

აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ოპტიმიზაციის ამოცანები

ტექნ. მეცნდ ოქტორი, პროფესორი **თემურ მიქიაშვილი**
დოქტორანტი **ნინო ჩაღმალაშვილი**

საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი

მიღებულია 14.12.2020

ანოტაცია. ენერგეტიკული ინდუსტრიის განვითარების მიმდინარე ეტაპზე აირტურბინული კომბინირებული ციკლის დანადგარებისთვის მთავარი გამოწვევა მანევრულობის გაუმჯობესებაა, რაც მოითხოვს მათი თერმოდინამიკური პარამეტრების, ტექნოლოგიური სქემების, მართვისა და რეგულირების სისტემების ოპტიმიზაციას მუშაობის რეჟიმების მოთხოვნების შესაბამისად. ოპტიმიზაციის ამოცანა ემყარება დანადგარების ეფექტიანობის მრავალმხრივ ანალიზს სხვადასხვა ფაქტორზე დამოკიდებულებით.

ნაშრომი ეძღვნება აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თერმოდინამიკურ ანალიზს და პარამეტრების ოპტიმიზაციას. მასში ფორმულირებულია ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი ერთ- და სამწნევიანი ორთქლის კონტურის გამოყენებისას, ასევე დამატებითი სათბობის წვის და მის გარეშე შემთხვევებისთვის; გაანალიზებულია მქ კოეფიციენტის ცვლილება აირისა და ორთქლის ციკლების, ასევე ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტებისა და თერმოდინამიკური პარამეტრების ცვლილებებზე დამოკიდებულებით; განსაზღვრულია ციკლის ეფექტიანობაზე მოქმედი მთავარი ფაქტორები; ფორმულირებულია ოპტიმიზაციის ამოცანა, რომლის გადაწყვეტითაც დგინდება კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ცვლილების ხასიათი - ის მეკეთრად იზრდება აირტურბინული ციკლის საწყისი პარამეტრებისა და ნაკლებად ორთქლტურბინული ციკლის საწყისი პარამეტრების გაზრდის დროს. გადასურებული ორთქლის წნევის ზრდა არ იწვევს კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტის მნიშვნელოვან ზრდას. მას აქვს ექსტრემუმის წერტილი, საიდანაც საწყისი წნევის ზრდა ამცირებს ციკლის მქ კოეფიციენტს.

რეალური ციკლის დანადგარების ოპტიმიზაციისთვის გასათვალისწინებელია ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის კონკრეტული მახასიათებლები, ასევე ნამუშევარი ორთქლის ტენიანობის ცვლილება საწყისი პარამეტრების მიხედვით და სხვ. ამ დროს მქ კოეფიციენტების მაქსიმალური მნიშვნელობები მიიღწევა იდეალური ციკლებისგან განსხვავებულ საწყის პარამეტრებზე, მართვისა და დაგეგმარების ოპტიმიზაცია კი ხორციელდება სიმძლავრეებისა და მუშაობის რეჟიმების კონკრეტული პირობებისთვის.

საკვანძო სიტყვები: ელექტროსისტემა, ციკლი, კომბინირებული, ოპტიმიზაცია, ექსტრემუმი, აირტურბინა, ენერგობლოკი.

შესავალი

აირტურბინული კომბინირებული ციკლის ენერგობლოკები მაღალეკონომიური დანადგარებია, რომლებსაც საბაზისო სიმძლავრის გენერაციისთვის იყენებენ. ისინი ფართოდ ვრცელდება აღმოსავლეთ ევროპასა და პოსტსაბჭოურ ქვეყნებში, სადაც 90-იანი წლების ბოლომდე შესაძლებელი იყო ელექტროსისტემების სინქრონული მუშაობა და დეფიციტის დაფარვა მათ შორის ელექტროენერჯის გადანაწილების გზით - სისტემებში არსებობდა სათანადო ტექნიკური შესაძლებლობები. ცნობილი გეოპოლიტიკური ცვლილებების შედეგად 90-იანი წლების ბოლოს ელექტროენერგეტიკული სისტემები განმსოლოვდა და გარდაიქმნა ავტონომიურ ერთეულებად. ამასთან, მათი ერთმანეთთან დაკავშირების ტექნიკური შესაძლებლობები შემცირდა, რამაც სერიოზული სირთულეები გამოიწვია, განსაკუთრებით მცირე ზომის ელექტროსისტემებში - გართულდა დეფიციტის მართვა, შემცირდა მანევრულობა და მდგრადობა. შესაბამისად აქტუალური გახდა

