych zawieszonych rurociągów parowych należy dodać, że wykonane pomiary prędkości powietrza nie przekraczały 0,3 m/s. Obiekty, o których mowa znajdują się w pomieszczeniu zamkniętym. Pozwala to założyć, że wymiana ciepła odbywa się na zasadzie konwekcji naturalnej. Nie wyklucza to oczywiście konwekcji wymuszonej w przypadkach usytuowania takich zawieszonych na zewnątrz pomieszczeń.

O znaczeniu poprawnego wyznaczenia wartości emisyjności badanej powierzchni przy identyfikacji ich warunków pracy za pomocą kamery termowizyjnej mogą świadczyć również wyniki przedstawione na rys. 6.18. Dotyczą one badań zaizolowanego odcinka kolektora

parowego  $\phi$  355,6 x 30 mm, którego izolację właściwą chronią płaszcze z blachy, z tym że znajdujące się obok siebie trzy arkusze charakteryzuje różny stan ich powierzchni (na rys. 6.18 oznaczono je jako 1, 2, 3a i 3b). Pierwszą (1) wykonano z blachy stalowej i jest ona w zasadzie czysta, drugą (2) oraz trzecią (3) stanowią blachy stalowe ocynkowane, z czego jedna (2) jest w niewielkim stopniu utlenienia, ale stosunkowo czysta, natomiast druga (3) jest utleniona w większym stopniu, z tym że pewna jej część jest w miarę czysta (3a) a pozostała znacznie zabrudzona (3b).



Rys. 6.18. Widok (a) oraz wyniki badań miernikiem stykowym (b) i kamerą termograficzną (c) odcinka kolektora parowego  $\phi$  355,6 x 36 mm pokrytego blachami płaszcza ochronnego izolacji charakteryzującymi się różnym stanem powierzchni – opis w tekście (temperatury: przesyłanej pary przegrzanej  $t_p \approx 510$  °C, otoczenia  $t_o \approx 27$  °C, grubość izolacji właściwej  $g_{iz} = 200$  mm)

Porównanie wyników widocznych na rys. 6.18b i 6.18c wskazuje na istotny wpływ stanu powierzchni na wartości jej temperatury, mierzonej za pomocą kamery termograficznej (użyta w prezentowanych badaniach charakteryzuje stała, przyjęta do przeliczeń, emisyjność  $\varepsilon = 0,95$ ). Z analizy zależności (6.6) wynika, że im ta temperatura jest niższa tym mniejsza jest wartość emisyjności powierzchni. Wykorzystując otrzymane dane oszacowano, stosując podaną zależność (6.6), odpowiadające badanym powierzchniom emisyjności (indeks odnosi się do danej powierzchni wg oznaczeń na rys. 6.18):  $\varepsilon_1 = 0,63$ ;  $\varepsilon_2 = 0,69$ ;  $\varepsilon_{3a} = 0,73$ ;  $\varepsilon_{3b} = 0,83$ .

Na podstawie powyższego można zauważyć, że w przypadku płaszczy ochronnych izolacji stosowanych w energetyce utrzymywanie w czystości ich powierzchni oznacza niższe straty ciepłne, w związku z niższą emisyjnością. Jak stwierdzono, w praktyce może być ona na poziomie  $\varepsilon \approx 0,65$ . Jednak utlenienie a zwłaszcza zabrudzenia powierzchni płaszczy ochronnych powodują wzrost tej wielkości nawet (wg oszacowania przedstawionego w podrozdziale 6.1) do  $\varepsilon \approx 0,88$ .

## **7. Analiza strat ciepłych powodowanych przez zawieszenia pionowe dwuciężnowe wysokociśnieniowych rurociągów parowych**

Przewody ciepłne i technologiczne, usytuowane zazwyczaj w ośrodkach o temperaturze niższej od temperatury przesyłanych czynników, oddają część ciepła do otoczenia. Zwykle część ta jest tracona bezużytecznie. Należy jednak dodać, że są też takie sytuacje gdy nie jest to strata i ciepło to traktowane jest jako użyteczne. Przykład może stanowić ogrzewanie pomieszczeń ciepłem oddawanym przez odpowiednio prowadzone przewody sieci ciepłych. Rozwiązanie to wykorzystuje się niekiedy w warunkach przemysłowych [29], pozwalając obniżyć koszty inwestycji.

Zwiększonymi stratami ciepła do otoczenia charakteryzują się liczne mostki termiczne rurociągów energetycznych i przemysłowych, których identyfikację i próbę klasyfikacji zaprezentowano w rozdziale 4 niniejszej pracy. Potwierdzeniem tej tezy są przeprowadzone i opisane w rozdziale 6 badania, w tym termowizyjne, rzeczywistych warunków pracy wybranych konstrukcji rurociągowych, generujących straty ciepłne. Wykazały one, że temperatury ich elementów często są znacznie wyższe od temperatury np. powierzchni płaszcza osłonowego izolacji. Jednocześnie, na podstawie rozdziału 5 można zauważyć, że w obliczeniach strat ciepłych powodowanych przez rurociągi wpływ mostków termicznych jest uproszczony. Ze względu na trudności w ich oszacowaniu są one w ogóle pomijane albo ujmowane poprzez wprowadzenie zastępczych wartości lub współczynników [7, 21, 55]. Z reguły nie uwzględnia się różnorodności konstrukcyjnych i wymiarowych tych elementów, nie mówiąc już o możliwych, jak wykazały badania, różnych warunkach ich eksploatacji.

Podane powyżej uwarunkowania w pełni dotyczą także będących przedmiotem analizy pionowych zawiesznień rurociągów parowych. W ich przypadku, jak i dla większości powierzchni przemysłowych, przez które płynie strumień ciepła, występują nieizotermiczne warunki. Cechą charakterystyczną są zmniejszające się profile temperaturowe. Można zauważyć, że ewentualne wykorzystanie w tych sytuacjach obliczeń numerycznych, w celu odpowiedniego modelowania charakterystyk ciepłych tych powierzchni, stanowi niewątpliwą zaletę (choćby ze względu na możliwość symulacji wspomnianych powyżej różnych warunków pracy oraz różnorodności wymiarowych danej konstrukcji). Jak wiadomo, sam strumień ciepłny przepływający przez powierzchnię w każdym punkcie jest funkcją wielu zmiennych, ale często nie powiązanych bezpośrednio z jakością izolacji. Wśród zmiennych, o których tutaj mowa, można wymienić np. temperaturę otoczenia, ruch powietrza, stan powierzchni, w tym zwłaszcza jej chropowatość i emisyjność, a także mająca często istotne znaczenie wymianę ciepła z otoczeniem przez promieniowanie. Można też tutaj dodać, że oddziaływanie tych czynników może cechować niekiedy duża zmienność udziałów. Powyższe wskazuje, że ewentualne badania doświadczalne byłyby nie tylko trudne do zrealizowania, ale przede wszystkim bardzo kosztowne. W tym



względnie mogą być one z powodzeniem zastąpione przez odpowiednie, pozytywnie zweryfikowane symulacje numeryczne.

## 7.1. Metodyka szacowania strat ciepłych

W procesach rozprzestrzeniania energii termicznej (wymiany ciepła) rozróżnia się trzy sposoby, tj. przewodzenie ciepła, konwekcję będącą podstawą przejmowania ciepła oraz promieniowanie [28, 70, 73]. Każda z tych form może w konkretnym przypadku dominować lub mieć nieistotne (pomijalne) znaczenie. Dla oszacowania strumienia ciepła traconego przez ściankę przewodu i pokrywającą go zwykle warstwę izolacji można wykorzystać zależność (słuszną dla jednostki długości takiego przewodu) [28, 29, 55, 70, 73].

$$q_l = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{t_p - t_o}{R_p + R_r + R_{iz} + R_o} = U_l(t_p - t_o) \quad (7.1)$$

gdzie:

$q_l$  – strumień ciepła tracony przez jednostkę długości przewodu (wielkość ta jest też określana jako liniowa gęstość strumienia cieplnego [55]), W/m,

$t_p, t_o$  – temperatury, odpowiednio płynu (czynnika) wewnątrz przewodu i otoczenia, °C,

$R_p$  – liniowy opór przejmowania (wnikania) ciepła od płynu do ścianki wewnętrznej przewodu, (m·K)/W,

$R_r, R_{iz}$  – liniowe opory cieplne przewodzenia ciepła przez, odpowiednio: ściankę przewodu i warstwę/warstwy izolacji, (m·K)/W,

$R_o$  – liniowy opór przejmowania ciepła (wnikania) ciepła z powierzchni izolacji do otoczenia, (m·K)/W,

$U_l$  – liniowy współczynnik przenikania ciepła, W/(m·K).

Można tutaj dodać, że wyrażając wielkość  $q_l$  w J/(m·s) można mówić o ilości ciepła traconego do otoczenia w ciągu 1s przez zaizolowany przewód o długości 1m.

Poszczególne liniowe opory dla przewodu rurowego, w przypadku pojedynczej warstwy izolacji lub izolacji wielowarstwowej, ale o tych samych własnościach) wyrażone są wzorami, w których przyjęte oznaczenia niektórych wielkości pokazano na rys. 7.1:

$$R_p = \frac{l}{\pi D_w h_p} \quad (7.2)$$

$$R_r = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \frac{D_z}{D_w} \quad (7.3)$$

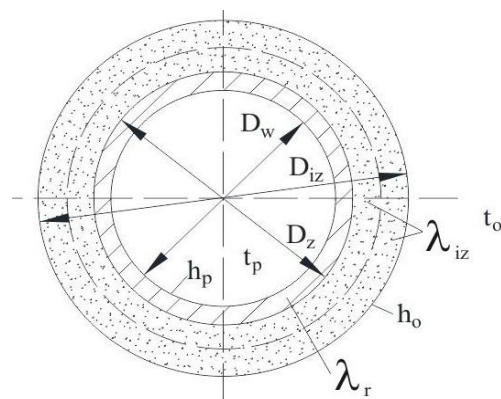
$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \ln \frac{D_{iz}}{D_z} \quad (7.4)$$

$$R_o = \frac{l}{\pi D_{iz} h_o} \quad (7.5)$$

gdzie:

$h_p, h_o$  – współczynniki przejmowania (wnikania) ciepła, odpowiednio: na wewnętrznej

powierzchni rury i od zewnętrznej powierzchni izolacji do otoczenia,  $W/(m^2K)$ ,  
 $\lambda_r, \lambda_{iz}$  – współczynniki przewodzenia ciepła, odpowiednio: materiału rury i izolacji właściwej,  
 $W/(m \cdot K)$ .



Rys. 7.1. Przekrój poprzeczny przez zaizolowany rurociąg z naniesionymi przyjętymi oznaczeniami

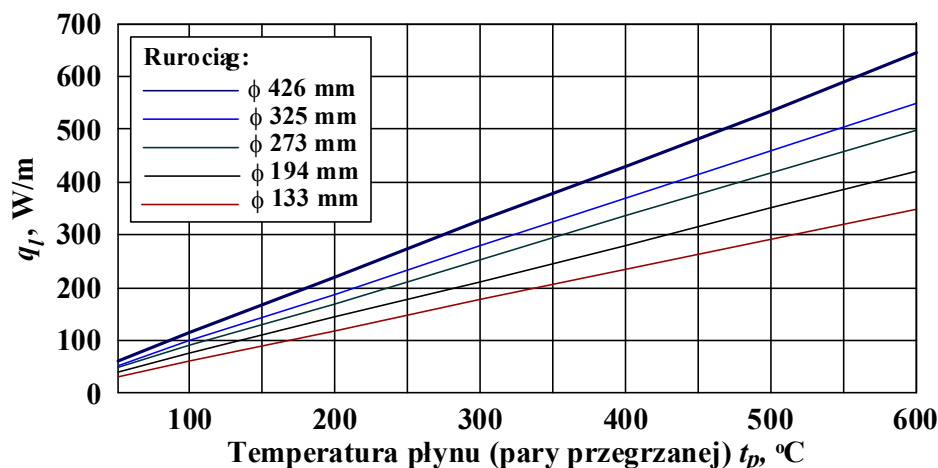
Na podstawie powyższego można zauważyć, że w zagadnieniu dotyczącym wyznaczania strat ciepła powodowanych przez rurociągi znaczenie mają głównie dwie formy wymiany ciepła, wymienione wcześniej jako pierwsze. Jednakże należy dodać, że w przypadku ogólnym współczynnik przejmowania ciepła jest sumą współczynników przejmowania ciepła przez konwekcję i przez promieniowanie [21, 32, 53, 55]. Stąd dla wielkości  $h_o$  można zapisać:

$$h_o = h_k + h_r \quad (7.6)$$

gdzie:

$h_k$  – współczynnik przejmowania ciepła od powierzchni do otoczenia przez konwekcję,  $W/(m^2K)$ ,  
 $h_r$  – współczynnik przejmowania ciepła od powierzchni do otoczenia przez promieniowanie,  
 $W/(m^2K)$ ,

Jako przykład na rys. 7.2, opracowanym na podstawie aktualnej normy PN-M-34030 [56], przedstawiono zmianę jednostkowych strat cieplnych dla kilku rurociągów w funkcji temperatury przesyłanego czynnika. Rzeczywiste wartości tej wielkości dla konkretnej badanej izolacji nie powinny przekraczać podanych więcej niż o 9 %.

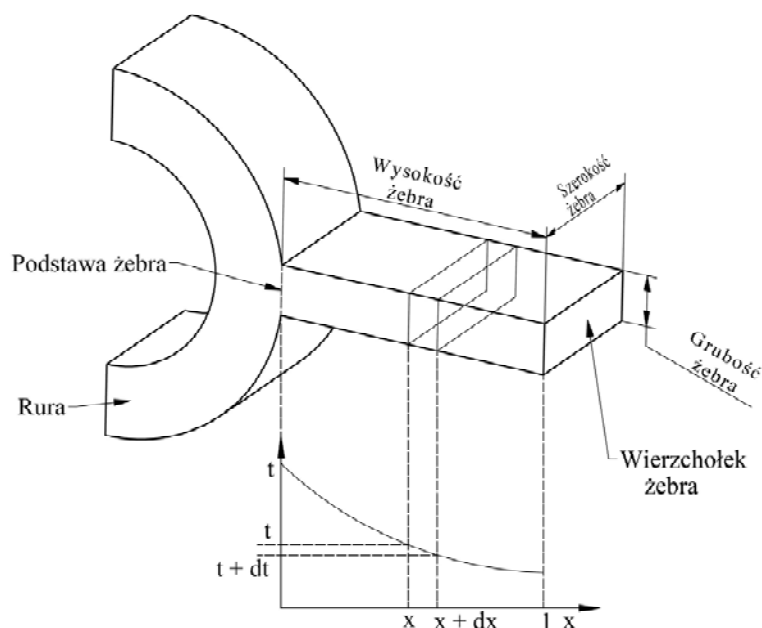


Rys. 7.2. Jednostkowe straty cieplne rurociągu (liczby przy krzywych - średnica zewnętrzna rurociągu)

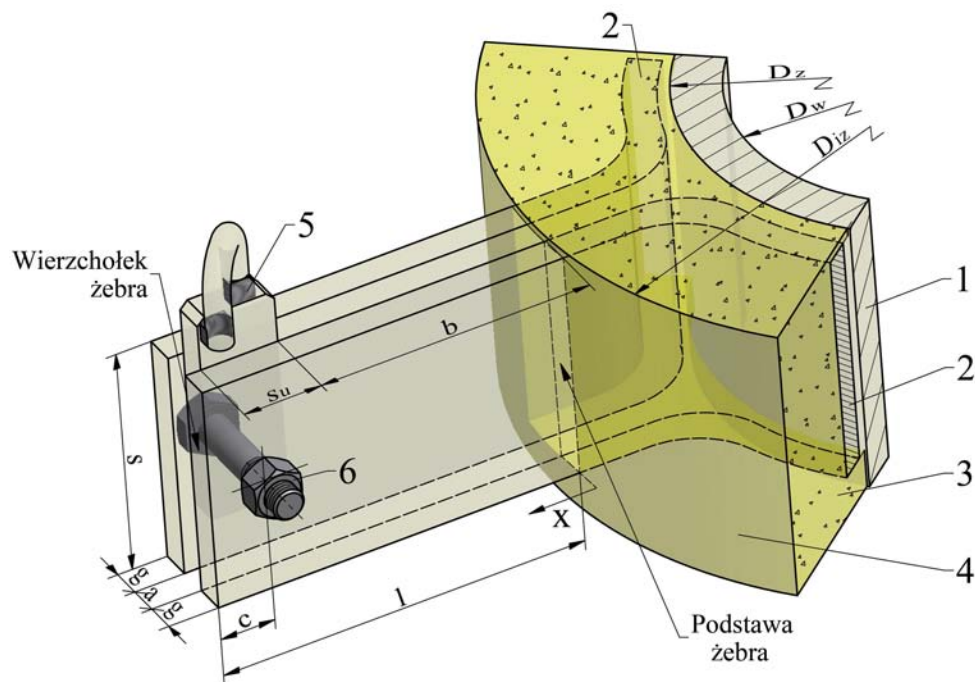
W omawianym przypadku uwzględnia się w praktyce tylko dwa rodzaje oporów przepływu ciepła, tj. przez izolację  $R_{iz}$  i przejmowania ciepła przez otoczenie z powierzchni tej izolacji  $R_o$ . Wynika to z faktu, że dwa pozostałe opory, tzn. przejmowania ciepła od czynnika przepływającego w rurze  $R_p$  i przewodzenia ciepła przez jej ściankę  $R_r$  są bardzo małe i mogą być w obliczeniach pomijane [29, 55]. Decydują o tym stosunkowo wysokie wartości współczynników  $h_p$  i  $\lambda_r$  (w porównaniu z wartościami  $h_o$  i  $\lambda_{iz}$ ).

Dla oszacowania strat generowanych przez analizowane pionowe zawieszenie rurociągu proponuje się wykorzystać fakt, że jego wygląd (rys. 6.1), biorąc pod uwagę fragmenty elementów wystających ponad izolację, pozwala potraktować je jak żebra. Cechą tych ostatnich, jak przyjmuje się w zagadnieniach wymiany ciepła przez powierzchnie ożebrowane jest to, że stosunek ich wysokości (liczonej od powierzchni rury) do grubości jest duży. Wówczas temperatura w żebrze jest w zasadzie funkcją tylko jego wysokości, a nie jego grubości. Przeprowadzone obliczenia numeryczne wykazały, że takie założenie jest obarczone błędem mniejszym niż 1 % [73].

W rozważanym przypadku przyjmuje się, że powierzchnię, o której mowa powyżej (chodzi o tę ujętą powyżej w nawiasie) stanowić będzie powierzchnia przechodząca przez półobojmę w odległości  $0,5D_{iz}$  od osi rurociągu. Miejsce to stanowi tzw. podstawę żebra. Podstawowe pojęcia dotyczące powierzchni ożebrowanej z żebrzem o stałym przekroju pokazano na rys. 7.3. Natomiast na rys. 7.4 przedstawiono fragmenty zawieszenia, traktowane jako żebra, wraz z przyjętymi oznaczeniami występującymi w podanych poniżej zależnościach.



Rys. 7.3. Podstawowe pojęcia dotyczące ożebrowanej rury z żebrzem o stałym przekroju (dodatkowo naniesiono różniczkową objętość żebra oraz profil temperatury w żebrze)



Rys. 7.4. Widok części pionowego zawieszenia rurociągu (z wystającymi ponad izolację fragmentami półobojm traktowanymi jako żebra) oraz przyjęte oznaczenia (dla wymiarów): 1 – rura, 2 – półobojma, 3 – izolacja właściwa, 4 – osłona izolacji (płaszcz z blachy stalowej), 5 – uchwyt, 6 – śruba z nakrętką

Bilans ciepła dla różniczkowej objętości żebra (rys. 7.3) obejmuje ciepło dostarczone do niej na drodze przewodzenia, ciepło odpływające z niej na drodze przewodzenia oraz ciepło przekazywane do powietrza na drodze konwekcji (przejmowania ciepła). Odpowiednie równanie tego bilansu w warunkach ustalonych ma następującą postać [28, 31, 68, 73].

$$\frac{d^2\Theta}{dx} - m^2\Theta = 0 \quad (7.7)$$

Wielkości  $\Theta$  i  $m$  opisują zależności:

$$\Theta = t - t_o \quad (7.8)$$

$$m = \sqrt{\frac{h \cdot O}{\lambda_m \cdot A}} = \sqrt{\frac{2h(s + g)}{\lambda_m \cdot s \cdot g}} \quad (7.9)$$

gdzie:

$t$  – temperatura żebra, °C,

$t_o$  – średnia temperatura otoczenia (powietrza), °C,

$m$  – parametr żebra, 1/m,

$h$  – współczynnik przejmowania ciepła od żebra do powietrza, W/(m<sup>2</sup>K),

$O$  – obwód żebra ( $O = 2(s + g)$ ), m,

$\lambda_m$  – współczynnik przewodzenia ciepła materiału żebra, W/(m·K),

$A$  – pole przekroju żebra ( $A = s \cdot g$ ), m<sup>2</sup>,

Rozwiązywanie równania jednorodnego (7.7) pozwala nie tylko określić rozkład temperatury w żebrze, ale też strumień ciepła przekazywany przez to żebro do otoczenia (zatem

w rozpatrywanym zagadnieniu poszukiwane straty). Ogólne rozwiązanie równania, o którym mowa, ma postać:

$$\Theta = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{mx} \quad (7.10)$$

W rozpatrywanym zagadnieniu przyjmuje się stałość współczynnika przejmowania ciepła  $h$  na całej powierzchni (wynikającej z pomnożenia obwodu i wysokości żebra) oraz stałość współczynnika przewodzenia ciepła  $\lambda_m$  w rozpatrywanym zakresie temperatur, w wyniku czego parametr żebra  $m$  jest stały.

Stałe  $C_1$  i  $C_2$  równania (7.10) można wyznaczyć wykorzystując odpowiednie warunki brzegowe, pierwszy w punkcie  $x = 0$ , tj. u podstawy żebra, drugi w punkcie  $x = l$ , który odpowiada końcowi (wierzchołkowi) żebra (rys. 7.3 i 7.4). Zwykle w technice rozważane są trzy przypadki:

- żebro bardzo długie (temperatura na jego końcu jest równa temperaturze powietrza),
- żebro o skończonej długości (strumień ciepła wymieniany przez wierzchołek z otoczeniem jest pomijalny),
- żebro, w przypadku którego uwzględnia się wymianę ciepła z otoczeniem przez wszystkie powierzchnie (przypadek ogólny).

W obliczeniach praktycznych najczęściej zakłada się, że temperatura podstawy żebra jest stała i równa temperaturze powierzchni, na której żebro jest osadzone. Również fakt, że powierzchnia wierzchołka żebra jest znacznie mniejsza od powierzchni bocznych, pozwala traktować często tę pierwszą jako izolowaną cieplnie i pomijać strumień ciepła przekazywany w tym miejscu do otoczenia.

Dla wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu, traktowanego jako żebro proste, rys. 7.4, postać ogólną (7.10), przyjmując trzeci z wymienionych charakterystycznych przypadków, należy rozwiązać dla następujących warunków brzegowych:

$$\Theta|_{x=0} = \Theta_b = t_b - t_o \quad \text{gdyż} \quad t|_{x=0} = t_b \quad (7.11)$$

$$-\lambda_m \frac{d\Theta}{dx} \Big|_{x=l} = h_w \Theta|_{x=l} = h_w \Theta_w = h_w (t_w - t_o) \quad \text{gdyż} \quad t|_{x=l} = t_w \quad (7.12)$$

gdzie:

$t_b, t_w$  – temperatury, odpowiednio: podstawy i wierzchołka żebra (można tutaj dodać, że zgodnie z przyjętą propozycją położenie podstawy dla analizowanej półobejmy jest umowne i znajduje się ona w odległości  $0,5D_{iz}$  od osi przewodu, a powstałą w ten sposób powierzchnię traktuje się jako bazową, przy czym jej średnia temperatura wynosi  $t_b$ ), °C,

$h_w$  – współczynnik przejmowania ciepła z wierzchołka żebra do otoczenia, W/(m<sup>2</sup>K).

Wyznaczone dzięki zależnościom (7.11) i (7.12) stałe  $C_1$  i  $C_2$ , wprowadzone do rozwiązania ogólnego (7.10) pozwalają otrzymać równanie w postaci:



$$\Theta = t - t_o = \frac{\Theta_b \cosh[m(l-x)] - \frac{h_w \Theta_b}{\lambda_m m} \sinh(mx)}{\cosh(ml)} \quad (7.13)$$

Uwzględniając, że dla  $x = l$  równanie (7.13) daje zależność:

$$\Theta_w = t_w - t_o = \frac{\Theta_b}{\cosh(ml) + \frac{h_w}{\lambda_m m} \sinh(ml)} \quad (7.14)$$

można ostatecznie otrzymać po uporządkowaniu wzór opisujący rozkład temperatury w żebrze, podstawiając (7.14) do (7.13):

$$\Theta = t - t_o = (t_b - t_o) \frac{\cosh[m(l-x)] \left[ \cosh(ml) + \frac{h_w}{\lambda_m m} \sinh(ml) \right] - \frac{h_w}{\lambda_m m} \sinh(mx)}{\cosh(ml) \left[ \cosh(ml) + \frac{h_w}{\lambda_m m} \sinh(ml) \right]} \quad (7.15)$$

Strumień ciepła traconego do otoczenia przez żebro (stanowiące w omawianym przypadku mostek termiczny) musi być równy strumieniowi ciepła przewodzonemu u jego podstawy, a zatem:

$$q = -\lambda_m A \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=0} \quad (7.16)$$

co daje dla analizowanej półobejmy, po wykonaniu działań:

$$q = \lambda_m (t_b - t_o) \cdot s \cdot g \cdot m \frac{\sinh(ml) \left[ \cosh(ml) + \frac{h_w}{\lambda_m m} \sinh(ml) \right] + \frac{h_w}{\lambda_m m}}{\cosh(ml) \left[ \cosh(ml) + \frac{h_w}{\lambda_m m} \sinh(ml) \right]} \quad (7.17)$$

W przypadku gdy wartość  $h_w$  będzie bardzo niska, to strumień ciepła rozpraszonoego przez wierzchołek będzie niewielki i można go w zasadzie pominąć. Ostatecznie dla  $h_w = 0$  sprowadza się to do sytuacji, o której wspomniano wcześniej, tj. założenia, że wierzchołek jest zaizolowany cieplnie. Wówczas zależność (7.17) zredukuje się do prostszej postaci, a mianowicie:

$$q = \lambda_m (t_b - t_o) \cdot s \cdot g \cdot m \cdot \operatorname{tgh}(ml) \quad (7.18)$$

W praktyce dla warunków technicznych wystarczy, jak wykazują obliczenia, stosować zależność (7.18), zamiast dokładniejszą postać (7.17) [73]. Ponadto wymianę ciepła na wierzchołku żebra można uwzględnić poprzez powiększenie jego wysokości o wartość równą połowie grubości [68]. Daje to zastępczą wysokość wynoszącą w rozważanym przypadku:

$$l_z = l + \frac{1}{2} g \quad (7.19)$$

Uwzględniając (7.19) w (7.18) można zapisać:

$$q = \lambda_m (t_b - t_o) \cdot s \cdot g \cdot m \cdot \operatorname{tgh} \left[ m \left( l + \frac{1}{2} g \right) \right] \quad (7.20)$$

W uzupełnieniu powyższego można tutaj też dodać, że niekiedy parametr żebra  $m$  obliczany jest wg uproszczonego wzoru, słusznego gdy grubość danego żebra jest znacznie mniejsza od jego szerokości [68]. A zatem, założenie że  $g \ll s$  pozwala na następujący zapis:

$$m = \sqrt{\frac{2h(s+g)}{\lambda_m s g}} \approx \sqrt{\frac{2h}{\lambda_m g}} \quad (7.21)$$

Jednakże uproszczenie to nie będzie wykorzystywane w niniejszej pracy gdyż dla wymiarów analizowanych przypadków zawiesznień rurociągów (podrozdział 6.1) otrzymane wyniki są niższe o ok. 5 % w porównaniu z zależnością (7.9), przy czym podany błąd względny oszacowano w odniesieniu do wartości wyższej.

Jak daje się zauważyć, w celu wyznaczenia za pomocą zależności (7.17) strumienia ciepła traconego przez pionowe zawieszania rurociągów parowych, i których wystające ponad izolację fragmenty półobojem potraktowano jako żebra, istotne jest oszacowanie trzech parametrów, tj.: temperatury u podstawy (bazy)  $t_b$  oraz współczynników przejmowania ciepła  $h$  i  $h_w$  od odpowiednich powierzchni do otoczenia (powietrza). Można też dodać, że zastosowanie wzoru (7.19) sprowadza się do przyjęcia, że  $h_w = h$ .

Kolejne rozdziały niniejszej pracy poświęcone są analizie zagadnień związanych z wymienionymi wyżej wielkościami. W przypadku analizowanego typu zawieszania mogą one przyjmować lokalnie różne wartości. Powodem tego jest tak samo rozwiązanie konstrukcyjne, jak i możliwe różnorodne warunki pracy, a głównie wpływy zewnętrzne. Dlatego w obliczeniach będą przyjmowane wartości średnie, określane z następujących równań, zapisanych poniżej w postaci ogólnej:

$$k = \frac{I}{A_c} \sum_{i=1}^n k_i A_i \quad (7.22)$$

$$A_c = A_1 + A_2 + \dots + A_n = \sum_{i=1}^n A_i \quad (7.23)$$

gdzie:

- $k$  – wartość średnia określonej wielkości,
- $A_c$  – całkowita powierzchnia odpowiadająca danej wielkości,
- $k_i$  – wartość stała danej wielkości dla powierzchni  $A_i$ ,
- $A_i$  – powierzchnia, dla której wartość danej wielkości jest stała.

W przypadku gdy rozważane powierzchnie  $A_i$  są takie same, tj.  $A_i = A_1 = A_2 = \dots = A_n$ , to wzór (7.22) daje średnią arytmetyczną danej wielkości, tzn.:

$$k = \frac{1}{n \cdot A_i} \cdot A_i \sum_{i=1}^n k_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_i \quad (7.24)$$

## 7.2. Wymiana ciepła na powierzchniach pionowego zawieszenia rurociągu – analiza zależności określających współczynnik przejmowania ciepła

Wymiana ciepła między powierzchnią ciała stałego a opływającym je płynem określana jest jako przejmowanie ciepła. Wiąże się ono z konwekcją, tj. makroskopowym ruchem cząstek tego płynu mających różne temperatury, przy równoczesnym procesie przewodzenia ciepła w tym płynie. Z uwagi na podany ruch rozróżnia się [21, 70]:

- konwekcję swobodną (określaną też jako naturalną), występującą gdy ruch ten odbywa się pod wpływem działania sił masowych (wynikających z różnic gęstości w różnych punktach płynu),
- konwekcję wymuszoną, gdy ruch ten jest spowodowany różnicą prędkości w efekcie działania wiatru, sprężarki, dmuchawy lub innych urządzeń wymuszających.

Intensywność tej formy przekazywania ciepła zależna jest od różnicy temperatur powierzchni ścianki i płynu oraz od współczynnika przejmowania ciepła, nazywanego też często współczynnikiem wnikania ciepła. Jest on funkcją wielu zmiennych, jak np. właściwości termofizyczne płynu (gęstość, ciepło właściwe, współczynnik lepkości itd.), prędkość i charakter przepływu płynu (laminarny lub turbulentny, przy czym pierwszy jest, określany też jako uwarstwiony, a drugi jako burzliwy), kształt powierzchni czy sposób zmiany stanu skupionego płynu.

W przedmiotowej literaturze technicznej występuje wiele zależności pozwalających obliczać współczynnik przejmowania ciepła [21, 23, 28, 31 ÷ 33, 53, 55, 70, 71, 73,]. Zwykle są one formułowane przy wykorzystaniu tzw. bezwymiarowych liczb (kryteriów) podobieństwa (jak liczby Reynoldsa, Prandtla, Nusselta, Grashofa, Rayleigha i Pecleta). Zazwyczaj też mogą być one stosowane w określonych warunkach uwzględniających np. rodzaj konwekcji (swobodna lub wymuszona) oraz ukształtowanie i usytuowanie powierzchni wymiany ciepła. W uzupełnieniu należy dodać, że w literaturze znajdują się także wzory uproszczone, pozwalające wyznaczyć ten współczynnik, ale dotyczy to zazwyczaj najczęściej spotykanych przypadków zastosowań, jak np. przepływy wewnątrz rur lub opływ rur czy płyt płaskich.

Poniżej przedstawiono zależności umożliwiające wyznaczenie współczynników przejmowania ciepła od powierzchni półobejm pionowego zawieszenia rurociągu (dla fragmentów wystających ponad izolację) do otoczenia, tj. do powietrza, przy czym odnosi się to do obiektów znajdujących się tak wewnątrz pomieszczeń, jak i na zewnątrz. Zatem można zauważyć, na podstawie rys. 7.4 oraz biorąc pod uwagę możliwe ruchy powietrza względem analizowanego zawieszenia (np.

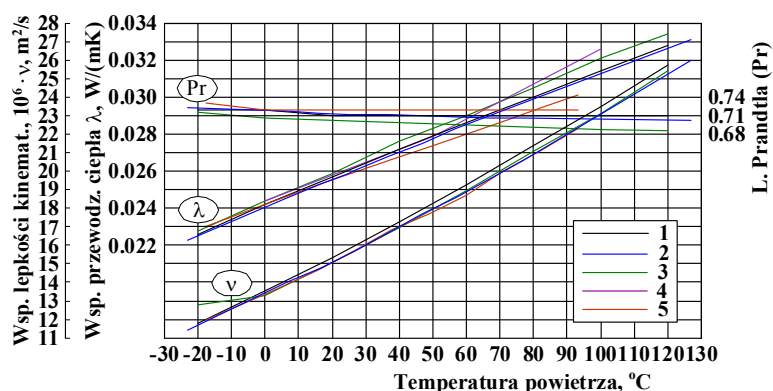
wzdłuż jego powierzchni lub prostopadle do nich), że poddane analizie przydatności zależności dotyczą płyty płaskiej (w tym jej powierzchni usytuowanych pionowo i poziomo) oraz kanału (pomiędzy półobojkami). Dokonując wyboru zależności, uwzględniono możliwość konwekcji swobodnej oraz wymuszonej, a także opływ elementu. Należy też dodać, że zaletą zaprezentowanych poniżej zależności jest fakt, że pozwalają one wyznaczać wartości uśrednione (a nie lokalne) współczynnika przejmowania ciepła dla analizowanego zagadnienia.

Zawracając szczególną uwagę na warunki stosowania wzorów, dla każdego przypadku wykonano odpowiednie obliczenia sprawdzające. Dotyczą one zawieszenia dla rurociągów o średnicy zewnętrznej  $\phi$  244,5 mm. Niezbędne dane wymiarowe uzyskano z pomiarów identyfikujących geometrię obiektu rzeczywistego (podrozdział 6.1 niniejszej pracy). Przyjmując oznaczenia jak w tabeli 6.1 i na rys. 7.4 wynoszą one:  $l_1 = l_2 = l = 0,235$  m,  $s = 0,150$  m,  $g = 0,016$  m,  $a = 0,020$  m,  $b = 1 - c - 0,5s_u = 0,235 - 0,035 - 0,5 \cdot 0,060 = 0,170$  m. Każdorazowo przyjęto także, dla określenia przebiegu zmian wartości wyznaczanej wielkości (współczynnika przejmowania ciepła), możliwy zakres wartości charakteryzujących parametry pracy, jak np.:

- temperatura ścianki (wartość średnia dla danej powierzchni)  $t_m = 60 \div 130$  °C,
- temperatura otoczenia (powietrza)  $t_o = -20 \div +30$  °C,
- prędkość powietrza  $w = 0 \div 10$  m/s.

Uzyskane wyniki zaprezentowano w postaci wykresów. W miarę możliwości, dla łatwiejszego porównania, krzywe odpowiadające różnym zależnościom, ale dotyczące określonego przypadku, zestawiono razem, zachowując tę samą skalę.

Jak wcześniej wspomniano, współczynnik przejmowania ciepła zależy istotnie od własności płynu, tutaj powietrza, które są funkcjami temperatury i ciśnienia. W analizowanym przypadku szczególnie ważna jest pierwsza z podanych wielkości. Dlatego na rys. 7.5 przedstawiono przebiegi wykorzystywanych w obliczeniach własności, tj. współczynnika przewodzenia ciepła, współczynnika lepkości kinematycznej oraz liczby Prandtla w funkcji temperatury. Wykresy opracowano na podstawie danych literaturowych [8, 28, 32, 53, 70].



Rys. 7.5. Przebiegi wybranych własności i liczby Prandtla dla powietrza w funkcji jego temperatury: 1 – wg [32], 2 – wg [8], 3 – wg [70], 4 – wg [53], 5 – wg [28]

W dalszej części pracy wykorzystano zmiany zaprezentowane na rys. 7.5 przez krzywe 2. Odpowiadają one najlepiej przebiegom uśrednionym i dla potrzeb obliczeń aproksymowano je, za pomocą specjalistycznego programu Table Curve, otrzymując następujące zależności:

$$\lambda = \lambda(t) = 0,0241 + 7,2139 \cdot 10^{-5} t \quad (7.25)$$

$$\nu = \nu(t) = (13,3463 + 8,6548 \cdot 10^{-2} t + 1,0433 \cdot 10^{-4} t^2) \cdot 10^{-6} \quad (7.26)$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}(t) = 0,7178 - 2,3724 \cdot 10^{-4} t + 1,3348 \cdot 10^{-6} t^2 - 3,0522 \cdot 10^{-9} t^3 \quad (7.27)$$

gdzie  $\lambda$  wyrażone jest w  $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ ,  $\nu$  w  $[\text{m}^2/\text{s}]$ , a  $t$  w  $[\text{°C}]$ .

W podanych w dalszej części zależnościach oznaczenia wielkości, odnoszące się do wymiarów analizowanych elementów (fragmentów półobejm oraz utworzonego przez nie kanału), odpowiadają przyjętym na rys. 7.4. W każdym przypadku określono zdefiniowany wymiar będący tzw. wymiarem odniesienia, oznaczony jako  $l_{odn}$  w  $[\text{m}]$  lub  $d_{odn}$  w  $[\text{m}]$  (inne stosowane nazwy dla tego wymiaru to: charakterystyczny, określający). Ta sama zasada dotyczy temperatury powietrza,  $t_{odn}$  w  $[\text{°C}]$ , dla której wyznaczone muszą być jego własności występujące w liczbach podobieństwa. Te ostatnie zdefiniowane są następująco (przy czym jako wymiar odniesienia użyto  $l_{odn}$ , ale dla niektórych przypadków może to być też  $d_{odn}$ ):

- liczba Nusselta, opisująca konwekcyjną wymianę ciepła:

$$\text{Nu} = \frac{h_k l_{odn}}{\lambda} \quad (7.28)$$

- liczba Reynoldsa, charakteryzująca warunki przepływu czynnika:

$$\text{Re} = \frac{w l_{odn}}{\nu} = \frac{w \rho l_{odn}}{\mu} \quad (7.29)$$

- liczba Prandtla, określająca fizyczne właściwości czynnika: (rys. 7.5)

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{c\mu}{\lambda} \quad (7.30)$$

- liczba Grashofa, odnosząca się do zjawiska grawitacyjnego ruchu czynnika wywołanego różnicą jego gęstości w wyniku różnej temperatury cząsteczek:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot l_{odn}^3}{\nu^2} \beta \Delta t \quad (7.31)$$

- liczba Rayleigha:

$$\text{Ra} = \text{GrPr} \quad (7.32)$$

- liczba Pecleta:

$$\text{Pe} = \text{RePr} = \frac{c\rho w l_{odn}}{\lambda} \quad (7.33)$$

Występujące w powyższych liczbach, niewymieniane dotychczas wielkości oznaczają:

$h_k$  – współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję,  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ,



$w$  – prędkość przepływu powietrza, m/s,  
 $\rho$  – gęstość powietrza, kg/m<sup>3</sup>,  
 $\mu$  – współczynnik lepkości dynamicznej powietrza, Pa·s,  
 $a$  – współczynnik wyrównania temperatury, m<sup>2</sup>/s,  
 $c$  – ciepło właściwe powietrza (przy stałym ciśnieniu), J/(kg·K),  
 $g$  – przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>,  
 $\beta$  – objętościowy współczynnik rozszerzalności cieplnej powietrza, K<sup>-1</sup>,  
 $\Delta t = t_m - t_o$  – charakterystyczna różnica temperatury (tutaj, ścianki  $t_m$  i powietrza  $t_o$  poza obszarem oddziaływania, tj. poza granicą warstwy przyściennej lub inaczej w przestrzeni swobodnej).

Poniżej przedstawiono zestawienie przeanalizowanych przypadków i odpowiadających im zależności (równania określające liczbę Nusselta i wzory przybliżone). Biorąc pod uwagę usytuowanie powierzchni pionowego zawieszenia rurociągów oraz ruchu powietrza, należą do nich, ogólnie ujmując, zagadnienia dotyczące konwekcji swobodnej oraz wymuszonej, uwzględniając przepływy: laminarny i turbulentny, dla:

- powierzchni (płyty) usytuowanej pionowo,
- powierzchni (płyty) usytuowanej poziomo,
- opływ bryły (płyty),
- przepływ w kanale (utworzonym przez półobejmy zawieszenia).

Analizowane przypadki:

🚧 płyta (powierzchnia) usytuowana pionowo, konwekcja naturalna (inne spotykane określenia to: konwekcja swobodna, przepływ swobodny):

- wg [28, 32, 70] – obszar warstw przyściennych: laminarnej i turbulentnej:

$$\text{Nu} = \left\{ 0,825 + 0,387\text{Ra}^{0,167} \left[ 1 + \left( \frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{0,563} \right]^{-0,296} \right\}^2 \quad (7.34)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l_{odn}}$$

$$\text{Ra} = \text{GrPr} = \frac{g \cdot \Delta t \cdot l_{odn}^3}{(t_o + 273)\nu^2} \cdot \text{Pr}$$

$$l_{odn} = s$$

$$t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

Przedział ważności zależności: wg [32, 70]:  $0,1 < \text{Ra} < 10^{12}$

wg [28]: wszystkie wartości Ra oraz  $0,1 < \text{Pr} < \infty$

Można zauważyć, na podstawie wzoru na liczbę Ra, że w przypadku powietrza współczynnik  $\beta$  występujący we wzorze (7.31) na liczbę Gr może być wyznaczony z prostego związku, słusznego dla gazów doskonałych (może być z powodzeniem stosowany dla powietrza [73]):

$$\beta = \frac{1}{t_o + 273}$$

Wzory przybliżone (dla powietrza), wg [32]:

– dla obszarów uwarstwionych:

$$h_k = 5,6 \left[ \frac{\Delta t}{(t_o + 273) l_{odn}} \right]^{0,25} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.35)$$

$$h_k = 1,35 \left( \frac{\Delta t}{l_{odn}} \right)^{0,25} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})], \text{ dla } t_o = 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.36)$$

– dla obszaru burzliwego:

$$h_k = 9,7 \left[ \frac{\Delta t}{(t_o + 273) l_{odn}} \right]^{0,333} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.37\text{a})$$

przy czym należy przypuszczać, że wzór ten jest błędny gdyż zgodnie z [60] (jest to wcześniejsza wersja [32]) przy przepływie burzliwym współczynnik  $h_k$  nie jest zależny od wysokości ściany (tutaj  $l_{odn}$ ) i wzór (7.37a) ma, wg [60], postać:

$$h_k = 9,7 \left[ \frac{\Delta t}{t_o + 273} \right]^{0,333} = 9,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{\Delta t}{t_o + 273}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.37\text{b})$$

Prawdziwość powyższej uwagi potwierdza wzór słuszny dla  $t_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (w którym nie występuje  $l_{odn}$ ) [32, 60]

$$h_k = 1,47 \Delta t^{0,333} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.38)$$

• wg [53]:

$$\text{Nu} = 0,76 (\text{Gr Pr})^{0,25} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_m} \right)^{0,25} \quad (7.39)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu} \lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = s; \quad t_{odn} = t_o; \quad \text{Gr} = \frac{g \cdot l_{odn}^3}{\nu^2} \beta \Delta t$$

gdzie  $\beta \Delta t$  we wzorze na liczbę Gr można wyznaczyć ze związku:

$$\beta \Delta t = \frac{v_o - v_m}{v_m} = \frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_o} \quad \text{lub} \quad \beta \Delta t = \frac{1}{t_o + 273} (t_m - t_o)$$

w którym  $v_o$  i  $\rho_o$  oraz  $v_m$  i  $\rho_m$  oznaczają objętość właściwą w  $\text{m}^3/\text{kg}$  i gęstość powietrza  $\text{kg}/\text{m}^3$ , odpowiednio: w temperaturze otoczenia (indeks „o”) oraz powierzchni ścianki (indeks „m”). Przedział ważności (warunek stosowania) zależności:  $10^3 < \text{GrPr} < 10^9$

• wg [31, 70]:

– dla przepływu laminarnego:

$$\text{Nu} = \frac{0,902 \text{Pr}^{0,5}}{(0,861 + \text{Pr})^{0,25}} \left( \frac{\text{Gr}}{4} \right)^{0,25} \quad (7.40\text{a})$$

przy czym wzór (7.40a) jest zapisywany też w postaci [31]:

$$\text{Nu} = \frac{4}{3} \frac{1}{\sqrt{2}} \text{Gr}^{1/4} \frac{0,676 \text{Pr}^{1/2}}{(0,861 + \text{Pr})^{1/4}}$$

Dla powietrza można przyjąć  $\text{Pr} = 0,71$  co upraszcza zależność (7.40a) do postaci:

$$\text{Nu} = 0,48\text{Gr}^{0,5} \quad (7.40b)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = s; \quad t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

Przedział ważności zależności (7.40a) i (7.40b):  $10^4 < \text{Ra} < 10^9$

– dla przepływu turbulentnego swobodnego [12]:

$$\text{Nu} = 0,0246(1 + 0,494 \text{Pr}^{2/3})^{-2/5} \text{Pr}^{7/15} \text{Gr}^{2/5} \quad (7.41)$$

Przedział ważności zależności:  $\text{Gr}^4 > 10^9$ . Pozostałe uwarunkowania, jak wyżej.

- wg [28]:

$$\text{Nu} = 0,68 + \frac{0,670\text{Ra}^{1/4}}{\left[1 + \left(0,492 + \frac{1}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (7.42)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = s; \quad t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

Przedział ważności zależności:  $\text{Ra} \leq 10^9$

- wg [28, 70, 73] (korelacje uproszczone):

– dla laminarnej warstwy przyściennej:

$$\text{Nu} = 0,59\text{Ra}^{0,25} \quad (7.43)$$

Można tutaj dodać, że podawana jest też ogólniejsza postać [70]:

$$\text{Nu} = 0,6773 \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr} + 0,952} \text{Ra} \right)^{0,25} \quad (7.44)$$

Przedział ważności zależności: wg [5, 7]  $10^4 < \text{Ra} < 10^9$ .

– dla turbulentnej warstwy przyściennej:

$$\text{Nu} = 0,1\text{Ra}^{0,333} \quad (7.43)$$

Przedział ważności zależności: wg [28, 70]  $10^9 < \text{Ra} < 10^{13}$ , wg [73]  $10^9 < \text{Ra} < 10^{15}$ .

W powyższych przypadkach, tj. dla wzorów (7.43) ÷ (7.45):

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = s; \quad t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

- wg [55] (pionowe ściany wewnątrz pomieszczeń):

– laminarna swobodna konwekcja:

$$h_k = 1,32 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{l_{odn}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.46)$$

Przedział ważności zależności:  $l_{odn}^3 \cdot \Delta t \leq 10 [\text{m}^3\text{K}]$  oraz  $\Delta t < 100 \text{K}$

– turbulentna swobodna konwekcja:

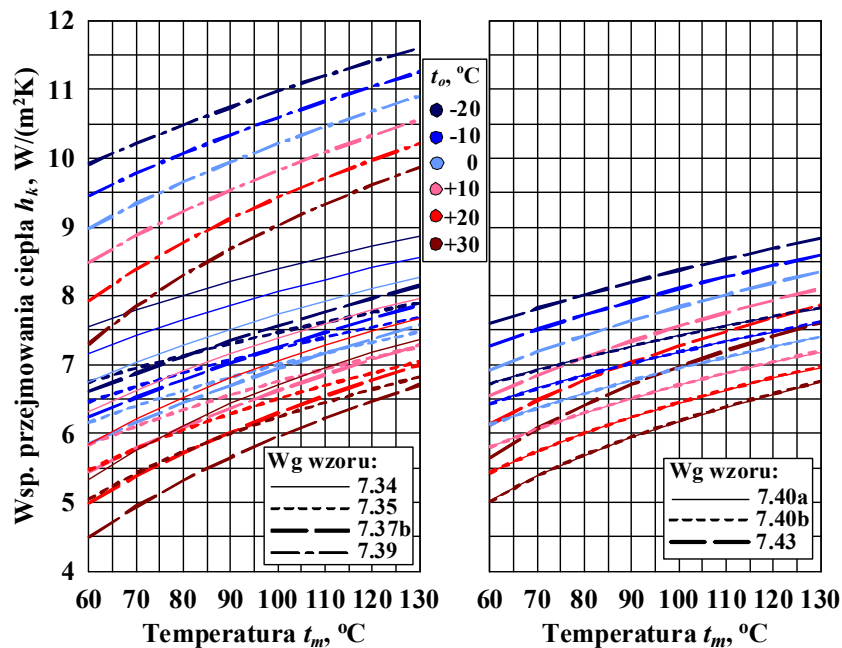
$$h_k = 1,74\sqrt[3]{\Delta t} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.47)$$

Przedział ważności zależności:  $l_{odn}^3 \cdot \Delta t > 10 \text{ [m}^3\text{K]}$  oraz  $\Delta t < 100 \text{ K}$

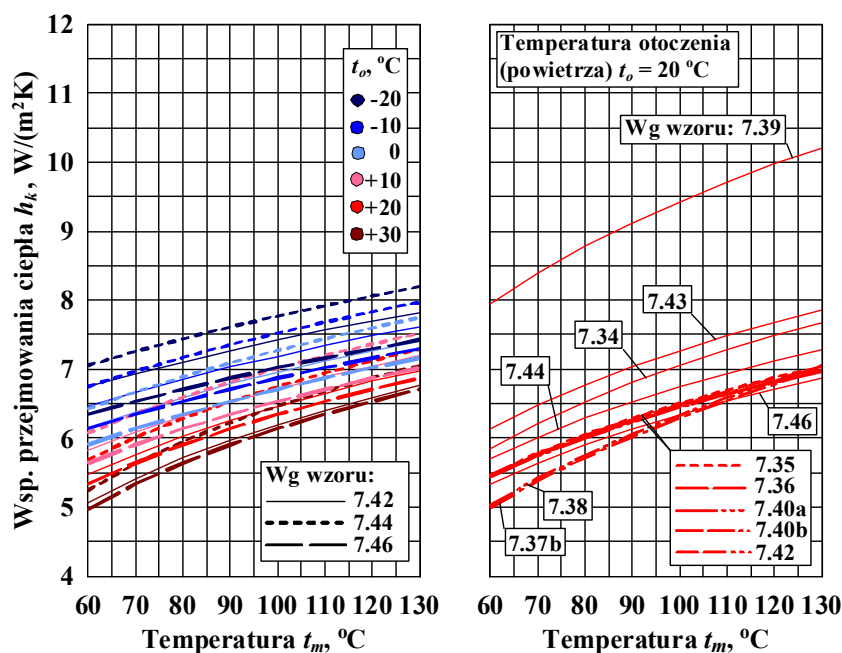
W obu powyższych przypadkach:

$$l_{odn} = s; \quad \Delta t = t_m - t_o$$

Otrzymane wg (7.34) ÷ (7.47) zmiany wartości współczynnika przejmowania ciepła  $h_k$ , dla podanych wcześniej danych geometrycznych pionowego zawieszenia (tutaj dla  $s = l_{odn}$ ) i warunków jego pracy (gdzie przyjęty zakres średniej temperatury powierzchni  $t_m$  stanowi odcięta wykresów a zakres temperatury otoczenia  $t_o$  parametr krzywych), przedstawiono na rys. 7.6 i 7.7.



Rys. 7.6. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła dla konwekcji swobodnej na powierzchni pionowej wystającego ponad izolację fragmentu półobojmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5 \text{ mm}$  w funkcji temperatury średniej tej powierzchni oraz temperatury otaczającego powietrza



Rys. 7.7. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła dla konwekcji swobodnej na powierzchni pionowej rozważanego elementu (opis w tekście) w funkcji jego temperatury średniej oraz temperatury powietrza

Na podstawie rys. 7.6 i 7.7 można stwierdzić, że w przypadku wszystkich podanych zależności wartości współczynnika przejmowania ciepła  $h_k$  są tym większe im wyższa jest temperatura ścianki  $t_m$  i im niższa jest temperatura powietrza  $t_o$ .

Można tutaj też dodać, że na jednym z wykresów rys. 7.7 (po stronie prawej) zestawiono przebiegi dla wszystkich wykorzystanych w obliczeniach wzorów, dla warunku gdy temperatura  $t_o = 20$  °C. Wartość ta wynika z faktu, że dwa z tych wzorów, tj. (7.36) i (7.38), są słuszne dla tej temperatury. Jednocześnie takie zestawienie pozwala łatwo porównać uzyskane wyniki. Jak daje się zauważyć, wartości uzyskane za pomocą zależności (7.39) dość znacznie odbiegają od pozostałych. Natomiast zależności (7.35), (7.36), (7.40a), (7.40b) i (7.42) dają zbliżone wyniki, a z praktycznego punktu widzenia różnice są pomijalne. Podobnie jest w przypadku zależności (7.37b) i (7.38), przy czym jest to oczywiste gdyż druga z nich jest przybliżeniem pierwszej przy założeniu  $t_o = 20$  °C.

Widoczne na wymienionych wyżej rysunkach krzywe dotyczą w większości laminarnej swobodnej konwekcji (obszarów uwarstwionych). Wyjątek stanowią przebiegi opisane wzorami: (7.34), który uwzględnia obszary laminarny i turbulentny oraz (7.37b) dotyczący obszaru burzliwego. Podane fakty związane są z parametrami geometrycznymi i warunkami pracy rozważanego elementu, które pozwalają określić czy możliwe jest zastosowanie danej zależności z uwagi na przedział jej ważności.

Wykorzystując analizowane zależności odnoszące się do konwekcji laminarnej, określono (ale przy wykluczeniu wzorów (7.36) i (7.38) z uwagi na ograniczenie temperatury powietrza do  $t_o = 20$  °C oraz wzoru (7.39) ze względu na wspomniane wyżej uwarunkowanie) przebieg uśredniony wyznaczonej wielkości. Stwierdzono, że najbardziej do niego „zbliżone” są zmiany wyznaczone za pomocą zależności (7.44). Jednakże dobrze oddaje je także wzór (7.35), który charakteryzuje się prostą postacią. Wartości uzyskiwane za jego pomocą są niższe jedynie o ok. 3,6 %. Stąd też właśnie on będzie wykorzystany w dalszej analizie.

✚ powierzchnia (płyta) usytuowana poziomo:

- wg [28, 31, 70, 73] – konwekcja swobodna:
  - powierzchnia (płyta) nagrzana, strumień ciepła oddawany w górę, zakres laminarny:

$$Nu = 0,54(Gr Pr)^{1/4} = 0,54Ra^{1/4} \quad (7.48)$$

$$h_k = \frac{Nu\lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = 0,5(g + l); \quad t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

Przedział ważności zależności: wg [31, 70, 73]  $10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7$ ,  
wg [28]  $10^4 < Ra < 10^7$ .

- powierzchnia (płyta) nagrzana, strumień ciepła oddawany w górę, zakres turbulentny:

$$Nu = K_1 \cdot (Gr Pr)^{1/3} = K_1 Ra^{1/3} \quad (7.49)$$

gdzie: wg [31, 70, 73]  $K_1 = 0,14$ , wg [28]  $K_1 = 0,15$ , a  $h_k$ ,  $l_{odn}$  i  $t_{odn}$  – jak wyżej.

Przedział ważności zależności: wg [31, 70, 73]  $10^5 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$   
 wg [28]  $10^7 < Ra < 10^{11}$

– powierzchnia (płyta) nagrzana, strumień ciepła oddawany w dół, zakres laminarny:

$$Nu = K_2 \cdot (Gr Pr)^{k_2} = K_2 Ra^{k_2} \quad (7.50)$$

gdzie: wg [28, 70]  $K_2 = 0,27$  i  $k_1 = 1/4$  a wg [31, 73]  $K_2 = 0,44$  i  $k_1 = 1/5$   
 $h_k, l_{odn}$  i  $t_{odn}$  – jak wyżej

Przedział ważności zależności: wg [70]  $3 \cdot 10^5 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$   
 wg [28]  $3 \cdot 10^5 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$   
 wg [31, 73]  $10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7$

- wg [32]:

– strumień ciepła oddawany w górę:

$$Nu = 0,155 Ra^{0,333} \quad (7.51a)$$

$$h_k = \frac{Nu \lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = \frac{g \cdot l}{2(g+l)}; \quad t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

Przedział ważności zależności: przepływ płynu burzliwy, bez wpływów zewnętrznych.  
 Równanie (7.51a) ma postać przybliżoną, a mianowicie:

$$h_k = 2 \Delta t^{0,31} \quad [W/(m^2K)] \quad (7.51b)$$

przy czym, wzór (7.51b) jest ważny dla  $t_o = 0 \div 20$  °C a jeden z wymiarów powierzchni (długość lub szerokość) wynosi  $0,5 \div 10$  m.

– strumień ciepła oddawany w dół:

$$Nu = 0,485 Ra^{0,2} \quad (7.52a)$$

$h_k, l_{odn}$  i  $t_{odn}$  – jak wyżej.

Przedział ważności zależności: przepływ płynu laminarny, bez wpływów zewnętrznych.  
 Równanie przybliżone zależności (7.52b) ma postać:

$$h_k = 0,5 \Delta t^{0,2} \cdot l_{odn}^{-0,4} \quad [W/(m^2K)] \quad (7.52b)$$

W przypadku nagrzanej powierzchni, z której strumień ciepła oddawany jest w dół (np. przy ogrzewaniu sufitowym) istnieją następujące przybliżone zależności:

– przy termicznie uwarunkowanym przepływie powietrza:

$$h_k = 1,08 \Delta t^{0,31} \quad [W/(m^2K)] \quad (7.53)$$

– przy stabilnie uwarstwieniu powietrza:

$$h_k \leq 0,54 \Delta t^{0,31} \quad [W/(m^2K)] \quad (7.54)$$

- wg [60] (oddawanie ciepła od płyty usytuowanej poziomo do otaczającego powietrza o temperaturze  $t_o = 0 \div 20$  °C, bez promieniowania):

– strumień ciepła w górę (np. ogrzewanie podłogowe):

– dla zakresu burzliwego oraz gdy  $\Delta t \cdot l_{odn}^3 > 0,4$  m<sup>3</sup>K:

$$h_k = 2,13 \cdot \sqrt[3]{\Delta t} \quad [W/(m^2K)] \quad (7.55)$$

– dla zakresu laminarnego oraz gdy  $\Delta t \cdot l_{odn}^3 < 0,4$  m<sup>3</sup>K:



$$h_k = 2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta t}{l_{odn}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.56)$$

gdzie  $l_{odn}$  w obu sytuacjach jest równe krótszemu bokowi prostokąta (w rozważnym przypadku  $l_{odn} = g$ ).

– strumień ciepła w dół (np. ogrzewanie sufitowe):

$$h_k = 0,59 \cdot \sqrt[5]{\Delta t \cdot l_{odn}^{-2}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.57)$$

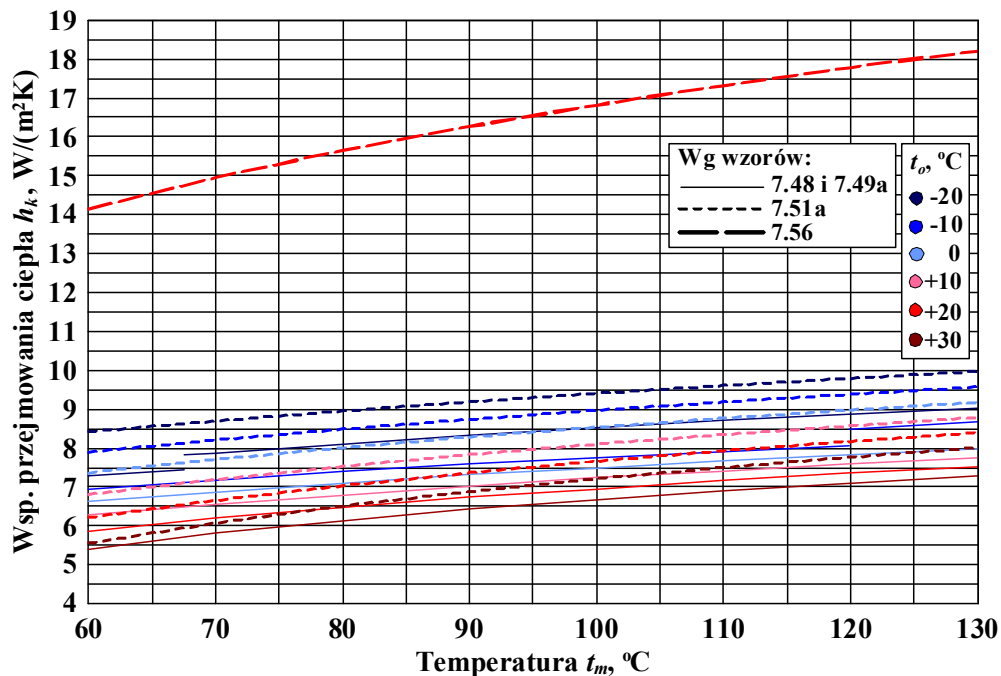
$l_{odn}$  – jak wyżej

Zależności (7.55) ÷ (7.57) mają zastosowanie przy konwekcji swobodnej bez dodatkowego przepływu wymuszonego.

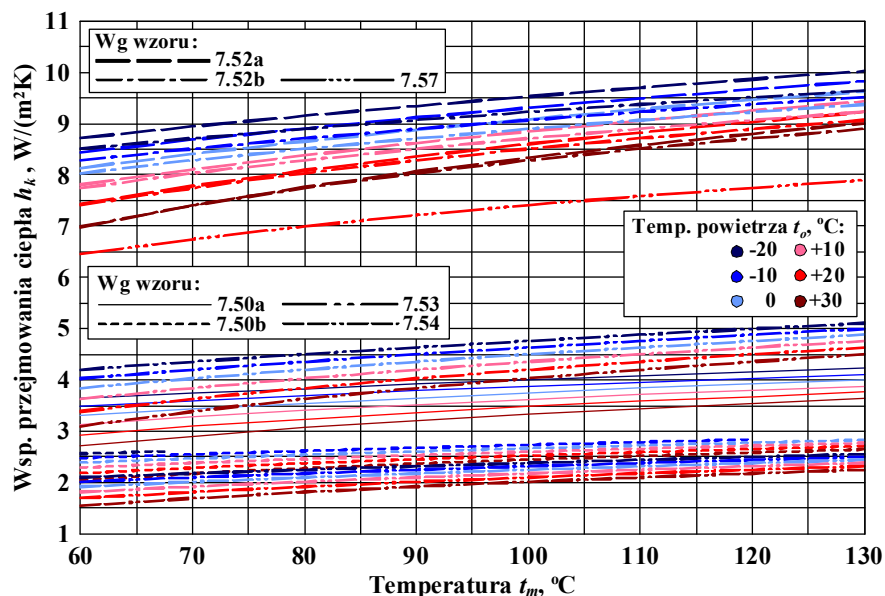
- wg [55]:

Wg [55], w przypadku powierzchni (ścian) usytuowanych poziomo, znajdujących się wewnątrz pomieszczeń, wymiana ciepła przez konwekcję, zarówno dla przepływu laminarnego jak i turbulentnego, jest nieistotna dla większości celów praktycznych.

Zmiany współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję dla usytuowanych poziomo powierzchni analizowanego elementu zawieszenia rurociągu (dla danych odpowiadających zewnętrznej średnicy  $\phi 244,5$  mm) pokazano na rys. 7.8 (powierzchnia górna – strumień ciepła oddawany w górę) oraz na rys. 7.9 (powierzchnia dolna – strumień ciepła oddawany w dół).

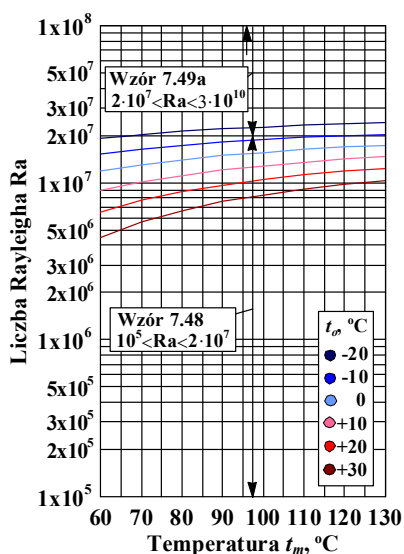


Rys. 7.8. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję dla powierzchni poziomej górnej (strumień ciepła oddawany w górę) wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm w funkcji temperatury średniej tej powierzchni oraz temperatury otaczającego powietrza



Rys. 7.9. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję dla powierzchni poziomej dolnej (strumień ciepła oddawany w dół) wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm w funkcji temperatury średniej tej powierzchni oraz temperatury otaczającego powietrza

W obu powyższych przypadkach wartość współczynnika przejmowania ciepła wzrasta wraz ze wzrostem temperatury powierzchni i obniżaniem się temperatury otoczenia. Dla wyjaśnienia można dodać, że widoczne dla niektórych krzywych przeskok, odpowiadające tej samej temperaturze  $t_o$ , związane są z przedziałami ważności danej zależności. Bliżej przedstawiono to na rys. 7.10, odnosząc się do wzorów (7.48) i (7.49), z których pierwszy ma zastosowanie dla  $10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7$ , a drugi dla  $2 \cdot 10^7 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$ . Stąd przy temperaturze np.  $t_o = -20$   $^{\circ}C$  będą one wykorzystane (w analizowanym przypadku) w zakresie temperatury powierzchni, odpowiednio:  $t_m = 60$   $^{\circ}C$  do  $t_m \leq 67,49$   $^{\circ}C$  i  $t_m > 67,49$   $^{\circ}C$  do  $t_m = 130$   $^{\circ}C$ . Natomiast przy  $t_o = -10$   $^{\circ}C$  są to zakresy, odpowiednio:  $t_m = 60$   $\div$   $\leq 119,91$   $^{\circ}C$  i  $t_m > 119,91$   $\div$   $130$   $^{\circ}C$ .



Rys. 7.10. Liczba Rayleigha  $Ra = Gr \cdot Pr$  w funkcji temperatury usytuowanej poziomo powierzchni ( $t_m$ ) oraz temperatury powietrza ( $t_o$ ) (dla danych odpowiadających wystającemu ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm)

Na podstawie rys. 7.8, odnoszącego się do powierzchni górnej, można zauważyć, że wzór (7.56) – słuszny dla temperatury  $t_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , daje wartości ponad 2-krotnie wyższe w porównaniu do uzyskiwanych za pomocą zależności (7.48) i (7.49a) oraz (7.51a). Te ostatnie dają wartości wyznaczonej wielkości zbliżone do siebie, przy czym różnice zmniejszają się wraz ze wzrostem temperatury powietrza.

W przypadku powierzchni dolnej, rys. 7.9, widoczne są dość duże różnice wyznaczonego za pomocą analizowanych zależności współczynnika przejmowania ciepła. Zastosowanie wzoru (7.52a) lub postaci przybliżonej (7.52b) oraz wzoru (7.57) daje wartości zbliżone do uzyskiwanych dla powierzchni górnej. Natomiast są one znacznie niższe przy użyciu wzorów (7.50a) i (7.53) oraz (7.50b) i (7.54), odpowiednio: od ok. 2,2 do ok. 3,8 razy.

W niniejszej pracy będą wykorzystane, w zależności od warunków, zależności (7.48) i (7.49) (dla powierzchni górnej) oraz (7.50a) (dla powierzchni dolnej).

W zakończeniu można dodać, że uzyskane wyniki nie pozwalają zgodzić się z przyjętą w normie [2] opinią, że wymiana ciepła przez konwekcję w przypadku powierzchni usytuowanych poziomo, dla przepływów laminarnych i turbulentnego, jest nieistotna dla większości celów praktycznych. Jak widać, osiągnięte wartości współczynnika przejmowania ciepła dla powierzchni górnej są porównywalne z tymi, jakie uzyskano dla konwekcji swobodnej na powierzchni pionowej (rys. 7.6 i 7.7).

✚ przepływ wzdłuż płyty (powierzchni, ścianki), konwekcja wymuszona:

- wg [32]:

$$\text{Nu} = \left[ 0,441 \text{Re} \text{Pr}^{0,667} + \frac{\text{Re}^{1,6} \text{Pr}^2}{[27,027 + 66,027 \text{Re}^{-0,1} (\text{Pr}^{0,667} - 1)]^2} \right]^{0,5} \quad (7.58)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{l_{odn}}; \quad t_{odn} = t_o$$

$l_{odn} = s$  (przepływ powietrza równoległe do osi przewodu, zatem równoległe do rozpatrywanej powierzchni, tj. wzdłuż wymiaru  $s$ ), a także  $l_{odn} = l$  lub  $l_{odn} = g$  (przepływ powietrza prostopadle do przewodu, ale równoległe do rozpatrywanych powierzchni, tj. wzdłuż wymiarów  $l$  lub  $g$ )

Przedział ważności zależności:  $10 < \text{Re} < 10^7$   
 $0,6 < \text{Pr} < 2000$

- wg [32] - równania przybliżone (dla powietrza):

– dla  $w < 5 \text{ m/s}$

$$h_k = 6,2 + 4,2w \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.59a)$$

– dla  $w > 5 \text{ m/s}$

$$h_k = 7,15w^{0,78} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.59b)$$

– dla  $\text{Re} > 5 \cdot 10^5$  oraz  $t_o = 0 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$

$$h_k = 6,4 \cdot w^{0,8} \cdot l_{odn}^{-0,2} \quad [W/(m^2K)] \quad (7.59c)$$

gdzie  $l_{odn}$  – jak wyżej.

- wg [28, 31, 53, 70, 73]:  
– przejmowanie ciepła przy laminarnej warstwie przyściennej - przepływ laminarny [53, 70]:

$$Nu = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr}{Pr_m} \right)^{0,25} \quad (7.60a)$$

przy czym dla powietrza można przyjąć [70]:  $(Pr/Pr_m)^{0,25} = 1$ . Stąd zależność (7.60a) występuje też w postaci [28, 31, 73]:

$$Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (7.60b)$$

W przypadku obu zależności, tj. (7.60a) i (7.60b):

$$h_k = \frac{Nu \lambda}{l_{odn}};$$

$l_{odn} = s$  lub  $l_{odn} = l$  lub  $l_{odn} = g$  (w zależności od rozważanej powierzchni i przepływu powietrza)

$t_{odn}$  temperatura odniesienia:

- wg [5, 9] ma być równa średniej temperaturze powietrza  $t_{sr}$  przepływającego wzdłuż rozważanej powierzchni (płyty), np.  $t_{sr} = 0,5(t_{wlot} + t_{wyLOT})$ ,
- zgodnie z [28, 31, 73] wzór pozwalający określić średnią temperaturę błonki, tj.:

$$t_{odn} = 0,5(t_m + t_o)$$

Przedział ważności zależności:

wg [53]: $Re < 5 \cdot 10^5$ ,	wg [28, 73]: $Re < 5 \cdot 10^5, Pr > 0,6$
wg [70]: $0,6 < Pr < 10$ ,	wg [31]: $Re < 4 \cdot 10^5, Pr > 0,6$

- przejmowanie ciepła przy turbulentnej warstwie przyściennej - przepływ turbulentny [53, 70]:

$$Nu = 0,37 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_m} \right)^{0,25} \quad (7.61a)$$

co przy uwzględnieniu, że dla powietrza  $(Pr/Pr_m)^{0,25} = 1$  daje [28, 31]:

$$Nu = K_3 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (7.61b)$$

gdzie: wg [28]  $K_3 = 0,037$ , a wg [31]  $K_3 = 0,036$

$$Wg [53]: \quad Nu = 0,032 Re^{0,8} \quad (7.61c)$$

W zależnościach (7.61a) ÷ (7.61c):

$l_{odn}$  – jak wyżej

$t_{odn}$  – wg [7, 9, 12] jak wyżej, wg [5]  $t_{odn} = t_o$

Przedział ważności zależności:

wg [28]: $Re > 10^8$ i $0,6 < Pr < 60$
wg [53]: $Re > 5 \cdot 10^5$
wg [31]: $Pr > 0,6$

– przyjmowanie ciepła dla obszaru przejściowego (między warstwami przyściennymi: laminarną i turbulentną), przy czym:

- wg [53, 70]:

$$\text{Nu} = 0,036(\text{Re}^{0,8} - 9200)\text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_m} \right)^{0,25} \quad (7.62)$$

dla warunków :  $l_{odn}$  i  $t_{odn}$  jak wyżej, a przedział ważności:

$$2 \cdot 10^5 < \text{Re} < 5,5 \cdot 10^6, \quad 0,7 < \text{Pr} < 380 \text{ oraz } 0,26 < \text{Pr}/\text{Pr}_m < 3,5.$$

- wg [28]:

$$\text{Nu} = (0,037 \text{Re}^{4/5} - 871)\text{Pr}^{1/3} \quad (7.63)$$

z tym, że  $l_{odn}$  i  $t_{odn}$  jak w poprzednich przypadkach, a przedział ważności określają następujące wartości liczb podobieństwa:  $5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^8$  i  $0,6 < \text{Pr} < 60$ .

- wg [58] (dla powietrza przy ciśnieniu atmosferycznym):

$$h_k = 2 + 10\sqrt{w} \quad [\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})] \quad (7.64a)$$

co można przekształcić do postaci:

$$h_k = 1,163(2 + 10\sqrt{w}) \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (7.64b)$$

- wg [55]:

– laminarny przepływ powietrza:

$$h_k = 3,96 \sqrt{\frac{w}{l_{odn}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (7.65)$$

$l_{odn}$  jest równe wymiarom  $s$ ,  $l$  lub  $g$  w zależności od rozpatrywanej powierzchni, a wzór jest możliwy do zastosowania gdy  $w \cdot l_{odn}^3 \leq 8 \text{ m}^2/\text{s}$ ,

– turbulentny przepływ powietrza:

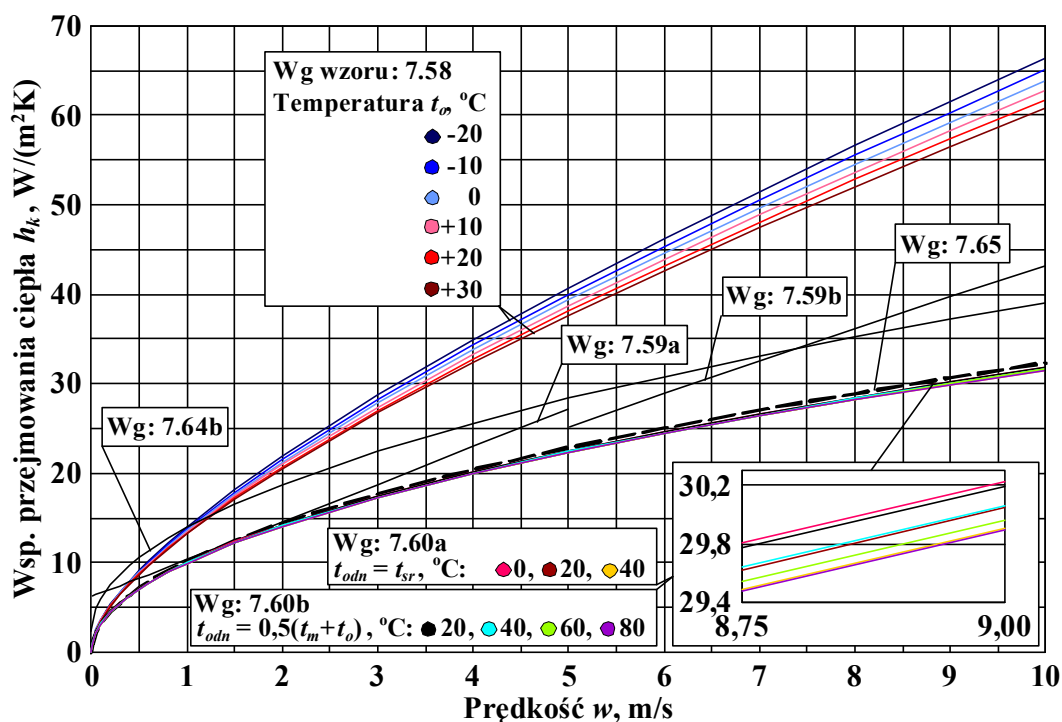
$$h_k = 5,765 \sqrt{\frac{w^4}{l_{odn}}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (7.66)$$

$l_{odn}$  – jak wyżej, a przedział ważności wzoru:  $w \cdot l_{odn}^3 > 8 \text{ m}^2/\text{s}$ .

Zależności (7.65) i (7.66) odnoszą się do powierzchni usytuowanych na zewnątrz powierzchni, ale jeśli nie jest dla nich ustalone czy występuje oddziaływanie wiatru, to zaleca się stosowanie zależności (7.46) i (7.47), odpowiadające konwekcji swobodnej, odpowiednio: laminarnej i turbulentnej.

Wyniki obliczeń współczynnika przyjmowania ciepła dla konwekcji wymuszonej przy przepływie powietrza wzdłuż powierzchni wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu o średnicy zewnętrznej  $\phi 244,5 \text{ mm}$ , przedstawiono na rys. 7.11. Należy dodać, że nie wszystkie z podanych zależności zostały wykorzystane gdyż okazało się, że z uwagi na dane geometryczne i warunki pracy rozważanego elementu są one poza przedziałem ich ważności. Np. zależności (7.61c) i (7.63) można by zastosować z uwagi na wymagania co do

wartości liczby Re dopiero gdyby prędkość powietrza o temperaturze  $t_o = -20\text{ }^\circ\text{C}$  wynosiła  $w > 39\text{ m/s}$ , a wzrost tej temperatury do  $t_o = +30\text{ }^\circ\text{C}$  wymaga  $w > 53\text{ m/s}$ . Podobnie w przypadku wzoru (7.66), dla którego warunek  $w \cdot l_{odn} > 8\text{ m}^2/\text{s}$  wymaga wartości  $w > 8/l_{odn} = 8/0,15 = 53,3\text{ m/s}$ . Takie prędkości w analizowanym przypadku praktycznie nie mają miejsca.



Rys. 7.11. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła dla konwekcji wymuszonej przy przepływie powietrza wzdłuż powierzchni wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5\text{ mm}$  w funkcji prędkości tego powietrza oraz jego temperatury, w przypadku zależności (7.58), lub tzw. temperatury odniesienia (dla zależności (7.60a) i (7.60b))

Na podstawie rys. 7.11 daje się zauważyć istotny wpływ prędkości powietrza na wartość współczynnika przejmowania ciepła w warunkach konwekcji wymuszonej. Najsilniej jest to widoczne w przypadku zależności (7.58). Jej zastosowanie daje też, począwszy od prędkości  $w > 1,2\text{ m/s}$  największe wartości, przy czym w porównaniu z wartościami uzyskiwanymi za pomocą innych wzorów różnica rośnie ze wzrostem prędkości (przykładowo, dla  $w = 10\text{ m/s}$  wyniki mogą różnić się nawet 2-krotnie). Wykonane obliczenia wskazują także na praktycznie pomijalny wpływ temperatur: otoczenia (powietrza)  $t_o$  lub odniesienia  $t_{odn}$  (a z uwagi na definicje tej ostatniej, obok temperatury  $t_o$  temperatur: powierzchni elementu  $t_m$  lub powietrza przepływającego wzdłuż tej powierzchni: na wlocie  $t_{wlot}$  i na wylocie  $t_{wylot}$ ).

W dalszej części niniejszej pracy dla przypadków konwekcji wymuszonej, do prędkości powietrza  $w = 2,5\text{ m/s}$  stosowany będzie prosty wzór (7.65) dający wyniki podobne jak dość często cytowane w literaturze technicznej zależności (7.60a) i (7.60b). Powyżej podanej prędkości wykorzystywane będą zależności (7.59a) i (7.59b), charakteryzujące się prostotą, i których użycie w tym zakresie daje wartości wyznaczonej wielkości zbliżone do średnich, uzyskiwanych na podstawie wszystkich podanych związków. Ponadto taki wybór związany jest



także z wynikami analizy przepływu powietrza w kanale, jaki tworzą równoległe do siebie półłobejmy, o czym będzie mowa później.

- opływ brył – pionowa płyta (w rozważanym przypadku powietrze napływa prostopadle do danej powierzchni) [28]:

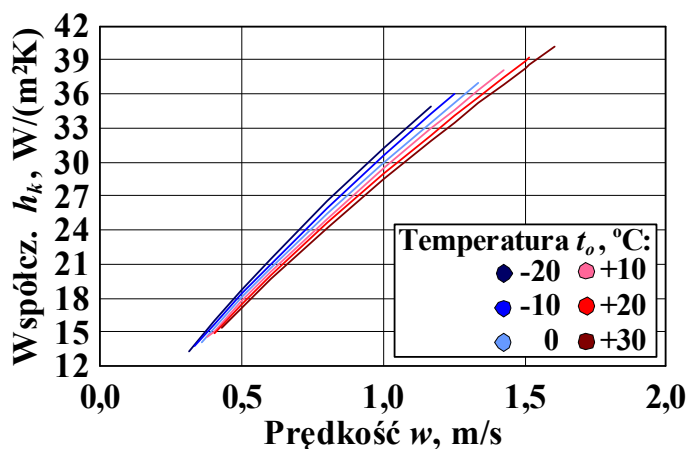
$$\text{Nu} = 0,228 \text{Re}^{0,731} \text{Pr}^{1/3} \quad (7.67)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{l_{odn}}; \quad l_{odn} = s; \quad t_{odn} = t_o$$

Zakres ważności zależności:  $4 \cdot 10^3 < \text{Re} < 15 \cdot 10^3$ .