დადგომული სიმძლავრეების, მდგრადობისა და მოქნილობის გაზრდა, რაც უნდა გადაწყდეს მაღალი მანევრულობისა და ეკონომიურობის ენერგობლოკების გამოყენების გზით. ასეთ პირობებში აირტურბინული კომბინირებული ციკლის (კც) ენერგობლოკებისთვის მთავარი გამოწვევაა მანევრულობის გაუმჯობესება, რაც გაზრდის მათ მონაწილეობას ელექტროსისტემების დატვირთვის სადღეღამისო რეგულირებაში. ეს ამოცანა მოითხოვს ენერგობლოკების თერმოდინამიკური პარამეტრების, ტექნოლოგიური სქემების, მართვისა და რეგულირების სისტემების ოპტიმიზაციას მუშაობის რეჟიმების მოთხოვნების შესაბამისად.

სტატიის ავტორთა მიზანია აირი-ორთქლის იდეალური კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტის თერმოდინამიკურ პარამეტრებზე დამოკიდებულების გამოკვლევა და ამ ციკლის დანადგარების (ენერგობლოკების) მუშაობის რეჟიმების შეზღუდვებისა და ოპტიმიზაციის ამოცანების განსაზღვრა.

კვლევა ჩატარებულია კომბინირებული ციკლის GE206FA სტანდარტული დანადგარის სქემისა და პარამეტრების მაგალითზე.

იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი

ანალიზი დაიწყო იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულირებით. სიმარტივისთვის განვიხილოთ ერთწნევიანი ზედნაშენი ციკლი - ციკლი, რომელშიც აირტურბინებში ნამუშევარი აირების სითბური სიმძლავრე საკმარისია ორთქლტურბინული კონტურის მუშაობისთვის და დამატებითი სათბობის წვა ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორში საჭირო არ არის (აირი-ორთქლის კომბინირებული ციკლი). ციკლის T_s დიაგრამა ნაჩვენებია ნახ. 1-ზე, სადაც გამოყენებულია შემდეგი აღნიშვნები: Q_{1G} და Q_{2G} - აირტურბინულ ციკლში მიწოდებული და არინებული სითბო; Q'_{1S} და Q'_{2S} - ორთქლტურბინულ ციკლში მიწოდებული და არინებული სითბო.

ჩავწერთ აირტურბინული, ორთქლტურბინული და კომბინირებული ციკლების თერმული მქ კოეფიციენტები შემდეგნაირად:

აირტურბინული ციკლი

$$\eta_G = (Q_{1G} - Q_{2G})/Q_{1G} ; \tag{1}$$

ორთქლტურბინული ციკლი

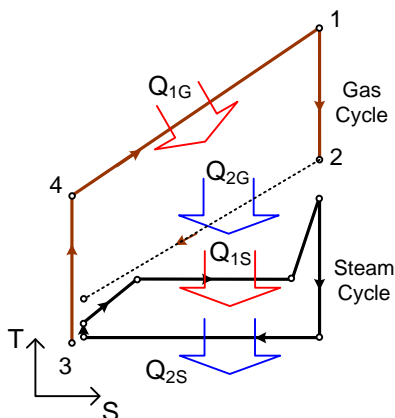
$$\eta_S = (Q_{1S} - Q_{2S})/Q_{1S} ; \tag{2}$$

კომბინირებული ციკლი

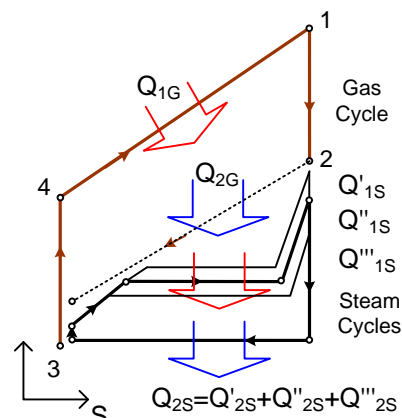
$$\eta_C = (Q_{1G} - Q_{2G} + Q_{1S} - Q_{2S})/Q_{1G} . \tag{3}$$