Można tutaj zauważyć, że w literaturze większość podawanych zależności dotyczy opływu rur lub brył jakimi są niekołowe cylindry ( np. przewody o przekroju kwadratowym) [28, 31, 32, 70, 73]. Dlatego są one nieprzydatne w przypadku analizowanych elementów.

Otrzymane na podstawie zależności (7.67) przebiegi współczynnika przejmowania ciepła w funkcji prędkości i temperatury powietrza opływającego element będący przedmiotem analizy, pokazano na rys. 7.12. Z uwagi na przedział ważności wzoru krzywe ograniczone są do zakresu prędkości od ok. 0,3 m/s do ok. 1,6 m/s. Tutaj podano wartości: najmniejszą i największą, ale jak można zauważyć na rys. 7.12, jest to zależne od temperatury powietrza  $t_o$ . Można też dodać, że z jej wzrostem przy danej prędkości zmniejsza się, chociaż nieznacznie, wartość współczynnika przejmowania ciepła.



Rys. 7.12. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła przy opływie wystającego ponad izolację fragmentu półłobejmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm w funkcji prędkości i temperatury napływającego powietrza

- przepływ wymuszony powietrza w kanale utworzonym przez dwie półłobejmy:

- wg [32] – przepływ wymuszony laminarny ( $\text{Re} < 2320$ ):

$$\text{Nu} = \left( 49,028 + 4,173 \text{Re} \text{Pr} \frac{d_{odn}}{L_k} \right)^{0,333} \quad (7.68)$$

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{d_{odn}}$$

gdzie:

$L_k = s$  ( $s$  - szerokość żebra, tutaj stanowiąca długość kanału wzdłuż przepływu płynu), m

$$d_{odn} = \frac{2ab}{a+b}, \text{ m}$$

$$t_{odn} = 0,5(t_o' + t_o''), \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_o'$ ,  $t_o''$  – temperatura powietrza w kanale, odpowiednio: wlot i wylot,  $^\circ\text{C}$

Liczba Re jest określona dla prędkości średniej powietrza  $w_{sr}$  w kanale, którą przyjmuje się równą prędkości  $w$ .

Przedział ważności zależności:  $\text{Re} < 2320$ ,  $0,1 < \text{Re} \Pr \frac{L_{odn}}{L_k} < 10^4$ .

Należy tutaj zauważyć, że zależność (7.68) w przypadku przekrojów niekołowych daje wartości przybliżone.

- wg [32] – przepływ wymuszony burzliwy ( $\text{Re} > 2320$ ):

$$\text{Nu} = \frac{B(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12,7B^{0,5}(\text{Pr}^{0,667}-1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_{odn}}{L_k} \right)^{0,667} \right] \quad (7.69)$$

$$B = \frac{1}{(5,15 \lg \text{Re} - 4,64)^2}$$

gdzie:  $h_k$ ,  $L_k$ ,  $d_{odn}$ , i  $t_{odn}$  – jak wyżej.

Przedział ważności zależności:  $2320 < \text{Re} < 10^6$ ,  $\frac{d_{odn}}{L_k} < 1$

Dla tego obszaru ruchu powietrza występuje także zależność przybliżona (dla  $\text{Re} > 2320$ ):

$$h_k = 4,4 \frac{w_n^{0,75}}{d_{odn}^{0,25}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (7.70)$$

przy czym  $d_{odn}$  określono jak wyżej a prędkość  $w_n$  jest odniesiona do warunków normalnych ( $0^\circ\text{C}$  i  $1,013 \text{ bar}$ ) za pomocą wzoru:

$$w_n = \frac{273}{273 + t_{odn}} w_{sr} \quad [\text{m/s}]$$

- wg [31] – przepływ turbulentny:

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_m} \right)^{0,25} \quad (7.71)$$

gdzie:  $h_k$ ,  $d_{odn}$ ,  $t_{odn}$  – jak podano powyżej.

Przedział ważności zależności:  $10^4 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6$ ,  $0,6 < \text{Pr} < 2500$ , stosunek boków kanału: dłuższego do krótszego =  $1 \div 40$  (w rozważanym przypadku, rys. 7.4,  $b/a$ ).

- wg [31] – przepływ przejściowy:

$$\text{Nu} = 0,001 \text{Pr}^{0,5} \text{Re}^{1,18} \quad (7.72)$$

Uwarunkowania wzoru dotyczące  $h_k$ ,  $d_{odn}$ ,  $t_{odn}$  i  $w_{sr}$  jak podano powyżej, przy czym zależność jest słuszna dla:  $2 \cdot 10^3 < \text{Re} < 10 \cdot 10^3$

- wg [70] (przy założeniu stałej gęstości strumienia ciepła na powierzchniach ścianek kanału):

$$Nu = 1,38 \left( Pe \frac{L_k}{d_{odn}} \right)^{1/3} \left( \frac{Pr}{Pr_m} \right)^{0,25} \quad (7.73)$$

gdzie:

$d_{odn} = 2a$ , m (a – odległość między ściankami),

$L_k = s$ ,

$t_{odn} = t_o'$ , °C ( $t_o'$  – średnia temperatura płynu u na wlocie),

$Pr_m$  – liczba Prandtla określona dla własności płynu odpowiadających temperaturze ścianki.

- wg [22, 28] – przepływ wymuszony laminarny (przy założeniu stałych wartości temperatury lub strumienia ciepła na powierzchniach ścianek kanału):
  - dla takiego przypadku wartości liczby Nusselta w zależności od wartości stosunku boków kanału: dłuższego do krótszego oraz stałości wymienionych wyżej wielkości zestawiono w tabeli 7.1.

Tabela 7.1

Liczba Nusselta dla przypadku konwekcji wymuszonej laminarnej w kanale [22, 28]

Stosunek boków kanału: <u>bok dłuższy</u> bok krótszy	Liczba Nusselta	
	Stała temperatura ścianek	Stały strumień ciepła na ściankach
1	2,98	3,61
1,43	3,08	3,73
2	3,39	4,12
3	3,96	4,79
4	4,44	5,33
6	5,14	6,05
8	5,60	6,49
$\infty$	7,54	8,235 <sup>*)</sup>

<sup>\*)</sup> Wartość średnia gdyż wg [28]  $Nu = 8,24$  a wg [22]  $Nu = 8,23$ .

- dla potrzeb niniejszej pracy zestawione w tabeli 7.1 wartości aproksymowano przy użyciu programu Tabel Curve otrzymując bardzo dobre przybliżenia wg następujących wzorów (przez  $x$  oznaczono stosunek boków kanału: dłuższego do krótszego):
  - dla założenia stałej temperatury ścianek kanału:

$$Nu = \frac{4,7061028 - 0,7774217 \cdot x + 2,880753 \cdot x^2}{1 + 0,90424036 \cdot x + 0,38193769 \cdot x^2} \quad (7.74a)$$

- dla założenia stałego strumienia ciepła na ściankach kanału:

$$Nu = \frac{7,500983 - 3,1106452 \cdot x + 6,3963401 \cdot x^2}{1 + 1,2120039 \cdot x + 0,77654997 \cdot x^2} \quad (7.74b)$$

Dla obu zależności: (7.74a) i (7.74b):

$$h_k = \frac{Nu\lambda}{d_{odn}}; \quad d_{odn} = \frac{2ab}{a+b}; \quad \text{przedział ważności: } Re < 2100$$

- wg [53] – ruch wymuszony w kanale (rozwinięty przepływ burzliwy):

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_m} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_k \quad (7.75a)$$

Wzór (7.74a) dla powietrza przyjmuje postać:

$$\text{Nu} = 0,018 \cdot \varepsilon_k \cdot \text{Re}^{0,8} \quad (7.75b)$$

W zależnościach (7.75a) i (7.75b):

$$h_k = \frac{\text{Nu}\lambda}{d_{odn}}; \quad d_{odn} = \frac{2ab}{a+b}; \quad t_{odn} = 0,5(t_o' + t_o'')$$

Przedział ważności zależności:  $\text{Re} > 10^4$ .

Współczynnik poprawkowy  $\varepsilon_k$  uwzględniający wpływ stosunku długości kanału  $L_k = s$  do średnicy zastępczej  $d_{odn}$  na współczynnik  $h_k$  podano w tabeli 7.2.

Tabela 7.2

Współczynnik poprawkowy  $\varepsilon_k = f(\text{Re}, L_k/d_{odn})$  [53]

Wartość liczby Re	Stosunek $L_k/d_{odn}$				
	10	20	30	40	50 i więcej
10000	1,23	1,13	1,07	1,03	1
20000	1,18	1,10	1,05	1,02	1
50000	1,13	1,08	1,04	1,02	1
100000	1,10	1,06	1,03	1,02	1
1000000	1,05	1,03	1,02	1,01	1

Ponieważ w przypadku rozważanych pionowych zawieszek rurociągów stosunek  $L_k/d_{odn} = s(a+b)/2ab$  (rys.7.4) jest z reguły mniejszy od 10, dlatego dokonano ekstrapolacji danych zawartych w tabeli 7.2 tak, aby możliwe było określenie wartości  $\varepsilon_k$  np. już od  $s(a+b)/2ab = 2$  i więcej. W tym celu wykorzystano specjalistyczny program Table Curve 3D a dobrane równanie ma następującą postać:

$$\begin{aligned} \varepsilon_k = f\left(\frac{L_k}{d_{odn}}, \text{Re}\right) = & a_0 + a_1 \cdot \frac{L_k}{d_{odn}} + a_2 \cdot \ln \text{Re} + a_3 \cdot \left(\frac{L_k}{d_{odn}}\right)^2 + a_4 \cdot (\ln \text{Re})^2 + \\ & + a_5 \cdot \frac{L_k}{d_{odn}} \cdot \ln \text{Re} + a_6 \cdot \left(\frac{L_k}{d_{odn}}\right)^3 + a_7 \cdot (\ln \text{Re})^3 + a_8 \cdot \frac{L_k}{d_{odn}} \cdot (\ln \text{Re})^2 + a_9 \cdot \left(\frac{L_k}{d_{odn}}\right) \cdot \ln \text{Re} \end{aligned} \quad (7.75c)$$

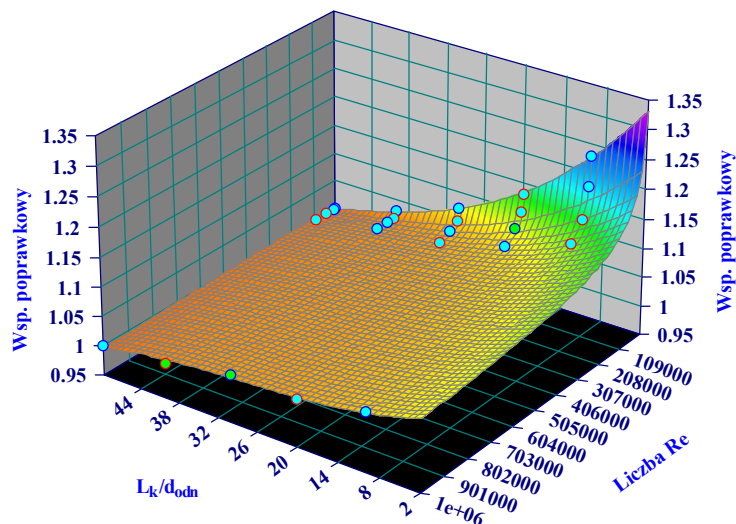
gdzie:  $a_0 = 3,839985$

$$a_1 = -6,192582 \cdot 10^{-2} \quad a_2 = -0,482103 \quad a_3 = 4,773364 \cdot 10^{-4}$$

$$a_4 = 2,849167 \cdot 10^{-2} \quad a_5 = 6,718555 \cdot 10^{-3} \quad a_6 = -1,5 \cdot 10^{-6}$$

$$a_7 = -5,830291 \cdot 10^{-4} \quad a_8 = -1,84489 \cdot 10^{-4} \quad a_9 = -2,528673 \cdot 10^{-5}$$

Funkcja (7.75c) jest ważna w przedziałach:  $2 \leq L_k/d_{odn} \leq 50$ ,  $10^4 < \text{Re} < 10^5$ , a jej przebieg oraz zadane wartości (wg tabeli 7.2) pokazano na rys. 7.13 (można zauważyć dobre dopasowanie zaproponowanej funkcji).



Rys. 7.13. Zależność współczynnika poprawkowy  $\varepsilon_k$  od stosunku  $L_k/d_{odn}$  i liczby Reynoldsa  $Re$

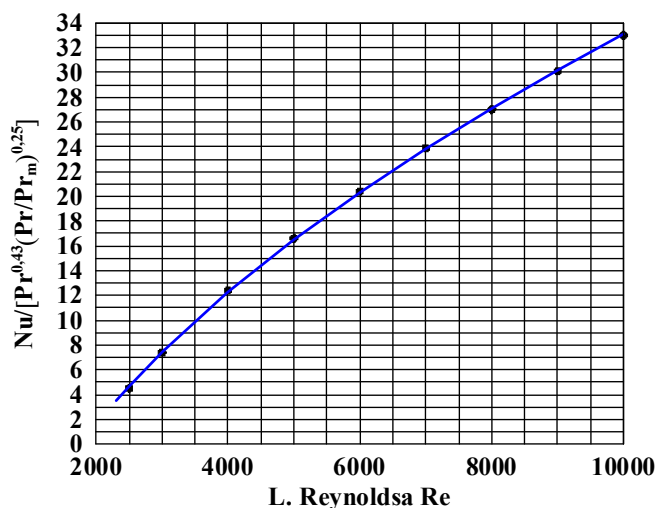
- wg [53] – ruch wymuszony w kanale, przepływ pośredni ( $2300 < Re < 10000$ ):
  - dla tego zakresu zaleca się posługiwanie zależnością przybliżoną:

$$Nu = 0,008 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (7.76)$$

$h_k$ ,  $d_{odn}$  i  $t_{odn}$  – jak wyżej.

Przedział ważności zależności:  $2300 < Re < 10000$ .

Możliwe jest też w podanym zakresie wykorzystanie wykresu przedstawiającego zależność  $Nu/[Pr^{0,43}(Pr/Pr_m)^{0,25}] = f(Re)$ , rys. 7.14 [53].

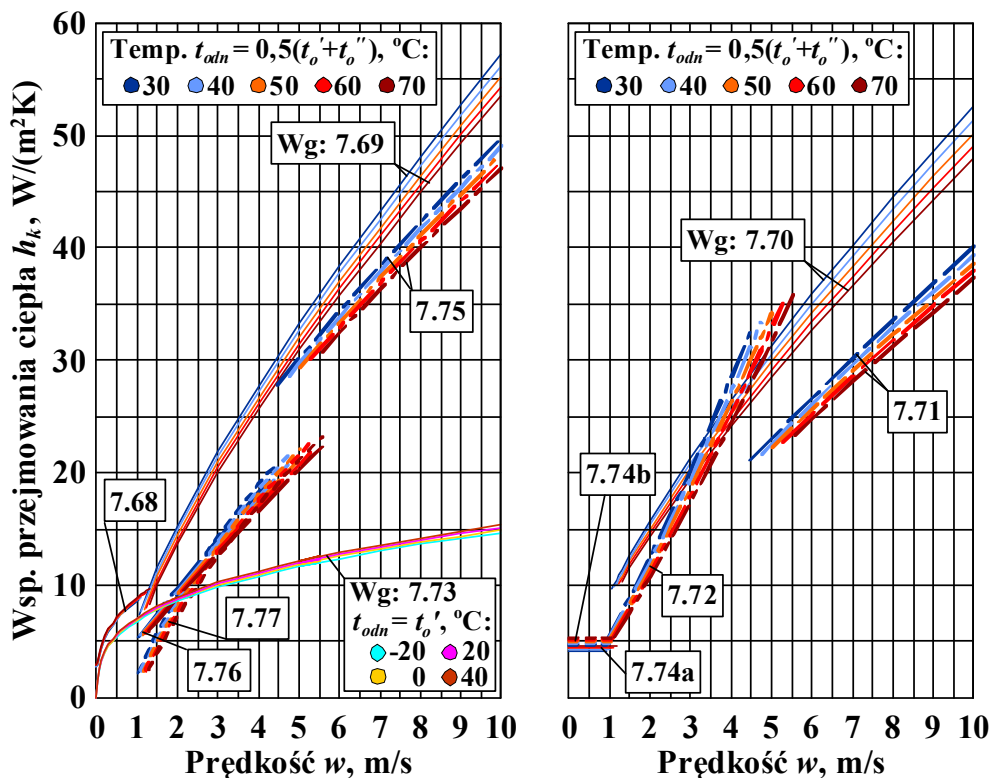


Rys. 7.14. Zależność  $Nu/[Pr^{0,43}(Pr/Pr_m)^{0,25}]$  od liczby Reynoldsa przy przepływie pośrednim w rurach prostych i kanałach ( $2,3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ )

Dla potrzeb niniejszej pracy, widoczny na rys. 7.14 przebieg aproksymowano (za pomocą specjalistycznego programu Table Curve 2D), dobierając najlepsze, ale stosunkowo proste dopasowanie. Wybrano równanie typu  $y = a + bx^{0,5}$  (gdzie  $y = Nu/[Pr^{0,43}(Pr/Pr_m)^{0,25}]$  i  $x = Re$ ), które po przekształceniach można ostatecznie zapisać w postaci:

$$Nu = (0,576 Re^{0,5} - 23,633) Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_m} \right)^{0,25} \quad (7.77)$$

Na rys. 7.15 przedstawione zostały przebiegi wyznaczonego na podstawie analizowanych zależności (ich nr podano na wykresach) współczynnika przyjmowania ciepła dla przepływu powietrza w kanale, który tworzą wystające ponad izolację fragmenty dwóch półobojm pionowego zawieszenia rurociągu o zewnętrznej średnicy  $\phi 244,5$  mm. Aby zbyt nie „zaciemniać” tego rysunku wykonano dwa wykresy w tej samej skali, w celu łatwiejszego porównywania wyników.



Rys. 7.15. Zmiany współczynnika przyjmowania ciepła dla przepływu powietrza w kanale utworzonym przez wystające ponad izolację fragmenty dwóch półobojm pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm w funkcji prędkości powietrza i temperatury odniesienia (opis w tekście)

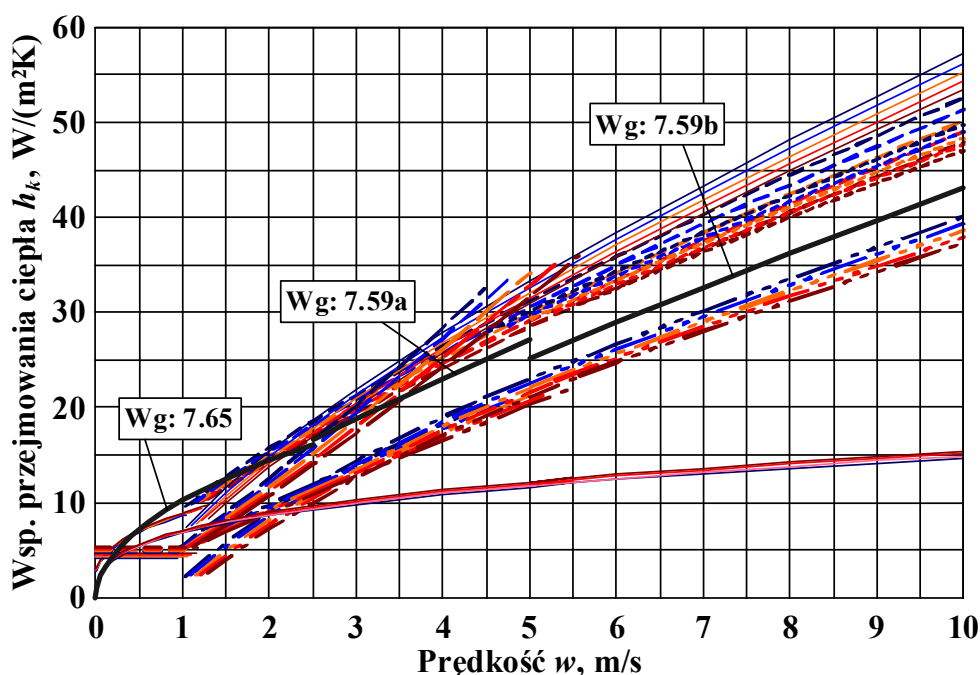
Analiza przebiegów krzywych widocznych na rys. 7.15 pozwala zauważyć, że początek oraz koniec wielu z nich nie pokrywa się z przyjętym zakresem zmian prędkości powietrza. Związane to jest z przedziałami ważności zastosowanych zależności. Obejmują one przepływy wymuszone: laminarny (dla  $Re < 2320$  (2100) – zależności (7.68), (7.74a) i (7.74b)), przejściowy (dla  $2320$  (2000, 2300)  $< Re < 10000$  – zależności (7.69), (7.70), (7.72), (7.76) i (7.77)) oraz burzliwy (dla  $Re > 10000$  – zależności (7.69), (7.70), (7.71) i (7.75)). W przypadku rozważanego elementu daje to, odpowiednio dla  $Re$ , następujące zakresy zmian prędkości (podano wartości najmniejszą i w nawiasie największą, co jest zależne od temperatury odniesienia): do ok. 0,9 (1,3) m/s, ok. 0,9 (1,3) ÷ ok. 4,5 (5,7) m/s i powyżej ok. 4,5 (5,7) m/s, przy czym dla tego ostatniego zwykle określone jest także górne ograniczenie (przekracza ono jednak założone w obliczeniach 10 m/s). Cały obliczeniowy zakres zmiennej niezależnej obejmuje wzór (7.73), który jednakże dla



prędkości większej od ok. 2,5 m/s daje bardzo niskie wartości współczynnika przejmowania ciepła w porównaniu do uzyskiwanych za pomocą pozostałych zależności.

Otrzymane wyniki (rys. 7.15) wskazują na silną zależność współczynnika przejmowania ciepła, dla powietrza przepływającego w kanale, od prędkości tego powietrza, natomiast znacznie mniejszą od jego temperatury (tutaj temperatury odniesienia, która zwykle jest równa średniej z wartości na wlocie i wylocie). Można jednak zwrócić uwagę na fakt, że w większości przypadków wartość wyznaczonej wielkości dla danej prędkości jest wyższa przy niższej temperaturze powietrza. Odwrotnie jest w przypadku zależności (7.68), (7.73), (7.74a) i (7.74b), ale różnice są bardzo niewielkie.

W przypadku omawianego zagadnienia (przepływ w kanale) do dalszych obliczeń można by wykorzystać następujące związki: (7.68) – dla przepływu laminarnego, (7.70) – dla przejściowego i burzliwego, z tym, że dla tego ostatniego właściwy mógłby być też wzór (7.75). Jednak porównanie rys. 7.15 (przepływ w kanale) z rys. 7.11 (przepływ wzdłuż powierzchni) pozwala zauważyć, że w zakresie prędkości do ok. 2,5 m/s otrzymywane wartości są porównywalne do tych, jakie uzyskuje się za pomocą zależności (7.65). Natomiast powyżej tej prędkości w paśmie wyników „leżą” wartości wyznaczone ze wzorów (7.59a) i (7.59b). Porównanie, o którym mowa wyżej, przedstawiono na rys. 7.16.



Rys. 7.16. Porównanie przebiegów współczynników przejmowania ciepła dla wymuszonego przepływu powietrza w kanale (bliższy opis krzywych wg rys. 7.15) oraz wymuszonego przepływu powietrza wzdłuż powierzchni (tylko krzywe wyznaczone za pomocą zależności: (7.65) – dla prędkości do  $w = 2,5$  m/s, (7.59a) – dla  $w = 2,5 \div 5$  m/s i (7.59b) – dla  $w > 5$  m/s)

Na podstawie powyższego przyjmuje się, że dla wymuszonego przepływu powietrza w kanale utworzonym przez rozważane fragmenty zawieszenia rurociągu wykorzystane będą zależności odpowiadające przypadkowi przepływu wzdłuż powierzchni tych elementów.

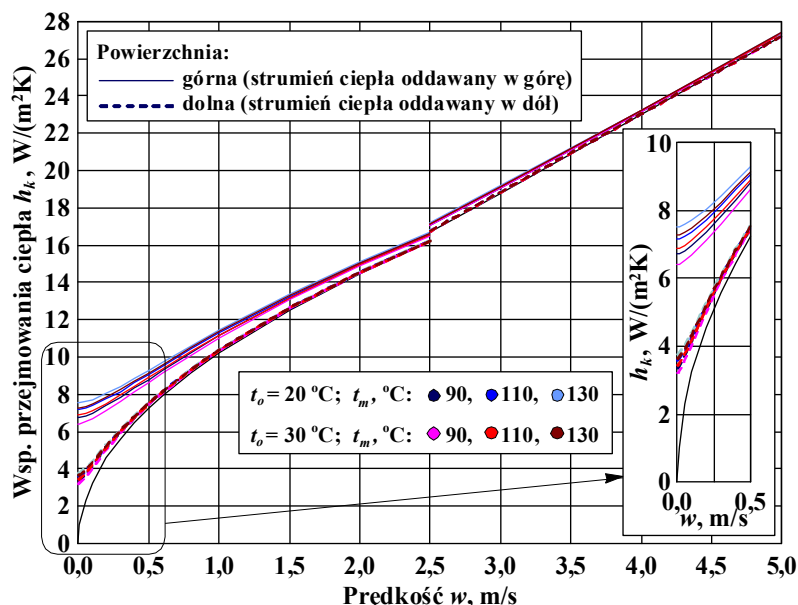
Dokonany przegląd zależności możliwych do ewentualnego stosowania w celu wyznaczenia wartości współczynników przejmowania ciepła przez konwekcję dla rozważnych elementów, usytuowanych w środowisku powietrza, pozwala podać następujące uwagi natury ogólnej:

- ✓ w równaniach określających liczbę Nusselta (Nu) dla przypadku konwekcji swobodnej występuje liczba podobieństwa Grashofa (Gr) uwzględniająca działanie sił masowych, pomijanych przy konwekcji wymuszonej, dla której liczbą charakterystyczną jest liczba Reynoldsa (Re),
- ✓ dla każdego analizowanego zagadnienia w literaturze technicznej proponowany jest szereg, zwykle ściśle uwarunkowanych zależności, ale nie zawsze dających – jak to wynika z przeprowadzonych obliczeń – jednoznaczne wyniki (można tutaj jednakże podać opinię, sformułowaną w odniesieniu do konwekcji wymuszonej [31], że dokładność w granicach  $\pm 10\%$  należy uznać za zupełnie zadowalającą),
- ✓ wykonane dla wszystkich przypadków przykładowe obliczenia pozwoliły wybrać w każdym z nich zależność (zależności), które proponuje się wykorzystywać do oceny danej formy wymiany ciepła (dla analizowanych obiektów, tj. wystających ponad izolację fragmentów półobejm pionowych zawieszonych rurociągów parowych, lub podobnych do nich).

W uzupełnieniu zagadnienia dotyczącego wymiany ciepła przez konwekcję można dodać, że w praktycznym zastosowaniu, w przypadku powierzchni poziomych, zachodzi superpozycja przepływów swobodnego i wymuszonego. Pozwala to przyjąć do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła w pomieszczeniach przybliżenie, które można zapisać w postaci [32, 60]:

$$h_k = \sqrt[3]{h_k^3(\text{swobodny}) + h_k^3(\text{wymuszony})} \quad (7.78)$$

Ponieważ zależność (7.78) jest słuszna dla pomieszczeń, zatem jej zastosowanie w przypadku rozważanych elementów pionowych zawieszonych rurociągów może mieć miejsce przy ewentualnych ruchach powietrza wywołanych oddziaływaniem cieplnym samego rurociągu a także różnych maszyn i urządzeń usytuowanych w pobliżu oraz ewentualnymi „przeciągami”. Jednakże prędkości powietrza w takich sytuacjach, jak wynika z pomiarów własnych, mogą osiągać do ok. 1,5 m/s. Przykłady zmian współczynnika przejmowania ciepła dla analizowanych wcześniej poziomych powierzchni (górnej i dolnej) fragmentu półobejm, wyznaczonych z uwzględnieniem superpozycji konwekcji swobodnej i wymuszonej, przy założeniu prędkości powietrza do 5 m/s, pokazano na rys. 7.17 (przyjęte wartości temperatur  $t_o$  i  $t_m$  podano na wykresie). Do obliczenia wartości  $h_{k(\text{swobodny})}$  wykorzystano zaproponowane wcześniej zależności (7.48) – dla powierzchni górnej i (7.50a) – dla powierzchni dolnej. Natomiast wartości  $h_{k(\text{wymuszony})}$  wyznaczono za pomocą wzorów (7.65) i (7.59a), przy czym przebiegi odpowiadające tym ostatnim naniesiono dla porównania na wymienionym rysunku.



Rys. 7.17. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła dla usytuowanych poziomo powierzchni półobojem pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm, znajdujących się w pomieszczeniu zamkniętym, wyznaczone z warunku superpozycji przepływów swobodnego i wymuszonego (dla porównania naniesiono linią ciągłą czarną przebiegi dla konwekcji wymuszonej)

Na podstawie rys. 7.17 można zauważyć, że wyniki uzyskiwane z wykorzystaniem zależności uwzględniającej superpozycję przepływów laminarnego i wymuszonego od pewnej prędkości powietrza już niewiele różnią się od tych jakie otrzymuje się dla samej tylko konwekcji wymuszonej. Przyjmując za zadowalającą przy określeniu współczynnika przejmowania ciepła wspomnianą wcześniej 10 % dokładność (oszacowaną w odniesieniu do wartości odpowiadającej superpozycji), są one wyższe od ok. 1 m/s dla powierzchni górnej i ok. 0,25 m/s dla dolnej. Stąd zależność (7.78) będzie stosowana w omawianym przypadku tylko do zakresu podanych wartości prędkości powietrza (powyżej nich wyniki uzyskiwane z zależności dla samej konwekcji wymuszonej można uznać za zadowalające).

W wymianie ciepła obok konwekcji istotne znaczenie ma promieniowanie cieplne emitowane przez wszystkie ciała, których temperatura jest wyższa od zera bezwzględnego. W przypadku ciała doskonale czarnego gęstość strumienia energii podaje prawo Stefana-Boltzmana [21, 32]:

$$\dot{q}_{cz} = \sigma T_{cz}^4 \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (7.79a)$$

gdzie:

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$  – stała Stefana-Boltzmana (stała promieniowania powierzchni doskonale czarnej),

$T_{cz}$  – temperatura absolutna (termodynamiczna,  $T_{cz} = t_{cz} + 273,15$ ) powierzchni ciała, K.

W zastosowaniach technicznych stosowana jest też postać:

$$\dot{q}_{cz} = C_o \left( \frac{T_{cz}}{100} \right)^4 \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (7.79b)$$

gdzie:  $C_o = 5,67 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$  – stała techniczna ciała doskonale czarnego.

Dla ciał szarych, jakimi są ciała rzeczywiste (ciało doskonale czarne stanowi model hipotetyczny), prawo pozwalające określić gęstość strumienia emisji ich powierzchni przybiera formę:

$$\dot{q}_{sz} = \sigma \varepsilon T_{sz}^4 \quad (7.80a)$$

lub

$$\dot{q}_{sz} = \varepsilon C_o \left( \frac{T_{sz}}{100} \right)^4 = C \left( \frac{T_{sz}}{100} \right)^4 \quad (7.80b)$$

gdzie:

$C = \varepsilon C_o$  – stała promieniowania ciała szarego,  $W/(m^2K^4)$ ,

$\varepsilon$  – emisyjność powierzchni, a inne używane pojęcia to: stopień czarności ciała szarego, stopień emisji, współczynnik emisji, zdolność promieniowania.

Gęstość strumienia energii przenoszanej z ogrzanego ciała o powierzchni  $A_m$  do otoczenia, jakim mogą być otaczające go inne ciała o niższej temperaturze i powierzchni  $A_o$ , wyraża równanie [32]:

$$\dot{q}_r = \frac{\dot{Q}_r}{A_m} = C_{1-2} \cdot (T_m^4 - T_o^4) \quad (7.81a)$$

gdzie:

$\dot{Q}_r$  – strumień energii wymienianej między ciałami przez promieniowanie, W,

$A_m$  – powierzchnia emisji,  $m^2$ ,

$T_m, T_o$  – temperatura bezwzględna, odpowiednio: powierzchni ciała bardziej ogrzanego (tutaj półobejmy) i powierzchni ciała mniej ogrzanego, K,

$C_{1-2}$  – współczynnik promieniowania,  $W/(m^2K^4)$ , określony ze wzoru: [32]:

$$C_{1-2} = \sigma \varepsilon_{1-2} = \frac{5,67 \cdot 10^{-8}}{\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{A_m}{A_o} \left( \frac{1}{\varepsilon_o} - 1 \right)} \quad (7.81b)$$

gdzie  $\varepsilon_{1-2}$  – emisyjność zastępcza, która uwzględnia emisyjność obu promieniujących energię ciał ( $\varepsilon_m$  dla powierzchni półobejmy i  $\varepsilon_o$  dla otoczenia, np. powierzchni w sąsiedztwie), jak również ich wzajemny układ geometryczny. W przypadku gdy  $A_m \ll A_o$  (jak to ma miejsce dla rozważanej półobejmy znajdującej się w hali),  $A_m/A_o$  jest bliskie zeru, co pozwala przyjąć, że:

$$C_{1-2} = \sigma \varepsilon_m = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon_m \quad (7.81c)$$

Wykorzystując zależności (7.81a) i (7.81c) oraz wprowadzając współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie  $h_r$ , wzór na gęstość strumienia ciepła przez promieniowanie można zapisać w postaci:

$$\dot{q}_r = \sigma \varepsilon_m (T_m^4 - T_o^4) = h_r (t_m - t_o) = h_r (T_m - T_o) \quad (7.82)$$

Stąd wzór pozwalający wyznaczyć wartość współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie określa równanie [32, 55]:

$$h_r = \sigma \varepsilon_m (T_m^4 - T_o^4) \frac{1}{T_m - T_o} = \sigma \varepsilon_m (T_m^2 + T_o^2)(T_m + T_o) \quad (7.83a)$$

Wzór (7.83a) w literaturze spotykany jest też w postaci następujących zapisów, np.:

– wg [21]:

$$h_r = \sigma \varepsilon_m \cdot 10^4 \left[ \left( \frac{T_m}{100} \right)^2 + \left( \frac{T_o}{100} \right)^2 \right] (T_m + T_o) \quad (7.83b)$$

– wg [32, 55]:

$$h_r = a_r C_r \quad (7.83c)$$

gdzie:  $a_r = \frac{T_m^4 - T_o^4}{T_m - T_o}$  – współczynnik temperaturowy,  $K^3$ ,

$C_r = \sigma \varepsilon_m = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon_m$  – współczynnik promieniowania,  $W/(m^2 K^4)$

– wg [53, 60]:

$$h_r = \varepsilon_m C_o \left[ \left( \frac{T_m}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_o}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{T_m - T_o} \quad (7.83d)$$

gdzie  $C_o$  – jak podano wcześniej.

Wartość współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie może być wyznaczana także stosując zależności przybliżone, zapisywane następującymi związkami:

– wg [55]:

$$h_r = \sigma \varepsilon_m \cdot 4(T_{sr})^3 \quad (7.84a)$$

– wg [60]:

$$h_r = C_o \varepsilon_m \cdot \beta = C_o \varepsilon_m \cdot 0,04 \left( \frac{T_{sr}}{100} \right)^3 \quad (7.84b)$$

gdzie w obu wzorach: gdzie  $\sigma$ ,  $\varepsilon_m$ ,  $C_o$  jak podano wcześniej, natomiast:

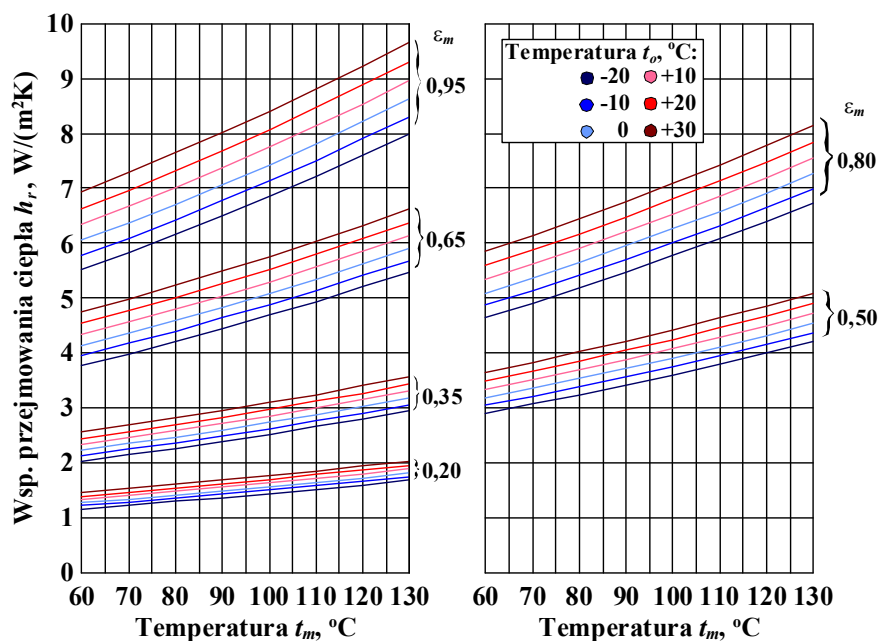
$$T_{sr} = 0,5(T_m + T_o) \quad [K].$$

Należy tutaj dodać, że zależności (7.84a) i (7.84b) są ważne gdy:  $T_m - T_o < 200 K$ .

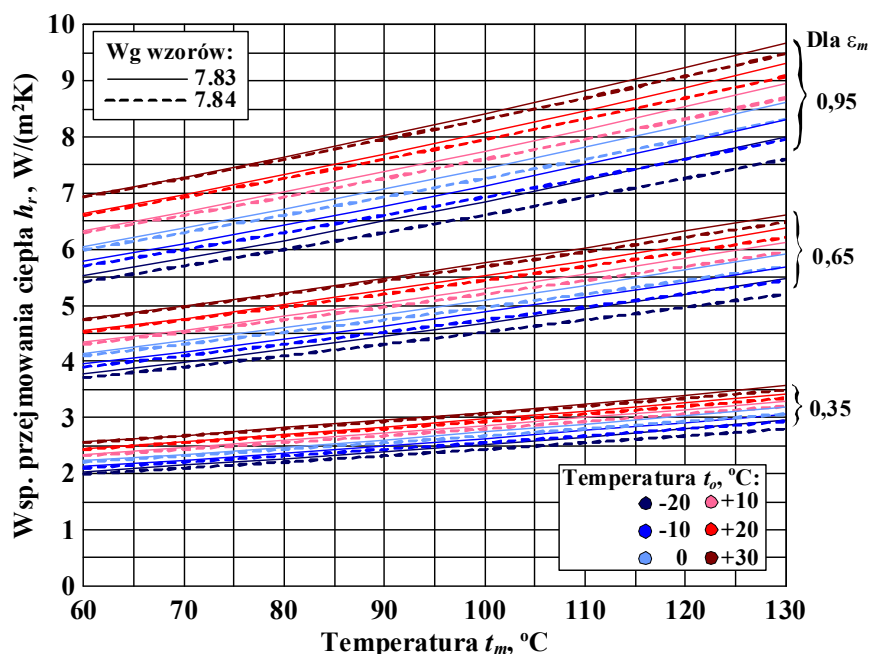
W uzupełnieniu można zauważyć, na podstawie podanych wyżej równań, że współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie  $h_r$  zależy od temperatury  $t_m$  i  $t_o$  oraz stopnia emisyjności powierzchni  $\varepsilon_m$ . Wyznaczając wartości tego współczynnika założono przyjęty wcześniej zakres zmian dwu pierwszych wielkości, tzn.:  $t_m = 60 \div 130^\circ C$  i  $t_o = -20 \div +30^\circ C$  oraz zmienność trzeciej wielkości w zakresie:  $\varepsilon_m = 0,20 \div 0,95$ .

Uzyskane wyniki przy wykorzystaniu zależności dokładniej (7.83), tj. (7.83a) lub (7.83b) lub (7.83c) lub (7.83d) przedstawiono na rys. 7.18. Porównanie tych wartości z uzyskanymi za

pomocą wzoru przybliżonego (7.84), tutaj (7.84a) lub (7.84b), dla wybranych emisyjności, pokazano na rys. 7.19.



Rys. 7.18. Zmiana współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie  $h_r$  dla powierzchni wystającego ponad izolację fragmentu pionowego zawieszenia rurociągu  $\Phi 244,5$  mm w funkcji jej temperatury średniej  $t_m$  i emisyjności  $\varepsilon_m$  oraz temperatury otoczenia (powietrza)  $t_o$



Rys. 7.19. Porównanie zmian współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie  $h_r$ , wyznaczonego za pomocą zależności dokładnej (7.83) i przybliżonej (7.84) dla warunków jak na rys. 7.18

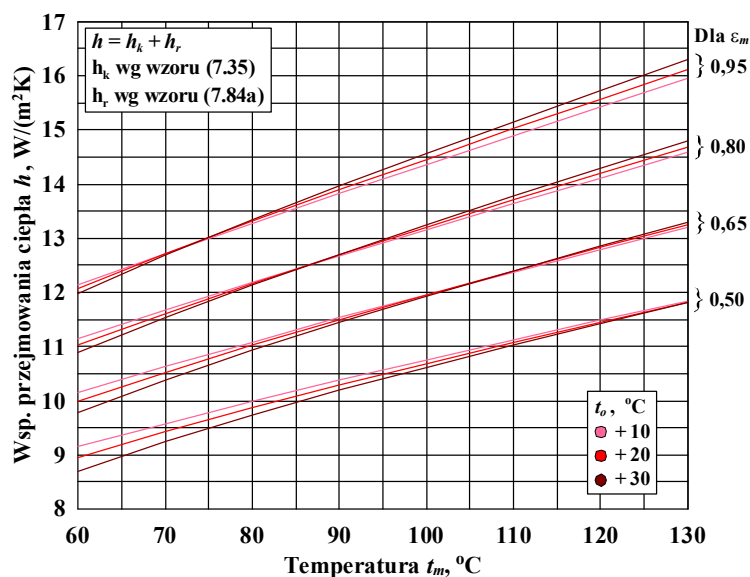
Przebiegi krzywych na rys. 7.18 i 7.19 wskazują, że wartości współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie są dla danej temperatury powierzchni tym wyższe im większe są: emisyjność tej powierzchni i temperatura otaczającego powietrza (oczywiście taki wniosek wynika wprost z podanych zależności). Jednocześnie widać, że zależność przybliżona (7.84) daje zadowalające rezultaty i można ją stosować z powodzeniem w omawianym przypadku.



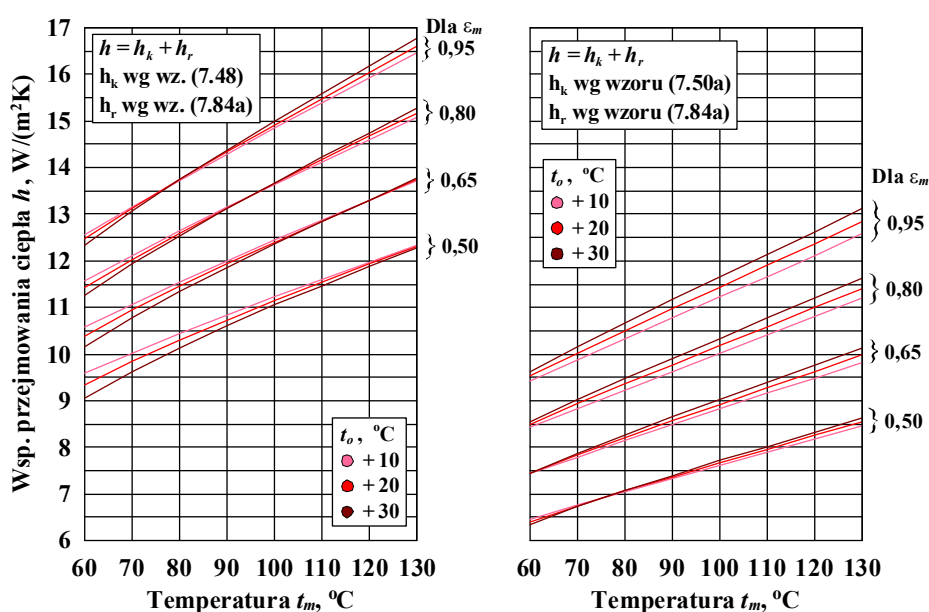
Z analizy zagadnienia wymiany ciepła wynika, że współczynnik przejmowania ciepła można wyrazić ogólnie jako sumę współczynników przejmowania ciepła przez konwekcję i przez promieniowanie [70, 73]. A zatem można zapisać, że:

$$h = h_k + h_r \quad (7.85)$$

Przykłady zmian wartości tak zdefiniowanego współczynnika, wykorzystując do wyznaczenia jego składowych wybrane wcześniej zależności i przyjmując dane dotyczące rozważanego elementu, przedstawiono na rys. 7.20 ÷ 7.23. Dotyczą one złożonej wymiany ciepła, w której na powierzchniach usytuowanych pionowo i poziomo konwekcji swobodnej lub wymuszonej towarzyszy promieniowanie.



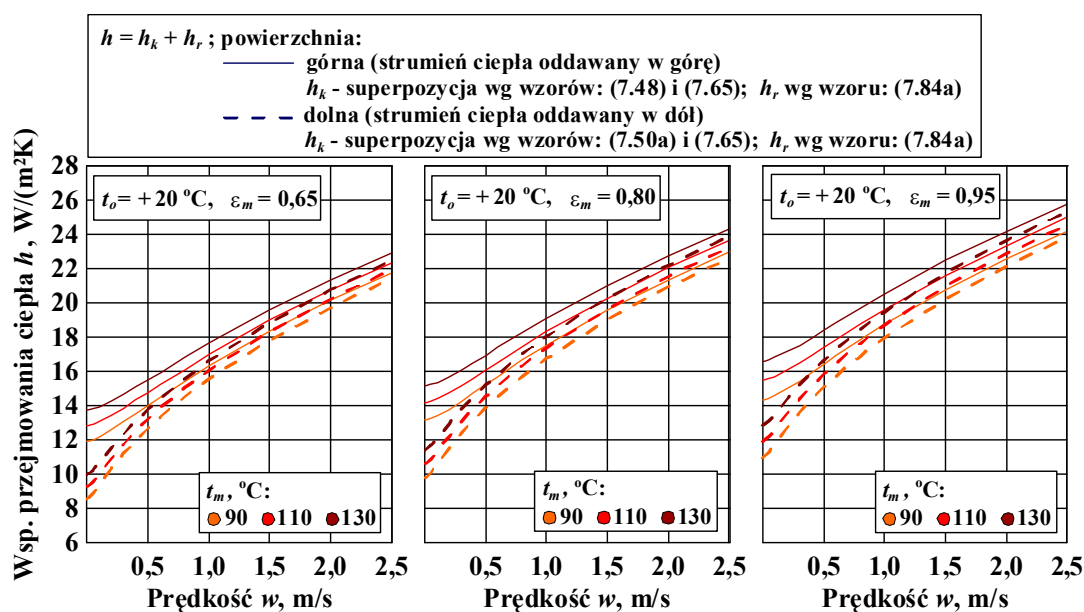
Rys. 7.20. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła przy jednoczesnej wymianie ciepła przez konwekcję swobodną i promieniowanie ( $h = h_k + h_r$ ) na pionowej powierzchni wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszania rurociągu  $\phi 244,5$  mm w funkcji parametrów tej powierzchni, tj. temperatury średniej  $t_m$  i emisyjności  $\epsilon_m$ , oraz temperatury otaczającego powietrza  $t_o$



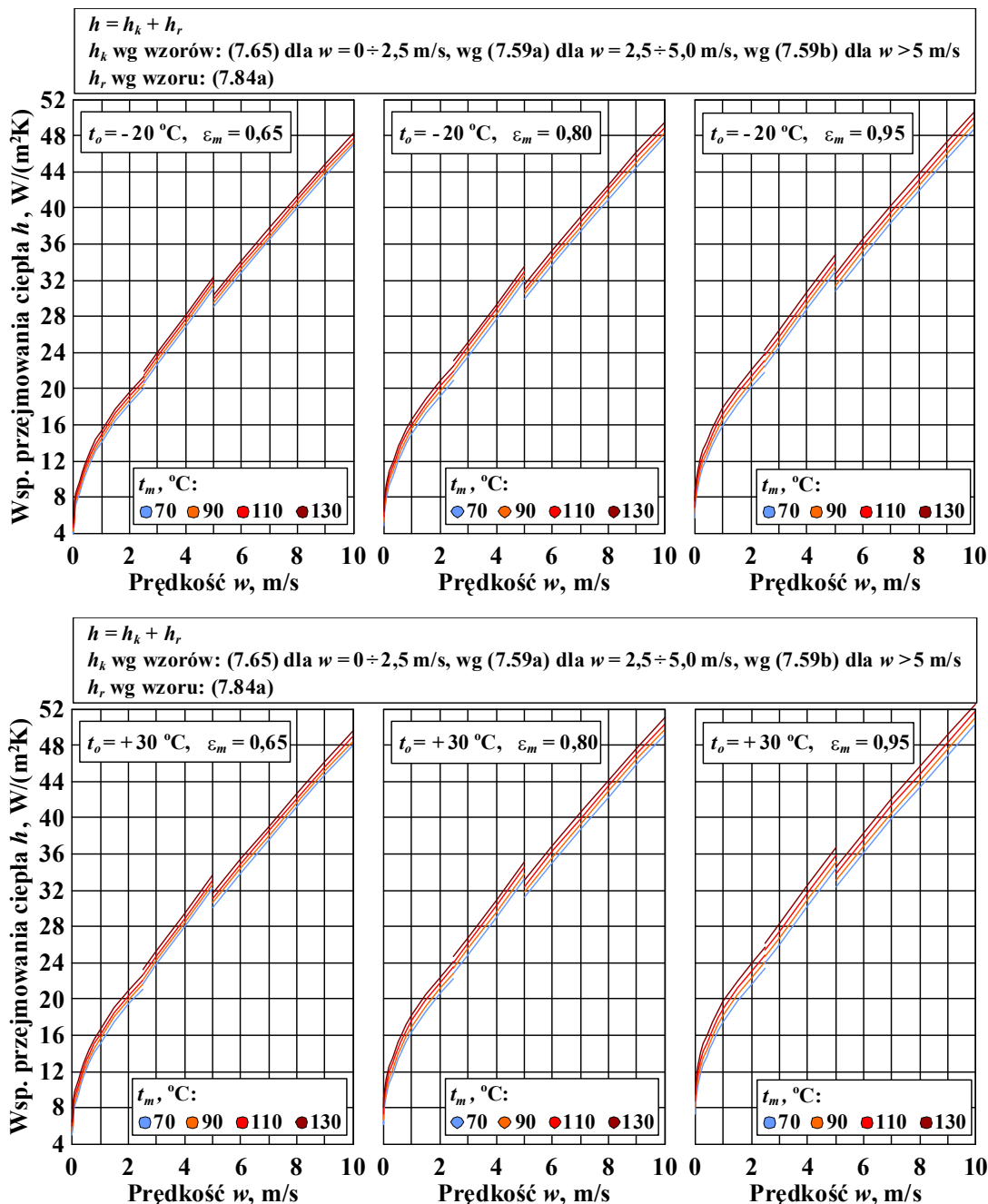
Rys. 7.21. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła na poziomych powierzchniach: górnej (wykres po lewej) i dolnej (wykres po prawej) wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy (pozostałe uwarunkowania jak na rys. 7.20)

Na podstawie rys. 7.20 i 7.21, odnoszących się do konwekcji swobodnej i promieniowania, zachodzących jednocześnie na powierzchniach analizowanego elementu, można zauważyć, uwzględniając zakres danych przyjętych do obliczeń, że:

- ✓ na wartości współczynnika przejmowania ciepła  $h = h_k + h_r$ , mają podstawowy wpływ parametry powierzchni, tj. jej temperatura  $t_m$  i emisyjność  $\varepsilon_m$ , natomiast oddziaływanie temperatury otaczającego element powietrza  $t_o$  jest w zasadzie pomijalne (dla danych  $t_m$  i  $\varepsilon_m$  wartość średnia współczynnika  $h$  różni się od uzyskiwanych wyników maksymalnie tylko o ok. 3,3%, co z praktycznego punktu widzenia należy uznać za zadowalające.
- ✓ zmniejszenie wpływu temperatury  $t_o$ , o czym mowa powyżej, w porównaniu do zaprezentowanego wcześniej dla przypadków tylko konwekcji swobodnej lub promieniowania, odpowiednio: rys. 7.6 i rys. 7.19, jest rezultatem wzajemnego „nakładania się” obu tych sposobów wymiany ciepła, powodując w efekcie „zbliżenie się” krzywych do siebie (w przypadku pierwszego z wymienionych sposobów współczynnik przejmowania ciepła przy wzroście temperatury  $t_o$  zmniejsza się, a dla drugiego, zwiększa się),
- ✓ krzywe odpowiadające różnym temperaturom  $t_o$  dla danej wartości emisyjności powierzchni  $\varepsilon_m$  przecinają się, przy czym miejsce skrzyżowania „przesuwa się w stronę” wyższej temperatury powierzchni  $t_m$  przy obniżaniu się jej emisyjności  $\varepsilon_m$ ,
- ✓ wyniki dla powierzchni usytuowanych pionowo oraz poziomo przy strumieniu ciepła oddawanym w górę, różnią się między sobą, dla tych samych parametrów, stosunkowo nieznacznie, tzn. najwięcej do ok. 4,5%, co można uznać za niewiele, pozwalając stosować wybrane zależności obliczeniowe zamiennie.



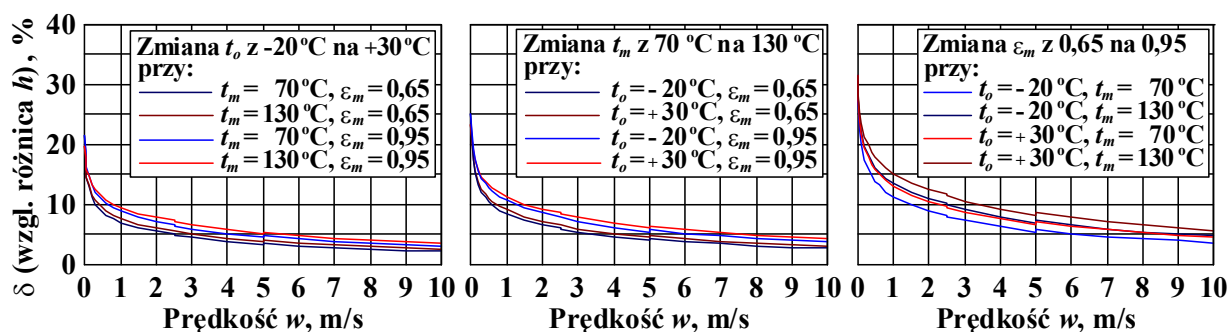
Rys. 7.22. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła  $h = h_k + h_r$ , dla usytuowanych poziomo górnej i dolnej powierzchni półobejmy zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm, wyznaczone z warunku superpozycji dla swobodnego i wymuszonego przepływów powietrza z uwzględnieniem promieniowania, w funkcji prędkości  $w$  i temperatury powietrza  $t_o$  oraz średniej temperatury  $t_m$  danej powierzchni i jej emisyjności  $\varepsilon_m$



Rys. 7.23. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła dla jednoczesnej wymiany ciepła przez konwekcję wymuszoną i promieniowanie ( $h = h_k + h_r$ ) przy przepływie wzdłuż powierzchni wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy pionowego zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5$  mm w funkcji prędkości  $w$  i temperatury powietrza  $t_o$  oraz parametrów dotyczących wspomnianej powierzchni, tj. jej średniej temperatury  $t_m$  i jej emisyjności  $\varepsilon_m$

W przypadku wykresów na rys. 7.23, odnoszących się do konwekcji wymuszonej oraz promieniowania, można zauważyć (także uwzględniając jak wcześniej zakres obliczeniowych danych), że widoczne przesunięcie przebiegu krzywych dla różnych temperatur powierzchni  $t_m$  (tutaj w zakresie  $70 \div 130$  °C), przy danej jej emisyjności  $\varepsilon_m$  i określonej temperaturze powietrza  $t_o$ , jest wynikiem wpływu wszystkich wymienionych tutaj wielkości na wartość współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie  $h_r$ , będącego jak wiadomo jednym ze składników sumy określającej współczynnika  $h = h_k + h_r$ . Wpływ, o którym tutaj mowa przedstawiono na

rys. 7.24 jako względną różnicę  $\delta$  uzyskiwanych wartości w funkcji prędkości  $w$ , przy zmianie jednego parametru i ustalonych pozostałych. Wielkość  $\delta$  stanowi stosunek różnicy wyników przed i po zmianie parametru, od jednej do drugiej jego wartości skrajnych podanych na rysunku, do wyniku przed jego zmianą.



Rys. 7.24. Względna różnica wartości wyznaczonego współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję wymuszoną i promieniowanie dla analizowanego elementu (opis w tekście) w funkcji prędkości powietrza  $w$  oraz zmiany w zakresie skrajnych wartości obliczeniowych jednego z parametrów – kolejno od lewej do prawej: temperatury powietrza  $t_o$ , temperatury  $t_m$  i emisyjności  $\epsilon_m$  powierzchni, przy stałych wartościach pozostałych wielkości

Na podstawie rys. 7.24 można stwierdzić, że największy wpływ na wartość wyznaczonego współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję (wymuszoną) i promieniowanie, przy zmianie parametrów pracy analizowanego elementu, tj. temperatury  $t_m$  i emisyjności  $\epsilon_m$  jego powierzchni oraz temperatury powietrza  $t_o$ , ma druga z wymienionych tutaj wielkości. Można jednak też zauważyć, że dla zaprezentowanych dość dużych ich zmian, względna różnica  $\delta$  nie przewyższa 10 %, począwszy od pewnych prędkości powietrza  $w$ . I tak, chodzi o wartości wyższe od  $0,3 \div 0,7$  m/s przy zmianie  $t_o$  (w zależności od pozostałych parametrów, tzn.  $t_m$  i  $\epsilon_m$ ). Natomiast przy zmianie  $t_m$  i  $\epsilon_m$  wynoszą one, odpowiednio:  $0,6 \div 1,6$  m/s i  $1,5 \div 3,4$  m/s (uwzględniając także odpowiednio pozostałe parametry).

W praktyce zmiany, o których tutaj mowa, można potraktować jako dokładności pomiarów wymienionych wielkości, tj.  $t_o$ ,  $t_m$  i  $\epsilon_m$ . Jednak w takim przypadku należałoby mówić o znacznie mniejszym zakresie tych zmian. Zatem w konsekwencji nawet stosunkowo mało precyzyjne określenie podanych parametrów (np. z dokładnością  $\pm 10 \div 15$  %) w niewielkim stopniu wpłynie na dokładność wyznaczonego współczynnika przejmowania ciepła, także przy niższych niż podano wyżej prędkościach powietrza.

W literaturze podawane są niekiedy zależności, pozwalające wyznaczyć wartość współczynnika  $h = h_k + h_r$ , stosowane w obliczeniach przybliżonych, jak np.:

- wg [55] – dla zewnętrznych powierzchni wewnątrz pomieszczeń (dla ścian i pionowych rur):

$$h = C_B + 0,09\Delta t \quad (7.86a)$$

gdzie:  $\Delta t = t_m - t_o$  (w °C) – oznaczenia jak podawano wcześniej,

$C_B$  – współczynnik, którego wartości są zależne od rodzaju powierzchni – tabela 7.3 [55].

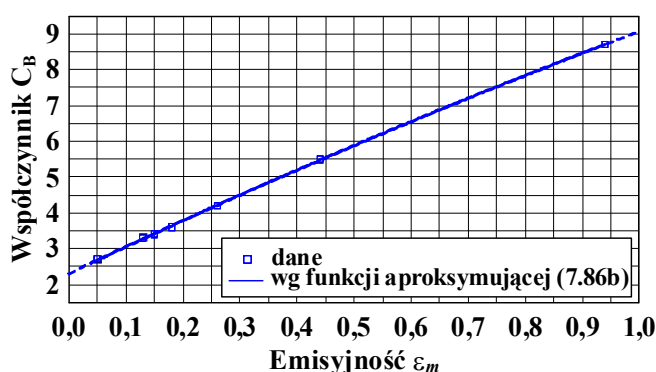
Współczynnik  $C_B$  stosowany w równaniu (7.86a)

Powierzchnia	$C_B$	$\varepsilon_m$	$C_r = \sigma \cdot \varepsilon_m$ , [W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )]·10 <sup>8</sup>
Aluminium jasne, walcowane	2,7	0,05	0,28
Aluminium utlenione	3,3	0,13	0,74
Stal austenityczna	3,4	0,15	0,85
Arkusze aluminiowo-cynkowe	3,6	0,18	1,02
Arkusze metalu galwanizowanego, czyste	4,2	0,26	1,47
Arkusze metalu galwanizowanego, zakurzone	5,5	0,44	2,49
Powierzchnie niemetaliczne	8,7	0,94	5,33

Dla potrzeb niniejszej pracy aproksymowano (wykorzystując program Table Curve 2D) przebieg współczynnika  $C_B$  w funkcji emisyjności powierzchni  $\varepsilon_m$ , otrzymując bardzo dobre przybliżenie za pomocą prostego wzoru:

$$C_B = f(\varepsilon_m) = 2,30574 + 7,54030 \cdot \varepsilon_m - 0,78076 \cdot \varepsilon_m^2 \quad (7.86b)$$

Przebieg funkcji (7.86b) przedstawiono na rys. 7.25.



Rys. 7.25. Przebieg funkcji (7.86b), tj. zależności współczynnika  $C_B$  występującego we wzorze (7.86a) od emisyjności powierzchni  $\varepsilon_m$

- wg [53] – dla urządzeń znajdujących się wewnątrz pomieszczeń zamkniętych, przy temperaturze powierzchni do 150 °C:

$$h = 9,74 + 0,07 \Delta t \quad (7.87)$$

gdzie  $\Delta t = t_m - t_o$ , w °C – oznaczenia jak podano wcześniej.

- wg [60] – dla powierzchni usytuowanych pionowo, eksploatowanych w warunkach konwekcji swobodnej:

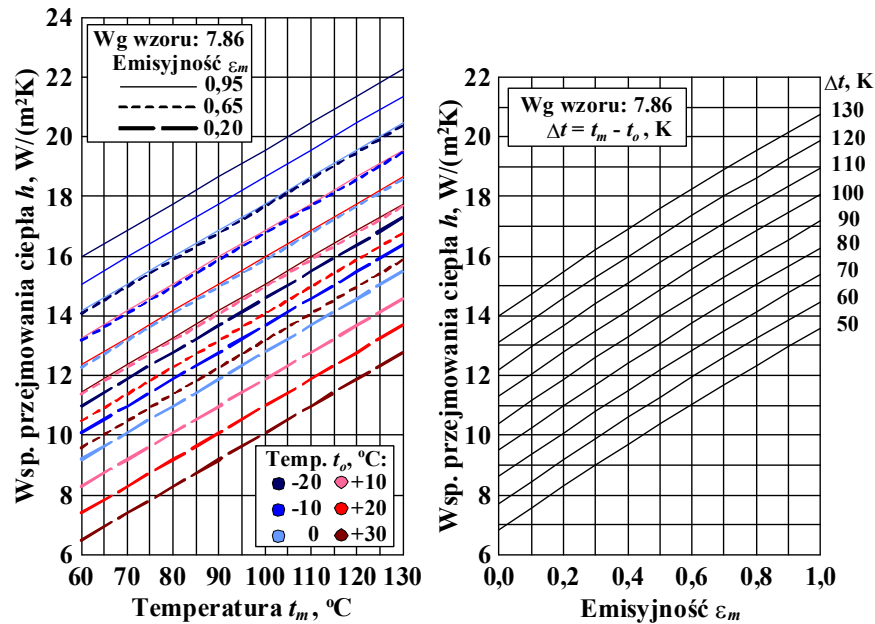
$$h = 9,70 + 0,040 \cdot \Delta t \quad (7.88)$$

gdzie  $\Delta t = t_m - t_o$ , w °C – oznaczenia jak powyżej.

Należy tutaj jednakże dodać, że zależność (7.88) jest słuszna, zgodnie z [60], tylko dla powierzchni, których współczynnik promieniowania  $C = 5,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ . Pamiętając, że  $C = C_o \cdot \varepsilon_m = 5,67 \cdot \varepsilon_m$  można wyznaczyć wartość emisyjności powierzchni  $\varepsilon_m$  spełniającej podany wymóg. Wynosi ona:  $\varepsilon_m = C/5,67 = 5,3/5,67 = 0,93$ .

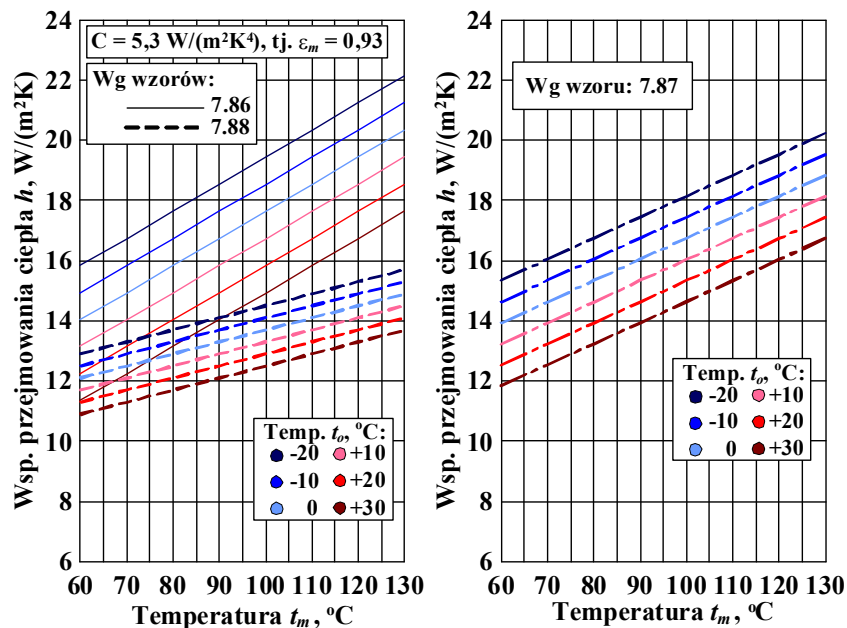
Uzyskane wartości współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję i promieniowanie  $h = h_k + h_r$ , przy wykorzystaniu zależności (7.86), dla różnych emisyjności  $\varepsilon_m$  i przyjmowanego

wcześniej zakresu temperatur  $t_m$  i  $t_o$ , przedstawiono na rys. 7.26. Na jednej jego części przyjęto jako zmienną niezależną temperaturę  $t_m$  a za parametry krzywych wartości  $t_o$  i  $\varepsilon_m$ , a na drugiej, odpowiednio: emisyjność  $\varepsilon_m$  i różnicę  $\Delta t = t_m - t_o$ .



Rys. 7.26. Zmiana współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję i promieniowanie  $h = h_k + h_r$  dla zewnętrznych płaskich powierzchni elementów urządzeń usytuowanych wewnątrz pomieszczeń (w zależności od temperatury  $t_m$  i emisyjności  $\varepsilon_m$  tej powierzchni oraz temperatury powietrza  $t_o$ )

Z kolei przebiegi wyznaczanego współczynnika pokazane na rys. 7.27 odpowiadają wzorom (7.87) i (7.88), przy czym w przypadku tego ostatniego, słusznego dla powierzchni usytuowanych pionowo i tylko dla  $\varepsilon_m = 0,93$ , naniesiono dodatkowo (na wykresie po lewej stronie) w celach porównawczych krzywe uzyskane za pomocą wzoru (7.86).



Rys. 7.27. Zmiana współczynnika przejmowania ciepła przez konwekcję i promieniowanie  $h = h_k + h_r$  dla powierzchni elementów urządzeń znajdujących się wewnątrz pomieszczeń w funkcji temperatury tych powierzchni  $t_m$  i temperatury powietrza  $t_o$



Analizując podane powyżej związki oraz widoczne na rys. 7.26 i 7.27 przebiegi można stwierdzić, że:

- ✓ w przypadku zależności (7.87) nie ma odniesienia do emisyjności  $\varepsilon_m$  powierzchni, a zatem formalnie współczynnik  $h = h_k + h_r$  jest niezależny od tej wielkości (niemniej porównanie otrzymanych za pomocą tego wzoru wartości – rys. 7.27, z uzyskanymi wg zależności (7.86) – rys. 7.26 wskazuje, że byłby on słuszny dla  $\varepsilon_m \approx 0,95$  przy temperaturze  $t_m$  z dolnego przyjętego w obliczeniach zakresu oraz  $\varepsilon_m \approx 0,85$  jeśli  $t_m$  osiąga przyjęty zakres górny),
- ✓ zależność (7.88) ma ograniczone zastosowanie, a ponadto przy wyższej temperaturze  $t_m$  daje wartości zdecydowanie niższe niż uzyskiwane za pomocą wzorów (7.86) i (7.87).

Obok powyższego, można tutaj także dodać, na podstawie porównania wyników uzyskanych za pomocą wzoru przybliżonego (7.86) oraz przy użyciu wybranych wcześniej zależności dla konwekcji swobodnej i promieniowania (rys. 7.20), że te pierwsze, przy zmianie temperatury  $t_o$  w zakresie  $+10\text{ °C} \div +30\text{ °C}$  oraz emisyjności  $\varepsilon_m$  w zakresie  $0,65 \div 0,95$ , są niższe lub wyższe w porównaniu z tymi drugimi od ok. -5 % do ok. 11,7 % dla  $t_m = 60\text{ °C}$  oraz od ok. +8% do ok. +33% dla  $t_m = 130\text{ °C}$ .

Z uwagi na powyższe spostrzeżenia, podane zależności przybliżone (7.86) ÷ (7.88) nie będą w analizowanym zagadnieniu wykorzystywane.

### 7.3. Modelowanie numeryczne warunków pracy zawiesznień pionowych dwucięgnowych

Symulacje numeryczne mają szerokie zastosowanie w analizie różnorodnych zjawisk, jak np. przepływy czynników, przewodzenie ciepła, określanie rozkładów temperatury itp. [15, 20, 24]. Dotyczy to także zagadnień związanych z generującymi straty ciepła mostkami termicznymi występującymi w energetyce [18, 37]. Niektóre z nich związane z rurociągami były przedmiotem wcześniejszych prac własnych współautorskich, w tym także modelowania numerycznego [40, 42 ÷ 44]. Wykorzystano możliwości jakie dają takie obliczenia w celu określenia różnych warunków pracy podzespołów urządzeń zabudowanych w instalacje rurociągów energetycznych i tworzących mostki termiczne. Można dodać, że w ich przypadku uzyskanie rozwiązań dokładnych, z uwagi na złożoność modeli, byłoby trudne nawet przy uproszczeniach. Dlatego wykorzystano profesjonalne narzędzia jakimi są programy GAMBIT i FLUENT [16]. Wykonane w pierwszym z nich modele obiektów eksportowano w pliku *mesh* do drugiego pakietu, w którym dobierano parametry materiałów oraz zadawano odpowiednie warunki brzegowe. Szczegółowej analizie poddano mostek termiczny jaki tworzy w instalacjach wysokoprężnych przewodów parowych zawieszenie dwucięgnowe rurociągu parowego usytuowanego pionowo. Niezbędne do wykonania obliczeń wymiary geometryczne oraz temperatury zostały określone na podstawie danych zawartych w odpowiedniej dokumentacji technicznej oraz głównie pomiarów

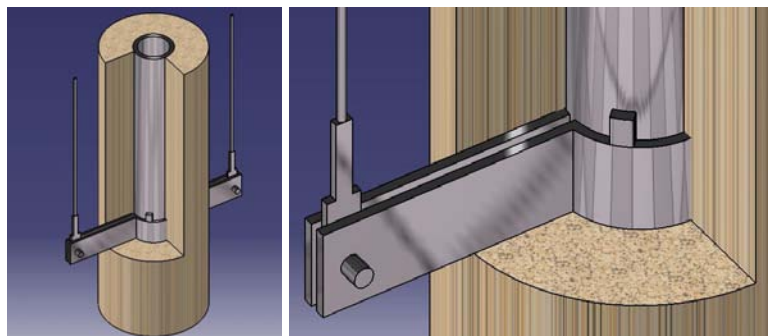
przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych, co zaprezentowano w podrozdziale 6.1 niniejszej pracy. Stworzone modele mostka termicznego pozwalają na wykonanie obliczeń dla różnych warunków jego eksploatacji, w tym także przy uwzględnieniu różnorodności wymiarowej, wynikającej głównie z różnych wymiarów stosowanych w energetyce rur. Pozwala to również zastąpić kosztowne i pracochłonne badania doświadczalne, które zostały ograniczone do weryfikacji poprawności samego modelu.

W wymienionym wyżej programie Fluent używane są różne modele matematyczne odpowiadające za transfer masy, pędu i ciepła, a także efekty wyporności, turbulencje, warunki brzegowe i własności płynu [16]. W pracy wykorzystano w obliczeniach model  $k-\varepsilon$ , który w praktyce przemysłowej jest stosowany najczęściej. Dla dobrego odwzorowania pracy modelowanych mostków termicznych zadawano odpowiednie warunki brzegowe, jak : *wall*, *velocity-inlet*, *outflow*, *symmetry* czy *pressure-outlet*. Odnosząc się tylko do pierwszego z nich, używanego do określania granic płynu i rejonów ciał stałych przez zadanie np. temperatury można zauważyć, że na ich styku (dwóch ciał stałych lub płynu i ciała stałego) po „włączeniu” opcji *couple* (łączy ona dwa regiony) zapewnia się ciągłość przepływu ciepła. Możliwe jest również zadanie dzięki opcji *wall thickness* cieplnego oporu kontaktu. W analizowanych przypadkach jest ona bardzo przydatna, gdyż pozwala imitować bardzo cienkie warstwy występujące w nich (obok bardzo grubych) a trudne do symulowania. Przyczyną tego jest tutaj istotny wzrost wielkości modelu co może wydłużać znacznie obliczenia lub nawet niekiedy uniemożliwia ich przeprowadzenie z powodu limitu licencyjnego tego programowania. Powyższe powoduje, że model numeryczny, przy powszechnie dostępnych, przeciętnych możliwościach stosowanego sprzętu obliczeniowego, nie mógł zawierać więcej niż ok. 3 mln objętości elementarnych. Podczas budowania modelu zawieszenia rurociągu i przeprowadzanej analizy jego pracy napotymano na problemy, o których mowa (są one opisane w jednym z kolejnych podrozdziałów niniejszej pracy).

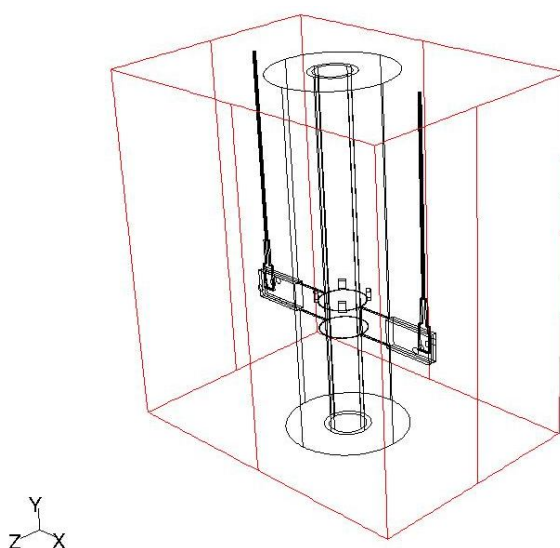
### 7.3.1. Modele numeryczne zawieszenia rurociągu parowego

Dla potrzeb analizy wpływu warunków pracy pionowego zawieszenia rurociągu parowego na powodowane przez nie straty ciepła, modelowaniu numerycznemu poddano całą jego konstrukcję wraz z fragmentem rurociągu, izolacji oraz otaczającego je środowiska (powietrza). Tak przyjętą całość charakteryzuje duża złożoność, zarówno z uwagi na geometrię, jak i zastosowane materiały. Biorąc pod uwagę wspomniane wcześniej ograniczenia, stworzony model numeryczny układu został w niewielkim stopniu uproszczony, w stosunku do rozwiązania rzeczywistego (rys. 6.2 oraz rys. 7.4). I tak, przyjmując równoważne objętości materiałów, uszy uchwytów i przechodzących przez nie ciągów dolnych z rozpórkami oraz ciągną górne zamieniono na prostopadłościennie elementy, stanowiące jedną całość z uchwytami, rozdzielającymi półobojmy na odległość równą grubości tych uchwytów, śruby z gwintami i nakrętki, a także łączniki, zamodelowano jako

elementy walcowe. Sprężyny pominięto, ze względu na niską ich temperaturę. Podstawę takiej decyzji stanowią dane z pomiarów przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych, z których wynika, że jest ona praktycznie równa temperaturze otaczającego je powietrza. Można też zauważyć, że sprężyn nie ma w zawieszeniu dwucięgnowym pionowym [30]. Przykładowe widoki stworzonego modelu numerycznego oraz konturów siatki jednego z analizowanych zawiesznień pokazano na rys. 7.28 oraz rys. 7.29.



Rys. 7.28. Model numeryczny pionowego dwucięgnowego zawieszzenia rurociągu (całość i przybliżenie)



Rys. 7.29. Kontury modelowanego zespołu

Dla umożliwienia porównania wyników uzyskiwanych dzięki symulacjom numerycznym z danymi pomiarów, wykonanych na obiektach przemysłowych, w modelach przyjmowano rzeczywiste dane. Dotyczy to wymiarów podzespołów zawiesznień i izolacji rurociągów parowych  $\phi 193,7 \times 20$  mm,  $\phi 244,5 \times 25$  mm oraz  $\phi 323,9 \times 32$  mm (tabela 7.4), a w obliczeniach także materiałów użytych do ich wykonania.

W tworzonych modelach uwzględniano możliwość tak bezpośredniego kontaktu półobojm z rurociągiem, jak i obecności szczeliny pomiędzy nimi (na rys. 6.3 oznaczenie  $e$ ), wypełnionej powietrzem lub materiałem izolacyjnym. Podobnie postępowano dla połączenia śruby z uchwytem i półobojmami (zwykle poprzez wspomnianą wcześniej opcję zadawania cieplnego oporu kontaktu). Ponadto, analizując możliwości zmniejszenia strat cieplnych powodowanych przez

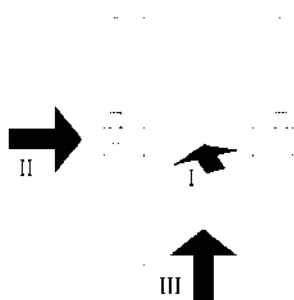
zawieszenia, modelowano ich układy, w których izolacja wypełniała przestrzeń między półobojkami, a nawet gdyby całość była pokryta materiałem izolacyjnym.

Tabela 7.4

Podstawowe dane przyjmowane w obliczeniach dotyczących pionowego dwucięgnowego zawieszenia rurociągu parowego (oznaczenia wg rys. 6.3)

$D_z \times g_r$ , mm	$L$ , mm	$s$ , mm	$g$ , mm	$e$ , mm	$h_u$ , mm	$s_u$ , mm	$g_u$ , mm	$h_1$ , mm	$d_1$ , mm	$d$ , mm
193,7x 20	953,7	120	14	0-10	120	50	12	38	22	60
244,5x 25	1114,5	150	16	0-5	170	60	20	60	35	75
323,9 x32	1203,9	150	16	0-5	170	58	20	62	33	75
$D_z \times g_r$ , mm	$H$ , mm	$\phi_p$ , mm	$c$ , mm	$Md_1$ , mm	$l_1$ , mm	$l_2$ , mm	$a_1=a_2$ , mm	$b_1=b_2$ , mm	$D_{iz}$ , mm	$g_{iz}$ , mm
193,7x 20	175	12	40	M16	220/217	220/217	12	12	513,7	160
244,5x 25	220	16	35	M20	235	235	20	20	644,5	200
323,9 x32	220	20	38	M20	240	240	20	20	723,9	200

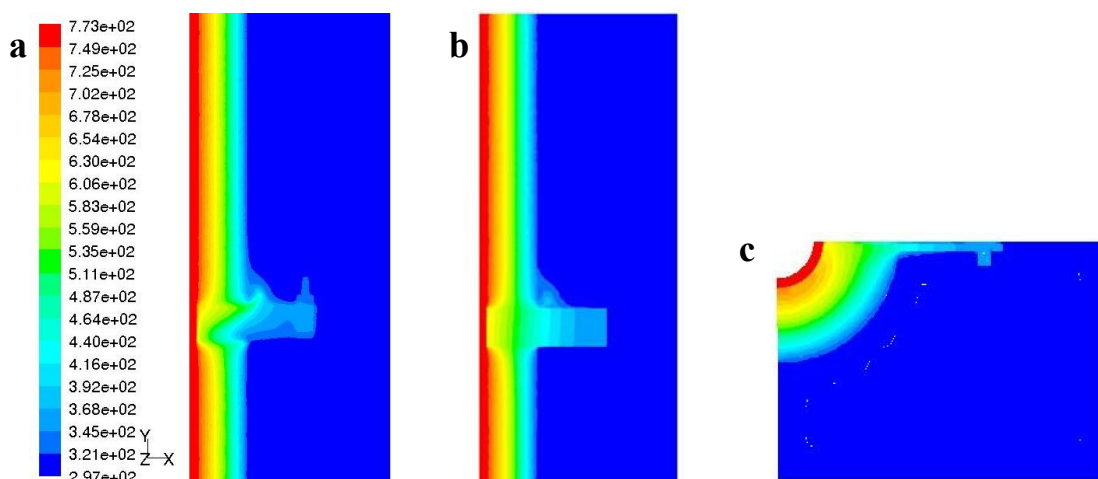
Dla potrzeb analizy wpływu warunków zewnętrznych na zachowanie się zawieszenia, obliczeniowe modele numeryczne wykonywano w całości, jak przedstawiono na rys. 7.29, lub w postaci połówek i ćwiartek, wykorzystując symetrię, tak konstrukcji, jak i obciążenia. Przez wspomniane warunki zewnętrzne rozumie się tutaj temperaturę przesyłanej rurociągiem pary przegrzanej, temperaturę otaczającego powietrza oraz różne kierunki omywania przez nie rozważanego obiektu. Dla potrzeb symulacji wybrano trzy kierunki, tj. I – na boczne powierzchnie wystających spod izolacji części półobojm (prostopadle do nich), II – na czołowe powierzchnie półobojm (równoległe do dłuższych boków półobojm) i III – wzdłuż rurociągu (równoległe do krótszych boków półobojm), co pokazano na rys. 7.30.