შემოვიტანოთ ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტი:

$$\eta_{SG} = Q_{1S}/Q_{2G} . \tag{4}$$



ნახ. 1. ერთწნევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლი (ერთკონტურიანი ციკლი დამატებითი სათბობის წვის გარეშე)



ნახ. 2. სამწნევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლი (სამკონტურიანი ციკლი დამატებითი სათბობის წვის გარეშე)

გარდაქმნების შედეგად მივიღებთ თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულას ერთწნევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლისთვის დამატებითი სათბობის წვის გარეშე:

$$\eta_C = \eta_C + \eta_{SC} (\eta_S - \eta_C \eta_S) . \tag{5}$$

დამატებითი სათბობის წვის შემთხვევისთვის ფორმულა მიიღებს სახეს:

$$\eta_C^\pm = \frac{1}{1+\alpha} \eta_C + \frac{\alpha}{1+\alpha} \eta_{SC} \eta_S , \tag{6}$$

სადაც $\alpha = Q^\pm / Q_{1C}$ არის დამატებითი სათბობის წვით მიღებული Q^\pm სითბოს შეფარდება აირტურბინულ ციკლში მიწოდებულ Q_{1C} სითბოსთან.

ქვემოთ მოყვანილია თერმული მქ კოეფიციენტის ფორმულა სამწნევიანი იდეალური კომბინირებული ციკლისთვის დამატებითი სათბობის წვის გარეშე (ნახ.2), რომელიც გვიჩვენებს ფორმულის სტრუქტურის დამოკიდებულებას ორთქლის ციკლში წნევის კონტურების რაოდენობაზე:

$$\eta_{C3} = \eta_C + \frac{1}{A_1} \eta_{SC} (\eta_S'' - \eta_C \eta_S'') + \frac{1}{A_2} \eta_{SC}'' (\eta_S''' - \eta_C \eta_S''') + \frac{1}{A_3} \eta_{SC}''' (\eta_S'''' - \eta_C \eta_S''''') , \tag{7}$$

სადაც A_1 , A_2 და A_3 არის თანაფარდობათა კომბინაციები შესაბამისად წნევის პირველი, მეორე და მესამე კონტურებისთვის, რომლებიც იანგარიშება შემდეგნაირად:

$$A_1 = (\alpha_{12} \alpha_{13} + \alpha_{13} + \alpha_{12}) / \alpha_{12} \alpha_{13}; \quad A_2 = (\alpha_{12} \alpha_{23} + \alpha_{23} + 1) / \alpha_{23}; \quad A_3 = \alpha_{13} + \alpha_{23} + 1.$$

აქ $\alpha_{12} = Q_{1C}' / Q_{1C}$; $\alpha_{13} = Q_{1C}'' / Q_{1C}$; $\alpha_{23} = Q_{1C}''' / Q_{1C}$ არის თანაფარდობათა კოეფიციენტები, რომლებიც გვიჩვენებს აირტურბინულ ციკლში მიწოდებული Q_{1C} სითბოს განაწილებას ორთქლის კონტურების სიმძლავრეების პირდაპირპროპორციულად - $Q_{1C} = Q_{1C}' + Q_{1C}'' + Q_{1C}'''$; η_{SC} , η_{SC}'' , η_{SC}''' , η_S' , η_S'' , η_S''' არის შესაბამისად ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორისა და ორთქლტურბინული ციკლის პირველი, მეორე და მესამე (მაღალი, საშუალო და დაბალი წნევის) კონტურის მქ კოეფიციენტები.

თერმული მქ კოეფიციენტის ექსტრემუმი და ოპტიმიზაციის ამოცანა

ქვემოთ განვიხილავთ იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულებას შემადგენელი ციკლებისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტებზე. სიმარტივისთვის ვირჩევთ ერთწნევიან ციკლს დამატებითი სათბობის წვის გარეშე (ნახ. 1). ამ დროს მიღებული შედეგები გავრცელდება ორ-და სამწნევიან ციკლებზე.