Rys. 7.30. Modelowany układ z przyjętymi kierunkami przepływu powietrza: I ÷ III – opis w tekście

Przykład uzyskanych w wyniku symulacji numerycznej rozkładów temperatury w wybranych przekrojach modelowanego zawieszenia rurociągu  $\phi 193,7 \times 20$  mm, dla temperatur: pary  $500^\circ\text{C}$  i otaczającego obiekt powietrza  $24^\circ\text{C}$ , przedstawiono na rys. 7.31. W tym przypadku obliczenia dotyczą konwekcji swobodnej oraz działania pola przyciągania ziemskiego. Założono także

zmienność od temperatury własności materiałów zawieszenia, rurociągu, izolacji właściwej oraz powietrza.



Rys. 7.31. Symulacja numeryczna – rozkład temperatury (dla warunków opisanych w tekście) w przekrojach: a – wzdłużny w płaszczyźnie leżącej w połowie odległości między półobojcami, b – wzdłużny w płaszczyźnie przechodzącej przez środek grubości półobojczy, c – poprzeczny w połowie szerokości półobojczy

W prezentowanym na rys. 7.31 przypadku odległość półobojczy od rury (szczelina  $e$  na rys. 6.3) wynosi 2 mm, między śrubą, uchwytem i półobojczą zadano kontakt bezpośredni, a przestrzeń pomiędzy półobojcami nie jest wypełniona materiałem izolacyjnym (tak jak ma to miejsce najczęściej w rzeczywistości). Układ składa się z 1 200 328 objętości elementarnych (elementy *Tet/Hybrid*, typ *Hex Core*). Sam model wykonano z uwagi na symetrię w postaci ćwiartki obiektu rzeczywistego. Wykorzystując jako odniesienie kierunki przyjęte na rys. 7.30, ma on 1,4 m wysokości (kierunek III), 0,7 m szerokości (kierunek II) i 0,5 m głębokości (kierunek I).

### 7.3.2. Problemy numerycznego modelowania zawieszenia rurociągu i weryfikacja poprawności modelu

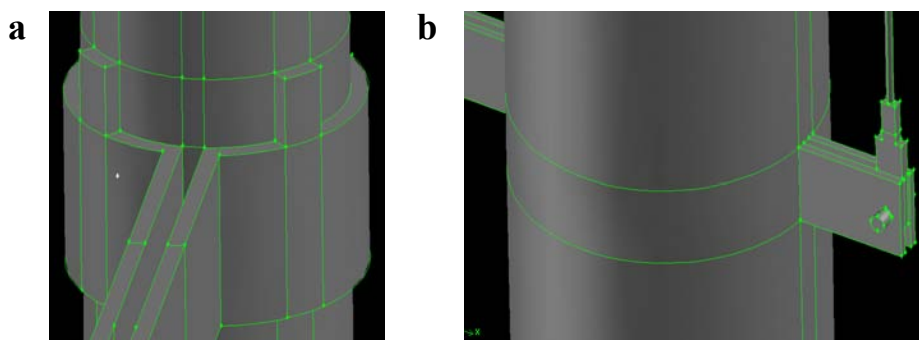
Budowa modeli opisanego układu obejmującego zawieszenie, rurociąg, izolację i otaczające je środowisko, związana była z szeregiem trudności. Powodem tego jest jego złożoność oraz duże różnice wymiarowe. Istotne są również wspomniane w rozdz. 7.3 ograniczenia. Stąd też w takich przypadkach konieczne są pewne uproszczenia polegające najczęściej na wyeliminowaniu (podane poniżej uwagi są wynikiem spostrzeżeń związanych z modelowaniem analizowanego zawieszenia i dążeniem do uzyskania zadowalających rezultatów):

- dużych różnic w gęstości siatki pomiędzy poszczególnymi elementami modelu (jeśli one występują to powodują pojawienie się błędów „zszycia”),
- dużej gęstości siatki w małych elementach a przez to zagęszczanie całego modelu (efektem jest znaczny wzrost liczby objętości kontrolnych),

- „trudnych” kształtów (powodują one zagęszczenie siatki lub powstawanie błędów zszycia) i w miarę możliwości zamianie ich na prostsze, np. o tej samej objętości co zamieniane.

Zachowanie wymienionych niedogodności sprawia, że program nie będzie działał lub otrzymuje się nie najlepsze wyniki.

Użyty program (Gambit) nie pozwala na zbudowanie elementu stworzonego z jednej powierzchni cylindrycznej, jeżeli przylegają do niej lub ją przecinają inne elementy. Dotyczy to np. elementów walcowych jakimi są: rurociąg w strefie przylegania klocków oporowych oraz półobejm (te ostatnie w rzeczywistości nie „zajmują” połowy obwodu), izolacja przylegająca do rury, półobejm i klocków oporowych (mają inne średnice i „zajmują” w niej pewną objętość), śruby przecinające półobejmy itd. Rozwiązaniem jest wówczas dokonanie podziału danej powierzchni na mniejsze powierzchnie (można je nazwać elementarnymi), które w budowanym modelu usytuowane są pionowo i poziomo. Ich liczba odpowiada liczbie wszystkich elementów mających kontakt z daną powierzchnią lub ją przecinających. Przykładowo, zewnętrzna strona rury musiała być podzielona w pionie na cztery części obejmujące strefy: pod półobejmami, półobejm, klocków oporowych i powyżej klocków oporowych. Także w danej strefie wymagane było zbudowanie większej liczby mniejszych powierzchni. I tak, w strefie klocków należało wydzielić powierzchnie pod nie same oraz pozostałe, do których przylega izolacja. Z kolei izolację termiczną od strony zewnętrznej podzielono w pionie na trzy części wyznaczające strefy: półobejm oraz poniżej i powyżej nich. Dla tej pierwszej, w przypadku całego układu pokazanego na rys. 7.28, wydzielono dwie powierzchnie, usytuowane pomiędzy wystającymi ponad izolację fragmentami półobejm. Postępując w podany sposób można uzyskać powierzchnie wszystkich brył tworzących budowany model, złożone z połączonych fragmentów (powierzchni elementarnych). Przykłady odpowiadające omawianemu zagadnieniu pokazano na rys. 7.32.



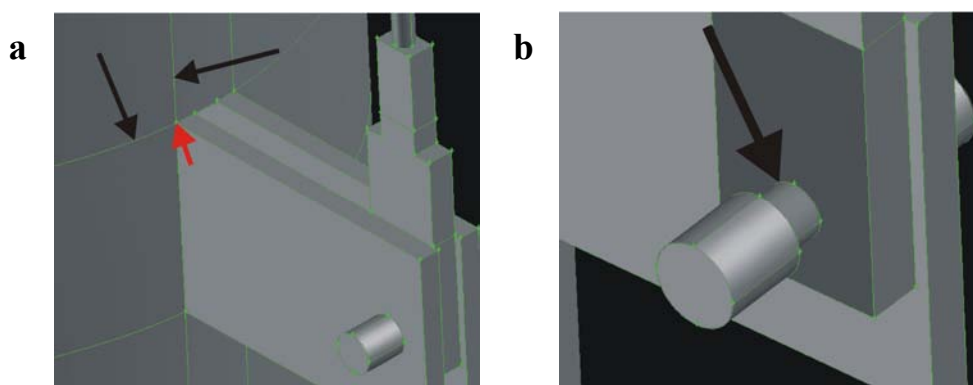
Rys. 7.32. Podział powierzchni brył modelowanego układu na powierzchnie elementarne:

a) rura, półobejmy i klocki oporowe, b) izolacja i podzespoły wystające ponad nią

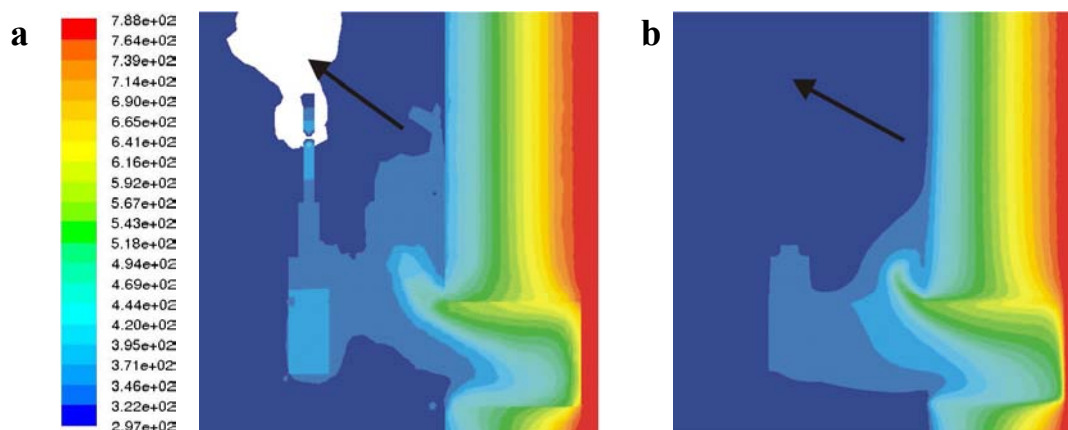
W niektórych przypadkach budowy poszczególnych elementów obiektu trudności występowały już na etapie tworzenia linii, z których po połączeniu generowano powierzchnie. Decydowała o tym kolejność zaznaczania punktów początku i końca dla poszczególnych linii. Czasem istotna była również kolejność łączenia krzywych. Przykładem może być



odwzorowywanie miejsca pokazanego na rys. 7.33a (styk wystającego fragmentu półobejmy z izolacją). W rozwiązywanym modelu pojawił się też problem związany z doбором odpowiednich rozmiarów i kolejności generowania siatek, np. pomiędzy śrubą wyposażoną w dwie nakrętki, uchwytem i półobejmami (rys. 7.33b), a także w prętach zawieszenia. Przy rozmiarze siatki tych elementów wynoszącym 0,01 m uzyskiwane wyniki były niezadawalające. Sytuacja uległa poprawie dopiero po zmniejszeniu tego rozmiaru do 0,004 m, tylko dla śruby, uchwyty i pręta, oraz generowaniu siatki wymienionych dwóch pierwszych w pierwszej kolejności. Przykład wyników (pól temperatury) uzyskiwanych przed i po opisanych czynnościach przedstawia rys. 7.34.



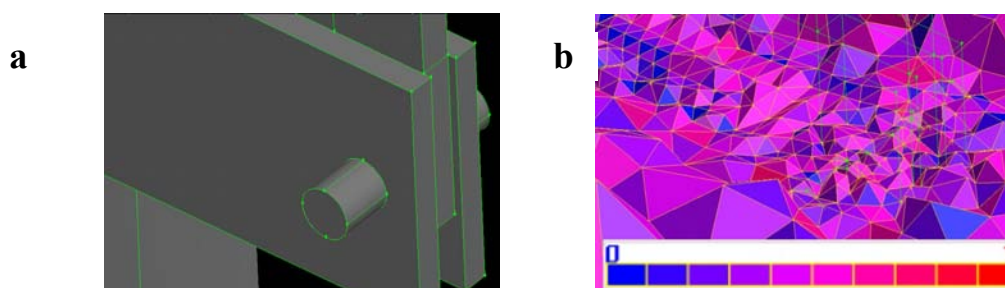
Rys. 7.33. Widok miejsc modelu powodujących problemy związane z jego budową:  
a) dwie krawędzie i punkt powierzchni izolacji, b) styk śruby i uchwyty



Rys. 7.34. Wyniki symulacji pracy zawieszenia pionowego dla rurociągu parowego przy różnym rozmiarze siatki (opis w tekście): a) siatka rzadsza, b) siatka zagęszczona

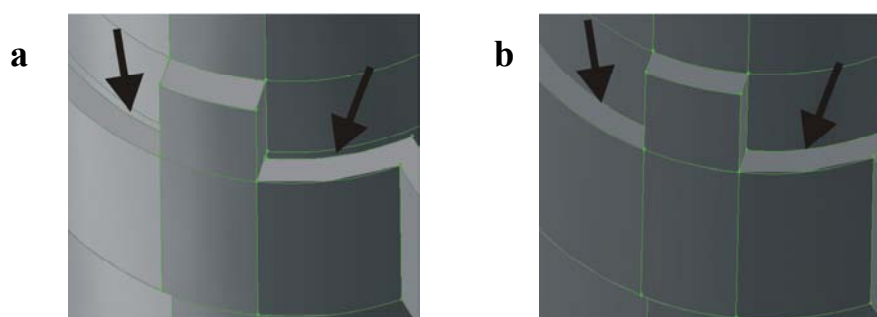
W modelu o zmiennych kształtach bądź wymiarach (takim jest analizowany przypadek) dokonanie podziałów na elementy pozwala generować siatkę nieregularną. Jednakże czasem pomiędzy elementami mogą wystąpić zbyt duże kąty zszycia, powodując, że model będzie „źle działał”, a wyniki będą niepoprawne (nieoczekiwane). W programie Gambit można sprawdzić proporcje siatek poszczególnych elementów modelu przez użycie opcji *Examine Mesh*. Możliwy zakres wynosi  $0 \div 1$ , a przykład takiej kontroli przedstawia rys. 7.35. Dla wartości większej od 0,97, program informuje o źle zbudowanej siatce. Rozwiązaniem problemu może być zmiana jej

rozmiarów lub kolejności jej generowania. Jest to niestety niekiedy proces długotrwały, polegający na wykonaniu i sprawdzeniu różnych konfiguracji (aż do osiągnięcia zadowalającego rezultatu).



Rys. 7.35. Sprawdzenia poprawności zbudowanej siatki fragmentu modelu numerycznego analizowanego obiektu : a) model, b) jakość siatki

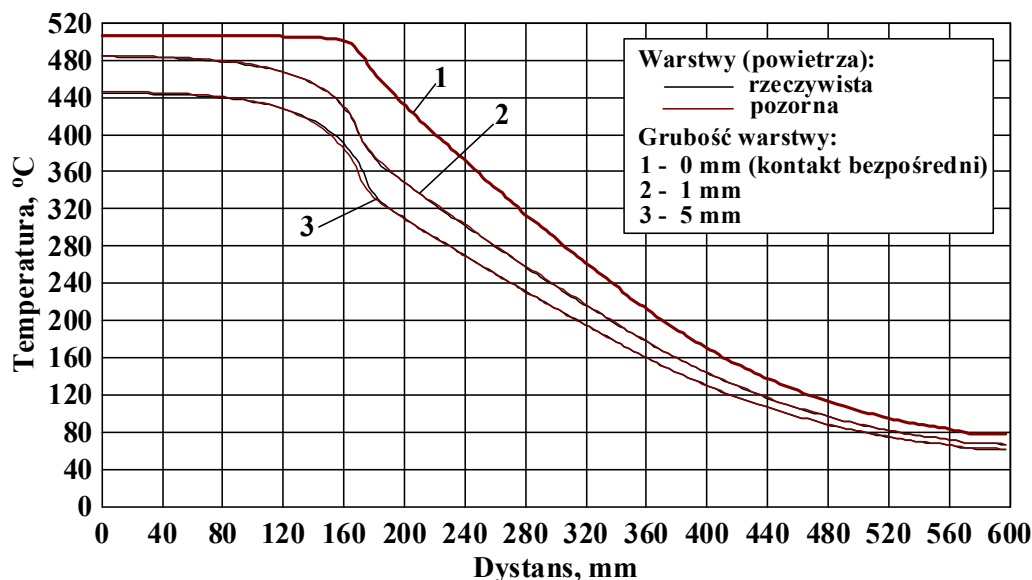
Inny problem, związany z modelowanym układem zawieszenia rurociągu, wymagający rozwiązania, to bardzo małe grubości niektórych elementów przy znacznych rozmiarach innych. Dotyczy to np. szczelin powietrza pomiędzy rurociągiem i półobejmami (rys. 6.4 i 7.36a) czy też między śrubą i otworami pod nią w półobejmach i uchwycie z uchem. W takich przypadkach podczas tworzenia siatki o bardzo małych rozmiarach, liczba komórek bardzo szybko może przekroczyć granicę możliwości obliczeniowych (program „nie będzie działał”). Aby tego uniknąć wykorzystano, jak już wspomniano, możliwość jaką jest wprowadzenie zastępczego oporu kontaktu. Pozwala on wyeliminować cienkie warstwy za pomocą opcji *Wall Thickness*, w której podaje się grubość takiej warstwy oraz przewodność cieplną materiału z jakiego jest wykonana, dla danej temperatury pracy. Należy tutaj dodać, że jest to warstwa pozorna, fizycznie nieistniejąca (rys. 7.36b), ale pozwalająca odwzorować rzeczywistość (w tym przypadku opór dla przepływu ciepła, jaki związany jest z obecnością w podanym miejscu warstwy powietrza lub ewentualnie warstwy materiału izolacyjnego czy nawet produktów utleniania stali).



Rys. 7.36. Model układu: a) ze szczeliną powietrzną pomiędzy rurociągiem i półobejmą, b) z warstwą pozorną, odpowiadającą zastępczemu oporowi kontaktu

Wyniki obliczeń uzyskane przy wykorzystaniu obu modeli, pokazanych na rys. 7.36, przedstawia rys. 7.37. Są to przebiegi temperatury dla półobejmy w połowie jej szerokości i grubości, przy założeniu pracy w warunkach konwekcji naturalnej. Dotyczą one zawieszenia rurociągu  $\phi 323,9 \times 32$  mm z temperaturami: pary przegrzanej  $506,4$  °C i otoczenia  $25,5$  °C, oraz grubości izolacji 200 mm. Z uwagi na symetrię wykres obejmuje tylko połowę półobejmy, przy

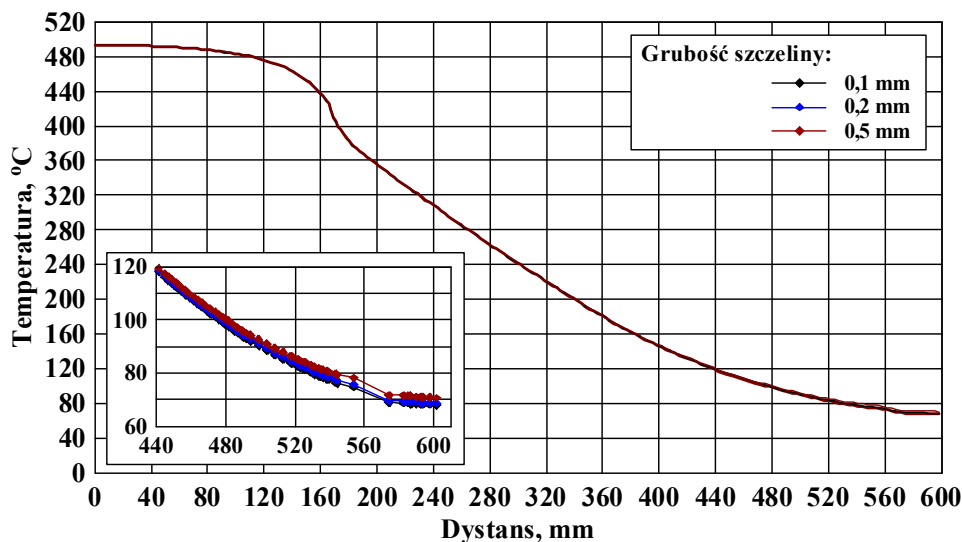
czym oś odciętych stanowi dystans określany dla jej rzutu na kierunek promieniowy. Symulacje przeprowadzono dla grubości szczelin (warstw): rzeczywistej i pozornej, równych 1 i 5 mm. Założono także pozorną warstwę 0,1 mm na styku pomiędzy śrubą, uchwytem i półobejmą. Na rysunku naniesiono dodatkowo przebieg dla bezpośredniego kontaktu elementów (szczelina równa 0 mm). Same obliczenia wykonano przyjmując, że warstwy, o których mowa, stanowi powietrze.



Rys. 7.37. Zmiany temperatury półobejmy pionowego dwucięgowego zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 323,9 \times 32$  mm, obliczane przy wykorzystaniu różnych modeli numerycznych (opis w tekście)

Porównanie wykresów na rys. 7.37 pozwala zauważyć zadowalającą zgodność wyników, niezależnie od zastosowanego modelu numerycznego. Należy jednakże dodać, że różnią je liczba komórek i czas obliczeń. W analizowanym przypadku, dla modelu ze szczeliną powietrza o grubości 1 mm ich wartości wynoszą, odpowiednio: dla warstwy rzeczywistej: 1 932 006 i ok. 11 h, dla warstwy pozornej: 1 646 084 i ok. 9,5 h. Natomiast dla szczeliny 5 mm, dla warstwy rzeczywistej: 2 005 700 i ok. 11 h 50 min, dla warstwy pozornej: 1 646 084 ok. 9 h 26 min. Na podstawie tych danych można stwierdzić, że wykorzystanie opcji zastępczego oporu kontaktu jest korzystniejsze, gdyż daje dobrą dokładność, przy mniejszej liczbie komórek i krótszym czasie obliczeń.

Ponieważ na rys. 7.37 widoczny jest wyraźnie wpływ grubości (szerokości) szczeliny pomiędzy rurą i półobejmami na temperaturę tej ostatniej, zatem przeprowadzono także symulacje w celu określenia takiego oddziaływania przez szczelinę między śrubami i elementami, które ona łączy. Uzyskane wyniki, przy założeniu że pierwsza z wymienionych szczelina 1 mm a druga 0,1 ÷ 0,5 mm (dla temperatury pary  $t_p = 515$  °C i pozostałych warunków jak dla rys. 7.37), przedstawiono na rys. 7.38. Na jego podstawie daje się zauważyć, że temperatury różnią się nieznacznie i wpływ, którym mowa, można w praktyce pominąć. Wartości temperatur podstawy ( $t_b$ ) i wierzchołka ( $t_w$ ) wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy różnią się od siebie o, odpowiednio: ok. 0,6 % i ok. 4 %.



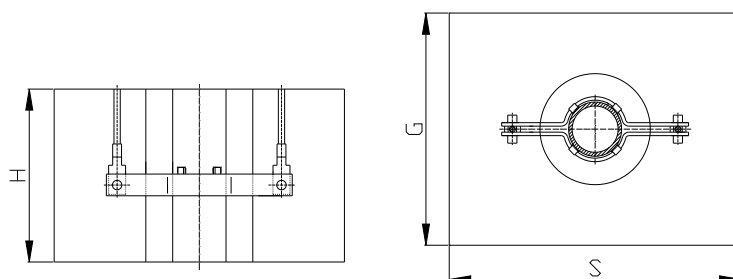
Rys. 7.38. Zmiany temperatury wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy dla różnych grubości szczeliny między śrubą i łączonymi przez nią podspółkami zawieszenia rurociągu (opis w tekście)

Ważnym zagadnieniem w budowanych modelach było zminimalizowanie oddziaływania ścian ograniczających jego środowisko (chodzi tutaj o otaczające powietrze) na uzyskiwane wyniki obliczeń. W tym przypadku analizę dla zawieszenia wykonano na przykładzie rurociągu  $\phi 244,5 \times 25$  mm (tabela 7.4), przyjmując grubość warstwy pozornej pomiędzy rurą i półobejmami równą 1 mm oraz wartości temperatur: pary przegrzanej 510 °C i otoczenia 24 °C (są to wartości odpowiadające zmierzonym na obiekcie przemysłowym). Realizowany przepływ powietrza odpowiada kierunkowi II (wg rys. 7.30), przy czym symulacje numeryczne przeprowadzono dla prędkości 0,5 ÷ 1,5 m/s, dla trzech kombinacji wymiarów ograniczających. Ich wartości zestawiono w tabeli 7.5, a przyjęte oznaczenia przedstawiono na rys. 7.39.

Tabela 7.5

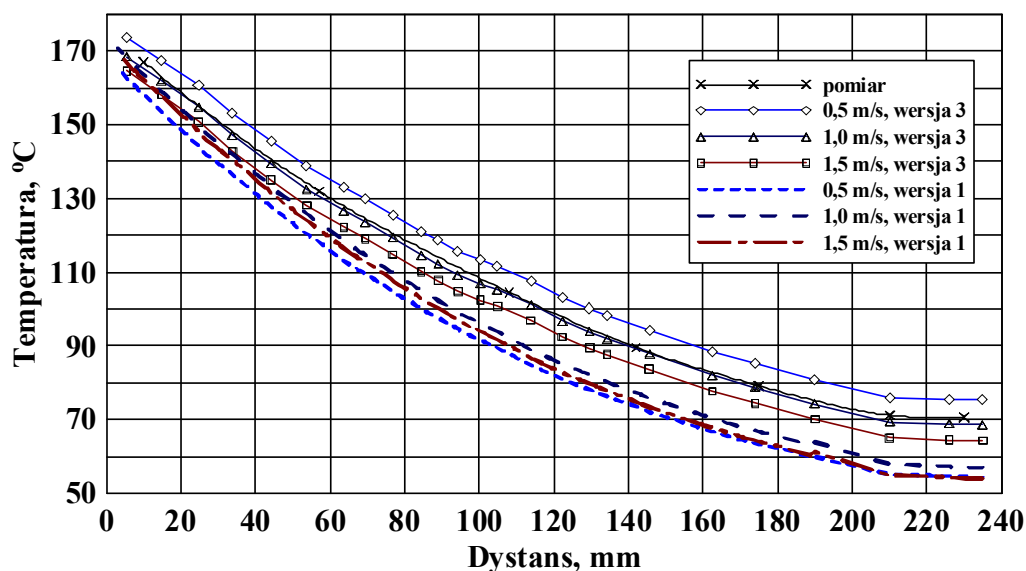
Wartości wymiarów ograniczających model analizowanego zawieszenia pionowego dla rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm (oznaczenia wg rys. 7.39)

Wersja	H, mm	S, mm	G, mm
1	500	1200	1400
2	375	1200	3200
3	2000	3200	3200



Rys. 7.39. Oznaczenia wymiarów ograniczających środowisko (powietrze) dla pełnego modelu numerycznego analizowanego zawieszenia rurociągu parowego

Wyniki symulacji numerycznych dla podanych powyżej parametrów oraz wymiarów odpowiadających kombinacjom w wierszach 1 i 3 tabeli 7.5, przedstawiono na rys. 7.40. Dla ich porównania, naniesiono na nim również wartości zmierzone na obiekcie rzeczywistym.



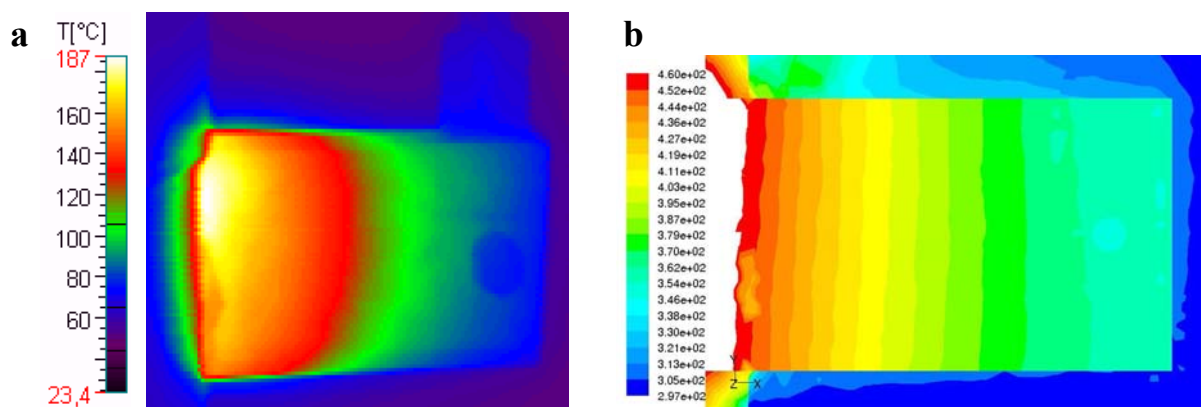
Rys. 7.40. Rozkład temperatury wzdłuż wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy rurociągu parowego  $\phi$  244,5 x 25 mm, na powierzchni zewnętrznej w połowie szerokości (opis tekście)

Porównanie wyników symulacji numerycznych z danymi pomiarów wskazuje, że zbyt małe wymiary ograniczające środowisko analizowanego zawieszenia prowadzą do błędnych wyników. W rozważanym przypadku do zaniżenia wartości temperatury (na rys. 7.40 wartości dla danych wersji 1 wg tabeli 7.5). Powodem jest efekt oddziaływania ścian ograniczających. Zwiększanie wymiarów, o których mowa, zwykle kosztem powiększania rozmiarów siatek z uwagi na wspomniane ograniczenia dotyczące np. całkowitej liczby objętości elementarnych, prowadzi do poprawy. Jak można zauważyć, kombinacja podana w wersji 3 daje już zadowalające wyniki. Dalsze zwiększanie całego modelu nie jest celowe (dane z pomiarów odpowiadają obliczeniowym dla zakresu prędkości powietrza 0,5 ÷ 1,0 m/s, którą odnotowano w warunkach rzeczywistych).

Dla oceny przydatności i dokładności modeli numerycznych dokonano porównań wyników otrzymywanych za ich pomocą z danymi uzyskanymi dzięki wykonanym badaniom na wybranych obiektach siłowni cieplnych, których zakres i przykłady opisano w rozdziale 6. Dlatego obliczenia dotyczą rzeczywistych wymiarów analizowanych obiektów, stosowanych materiałów do ich budowy i warunków w jakich są eksploatowane. Te ostatnie reprezentują temperatura przesyłanej rurociągiem pary przegrzanej oraz temperatura i prędkość otaczającego powietrza. Jedno z porównań, o którym mowa, widoczne jest na rys. 7.41. Są to, termogram wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy zawieszenia rurociągu parowego  $\phi$  244,5 x 25 mm oraz rozkład temperatury w jej przekroju wzdłużnym uzyskany z symulacji numerycznej. W tym przypadku obliczenia wykonano dla następujących warunków: temperatury: pary 510 °C i powietrza 24 °C, napływ powietrza z kierunku III (wg rys. 7.30) z prędkością 0,5 m/s, grubości warstw pozornych między półobejmą a i rurą 1 mm a dla łączącej elementy śruby 0,1 mm, grubość izolacji 200 mm. Parametry te odpowiadają dość dobrze tym, dla jakich powstał termogram. Porównanie obu

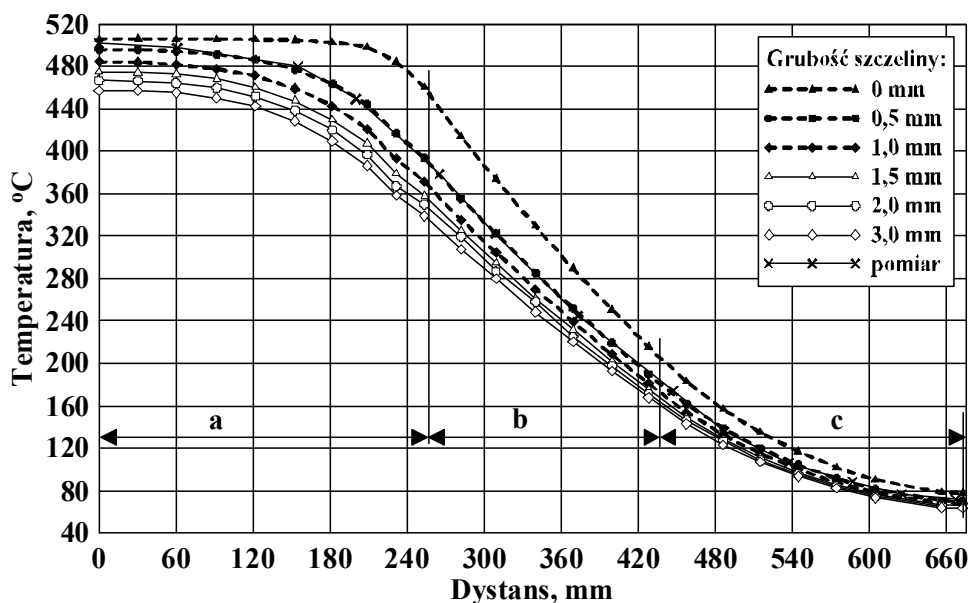


obrazów wskazuje na zadowalającą zgodność, przy czym należy tutaj zauważyć, że termogram przedstawia stan dla powierzchni zewnętrznej a symulacja dla powierzchni przechodzącej przez środek elementu.



Rys. 7.41. Rozkład temperatury na powierzchni wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy zawieszenia rurociągu parowego  $\phi$  244,5 x 25 mm uzyskany za pomocą kamery termograficznej (a) i symulacji numerycznej (b) – opis warunków w tekście

Dla sprawdzenia poprawności modelowania wyznaczono także rozkład temperatury wzdłuż półobejmy w połowie jej wysokości, i porównano go z wartościami uzyskanymi podczas pomiarów. W tym przypadku jest to zawieszenie rurociągu  $\phi$  323,9 x 32 mm, na którego półobejmy zainstalowano termoelementy (podrozdział 6.1). Obliczenia symulacyjne wykonano dla temperatur: pary 506,4 °C i otaczającego obiekt powietrza 25,5 °C (są to wartości równe zmierzonym), dla szczeliny pomiędzy rurą i półobejmami od 0 mm (idealny kontakt) do 3 mm. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 7.42, na którym naniesiono również krzywą odpowiadającą danym pomiarowym.

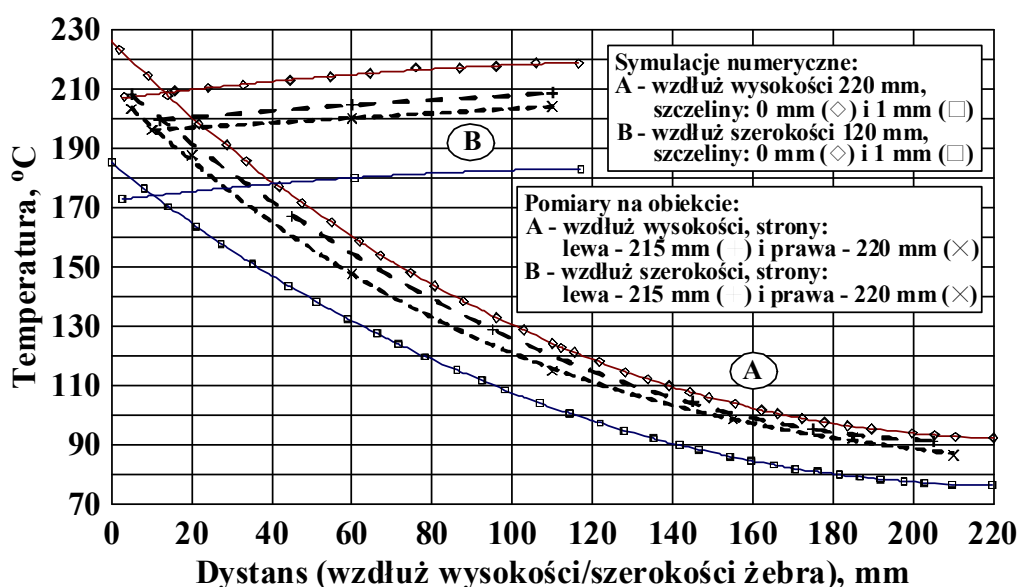


Rys. 7.42. Zawieszenie rurociągu parowego  $\phi$  323,9 x 32 mm – temperatura wzdłuż półobejmy (na głębokości 0,7 mm od powierzchni zewnętrznej, w połowie szerokości), dla konwekcji naturalnej (a, b i c – fragmenty dla połowy półobejmy, odpowiednio części: obejmująca rurociąg, wewnątrz izolacji, poza izolacją, tj. wystająca ponad nią)



Na podstawie rys. 7.42 można zauważyć, że wartości zmierzone odpowiadają obliczeniowym ze szczeliną nie wiele mniejszą niż ok. 0,5 mm, co odpowiada wartościom zmierzonym (tabela 6.1, obiekt 1). Uzyskane przebiegi zmian temperatury świadczą o satysfakcjonującym „oddaniu” rzeczywistości przez stworzony model numeryczny.

Na zadawalającą dokładność modelu wskazuje również porównanie wyników symulacji i pomiarów zmian temperatur, widocznych na rys. 7.43. Są to tym razem przebiegi dla półobejmy zawieszenia rurociągu  $\phi 193,7 \times 20$  mm wzdłuż jej wysokości (w odległości 10 mm od krawędzi dolnej) oraz wzdłuż jej szerokości (w odległości 12 mm od przyjętej powierzchni podstawy półobejmy, traktowanej jako żebro – podrozdział 7.1). Obliczenia wykonano dla grawitacji naturalnej, przyjmując: temperatury: pary 500 °C i powietrza 24 °C, grubości warstw pozornych: szczeliny między półobejmą i rurą 0 mm oraz 1 mm, a dla śruby 0,1 mm (w obu przypadkach).

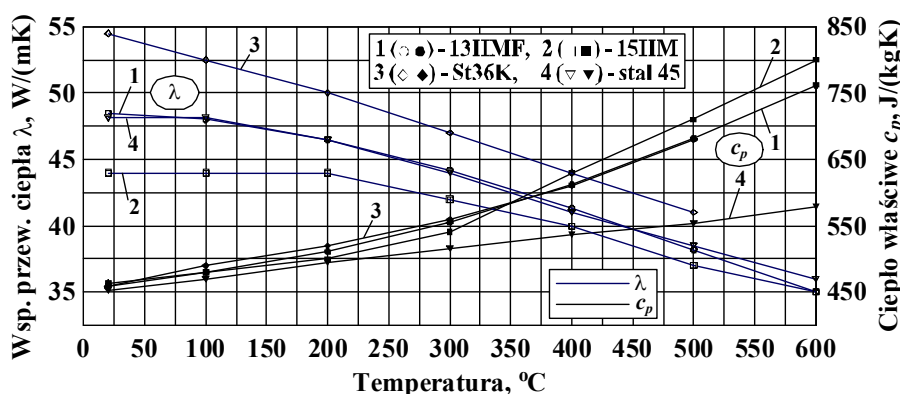


Rys. 7.43. Zmiany temperatury wzdłuż wysokości i szerokości wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy rurociągu parowego (opis w tekście)

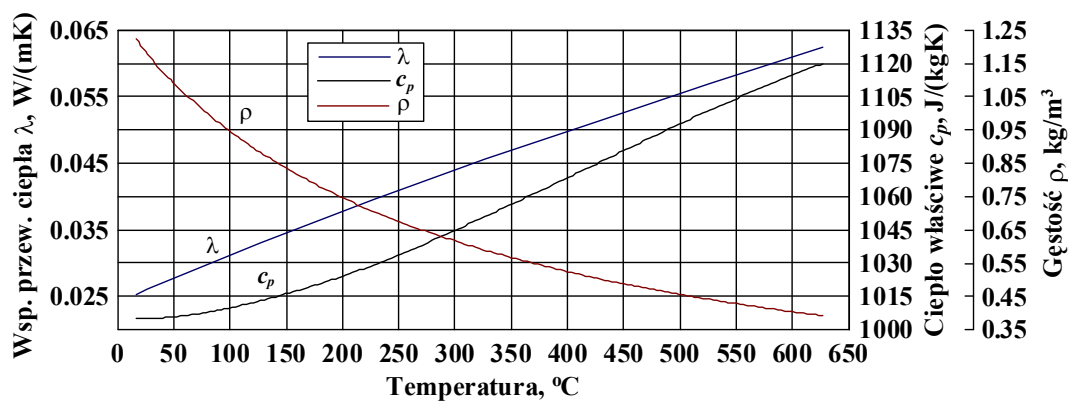
Przedstawione powyżej porównania pozwalają stwierdzić, że modele numeryczne zostały wykonane poprawnie a uzyskiwane z ich pomocą wyniki obliczeń symulacyjnych są wystarczająco dokładne. Stąd mogą być one wykorzystywane do różnorodnych analiz dotyczących warunków pracy pionowych dwucięgnowych zawieszek wysokociśnieniowych rurociągów parowych, w tym powodowanych przez nie strat cieplnych (traktując generujące je fragmenty półobejm jako mostki termiczne).

### 7.3.3. Przykłady wyników numerycznych symulacji warunków pracy zawieszenia pionowego dwucięgnowego rurociągów parowych

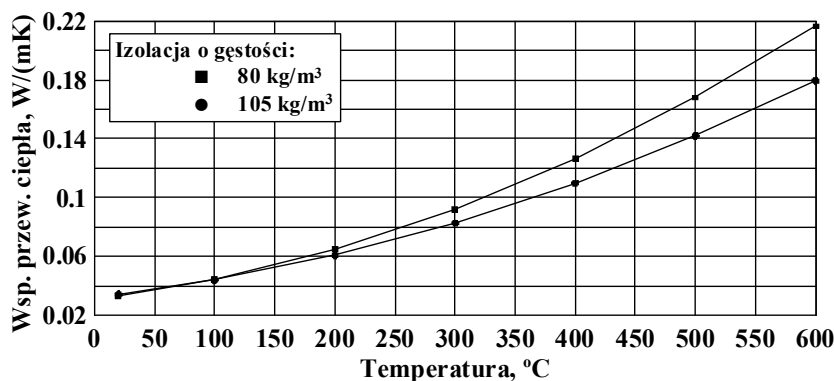
Obliczenia z wykorzystaniem stworzonych modeli numerycznych zawieszenia pionowego dwucięgnowego wysokociśnieniowych rurociągów parowych wykonano, jak wspomniano w podrozdziale 7.3.1, dla własności wszystkich materiałów modelowanych obiektów, tj. użytych do ich budowy stali i izolacji właściwej, oraz otaczającego je powietrza zależnych od temperatury. Dotyczy to współczynnika przewodzenia ciepła, ciepła właściwego i w przypadku powietrza także gęstości. Ich zmiany, wykreślone na podstawie danych literaturowych [6, 8, 9], przedstawiono na rys. 7.44 ÷ 7.46.



Rys. 7.44. Zmiany współczynnika przewodzenia ciepła i ciepła właściwego wybranych stali w funkcji temperatury

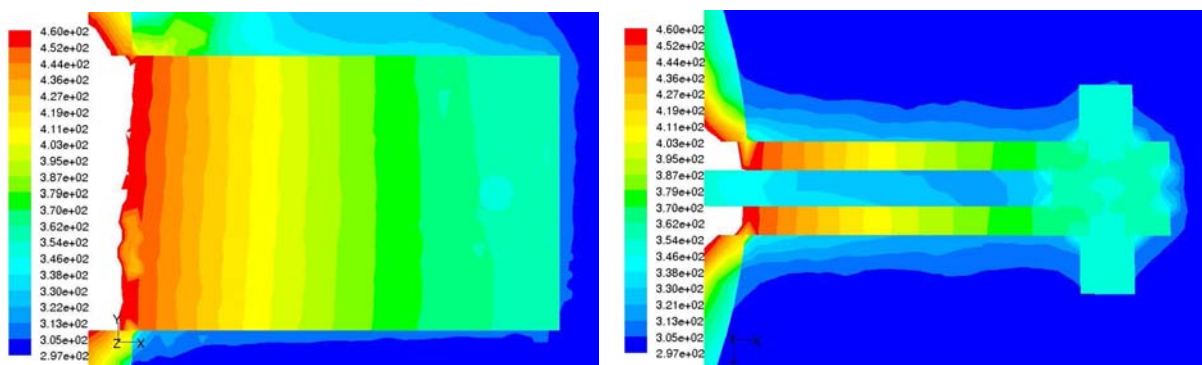


Rys. 7.45. Zmiany współczynnika przewodzenia ciepła, gęstości i ciepła właściwego powietrza w funkcji temperatury

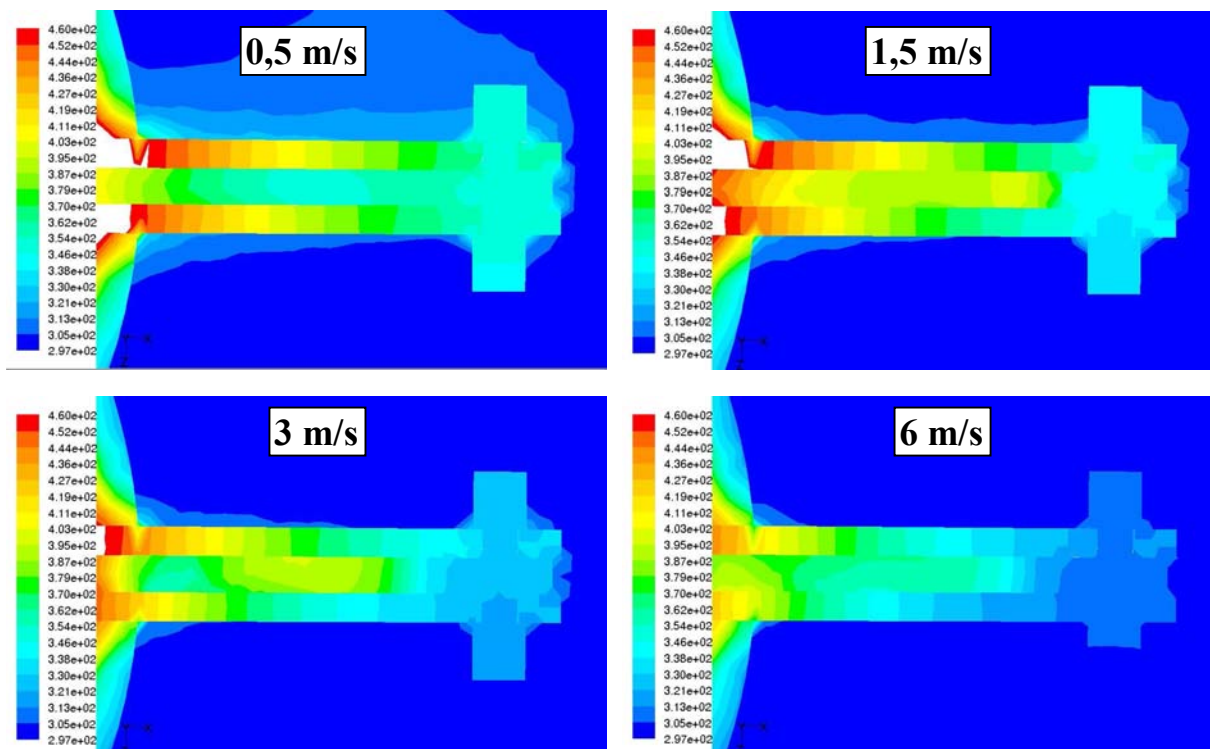


Rys. 7.46. Zmiana współczynnika przewodzenia ciepła izolacji właściwej (Wire Mat f-my Rockwool) w funkcji temperatury

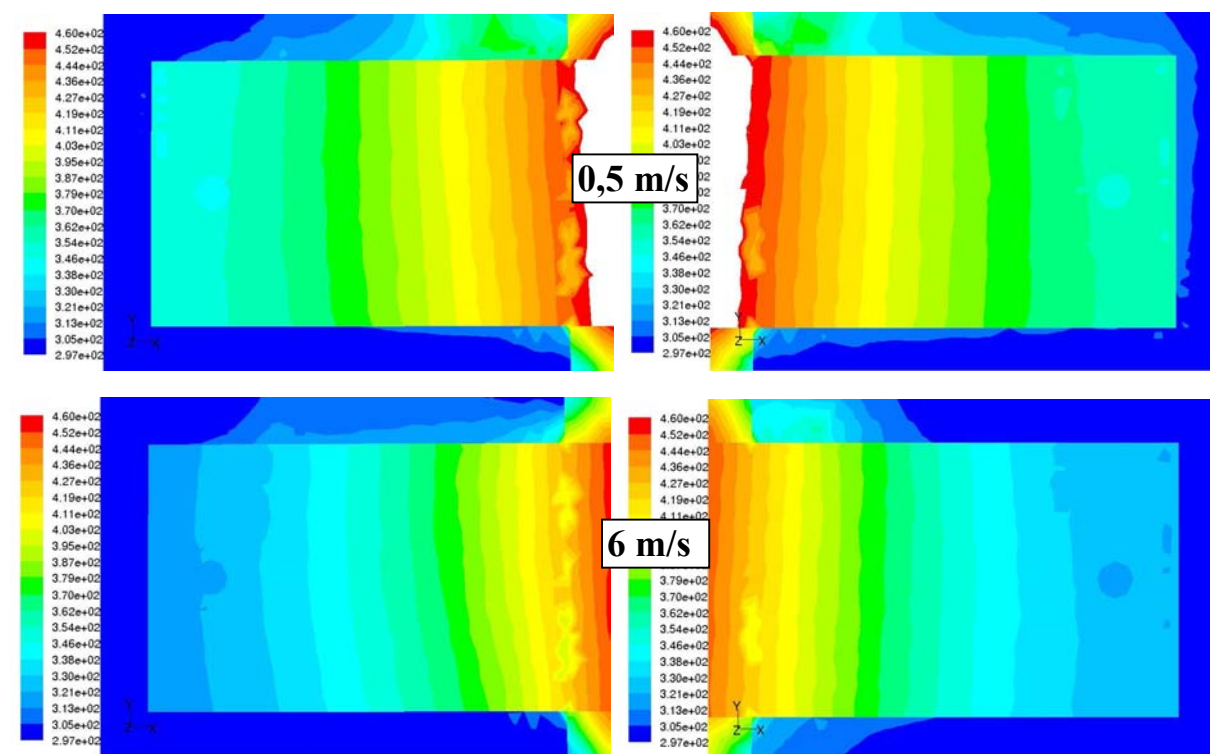
W warunkach rzeczywistych możliwe jest różne oddziaływanie na rozpatrywane zawieszania otaczającego je środowiska, co w dużej mierze jest zależne od usytuowania rurociągów. Dlatego symulowano zarówno warunki konwekcji naturalnej (dotyczy to głównie obiektów wewnątrz pomieszczeń) jak i wymuszonej, związanej z napływem powietrza, zgodnie z przyjętymi kierunkami, wg rys. 7.30, przyjmując zmianę prędkości w zakresie  $0,5 \div 10$  m/s (zwłaszcza dla obiektów znajdujących się na zewnątrz). Można dodać, że na „zachowanie się” zawieszania wpływa także, przy danych wymiarach obiektu, temperatura przesyłanej rurociągiem pary przegrzanej. Oczywiście, otrzymane wyniki mogą być różnie prezentowane, np. w odniesieniu do temperatury: w postaci jej pól w określonych przekrojach modelu lub jako zmiany wzdłuż jakiegoś wymiaru. Należy zauważyć, że niektóre uwarunkowania i odpowiadające im rezultaty symulacji numerycznych pokazano już w poprzednim podrozdziale (7.3.2) niniejszej pracy. Przedstawione poniżej przykłady zostały ograniczone (poza nielicznymi wyjątkami) do wystającego ponad izolację fragmentu zawieszania, który w dalszej części będzie określany jako żebro (zgodnie z wcześniejszą propozycją związaną z szacowaniem start cieplnych – podrozdział 7.1). Z uwagi na analizowane kierunki przepływu powietrza, uwzględniano tutaj także symetrię modelowanego układu. Na rys. 7.47 widoczne są pola temperatury dla przypadku konwekcji swobodnej, a na rys. 7.48 ÷ 7.50 dla konwekcji wymuszonej (kierunki przepływu powietrza I ÷ III, zgodne z rys. 7.30). Odpowiednio do przypadku wybrano przekroje żebra: poprzeczny (w połowie szerokości) lub wzdłużny (w połowie grubości). Wyniki dotyczą zawieszania rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm, dla następujących warunków: geometria wg danych w tabeli: 6.1; materiały: stale: 13HMF (rura), 15HM (półobejmy i klocki), St36K (uchwyty, pręty, śruby); temperatury: pary przegrzanej  $510$  °C i otoczenia  $24$  °C; grubość izolacji właściwej (Wire Mat 80 f-my Rockwool)  $200$  mm; szczeliny (traktowane jako warstwy pozorne oporu kontaktu): między rurą i półobejmami  $1$  mm, między śrubami i łączonymi przez nie elementami  $0,1$  mm.



Rys. 7.47. Symulacja numeryczna – rozkład temperatury w przekrojach wzdłużnym (str. lewa) i poprzecznym (str. prawa) żebra, dla konwekcji naturalnej (opis w tekście)

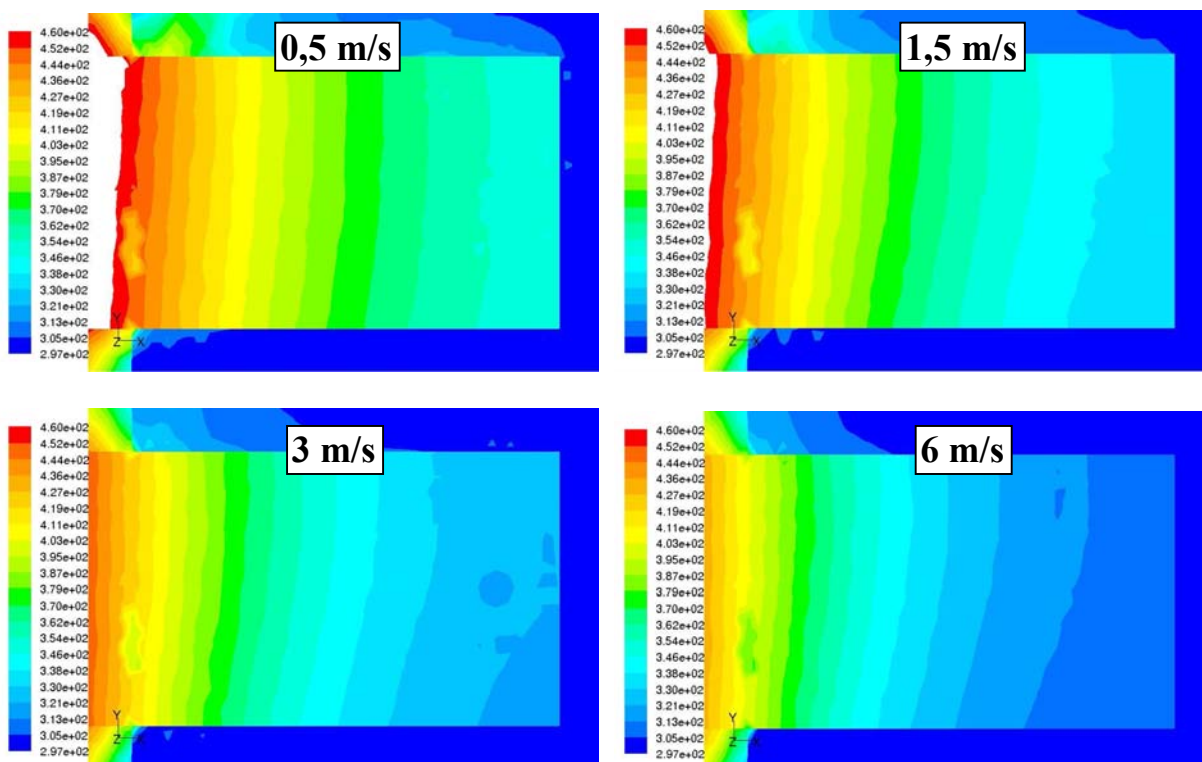


Rys. 7.48. Symulacja numeryczna – rozkład temperatury w przekroju poprzecznym żebra dla konwekcji wymuszonej przy przepływie powietrza z kierunku I (napływ powietrza na półobojęmkę usytuowaną na rysunku niżej) – warunki obliczeń w tekście



Rys. 7.49. Symulacja numeryczna - rozkład temperatury w przekroju wzdłużnym żebra, dla konwekcji wymuszonej przy przepływie powietrza z kierunku II, od lewej do prawej (opis warunków obliczeń w tekście)



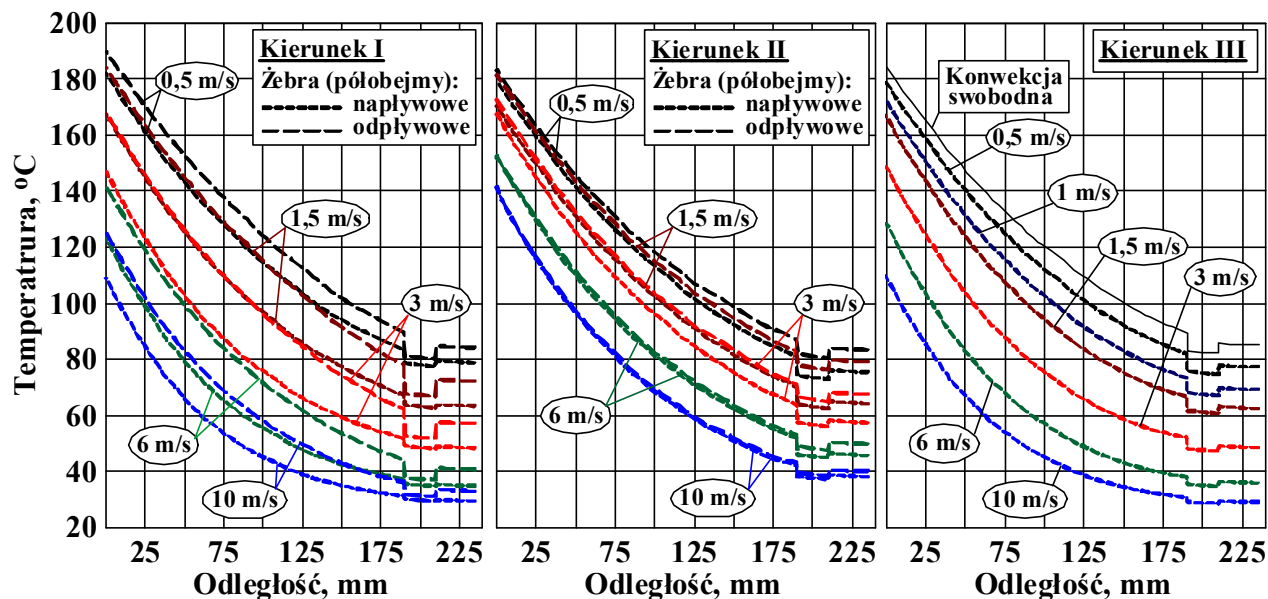


Rys. 7.50. Symulacja numeryczna – rozkład temperatury w przekroju wzdłużnym żebra, dla konwekcji wymuszonej przy przepływie powietrza z kierunku III, z dołu do góry (opis warunków obliczeń w tekście)

Widoczne na rys. 7.48 ÷ 7.50 rozkłady temperatury w żebrach (fragmentach półobejm zawieszenia rurociągu) stanowią tylko wybrane przykłady wykonanych symulacji. Nie mniej już one pozwalają wyraźnie zauważyć wpływ kierunków przepływu powietrza i jego prędkości na wartości temperatury. Oddziaływanie to można także korzystnie przedstawić w postaci wykresów zmian temperatury np. wzdłuż wysokości żebra, co pokazano na rys. 7.51, wykorzystując do ich sporządzenia uzyskane wyniki modelowania numerycznego (dla obiektu i warunków podanych powyżej), przy założonych wspomnianych kierunkach i prędkościach powietrza. Ponieważ w przypadkach kierunków II i III warunki pracy żeber są zależne od zwrotu przepływającego czynnika, dlatego pierwsze od strony jego napływu nazwano jako napływowe, a następne jako odpływowe.

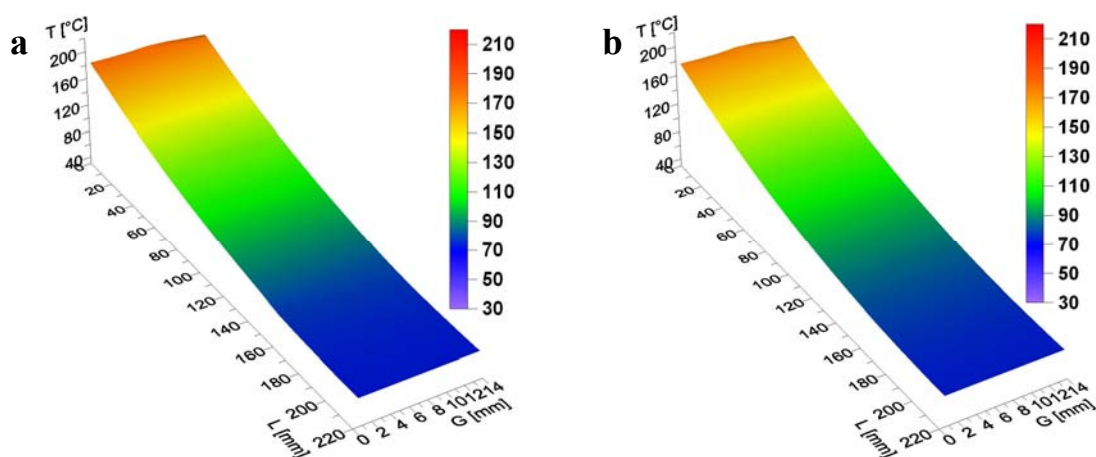
Analiza rys. 7.48 ÷ 7.51 wskazuje, że temperatura żeber (widocznych fragmentów półobejm) obniża się ze wzrostem prędkości powietrza w każdym z przyjętych kierunków jego przepływu, przy czym można też zauważyć, że zmiany dla kierunków I i III są porównywalne. W ich przypadku zwiększenie prędkości z 0,5 do 10 m/s powoduje obniżenie się temperatur podstawy i wierzchołka żeber o, odpowiednio: ok. 37 % i ok. 61 %, z tym że różnice bezwzględne wynoszą ok. 68 °C i ok. 49 °C. Dla przypadku II liczby te wynoszą: ok. 22 % i ok. 51 % oraz ok. 39 °C (w obu miejscach podobnie). Można tutaj dodać, że różne temperatury są także widoczne dla żeber po stronach: napływowej i odpływowej. Te ostatnie charakteryzują nieco wyższe ich wartości.

Jednak w praktyce, tak w tym przypadku, jak i w innych, mogą wystąpić niewielkie odstępstwa spowodowane np. nierównomiernym położeniem półobojm względem rurociągu.



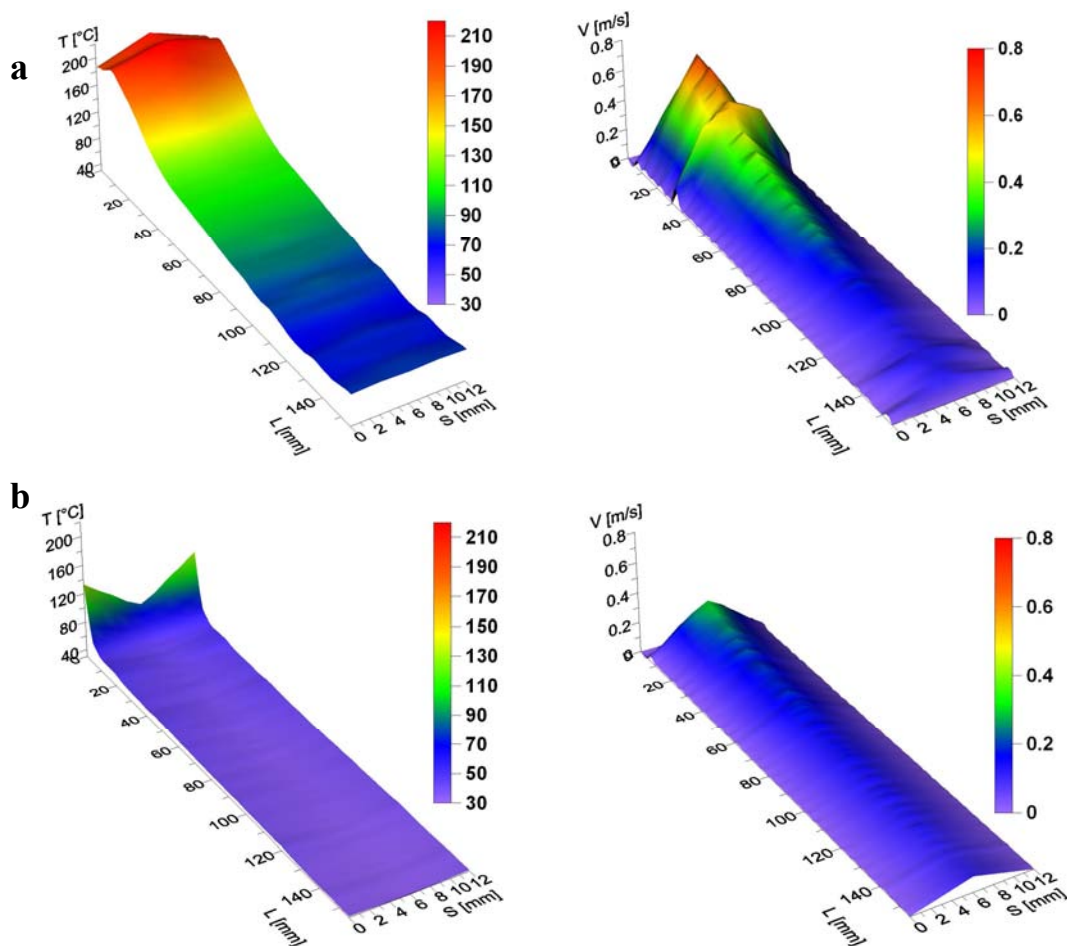
Rys. 7.51. Zmiana temperatury wzdłuż wysokości żebra (w połowie szerokości i w połowie grubości) dla konwekcji wymuszonej w zależności od kierunku przepływu powietrza (wg rys. 7.30) oraz jego prędkości (uwarunkowania podano w tekście)

Przeprowadzone symulacje numeryczne umożliwiają wykonywanie również trójwymiarowych wykresów (typu 3D) rozkładów temperatur metalu żeber i powietrza między nimi. W przypadku tego ostatniego dotyczy to także jego prędkości. Przykłady, dla zawieszenia rurociągu  $\phi 193,7 \times 20$  mm (geometria wg danych w tabeli 7.4, temperatury: pary przegrzanej  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  i otoczenia  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ , grubości: izolacji 160 mm i szczelin między rurą i półobojmami 1 mm oraz dla śrub 0,1 mm) pracującego w warunkach konwekcji naturalnej, pokazano na rys. 7.52 i 7.53. Pierwszy odpowiada płaszczyznom usytuowanym na głębokości 5 mm od górnej i dolnej powierzchni żebra (wzdłuż jego wysokości i grubości), drugi płaszczyznom: wlotowej i wylotowej kanału utworzonego przez żebra (ograniczają go także: przestrzeń rozciągającą się do rurociągu i uchwyt zawieszenia).



Rys. 7.52. Temperatura w wybranych płaszczyznach żebra: a – górna strefa, b – dolna strefa (opis warunków w tekście)





Rys. 7.53. Temperatura i prędkość powietrza na wylocie (a) i wlocie (b) kanału utworzonego przez żebra (opis w tekście)

Daje się zauważyć, porównując zmiany temperatury w wybranych płaszczyznach żebra (tutaj góra i dół), że charakteryzują je, tak wzdłuż długości jak i szerokości, stosunkowo niewielkie, praktycznie pomijalne różnice. Odpowiada to stosowanej w ich obliczaniu i utrzymanej w proponowanej metodzie szacowania generowanych przez nie strat cieplnych (podrozdział 7.1) zasadzie, wg której temperatura tego elementu zależy głównie od jego wysokości (długości). Można też dodać, że zmiany temperatury i prędkości powietrza w prezentowanych miejscach są zgodne z oczekiwaniami.

#### 7.4. Straty ciepłe powodowane przez zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągów parowych

Zgodnie z proponowaną metodyką szacowania strat powodowanych przez zawieszenia pionowe rurociągów – zależności (7.17) lub jej formy przybliżone (7.18) względnie (7.20), niezbędna jest znajomość, obok wymiarów geometrycznych i materiału z jakiego jest ono wykonane, temperatury podstawy oraz współczynników/współczynnika przejmowania ciepła. Tę pierwszą uzyskiwano na podstawie obliczeń symulacyjnych zawiesznień, tworząc ich modele.

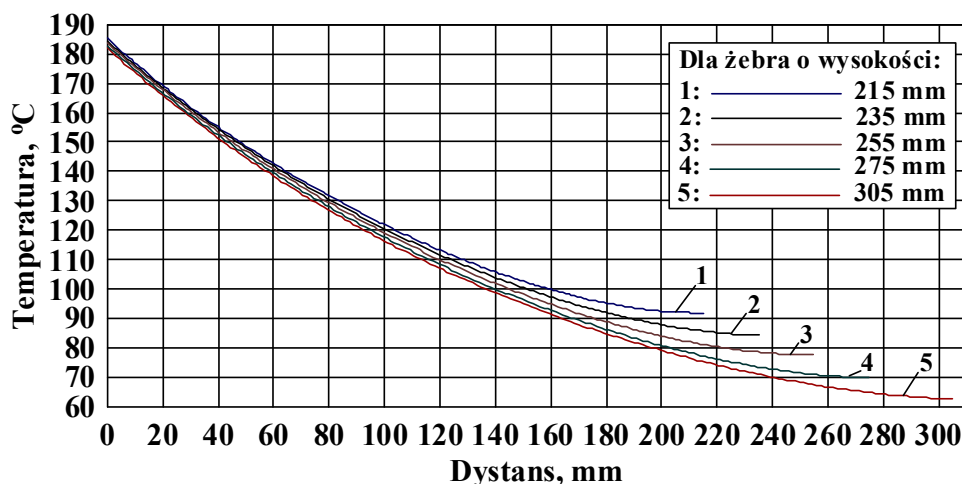
Związane z tym duże nakłady pracy i czasu wynikają nie tylko z faktu, że zrobiono to dla różnych średnic rurociągów ( $\phi 193,7$  mm,  $\phi 244,5$  mm,  $\phi 323,9$  mm) i możliwych warunków ich eksploatacji, ale także z podjętej próby oceny wpływu geometrii samych zawiesznień. W każdym przypadku temperaturę, o której mowa, mimo iż w tym przekroju, jak można to zauważyć na podstawie danych zawartych w podrozdziale 7.3.3, zmienia się ona stosunkowo niewiele, uśredniono wykorzystując zależność (7.22). Ponieważ przyjmowano jednakowe powierzchnie, zatem w praktyce stosowano wzór (7.24).

Do oszacowania wartości współczynników przejmowania ciepła dla poszczególnych powierzchni żebra (fragmentu półobejmy) stosowano wybrane związki, zależnie od warunków wymiany ciepła, podane w podrozdziale 7.2. Należy tutaj dodać, że wymianę ciepła przez promieniowanie pomijano w przypadku powierzchni żebra usytuowanej od strony powierzchni drugiego żebra (równoległej drugiej półobejmy), jeśli charakteryzują je jednakowe temperatury. Uzyskane każdorazowo składowe pozwoliły wyznaczyć wartości uśrednione za pomocą wymienionego wyżej wzoru (7.22) (zapisanego jak podano w postaci ogólnej). Ten sam wzór wykorzystywano także do określenia temperatury średniej danej powierzchni, na której rozkład temperatury uzyskiwano za pomocą modelowania numerycznego. Dotyczy to przypadków gdy jej znajomość jest niezbędna do obliczenia wartości np. temperatury odniesienia i liczb kryterialnych.

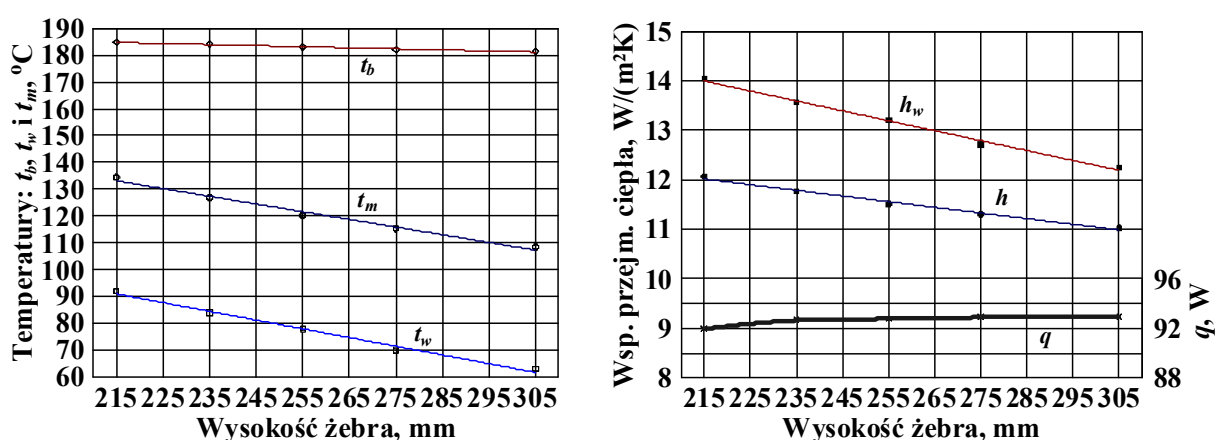
Odpowiednie obliczenia wykonywano dla warunków konwekcji naturalnej i wymuszonej. Zamiana określonych parametrów przy przyjęciu, że pozostałe są stałe, pozwoliła na ocenę ich wpływu na wartość traconego przez żebro strumienia ciepła. Wpływ, o którym mowa, dotyczy takich wielkości jak:

- wysokość żebra  $l$ ,
- temperatury: otoczenia  $t_o$  (powietrza) i czynnika wewnątrz rurociągu  $t_p$  (pary przegrzanej),
- szerokość szczeliny  $e$  (pomiędzy półobejmami i rurą),
- średnica zewnętrzna rurociągu parowego  $D_z$ ,
- prędkość powietrza  $w$ .

Wpływ wysokości żebra na zmianę podstawowych wielkości, tj. temperaturę wzdłuż tej wysokości, temperatury: podstawy ( $t_b$ ), wierzchołka ( $t_w$ ) i średnią ( $t_m$ ) oraz współczynnika przejmowania ciepła: średni ( $h$ ) – uwzględniający wartości dla powierzchni bocznych, górnej oraz dolnej) i dla wierzchołka żebra ( $h_w$ ), a także straty  $q$ , pokazano na rys. 7.54 i 7.55. Przykład ten dotyczy konwekcji naturalnej, dla zawieszenia pionowego rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm. Obliczenia wykonano przyjmując temperatury: pary  $t_p = 510$  °C i powietrza  $t_p = 24$  °C, grubości: izolacji  $g_{iz} = 200$  mm oraz szczeliny: pomiędzy rurą i półobejmami  $e = 1$  mm, a dla śruby  $e_l = 0,1$  mm, pozostałe parametry wg tabeli 7.4. Ponadto założono, że emisyjność powierzchni żebra (półobejmy) wynosi  $\varepsilon = \varepsilon_m = 0,95$ .



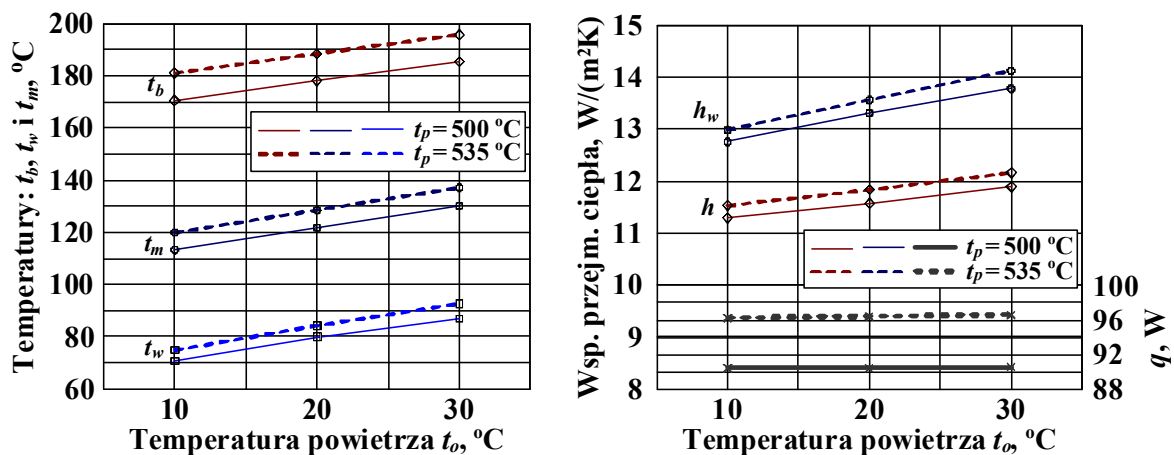
Rys. 7.54. Zmiana temperatury wzdłuż wysokości żebra (fragmentu półobejmy zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm) – bliższy opis parametrów w tekście



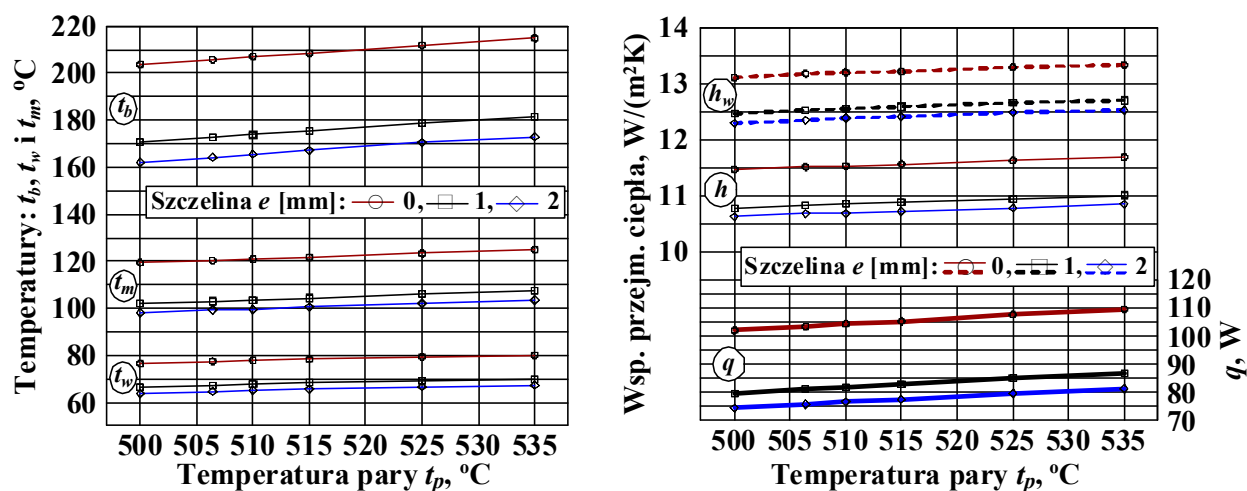
Rys. 7.55. Żebro (fragment półobejmy zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5 \times 25$  mm) dla warunków konwekcji naturalnej – zmiany temperatur: podstawy ( $t_b$ ), wierzchołka ( $t_w$ ) i średniej ( $t_m$ ), współczynników przyjmowania ciepła ( $h$  – wartość średnia dla powierzchni bocznych, górnej i dolnej,  $h_w$  – dla powierzchni wierzchołka) oraz strumienia ciepła traconego ( $q$ ) w funkcji wysokości

Analiza rys. 7.54 i 7.55 pozwala stwierdzić, że zwiększanie wysokości wystającego ponad izolację fragmentu półobejmy powoduje znaczne obniżanie się temperatury jej wierzchołka i stosunkowo niewielkie przy podstawie. W efekcie, w połączeniu ze zwiększającą się powierzchnią, zwiększa się strumień ciepła traconego, mimo że obniżają się współczynniki przyjmowania ciepła (głównie z powodu niższych składowych związanych z wymianą ciepła przez promieniowanie). Należy jednak zauważyć, że wzrost ten nie jest wysoki. W rozważanym przypadku przy zmianie wysokości żebra od 215 mm do 305 mm straty wzrastają o ok. 1%.

Oddziaływanie zmian temperatur otoczenia  $t_o$  i pary przegrzanej  $t_p$  na wymienione powyżej wielkości, także dla przypadku konwekcji naturalnej, przedstawiono na rys. 7.56 i 7.57. Pierwszy odnosi się do zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5 \times 25$  mm (dla  $l = 235$  mm i innych parametrów jak poprzednio), drugi rurociągu  $\phi 323,9 \times 32$  mm (dla  $l = 240$  mm,  $t_p = 500 \div 535$  °C,  $t_o = 25,5$  °C,  $g_{iz} = 200$  mm,  $e = 0 \div 2$  mm,  $e_1 = 0,1$  mm, pozostałe dane wg tabeli 7.4, a  $\varepsilon_m = 0,95$ ).



Rys. 7.56. Żebro (fragment półobojmy zawieszenia rurociągu  $\phi 244,5 \times 25$  mm) dla warunków konwekcji naturalnej – zmiany parametrów  $t_b$ ,  $t_w$ ,  $t_m$ ,  $h$ ,  $h_w$  i  $q$  (opis wg rys. 7.55) w funkcji temperatury otoczenia ( $t_o$ ) i czynnika wewnątrz rurociągu ( $t_p$ )

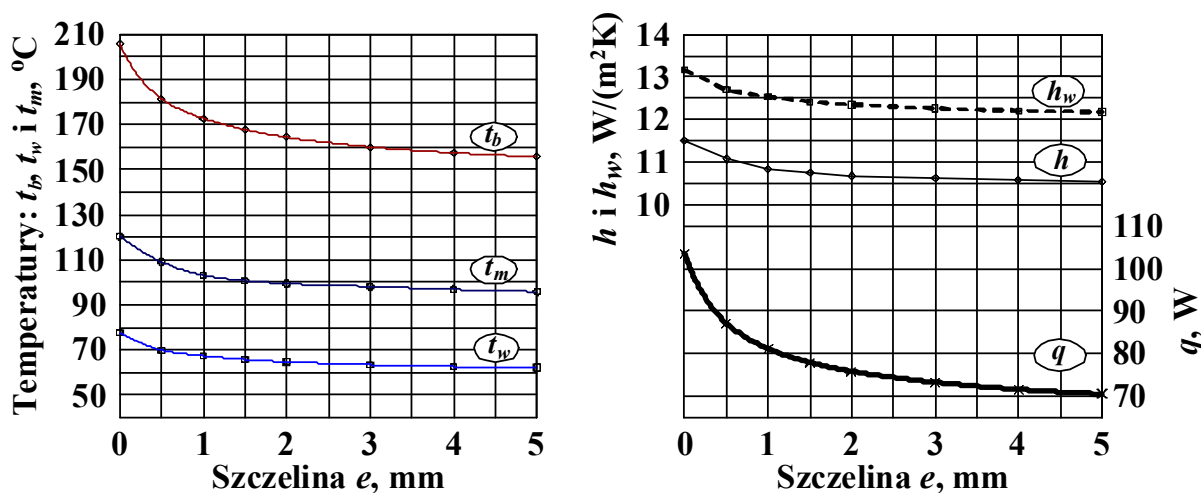


Rys. 7.57. Żebro (fragment półobojmy zawieszenia rurociągu  $\phi 323,9 \times 32$  mm) dla warunków konwekcji naturalnej – zmiany parametrów  $t_b$ ,  $t_w$ ,  $t_m$ ,  $h$ ,  $h_w$  i  $q$  (opis wg rys. 7.55) w funkcji temperatury pary przegrzanej ( $t_p$ ) i szerokości szczeliny ( $e$ )

Analiza przebiegów krzywych widocznych na rys 7.56 i 7.57 wskazuje, że przy zmianie temperatury otoczenia  $t_o$  następują w porównywalnym stopniu zmiany temperatur podstawy, wierzchołka i średnia żebra, podczas gdy zmiana temperatury czynnika  $t_p$  wewnątrz rurociągu powoduje większe zmiany temperatury podstawy żebra i niższe jego wierzchołka. W rezultacie obserwuje się, w pierwszym przypadku, praktycznie pomijalny wpływ  $t_o$  na tracony strumień energii oraz widoczny w przypadku drugim, tj. przy zmianie  $t_p$ . W podanym, przykładzie przy wzroście temperatury pary z  $t_p = 500$  °C do  $t_p = 535$  °C ma miejsce zwiększenie strat o ok.  $7 \div 8\%$  (zależnie od szerokości szczeliny pomiędzy półobojkami i rurą).

Wpływ szczeliny ( $e$ ) na generowane przez zawieszenia rurociągów straty uwidoczniono bezpośrednio, obok przebiegów pozostałych prezentowanych wcześniej parametrów, dla większego jej zakresu ( $0 \div 5$  mm), na rys. 7.58. W tym przypadku symulacje numeryczne oraz obliczenia wykonano dla konwekcji naturalnej i parametrów: rurociąg  $\phi 323,9 \times 32$  mm,

$l = 240 \text{ mm}$ ,  $t_p = 506,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_o = 25,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $g_{iz} = 20 \text{ mm}$ ,  $e_1 = 0,1 \text{ mm}$ , pozostałe dane wg tabeli 7.4, a wartość  $\varepsilon_m = 0,95$ ).



Rys. 7.58. Żebro (fragment półobejmy zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 323,9 \times 32 \text{ mm}$ ) dla warunków konwekcji naturalnej – zmiany parametrów  $t_b$ ,  $t_w$ ,  $t_m$ ,  $h$ ,  $h_w$  i  $q$  (opis wg rys. 7.55) w funkcji szerokości szczeliny ( $e$ ) pomiędzy półobejmami i rurą (parametry modelowania i obliczeń w tekście)

Widoczne na rys. 7.58 przebiegi pozwalają zauważyć, że wraz ze zwiększaniem się szerokości szczeliny tempo zmian wszystkich z analizowanych parametrów zmniejsza się, przy czym powiększenie tej szczeliny od 0 mm do 1,5 ÷ 2 mm powoduje bardzo duże zmiany w porównaniu z pozostałym, analizowanym zakresem, gdzie są one znacznie mniejsze. Można stąd wnioskować, że zapewnienie konstrukcyjnej szczeliny na poziomie np. 2 mm jest bardzo korzystne i gwarantuje obniżenie strat ciepłych. W pokazanym przypadku byłyby one niższe, w odniesieniu do przypadku kiedy brak tej szczeliny, o ok. 27 %.

W trakcie przeprowadzania obliczeń traconego przez żebro (półobejmę) strumienia ciepła stwierdzono, że:

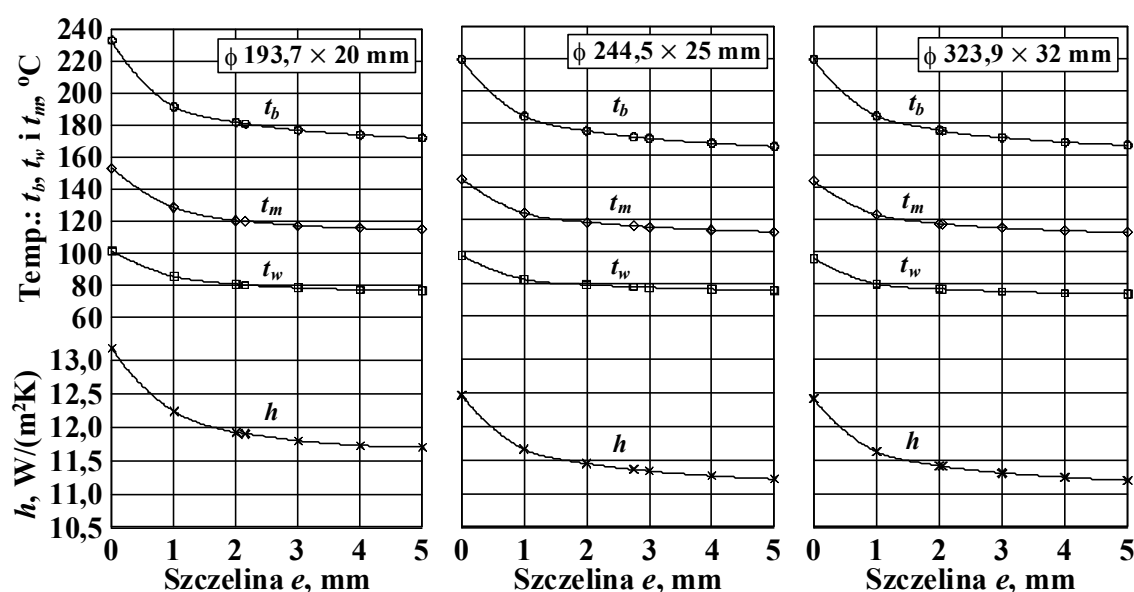
- do oszacowania średniej wartości współczynnika przyjmowania ciepła od żebra do powietrza ( $h$ ) wystarczające jest uwzględnianie tylko jego składowych dla obu powierzchni bocznych (pominięcie tych dla powierzchni górnej i dolnej nieznacznie zmienia wyznaczany parametr, tzn. do ok. 2,5 %),
- wystarczającą dokładność daje uproszczona zależność (7.20), na co wskazują przykładowe dane zawarte w tabeli 7.6 (widoczne są bardzo małe różnice wartości strumienia ciepła  $q$  przy wykorzystywaniu dokładnego wzoru (7.17) i pozostałych, w tym wymienionego wcześniej).

W związku z powyższym, podane zasady zastosowano w pozostałych analizowanych przypadkach. Zatem, nie jest też konieczne określanie współczynnika przyjmowania ciepła z wierzchołka żebra (półobejmy) do otoczenia ( $h_w$ ).

Strumień ciepła tracony przez żebro, tj. fragment półobejmy zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 323,9 \times 32$  mm ( $t_o = 25,5$  °C,  $e = 1$  mm, pozostałe dane wg tabeli 7.4) – porównanie wartości wyznaczanych za pomocą różnych zależności (podrozdział 7.1)

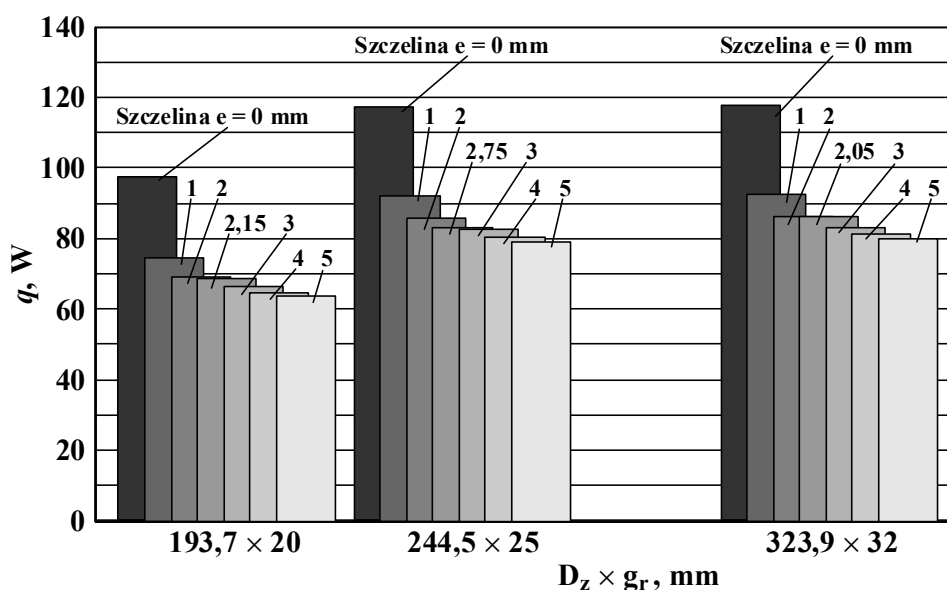
Temp. pary $t_o$ , °C	Temperatura żebra, °C			Współczynnik przejmowania ciepła, W/(m <sup>2</sup> K)		Strumień ciepła tracony przez żebro, W. Zależności obliczeniowe		
	$t_b$	$t_w$	$t_m$	$h$	$h_w$	(7.17)	(7.18)	(7.20)
500	181,1	78,8	120,9	11,54	13,26	89,45	88,51	89,42
510	184,5	80,4	122,8	11,61	13,35	91,76	90,80	91,73
515	186,5	81,4	123,8	11,65	13,40	93,13	92,15	93,09
525	189,9	82,5	125,7	11,72	13,47	95,48	94,49	95,45
535	192,7	83,2	127,6	11,79	13,52	97,48	96,48	97,45

Analiza zagadnienia wykazała, że na wysokość strat powodowanych przez zawieszenia rurociągów ma wpływ również ich średnica zewnętrzna. Oczywiście jest to związane głównie z wymiarami odpowiadających im półobejmy (tutaj ich fragmentów wystających ponad izolację). Uzyskane wartości wyznaczanych wielkości, zestawione na jednym wykresie w celu łatwego porównania, dla trzech średnic zewnętrznych ( $D_z$ ) oraz w każdym przypadku szczelin ( $e$ ) w zakresie  $0 \div 5$  mm (wraz z wartościami podanymi w katalogu KER – tabela 6.1), przedstawiono na rys. 7.59 i 7.60. Symulacje i obliczenia wykonano dla  $t_p = 510$  °C,  $t_o = 24$  °C,  $e_1 = 0,1$  mm, pozostałe dane wg tabeli 7.4, a  $\varepsilon_m = 0,95$ ).



Rys. 7.59. Zmiany temperatur (podstawy  $t_b$ , wierzchołka  $t_w$ , średniej  $t_m$ ) oraz współczynnika przejmowania ciepła  $h$  dla żebra – fragmentu półobejmy zawieszenia rurociągu parowego w funkcji szerokości szczeliny  $e$  między półobejmą i rurociągiem o danej średnicy zewnętrznej (parametry w tekście)



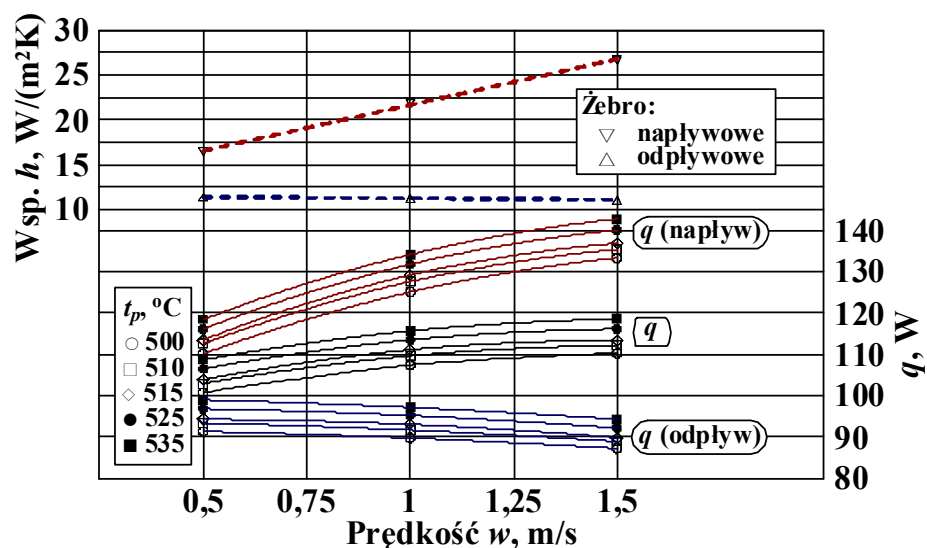


Rys. 7.60. Strumień ciepła tracony przez żebro – fragment półobejmy zawieszenia rurociągu parowego o danej średnicy zewnętrznej oraz szczelinie pomiędzy nimi (tj. półobejmą i rurociągiem) – parametry w tekście

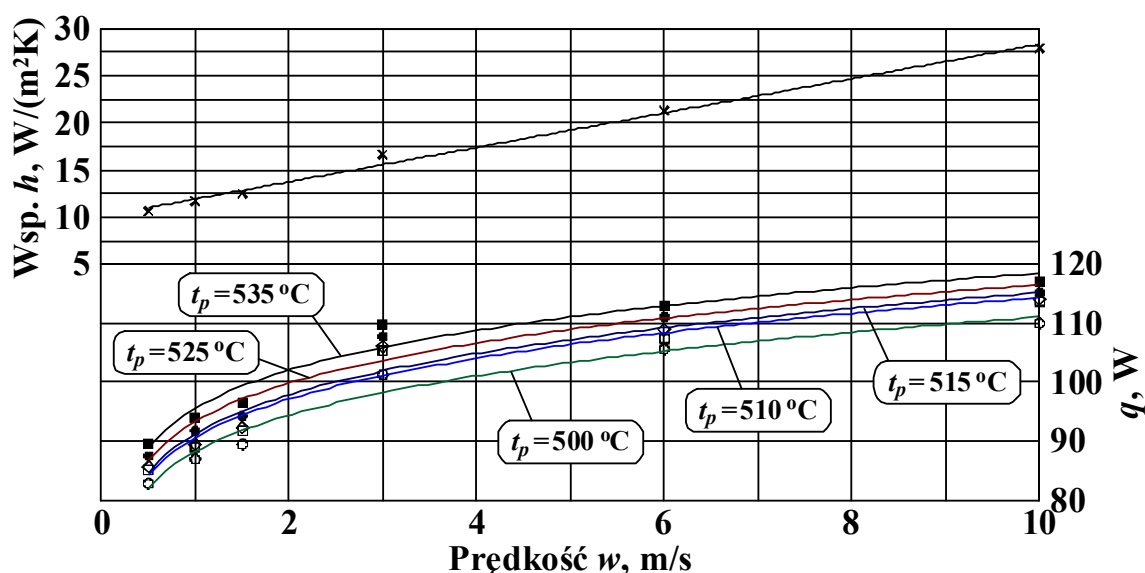
Z analizy rys. 7.59 i 7.60 wynika, że w przypadku rurociągów o różnych średnicach zewnętrznych, których żebra zawieszonych mają praktycznie te same wymiary, tutaj mowa o rurociągach  $\phi 244,5$  mm ( $l = 235$  mm,  $s = 150$  mm,  $g = 16$  mm) i  $\phi 323,9$  mm ( $l = 240$  mm,  $s = 150$  mm,  $g = 16$  mm), eksploatowanych w tych samych warunkach (np.  $t_p$ ,  $t_o$ ,  $h$ ), ilości traconych strumieni ciepła są porównywalne. Ewentualne różnice wynikają z różnych wartości np. szczelin ( $e$ ), ale też odmiennych wpływów innych, omówionych wcześniej czynników (rys. 7.54 ÷ 7.57). Widoczne na rys. 7.60 niższe straty dla rurociągu  $\phi 193,7$  mm, mimo że temperatura podstawy ( $t_b$ ) i współczynnik przejmowania ciepła ( $h$ ) są wyższe w porównaniu z pozostałymi, związane są przede wszystkim z innymi wymiarami żebra ( $l = 217$  mm,  $s = 120$  mm,  $g = 14$  mm).

Zmiany strumienia ciepła traconego przez żebra zawieszonych rurociągów parowych w warunkach konwekcji wymuszonej przedstawiono na rys. 7.61 ÷ 7.63, przyjmując zakres prędkości powietrza  $w = 0,5 \div 10$  m/s oraz uwzględniając założone w symulacjach numerycznych możliwe kierunki jego przepływu (I ÷ III, wg rys. 7.30). Przykłady otrzymanych wyników, odpowiadają rurociągowi  $\phi 244,5 \times 25$  mm dla:  $t_p = 500 \div 535$  °C,  $t_o = 24$  °C,  $e = 1$  mm,  $e_1 = 0,1$  mm. Pozostałe dane zawarte są w tabeli 7.4, a wartość  $\epsilon_m = 0,95$ . W uzupełnieniu należy zauważyć, że dla kierunku I (rys. 7.61) prędkość została zawężona do zakresu  $0,5 \div 1,5$  m/s z uwagi na ograniczenie zastosowanego wzoru (7.67), pozwalającego wyznaczyć jeden ze składników współczynnika przejmowania ciepła ( $h$ ). Ponadto w tym przypadku rozdzielono żebra: napływowe od odpływowe ze względu na dość duże różnice warunków ich pracy, co jest

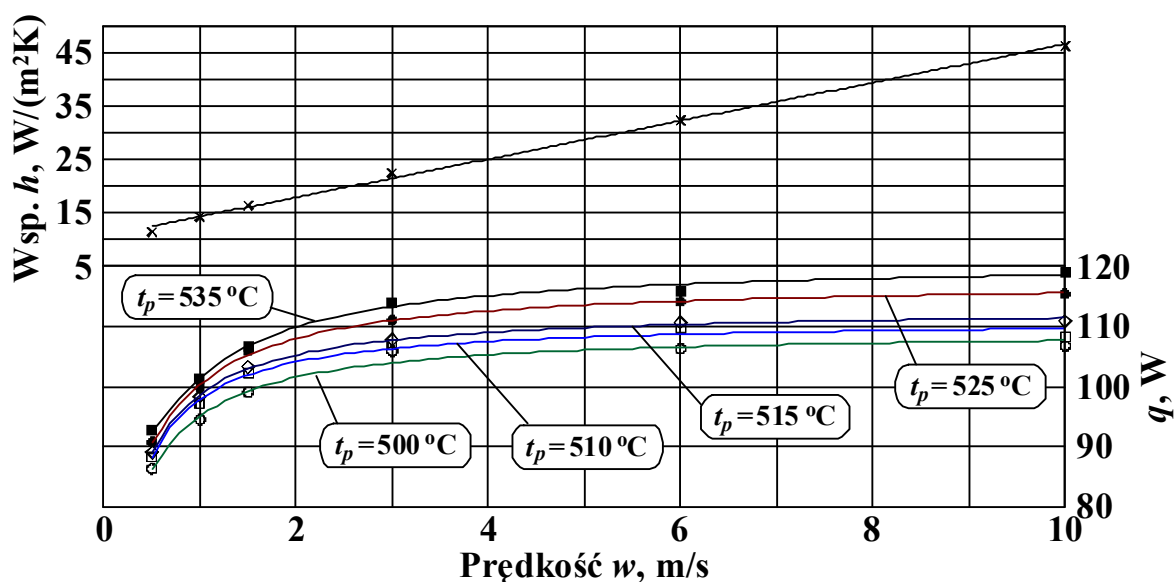
widoczne np. rys. 7.51 (chciano w ten sposób podkreślić te różnice). Natomiast dla kierunku II (rys. 7.62) nie uczyniono już tego (różnice są mniejsze) a wyniki zostały uśrednione. Wyznaczając wartość współczynnika przejmowania ciepła uwzględniono w obu tych kierunkach (I i II) możliwość wstrzymywania wymuszonego przepływu powietrza w kanale między półobjemami, zakładając wówczas wymianę ciepła jak dla konwekcji swobodnej. Na zakończenie można dodać, że kierunek III (rys. 7.63) charakteryzuje pełna symetria.



Rys. 7.61. Żebro – fragment półobjemny zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm dla warunków konwekcji wymuszonej – zmiany współczynnika przejmowania ciepła i tracony strumień ciepła w funkcji prędkości powietrza napływającego z kierunku I, wg rys. 7.30 (parametry symulacji numerycznych i obliczeń w tekście)



Rys. 7.62. Żebro – fragment półobjemny zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm dla warunków konwekcji wymuszonej – zmiany współczynnika przejmowania ciepła i tracony strumień ciepła w funkcji prędkości powietrza napływającego z kierunku II, wg rys. 7.30 (parametry symulacji numerycznych i obliczeń w tekście)



Rys. 7.63. Żebro – fragment półobejmy zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm dla warunków konwekcji wymuszonej – zmiany współczynnika przejmowania ciepła i tracony strumień ciepła w funkcji prędkości powietrza napływającego z kierunku III, wg rys. 7.30 (parametry symulacji numerycznych i obliczeń w tekście)

Analiza przebiegu krzywych na rys. 7.61 ÷ 7.63 pozwala stwierdzić, że wraz ze wzrostem prędkości powietrza, niezależnie od kierunku jego napływu na analizowane żebra zawieszonych rurociągów:

- rosną wartości współczynnika przejmowania ciepła  $h$  (z tym, że dla kierunku I dotyczy to żebra napływowego, gdyż dla odpływowego wartość ta jest praktycznie stała),
- zwiększa się tracony strumień energii, przy czym tempo wzrostu stopniowo zmniejsza się (uwzględniając kierunki II i III tempo to, począwszy od ok. 5 m/s można praktycznie uznać już za stałe).

Straty energii cieplnej wzrastają również w stopniu podobnym do tego, w jakim ulega podwyższeniu temperatura czynnika przepływającego rurociągami. Przykładowo, zmiana temperatury pary z 500 °C na 535 °C, tj. ok. 7 % jej wzrost, powoduje porównywalne w każdym przypadku (kierunki I ÷ III) zwiększenie strat, tzn. o ok. 7,5 %.

W uzupełnieniu powyższego należy dodać, że widoczne na rys. 7.61 ÷ 7.63 zmiany współczynnika przejmowania ciepła ( $h$ ) są praktycznie niezależne od temperatury pary ( $t_p$ ). W tym przypadku różnice, w odniesieniu do wartości średniej nie przekraczają 1 %, stąd na podanych wykresach pokazano pojedyncze krzywe. Uzyskane wartości tej wielkości dla niskich prędkości powietrza (o ok. 0,5 m/s) są porównywalne z tymi jakie obserwuje się w przypadku konwekcji swobodnej, wzrastając o ok. 2,5 ÷ 4 razy dla prędkości większych (ok. 10 m/s).

Daje się też zauważyć, że najwyższe tracone strumienie ciepłne odpowiadają napływowi powietrza z kierunku I. Dla niego są one wyższe o ok. 17 % w porównaniu z dwoma pozostałymi

kierunkami. W ich przypadku straty są porównywalne w całym analizowanym zakresie zmiany prędkości powietrza.

## 8. Straty odniesione pionowych dwucięgowych zawiesznień rurowości parowych

Strumień energii cieplnej tracony przez elementy zawieszenia rurowości można przedstawić w postaci wielkości, którą nazwano tutaj jako straty odniesione ze względu na bezpośrednie nawiązanie do strat rurowości zaizolowanego. Definityjnie byłby to stosunek traconego strumienia energii przez wszystkie żebra zawieszenia danego rurowości do jednostkowej straty tego rurowości, ale zaizolowanego (rys. 7.2). Zatem wielkość tę w rozważanych w pracy przypadkach wyrażałaby zależność:

$$\Delta l_{zpd} = \frac{4q}{q_l} = \frac{q_c}{q_l} \quad (7.89)$$

gdzie:

$\Delta l_{zpd}$  – straty odniesione zawieszenia pionowego dwucięgowego, m,

$q$  – strumień ciepła tracony przez pojedyncze żebro – wystający ponad izolację fragment półobojmy zawieszenia rurowości, W,

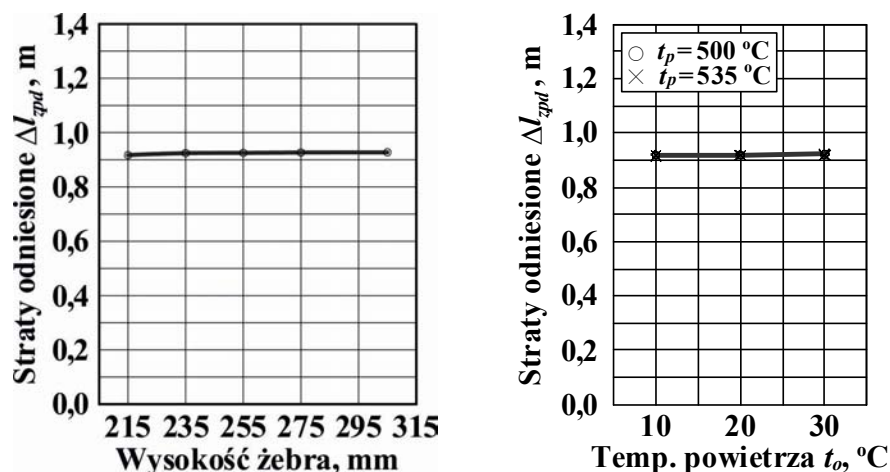
$q_l$  – jednostkowe straty cieplne dla rurowości (wg [56]), W/m.

Powyższą wielkość można by także określić jako długość zastępcza (odniesiona) zaizolowanego rurowości, która oznaczałaby jakiemu jego odcinkowi odpowiada dane jego zawieszenie, biorąc pod uwagę straty jakie ono powoduje (lub inaczej, której straty są równe stratom generowanym przez zawieszenie). Wartości wyznaczone na podstawie zależności (8.1) dla analizowanych przypadków konwekcji swobodnej pokazano na rys. 8.1 i 8.2 a dla konwekcji wymuszonej na rys. 8.3. Można tutaj dodać, że do wyznaczenia jednostkowych strat cieplnych  $q_l$  wykorzystano dane zawarte w normie PN [56], aproksymując je związkami, w których  $t_p$  jest temperaturą pary (w °C):

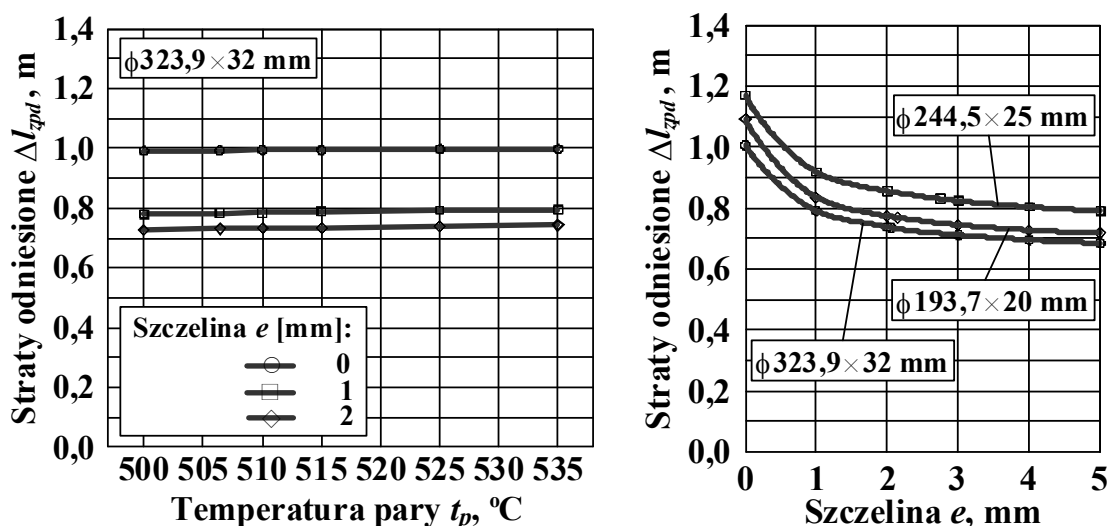
$$\phi 193,7 \text{ mm}: \quad q_l = 6,748 + 0,686t_p \quad (8.2)$$

$$\phi 244,5 \text{ mm}: \quad q_l = 7,935 + 0,771t_p \quad (8.3)$$

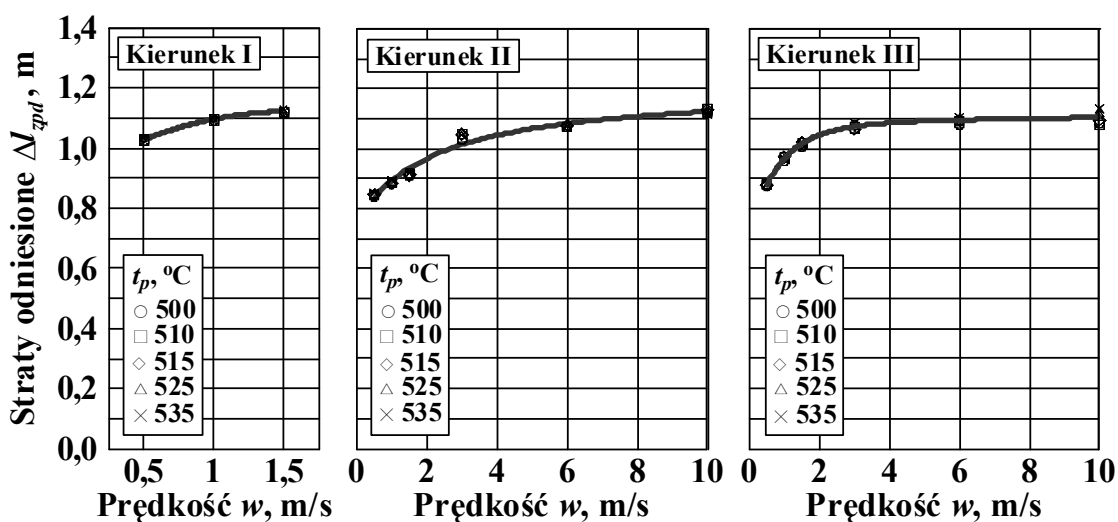
$$\phi 323,9 \text{ mm}: \quad q_l = 7,054 + 0,904t_p \quad (8.4)$$



Rys. 8.1. Straty odniesione powodowane przez pracujące w warunkach konwekcji swobodnej zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm w funkcji wysokości wystających ponad izolację fragmentów półobejm (żeber) oraz temperatury otoczenia (przy różnych temperaturach pary przegrzanej) – pozostałe parametry jak dla rys. 7.55 i 7.56.



Rys. 8.2. Straty odniesione powodowane przez pracujące w warunkach konwekcji swobodnej zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągów w zależności od temperatury przesyłanej pary przegrzanej oraz szerokości szczeliny między półobejmami zawieszenia i rurą (pozostałe parametry jak dla rys. 7.57 i 7.60)



Rys. 8.3. Straty odniesione powodowane przez pracujące w warunkach konwekcji wymuszonej zawieszenia pionowe dwucięgnowe rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm w zależności od prędkości powietrza i kierunku jego napływu na obiekt (wg rys. 7.30) – pozostałe parametry jak dla rys. 7.61 i 7.63

Zawieszania pionowe dwucięgnowe, wykorzystywane jako zamocowania rurociągów parowych, stanowią mostki termiczne generujące straty ciepłne, określone tutaj jako odniesione lub inaczej mówiąc stanowiące długości zastępcze zaizolowanych rurociągów, powodujące takie same straty jakie powodują podane zawieszania. Ich wartości, jak można to stwierdzić na podstawie rys. 8.1 ÷ 8.3:

- ❖ dla warunków konwekcji naturalnej (zatem głównie dla rurociągów usytuowanych w pomieszczeniach):
  - zależą w bardzo niewielkim stopniu (praktycznie można uznać, że pomijalnym):
    - od wysokości wystających ponad izolację fragmentów półobejm zawieszania,
    - od temperatury przesyłanej rurociągiem pary przegrzanej,
    - od temperatury otoczenia (powietrza w przestrzeni swobodnej),
  - zależą istotnie od szerokości szczeliny między półobejmami zawieszania i rurą,
- ❖ dla warunków konwekcji wymuszonej (w zasadzie dla rurociągów znajdujących się na zewnątrz pomieszczeń):
  - zależą dość znacząco od prędkości powietrza (szczególnie w zakresie do 4 ÷ 6 m/s),
  - są najwyższe przy napływie powietrza z kierunku oznaczonego jako I (wg rys. 7.30),
  - są porównywalne dla kierunków napływu powietrza II i III (oznaczenia wg rys. 7.30).

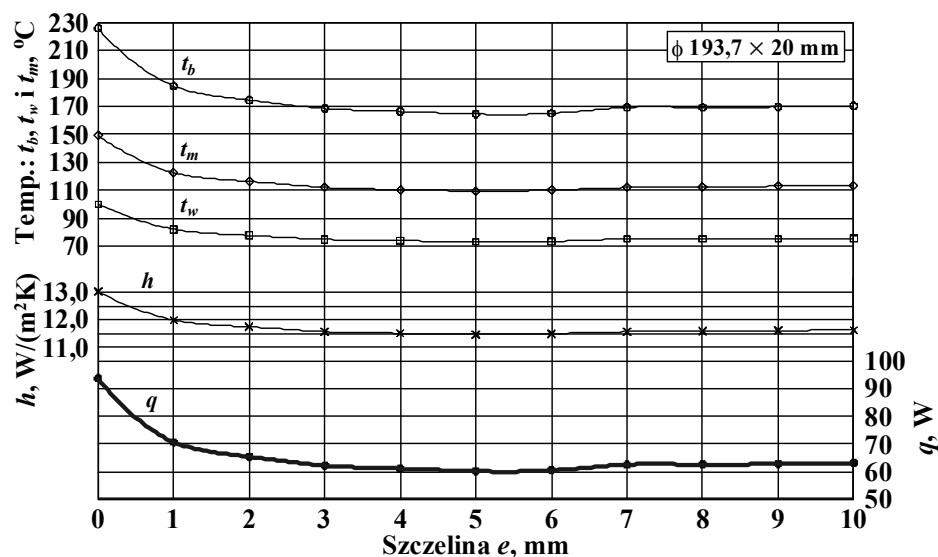
Powyższe wnioski mają charakter ogólny. Natomiast w odniesieniu do analizowanych obiektów można dodać, uwzględniając rzeczywiste ich parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne, że straty odniesione (długości zastępcze) w przypadku konwekcji naturalnej wynoszą ok. 0,9 m i stopniowo wzrastają, dla konwekcji wymuszonej ze zwiększaniem się prędkości powietrza, do ok. 1,1 m (dla kierunku I już od ok. 1 m/s, a dla kierunków II od, odpowiednio: ok. 6 m/s i ok. 4 m/s).

## **9. Analiza możliwości zmniejszenia strat ciepłych powodowanych przez zawieszania pionowe dwucięgnowe rurociągów**

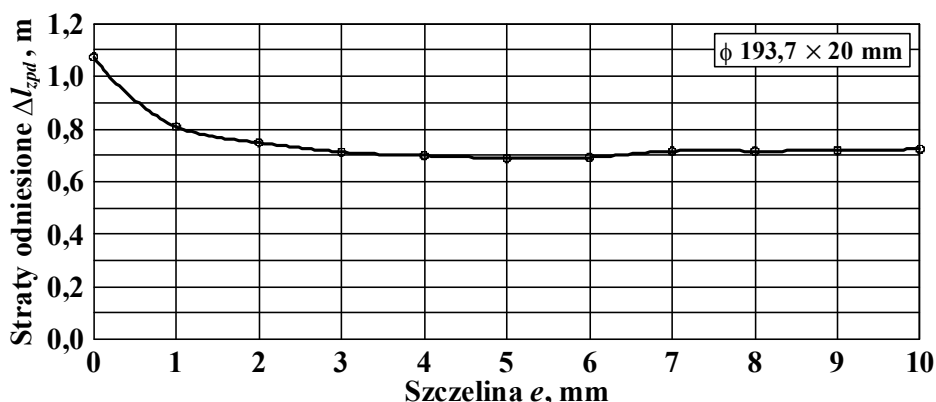
Poszukując ewentualnych nowych rozwiązań, które umożliwiłyby obniżenie strat ciepłych generowanych przez zawieszania pionowe dwucięgnowe rurociągów parowych zwrócono uwagę na pozytywny pod tym względem wpływ szerokości szczeliny pomiędzy półobejmami i rurą (rys. 7.58 i 7.60). Oczywiście nie może być ona zbyt duża gdyż zadaniem półobejm jest przeniesienie zamocowania na klocki oporowe, które one podpierają – rys. 6.2. Dlatego przeprowadzono symulacje numeryczne dla jej szerokości w zakresie  $e = 0 \div 10$  mm. Obliczenia wykonano dla rurociągu  $\phi 193,7 \times 20$  mm, przyjmując parametry zgodnie z podanymi w tabeli 7.4 oraz temperatury: pary przegrzanej  $t_p = 500$  °C i otoczenia  $t_o = 24$  °C. Założono wymianę ciepła na zasadzie konwekcji swobodnej, z tym że we współczynnikach przejmowania ciepła uwzględniono także składową od promieniowania. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 9.1. Wyznaczone



zostały również za pomocą wzoru (8.2) straty jednostkowe dla podanego rurociągu co pozwoliło określić straty odniesione (długość zastępczą) w funkcji szerokości szczeliny. Jej przebieg pokazano na rys. 9.2.



Rys. 9.1. Zmiany temperatur (podstawy  $t_b$ , wierzchołka  $t_w$  i średniej  $t_m$ ), współczynnika przejmowania ciepła  $h$  oraz strumienia ciepła traconego  $q$  przez jedno żebro (wystający ponad izolację fragment półobejmy) dla warunków konwekcji swobodnej w funkcji szerokości szczeliny między półobejmami zawieszenia i rurą (parametry w tekście)

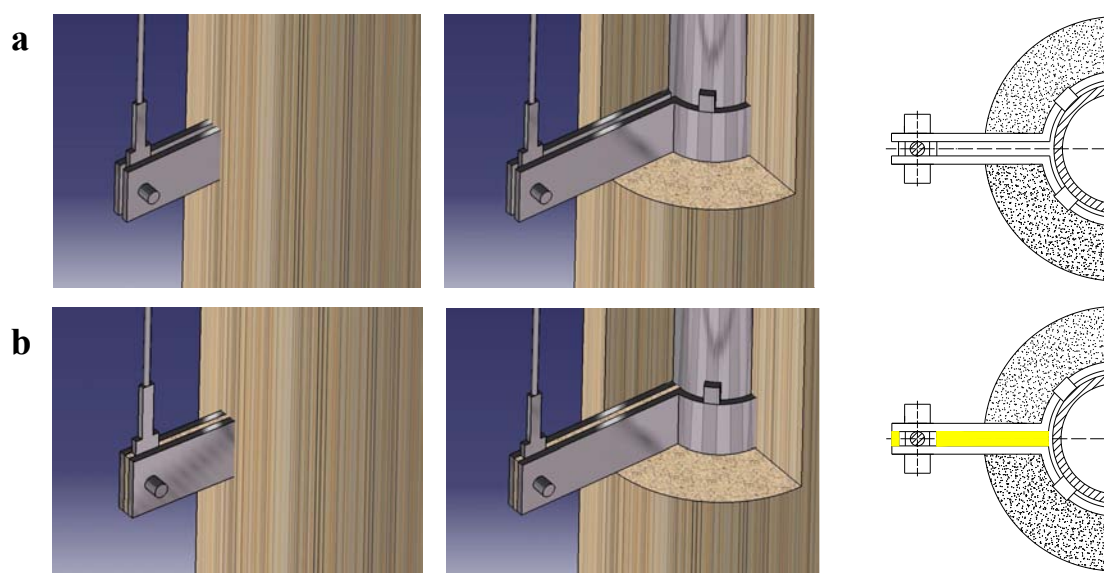


Rys. 9.2. Straty odniesione (długość zastępcza dla pionowego dwucięgnowego zawieszenia rurociągu parowego w funkcji szerokości szczeliny między półobejmami tego zawieszenia i rurą (dane w tekście)

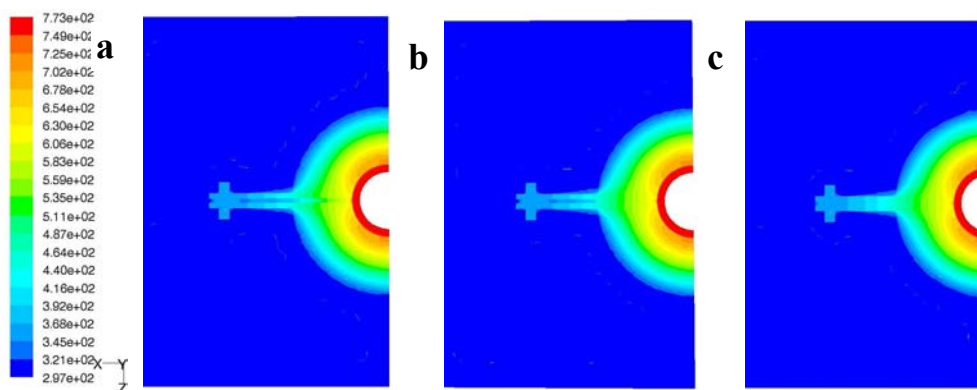
Na podstawie rys. 9.1 lub 9.2 można zauważyć, że konstrukcyjne zapewnienie szczeliny pomiędzy półobejmami pionowego dwucięgnowego zawieszenia rurociągu parowego i samym rurociągiem, np. przez system kołków dystansowych, zapewniające optymalne warunki, w których ilość traconej energii jest najmniejsza, wynosi od 3 mm do ok. 5 mm. W pokazanym na rys. 9.2 przypadku daje to obniżenie strat, w porównaniu do kontaktu idealnego, o ok. 35 % (inaczej mówiąc, straty wynosiłyby wówczas ok. 65 % tych, jakie miałyby miejsce przy kontakcie bezpośrednim). Na podstawie obserwacji i badań własnych (rozdział 6.1) można przyjąć, że realnie szczeliny te wynoszą ok. 0,5 ÷ 1 mm (przy czym zakłada się, że liczby te obejmują tak samą szerokość szczeliny jak i opory kontaktu). Dla tych wartości, traktowanych jako odniesienie,

obniżenie strat przy zwiększeniu szczeliny do np. 4 mm wynosiłoby, odpowiednio: ok. 22% i ok. 13%.

Inną analizowaną możliwością obniżenia strat powodowanych przez zawieszania byłyby zmiana warunków wymiany ciepła poprzez wypełnienie kanału pomiędzy półobojkami materiałem izolacyjnym. Mógłby on sięgać tylko do grubości izolacji rurociągu, tzn. w strefach ponad nią nie występowałby, lub wypełniałby on ten kanał w całości. Schemat takiego rozwiązania wraz ze stosowanym obecnie pokazano na rys. 9.3. Natomiast na rys. 9.4 przedstawiono wyniki symulacji numerycznych (w postaci pól temperatury) dla podanych propozycji. Przykład dotyczy zawieszenia rurociągu  $\phi 193,7 \times 20$  mm pracującego w warunkach konwekcji swobodnej (parametry zawieszenie wg tabeli 7.4) przy założonych temperaturach  $t_p = 500$  °C i otoczenia  $t_o = 24$  °C oraz szerokości szczeliny  $e = 2$  mm.



Rys. 9.3. Konstrukcja (schemat) pionowego dwucięgnowego zawieszenia rurociągu parowego: a) stosowana obecnie, b) zmodyfikowana (z izolacją między półobojkami).



Rys. 9.4. Symulacja numeryczna – rozkład temperatury w przekroju poprzecznym zawieszenia rurociągu parowego  $\phi 193,7 \times 20$  mm (opis w tekście) z brakiem (a) lub występowaniem izolacji pomiędzy półobojkami: na grubości izolacji rurociągu (b) i w całym kanale (c)

Widoczne na rys. 9.4 rozkłady temperatury wykazują różnice. Wypełnienie kanału między półobojkami materiałem izolacyjnym powoduje powstanie pojedynczego, ale złożonego żebra z wyraźnie zauważalną zmianą temperatury wzdłuż wysokości, ale też z dość wyrównaną temperaturą na jego grubości. Pozwala to zastosować wzór (7.20) do oszacowania traconego przez nie strumienia ciepłego. Wartości niezbędnych wielkości określono wykorzystując wyniki obliczeń symulacyjnych, uśredniane za pomocą zależności (7.22), tak w przypadku powierzchni jednolitych, jak i złożonych (te ostatnie z obszarów: dwóch metalowych i jednego z materiału izolacyjnego). Do wyznaczenia zastępczego współczynnika przewodzenia ciepła tego złożonego żebra (w podanym wzorze odpowiada on oznaczeniu  $\lambda_m$ ) użyto związku:

$$\lambda_z = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \quad (9.1)$$

gdzie:

$\lambda_i$  – współczynnik przewodzenia ciepła poszczególnych składników żebra złożonego (dla temperatury średniej), W/(mK),

$V_i$  – objętość poszczególnych składników żebra złożonego (2 żebra właściwe, uchwyt i materiał izolacyjny), m<sup>3</sup>.

Niektóre z uzyskanych wyników, w tym także wartość strat odniesionych zestawione zostały w tabeli 9.1.

Tabela 9.1

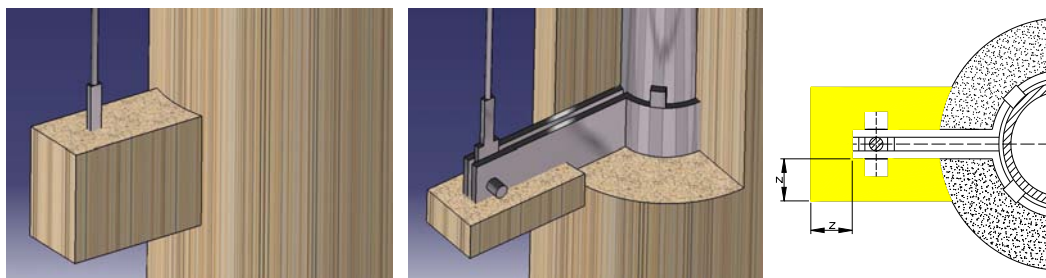
Wybrane wyniki obliczeń dla pionowych dwucięgowych zawieszek (tradycyjnego i zmodyfikowanego) rurociągów parowych – opis w tekście

Zawieszenie tradycyjne (rys 9.3a)					Zawieszenie zmodyfikowane (rys. 9.3b)				
Wymiary, mm <i>l / s / g</i>	$\lambda_m$ W/(mK)	$q_s$ W	$q_c = 4q$ W	$\Delta l_{zpod}$ m	Wymiary, mm <i>l / s / g = g_z</i>	$\lambda_m = \lambda_z$ W/(mK)	$q_s$ W	$q_c = 2q$ W	$\Delta l_{zpod}$ m
220 / 120 / 14	43,9	65,4	261,6	0,75	220 / 120 / 40 <sup>1)</sup>	33,9	124,1	248,2	0,71

$$^1) g_z = 2g + a = 2 \cdot 14 + 12 = 40 \text{ mm}$$

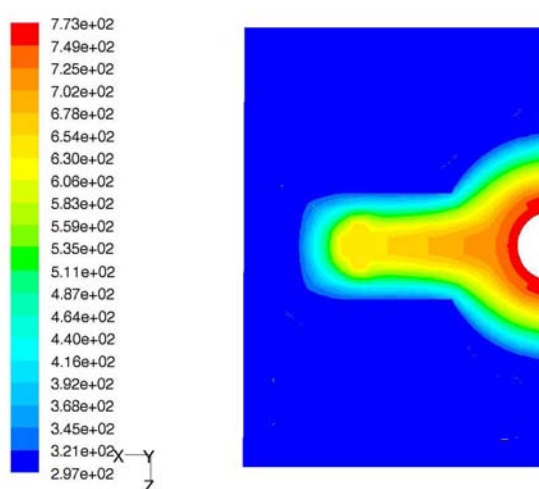
Z danych zawartych w tabeli 9.1 wynika, że wprowadzenie modyfikacji, o której mowa wyżej, powoduje obniżenie strat cieplnych, w porównaniu z dotychczasową konstrukcją, o ok. 5,2 %. Nie jest dużo, ale też wypełnienie kanału między półobojkami nie jest ani kosztowne, ani też pracochłonne.

Ostatnim rozważonym sposobem ewentualnego zmniejszenia strat zawieszek rurociągów jest zaizolowanie ich wystających fragmentów, tak jak to uwidoczniło na rys. 9.5.



Rys. 9.5. Schemat zmodyfikowanego pionowego dwucięgowego zawieszenia rurociągu parowego (z izolacją pokrywającą zewnętrzne fragmenty),  $z$  – grubość warstwy izolacji (dotyczy także trzeciego wymiaru)

Symulacje numeryczne dla tego rozwiązania, przyjmując warunki wymiany ciepła oraz parametry konstrukcyjne te same co poprzednio, wykonano dla grubości izolacji  $z = 3$  cm i 10 cm. Rozkład temperatury dla tej ostatniej przedstawiono na rys. 9.6.



Rys. 9.6. Symulacja numeryczna – rozkład temperatury w przekroju poprzecznym zmodyfikowanego zawieszenia (wg rys. 9.5) rurociągu parowego  $\phi 193,7 \times 20$  mm (opis tekście)

Jak widać na rys. 9.6 zaizolowanie wystających fragmentów zawieszenia powoduje znaczny wzrost ich temperatury. Dla modelowanego obiektu, w przekroju przyjmowanym za podstawę żebra wynosi ona, przy grubości warstwy izolacji równej 3 cm i 10 cm, odpowiednio: ok. 340 °C i ok. 412 °C. Natomiast dla wierzchołka (znajdującego wewnątrz izolacji) są to wartości: ok. 264 °C i ok. 368 °C. Wyznaczone dla tych warunków średnie temperatury powierzchni izolacji pokrywającej zewnętrzne elementy zawieszenia wynoszą: ok. 89,5 °C i ok. 53,5 °C. Ponieważ w powstałym układzie (żebro złożone) temperatura zmienia się znacznie nie tylko wzdłuż wysokości, ale również wzdłuż szerokości, zatem do oszacowania strat wykorzystano zależność:

$$q = h_z F_z (t_{iz} - t_o) \quad (9.2)$$

gdzie:

$h_z$  – współczynnik przejmowania ciepła z powierzchni izolacji zmodyfikowanego układu do powietrza (wartość uśredniona),  $W/(m^2K)$ ,

$F_z$  – całkowita powierzchnia układu,  $m^2$ ,

$t_{iz}$ ,  $t_o$  – temperatury: powierzchni zewnętrznej układu – izolacji (wartość średnia) i powietrza, °C.

W wyniku obliczeń otrzymano następujące, zestawione poniżej wartości:

	grubość warstwy izolującej	
	3cm	10cm
– całkowity tracony strumień energii $q_c = 2q$ :	243,8 W	229,3 W
– strata odniesiona (długość zstępcza) $\Delta l_{zpod}$ :	0,70 m	0,66 m

Otrzymane wyniki wskazują, w porównaniu z wcześniejszą wersją modyfikacji, że zbyt cienka warstwa izolacji (3 cm) nie poprawia sytuacji. Ale nawet grubsza izolacja (tutaj 10 cm) najprawdopodobniej nie zrekompensuje ponoszonych nakładów.

Z przedstawionych powyżej trzech możliwości zmniejszenia strat powodowanych przez analizowane zawieszenia rurociągów parowych wydaje się, że pierwsza z nich jest najkorzystniejsza. Jednak w przypadku obiektów już zabudowanych zalecić można wersję drugą.

## 10. Uproszczona metoda określania strumienia ciepła traconego przez zawieszenia rurociągów parowych

Analizując zagadnienie strat cieplnych powodowanych przez pionowe dwucięgnowe zawieszenie, którego fragmenty półobejm wystające ponad izolację podwieszanego przez nie rurociągu potraktowano jako żebra, można najogólniej stwierdzić, że strumień ciepła przekazywany na zasadzie przewodzenia przez pojedynczą półobejmę, od miejsca jej kontaktu z rurą na zewnątrz, jest równy strumieniowi ciepła oddawanemu (traconemu) na zasadzie konwekcji przez tę półobejmę do otoczenia. Fakt ten, wykorzystując przyjęte wcześniej oznaczenia oraz upraszczając problem do jednowymiarowego ustalonego przepływu ciepła, daje się zapisać równaniem:

$$\lambda_m \frac{1}{l + g_{iz}} F_{pp} (t_p - t_{sr}) = h F_{cp} (t_{sr} - t_o) \quad (10.1)$$

gdzie (podano tylko objaśnienia do nowych oznaczeń):

$F_{pp}$  – pole przekroju poprzecznego półobejmy ( $F_{pp} = g \cdot s$ ),  $m^2$ ,

$F_{cp}$  – pole powierzchni bocznych fragmentu półobejmy wystającego ponad izolację rurociągu ( $F_{cp} = 2l \cdot s$ ),  $m^2$ .

Z równania (10.1) można otrzymać wzór pozwalający obliczyć wartość  $t_{sr}$ :

$$t_{sr} = \frac{\lambda_m g t_p + 2hl(l + g_{iz})t_o}{\lambda_m g + 2hl(l + g_{iz})} \quad (10.2)$$

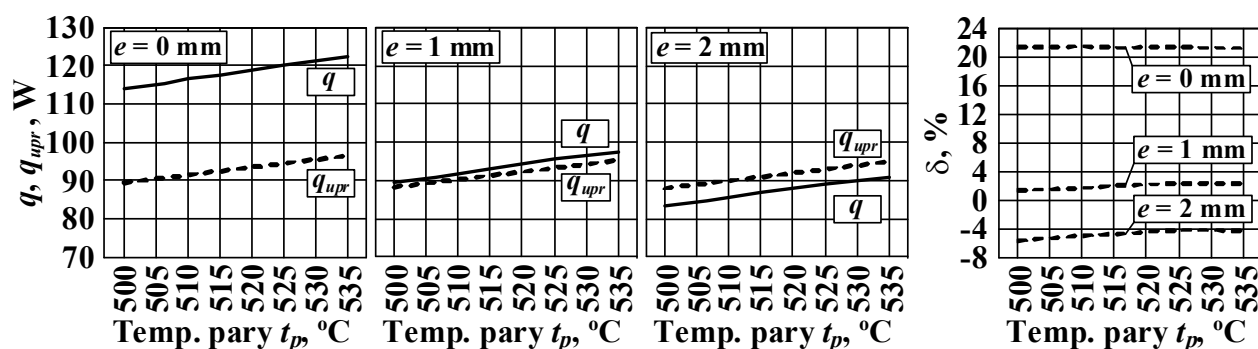
Strumień ciepła tracony przez półobejmę określa wzór (wg metody uproszczonej):

$$q_{upr} = h F_{cp} (t_{sr} - t_o) = 2hls(t_{sr} - t_o) \quad (10.3)$$

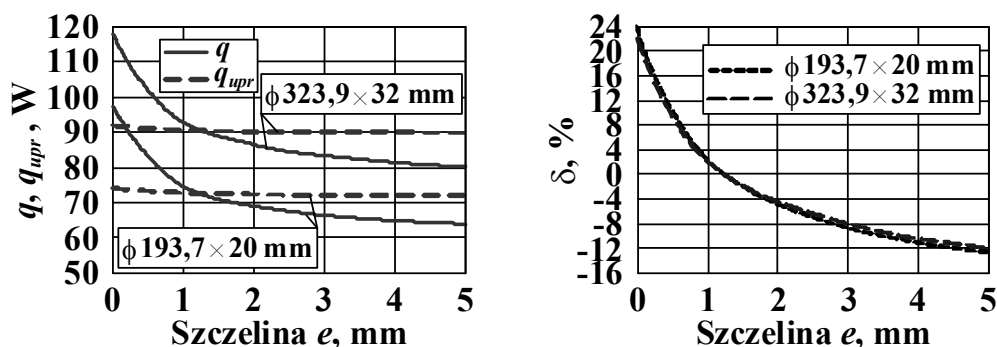
W przypadku analizowanego pionowego dwucięgnowego zawieszenia całkowity tracony strumień jest czterokrotnie wyższy ( $q_c = 4q_{upr}$ ).

Dokładność podanej metody uproszczonej zweryfikowano poprzez porównanie uzyskiwanych za jej pomocą wyników z wcześniej prezentowanymi. W obliczeniach wykorzystano wyznaczone wartości współczynników przejmowania ciepła oraz dane konstrukcyjne dotyczące zawieszów wg tabeli 7.4. Charakterystyczne rezultaty dla kilku przykładów pokazano na rys. 10.1 ÷ 10.3, na których błąd  $\delta$ , wynikający z zastosowania wzoru (10.3), określono z zależności:

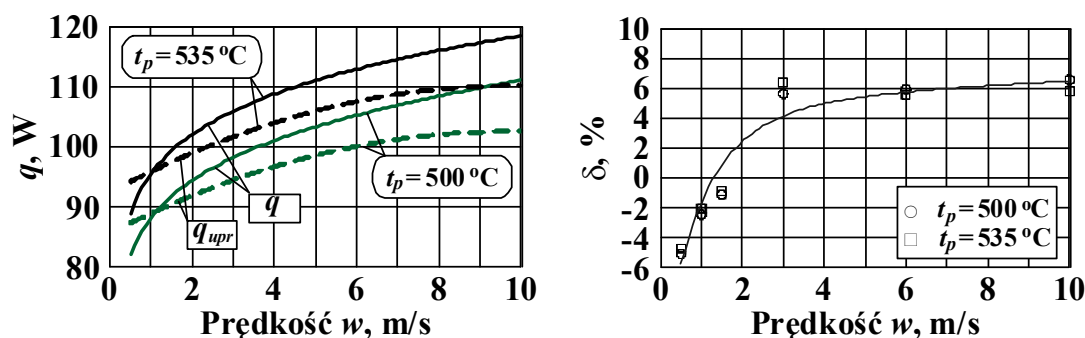
$$\delta = \frac{q - q_{upr}}{q} \cdot 100\% \quad (10.4)$$



Rys. 10.1. Przebiegi traconego przez żebro zawieszania rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm strumienia ciepła  $q$  i  $q_{upr}$  (wyznaczonych za pomocą zależności (7.17) i (10.3)) oraz błędu  $\delta$  w funkcji temperatury przesyłanej pary przegrzanej (dane jak w przypadku rys.7.57)



Rys. 10.2. Zmiany traconego przez żebra zawieszzeń rurociągów parowych  $\phi 193,7 \times 20$  mm i  $\phi 323,9 \times 32$  mm strumienia ciepła  $q$  i  $q_{upr}$  (określonych wg zależności (7.17) i (10.3)) oraz błędu  $\delta$  w funkcji szerokości szczeliny  $e$  (dane jak w przypadku rys. 7.60)



Rys. 10.3. Zmiany traconego przez żebro zawieszania rurociągu parowego  $\phi 244,5 \times 25$  mm strumienia energii  $q$  i  $q_{upr}$  (określonych wg zależności (7.20) i (10.3)) oraz błędu  $\delta$  w funkcji prędkości powietrza  $w$  (dla kierunku II, wg rys. 7.30) przy różnych temperaturach pary  $t_p$  (dane jak w przypadku rys. 7.62)



Przedstawione przykłady wskazują, że wykorzystanie przybliżonej metody szacowania strat ciepłych powodowanych przez analizowane zawieszenia rurociągów parowych daje w wielu przypadkach akceptowalne wyniki, tzn. takie gdy błędy są na poziomie np.  $\pm 10\%$ . Można jednak zauważyć, że nie należy jej stosować w sytuacji idealnego kontaktu półobejm z rurą, tj. gdy szczelina  $e = 0$  mm, gdyż różnice sięgają wówczas ok.  $21 \div 24\%$ . Ale należy też dodać, że w praktyce wartość tej szczeliny wynosi co najmniej 0,5 mm (tym bardziej, że można przez nią „ujmować” również opory kontaktu na drodze przepływu ciepła) o czym świadczą przedstawione wcześniej porównania temperatur mierzonych na obiektach i wyznaczanych za pomocą modelowania numerycznego.

## 11. Wnioski i uwagi końcowe

Zmniejszanie strat przesyłanej energii cieplnej jest jednym z istotniejszych problemów w energetyce, wymagających często w dalszym ciągu odpowiedniej analizy i rozwiązań, zarówno konstrukcyjnych jak i eksploatacyjnych. Dotyczy to również w dużej mierze ciepłych instalacji energetycznych, w tym jej wysokoprężnych rurociągów parowych. Występują w nich liczne miejsca tworzące tzw. mostki termiczne, które w porównaniu z innymi strefami charakteryzują się zwiększonymi stratami energii.

Przeprowadzone na obiektach rzeczywistych (energetycznych) prace identyfikacyjne i badania pozwoliły:

- potwierdzić zasadność stwierdzenia, że do jednej z przydatniejszych metod lokalizacji mostków termicznych należy zastosowanie kamer termowizyjnych (pozwalają one na szybkie i skuteczne dokonywanie oceny stanu technicznego instalacji i urządzeń, związanego z wymianą ciepła, poprzez identyfikację rozkładów temperatury na ich powierzchniach, w tym także izolacji cieplnej rurociągów oraz ich urządzeń pomocniczych, umożliwiając np. wykrywanie w nich miejsc „nietypowych” i zwykle niewidocznych bezpośrednio z powodu przesłonięcia płaszczem zabezpieczającym),
- dokonać klasyfikacji mostków termicznych rurociągów energetycznych ze względu na różne kryteria ich powstawania (konstrukcyjne, technologiczne, montażowe i eksploatacyjne), a także uszeregować ich typy wynikające z charakterystycznych cech,
- przygotować materiał zdjęciowy dotyczący mostków termicznych instalacji rurociągowych, obejmujący porównanie widoku analizowanego typu mostka i odpowiadającego mu „zdjęcia” termowizyjnego (w ten sposób utworzono coś w rodzaju katalogu mostków termicznych),
- ocenić dokładność uzyskiwanych za pomocą kamery termograficznej termogramów mostków termicznych, przez porównanie z wynikami uzyskanymi dzięki miernikom kontaktowym,

a dodatkowo także określić emisyjność badanych powierzchni (należy tutaj jednak zauważyć, nawiązując do czujników kontaktowych, że ich wykorzystanie w celu wyznaczenia rozkładu temperatury na powierzchni wymaga dużej liczby pomiarów punktowych co oczywiście jest możliwe, ale często kłopotliwe, czasochłonne i zwykle wyniki w poszczególnych punktach są „przesunięte”, niekiedy znacznie, w czasie).

Z wielu elementów wyposażenia rurociągów parowych, których podzespoły stanowią mostki termiczne, do szczegółowej analizy wybrano występujące często zawieszania pionowe dwucięgnowe lub dwusprężynowe. Dla tych zawieszzeń zaproponowana została metodyka szacowania traconego przez nie strumienia ciepła, w której potraktowano występujące ponad izolację fragmenty ich półobejm jako żebra. Do wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła przez konwekcję i przez promieniowanie (z powierzchni żebra do otoczenia), których znajomość jest niezbędna do obliczenia strat, o których mowa, zaproponowano odpowiednie do warunków wymiany ciepła zależności. Dokonując analizy porównawczej, za ostateczne kryterium ich wyboru, spośród licznie podanych w literaturze technicznej związków, przyjęto prostotę i dobre uwarunkowanie.

Modelowanie numeryczne z wykorzystaniem programów Gambit i Fluent jest dobrym narzędziem pozwalającym określać warunki pracy mostków termicznych w izolacjach rurociągów, umożliwiając ocenę wpływów: temperatury przesyłanego nimi czynnika i różnego oddziaływania otaczającego środowiska. Ponadto utworzone modele umożliwiają wykonywanie obliczeń przy różnych wymiarach podzespołów, co wynika np. z typoszeregu średnic rur stosowanych w energetyce. Podstawą tych uwag są pozytywne wyniki symulacji numerycznych wspomnianego wcześniej typu zawieszania. Tutaj można dodać, że powyższe pozwoliło zastąpić kosztowne i pracochłonne badania doświadczalne takich mostków termicznych. Należy też uzupełnić, że wyniki uzyskiwane za pomocą modelowania numerycznego zostały w licznych przypadkach pozytywnie zweryfikowane przeprowadzonymi na obiektach rzeczywistych badaniami, z uwzględnieniem zarówno ich cech konstrukcyjnych jak i eksploatacyjnych.

Zawieszenie pionowe dwucięgnowe rurociągu parowego wraz z odcinkiem samego rurociągu, jego izolacji i otoczenia stanowią, z uwagi na proces ich numerycznego modelowania, obiekty złożone. Duże zróżnicowanie wymiarów poszczególnych podzespołów a także różnorodność użytych materiałów powodują szereg problemów. Ich rozwiązanie wymagało niekiedy dużego nakładu pracy i czasochłonnego sprawdzania rezultatów. Zaletą wykorzystywanego oprogramowania jest możliwość zastąpienia elementów o bardzo małych grubościach, usytuowanych obok innych o znacznie większych rozmiarach, warstwą pozorną stanowiącą zastępczy opór cieplny. Uzyskano w takich przypadkach zadowalające wyniki, a ponadto zmniejszyła się liczba objętości elementarnych modelu i czas prowadzonych obliczeń.

W przypadku analizowanego typu zawieszenia, zastosowanego do zamocowania danego rurociągu parowego, największy wpływ na tracony przez nie strumień energii cieplnej mają: szerokość szczeliny między półobojkami i rurą, prędkość powietrza oraz temperatura przesyłanej pary przegrzanej. Mniejsze oddziaływanie powoduje zmiana temperatury otoczenia i wysokość wystających ponad izolację fragmentów półobojków (traktowanych w metodyce, jak już wspomniano, jako żebra).

Straty odniesione, wyznaczone dla analizowanego typu zawieszenia rurociągów parowych (zdefiniowane jako stosunek traconego strumienia energii do jednostkowych strat rurociągu), to wielkość, która pozwala łatwo ocenić jakość tego zawieszenia lub efekty oddziaływania na nie (pozytywne, negatywne) warunków eksploatacji. Wynika to z faktu, że stanowią one (straty odniesione) odpowiednik odcinka zaizolowanego rurociągu. Stąd też inna zaproponowana nazwa dla tej wielkości – długość zastępcza. Przeprowadzona analiza wykazała, że największy wpływ na jej wartość mają: szerokość szczeliny między półobojkami i rurą oraz prędkość powietrza, niezależnie od kierunku jego napływu na obiekt.

Analiza zagadnienia dotyczącego strat powodowanych przez zawieszenie dwucięgnowe pionowe rurociągów parowych pozwoliła zaproponować modyfikacje zmniejszające ich wartość. Należą do nich: zapewnienie szerokości szczeliny między półobojkami i rurą w zakresie  $3 \div 5$  mm lub nawet wypełnienie kanałów między półobojkami materiałem izolacyjnym.

Do oceny strat generowanych przez analizowane zawieszenia można wykorzystywać również podaną metodę uproszczoną, która dla praktycznych uwarunkowań daje różnice, w porównaniu do wcześniej wspomnianej, na poziomie ok.  $\pm 10$  %.

Podana metodyka szacowania traconego strumienia energii cieplnej oraz strat odniesionych przez mostek termiczny jakim jest pionowe zawieszenie rurociągów może być z powodzeniem wykorzystywana także w przypadku zawieszonych rurociągów usytuowanych poziomo lub w przypadku innych typów zamocowań, których wystające ponad izolację fragmenty stanowią żebra, charakteryzujące się spadkiem temperatury wzdłuż wysokości.

## Literatura

- [1] Ahlborn Mess –und Regelungstechnik. Ausgabe 2/93. Postfach 1253. D-83602 Holzkirchen.
- [2] Arkharov A. M., Mirkin A. Z., Kuznetsova T. V., Computer calculation of the thermal insulation of technological pipelines, Chemical and Petroleum Engineering, Volume 15, Number 4 / April, 1979, 265-269.
- [3] Astarita T., Cardone G., Carlomagno G. M., Meola C., A survey on infrared thermography for convective heat transfer measurements, Optics & Laser Technology 32 (2000) 593-610.
- [4] Baum P., Gestaltungsregeln fuer waermebruecken, Bauplanung, Bautechnik 37 (12), 1983.
- [5] Belov V. N., Borodulin A. V., Gavrilov E. E., Kanaev V. V., Neginskii B. M., Rozhavskii L. I., Automatic monitoring of heat losses in blast-furnace cooling systems, Metallurgist, Volume 29, Number 3 / March, 1985, 77-80.
- [6] Broszura ITI. Jak wykonać izolację techniczną z wełny Rockwool. Wskazówki wykonawcze. Rockwool – Niepalne izolacje. Styczeń 2006 (www.rockwool.pl).
- [7] Cammerer J. S., Izolacje ciepłochronne w przemyśle. Arkady. Warszawa 1967.
- [8] Çengel Y. A., Turner R. H., Fundamentals of thermal-fluid sciences, Mc Graw-Hill International Edition, Mechanical Engineering Series, 2001.
- [9] Charakterystyki stali, Seria D – stale do pracy w temperaturach podwyższonych i obniżonych, Tom I – stale dla energetyki, Praca zbiorowa, Wydawnictwo „Śląsk” Katowice 1978 (część 1), 1984 (część 2).
- [10] Deryło R.: Błędy rozwiązań izolacji cieplnej w węzłach konstrukcyjnych i połączeniach przegród budynków mieszkalnych. Inżynier budownictwa, 5/2006.
- [11] Dikmarova L. P., Determination of insulation defects by measuring currents in underground pipelines, Measurement Techniques, 1999, Volume 42, Number 6, p. 580-584.
- [12] Doliński J., Kamera termograficzna V-20, Elektronika Praktyczna, nr 6, 2003.
- [13] Dreger M., Izolacje w instalacjach wysokotemperaturowych, Izolacje, 9/2003.
- [14] Fang, J. B., Grot, R.A., Childs, K.W., Courville, G.E., Heat loss from thermal bridges. Batiment international, Building research & practice, 1984,12 (6).
- [15] Ferriere A., Chaussavoine C., Leyris J.-P., Hameury J., Numerical simulation of the cooling of a hot disk rapidly subjected to combined convective and radiant heat losses, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46 (2003), 2485–2493.
- [16] FLUENT 6.2 User's Guide, Fluent Inc. 2005.
- [17] Fokin V. V., Khovanskaya N. A., Messel' G. Yu., Determining heat losses from surfaces of the enclosures of glass furnaces, Glass and Ceramics, 1981, Volume 38, Number 3, 116-118.
- [18] Fukuyo K., Heat flow visualization for thermal bridge problems, Int. J. of Refrigeration, 26/2003.
- [19] Furmański P., Wiśniewski T. S., Banaszek J., Izolacje cieplne. Mechanizmy wymiany ciepła, własności cieplne i ich pomiary. ITC-PW, Warszawa 2006.
- [20] Gnanapragasam N. V., Redy B.V., Numerical modeling of bed-to-wall heat transfer in a circulating fluidized bed combustor based on cluster energy balance, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 5260–5268.
- [21] Górzyński J., Przemysłowe izolacje cieplne. Wydawnictwo Sorus, Poznań 1996.

- [22] Hewitt G. F., Shires G. L., Bott T. R., Process Heat Transfer. CRC Boca Raton Ann Arbor, London Tokyo, 1994.
- [23] Holman J. P., Heat Transfer. Mc Graw Hill Book Co, New York 1986.
- [24] Hu Z., Sun D.-W., CFD simulation of heat and moisture transfer for predicting cooling rate and weight loss of cooked ham during air-blast chilling process, Journal of Food Engineering 46 (2000) 189 -197.
- [25] Instrukcja ITB nr 389/2003, Katalog mostków cieplnych. Budownictwo tradycyjne.
- [26] Izolacje techniczne 2.01, PAROC. Izolacje techniczne w przemyśle i energetyce. Maj 2005 (www.paroc.pl).
- [27] Kamera termograficzna V-20 II. Instrukcja obsługi. Wersja 2.2.1. Warszawa 2003.
- [28] Kaminski D. A., Jensen M. K., Introduction to thermal and fluids engineering. John Wiley&Sons, Inc. 2005.
- [29] Kamler W., Ciepłownictwo, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1979.
- [30] Katalog elementów rurociągów. KER, t. VIII. Zamocowania rurociągów o średnicy do 508 mm. GBSiPE „Energoprojekt”. Warszawa 1975.
- [31] Kembłowski Z., Michałowski S., Strumiłło Cz., Zarzycki R., Podstawy teoretyczne inżynierii chemicznej i procesowej. WN-T, Warszawa 1985.
- [32] Kompendium ogrzewnictwa i klimatyzacji. Wydawca: E. R. Schramek. Omni Scala. Wrocław 2008.
- [33] Kostowski E., Przepływ ciepła. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 1991.
- [34] Kotowski W., Elektrownie na bazie geotermii stają się opłacalne., EkoTechnika, 1/44/2008.
- [35] Kotwas R., Izolacja cieplna rurociągów – nowe normy, nowe metody, Izolacje 9/2006.
- [36] Krivoshein B. L., Agapkin V. M., Unsteady heat losses of underground pipelines, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Volume 33, Number 2 / August, 1977.
- [37] Kuznetsov G. V., Polovnikov V. Yu., Numerical analysis of heat losses by main heat pipelines under conditions of complete or partial flooding, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 81, No. 2, 2008, 323-331.
- [38] Lechwacka M., Współspalanie biomasy – od badań do rozwiązań praktycznych., Czysta energia, 2/2009.
- [39] Li Z., Yao W., Lee S., Lee Ch., Yang Z., Application of Infrared Thermography Technique in Building Finish Evaluation, Journal of Nondestructive Evaluation, Vol. 19, No. 1, 2000, 11-19.
- [40] Łopata S., Gargula M., Badania i numeryczna symulacja warunków pracy zawieszenia rurociągów przemysłowych. Czasopismo Techniczne, Wyd. Politechniki Krakowskiej, z. 5-M/2008.
- [41] Łopata S., Gargula M., Izolowanie maszyn i urządzeń energetycznych w aspekcie ochrony środowiska zagadnienia wybrane. Materiały IX Konferencji Naukowo-Technicznej „Ochrona środowiska w eksploatacji kotłów rusztowych”. Politechnika Śląska, Prace Naukowe – Monografie – Konferencje, z. 19. Gliwice, Szczyrk 2007.
- [42] Łopata S., Gargula M., Mostki termiczne wysokoprężnych rurociągów energetyki cieplnej. Praca zbiorowa pt. Współczesne technologie i urządzenia energetyczne, edytor J. Taler, Kraków 2007.

- [43] Łopata S., Grądziel S., Sobota T., Gargula M., Kwintowski K., Zastosowanie kamery termograficznej do identyfikacji miejsc zwiększonych strat ciepła rurociągów energetycznych. Zeszyty problemowe – Badania nieniszczące, nr 12, Warszawa 2007.
- [44] Łopata S., Gargula M., Problemy symulacji numerycznych mostka termicznego rurociągu parowego. Systemy, technologie i urządzenia energetyczne. Praca zbiorowa pod red. J. Talera, t. II, Kraków 2010.
- [45] Łopata S., Węglowski B., Pomiary wielkości charakteryzujących przepływ ciepła przez przegrody. Wyd. Jubileuszowe, Zeszyt nr 8 pt. Pomiary wielkości przepływowo-cieplnych w budowie maszyn, Red. Wydawnictw Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996.
- [46] Michalski L., Eckerdorf K., Pomiary temperatury. WN-T, Warszawa 1986.
- [47] Mikuła J., Odnawialne źródła energii w programach na lata 2007 – 2013., Czysta energia, 12/2008.
- [48] Mishustin V. I., Chistyakov Yu. A., Procedure for determining heat losses through the insulation of hot-water pipes, Measurement Techniques, Vol. 46, No. 9, 2003, 880-885.
- [49] Niemyjski O., Straty ciepła sieci ciepłowniczych i możliwości ich ograniczenia, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 7-8/2007.
- [50] Osipov S. V., Calculation of the power of heating units for heated tents for concrete works with consideration of additional heat losses, Power Technology and Engineering, 1967, Volume 1, Number 10, p. 895-898.
- [51] Paljak I., Infrared thermography to testing of external applied walls, Materials and Structures, 1971, Volume 4, Number 4, Pages 247-251.
- [52] Pikoń J., Podstawy konstrukcji aparatury chemicznej, cz. II, Elementy aparatury chemicznej. PWN, Warszawa 1979.
- [53] Pawłowski K. F., Romankow P. G., Noskow A. A., Przykłady i zadania z zakresu aparatury i inżynierii chemicznej. WN-T. Warszawa 1981.
- [54] PN-B-02421: 2000. Ogrzewnictwo i ciepłownictwo. Izolacja cieplna przewodów, armatury i urządzeń. Wymagania i badania odbiorcze.
- [55] PN-EN ISO 12241: 2001 Izolacja cieplna wyposażenia budynków i instalacji przemysłowych. Zasady obliczania.
- [56] PN-M-34030: 1977, Izolacja cieplna urządzeń energetycznych, Wymagania i badania.
- [57] PN-EN 13480-3: 2002. Rurociągi przemysłowe metalowe – część 3: Projektowanie i obliczenia (norma uznaniowa normy europejskiej EN 13480-3: 2002. Metallic industrial piping – Part 3: Design and calculation).
- [58] Poradnik termoenergetyka, Praca zbiorowa. WN-T, Warszawa 1974.
- [59] Rakowski J., Obecne możliwości technologiczne ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> z elektrowni węglowych., Energetyka, czerwiec 2008.
- [60] Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., Schramek E. R., Poradnik. Ogrzewanie i klimatyzacja z uwzględnieniem chłodnictwa i zaopatrzenia w ciepłą wodę. EWFE, Gdańsk 1994.
- [61] Robillard L., Nguyen T. H., Vasseur P., Shekar B. Ch., Convective heat loss of water in a circular pipe cooled at constant rate, Wärme- und Stoffübertragung 19, 181-185, (1985).



- [62] Rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy przy urządzeniach i instalacjach energetycznych. Dz. U. 1999, nr 80, poz. 912.
- [63] Staelens P., Thermal bridges: A non-computerized calculation procedure, J. of thermal insulation 1987/10.
- [64] Stanny A., Ograniczenie strat ciepła metodą ConduFill oraz ich obliczanie z użyciem rejestratorów temperatury AS1922G i AS1922T, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, nr 6/2007 (część I), nr 7-8/2007 (część II).
- [65] Strony internetowe ([www.muratorplus.pl](http://www.muratorplus.pl), [www.infratec.de/pl](http://www.infratec.de/pl), [www.cieplej.pl](http://www.cieplej.pl), [www.arbet.com.pl](http://www.arbet.com.pl), [www.balex.com.pl](http://www.balex.com.pl)).
- [66] Strony internetowe ([www.isover.pl](http://www.isover.pl), [www.rockwool.pl](http://www.rockwool.pl), [www.ursa.pl](http://www.ursa.pl), [www.armacell.com](http://www.armacell.com), [www.thermaflex.co.pl](http://www.thermaflex.co.pl), [www.paroc.pl](http://www.paroc.pl), [www.izomar.com](http://www.izomar.com)).
- [67] Szuman W., Urządzenia pomocnicze elektrowni parowych, WN-T, Warszawa 1962.
- [68] Taler J., Duda P., Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła, WN-T, Warszawa 2003.
- [69] Wichowski R., Dyrektywy Unii Europejskiej dotyczące polityki energetycznej. Cz. I, Instal, 9/2005. Cz. II, Instal, 10/2005.
- [70] Wiśniewski S., Wiśniewski T. S., Wymiana ciepła, WN-T, Warszawa 2000.
- [71] Wong H. Y., Handbook for Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. London, New York 1977.
- [72] Wróblewski J., Ciepłownictwo szansą na zrealizowanie unijnego programu 3 x 20., Instal, 9/2008.
- [73] Zarzycki R., Wymiana ciepła i ruch masy w inżynierii środowiska. WN-T, Warszawa 2005.
- [74] Zwierzycki W., Bińczak K., Rohatka T., Stachowiak A., Tyczewski P., Termowizja w badaniach samochodowych nadwozi chłodniczych. Chłodnictwo & Klimatyzacja, cz. 1, 1-2/2006, cz. 2, 3/2006.