დასაწყისში დავუშვათ, რომ (5)-ში შემავალი η_C , η_{SC} , η_S მქ კოეფიციენტები ერთმანეთისგან დამოუკიდებელი ცვლადებია. მაშინ კომბინირებული ციკლის მქ კოეფიციენტი არაცხადი სახით ჩაიწერება შემდეგნაირად:

$$\eta_C = \eta_C(\eta_C , \eta_{SC} , \eta_S) , \tag{8}$$

საიდანაც

$$d\eta_C = \frac{\partial \eta_C}{\partial \eta_C} d\eta_C + \frac{\partial \eta_C}{\partial \eta_{SC}} d\eta_{SC} + \frac{\partial \eta_C}{\partial \eta_S} d\eta_S . \tag{9}$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ (5)-ის საფუძველზე $\partial \eta_C / \partial \eta_C = 1 - \eta_{SC} \eta_S$, $\partial \eta_C / \partial \eta_{SC} = \eta_S (1 - \eta_C)$ და $\partial \eta_C / \partial \eta_S = \eta_{SC} (1 - \eta_C)$, (9)-დან მივიღებთ:

$$d\eta_C = (1 - \eta_{SC} \eta_S) d\eta_C + \eta_S (1 - \eta_C) d\eta_{SC} + \eta_{SC} (1 - \eta_C) d\eta_S . \tag{10}$$

განვიხილოთ მთავარი პარამეტრები, რომლებიც გავლენას ახდენს η_C , η_S და η_{SC} მნიშვნელობებზე. აირტურბინებისთვის ასეთია გარემოს წნევა P_a და ტემპერატურა T_a , აირების საწყისი წნევა P_1 და ტემპერატურა T_1 (აირტურბინის პირველ საფეხურში შესვლისას); ორთქლის ტურბინისთვის: საწყისი წნევა P_0 , ტემპერატურა T_0 , და წნევა კონდენსატორში P_c ; ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორისთვის: საწყისი წნევა P_0 , ორთქლ-მწარმოებლურობა D_0 და ტემპერატურული გრადიენტი ნამუშევარი აირების (T_2) და საწყის (T_0) ტემპერატურებს შორის. ანალიზის დროს გარემო ფაქტორებზე დამოკიდებულ პარამეტრებს (P_a , T_a , P_c) არ გავითვალისწინებთ და მუდმივ სიდიდედ მივიღებთ ტემპერატურულ გრადიენტსაც. მაშინ ზოგადი სახით შეგვიძლია ჩავწეროთ:

$$\left. \begin{aligned} \eta_C &= \eta_C(P_1 , T_1) \\ \eta_S &= \eta_S(P_0 , T_0) \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

$$\eta_{SC} = \eta_{SC}(P_0, D_0),$$

საიდანაც:

$$\left. \begin{aligned} d\eta_C &= \frac{\partial \eta_C}{\partial p_1} dp_1 + \frac{\partial \eta_C}{\partial T_1} dT_1 \\ d\eta_S &= \frac{\partial \eta_S}{\partial p_0} dp_0 + \frac{\partial \eta_S}{\partial T_0} dT_0 \\ d\eta_{CS} &= \frac{\partial \eta_{CS}}{\partial p_0} dp_0 + \frac{\partial \eta_{CS}}{\partial D_0} dD_0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

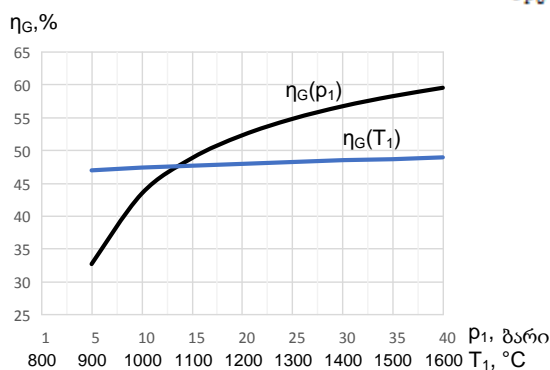
(12)-ის გათვალისწინებით (10)-დან მივიღებთ:

$$d\eta_C = (1 - \eta_{SC}\eta_S) \frac{\partial \eta_C}{\partial p_1} dp_1 + (1 - \eta_{SC}\eta_S) \frac{\partial \eta_C}{\partial T_1} dT_1 + (1 - \eta_C) \left(\eta_S \frac{\partial \eta_{SC}}{\partial p_0} + \eta_{SC} \frac{\partial \eta_S}{\partial p_0} \right) dp_0 + \eta_S (1 - \eta_C) \frac{\partial \eta_{SC}}{\partial D_0} dD_0 + \eta_{SC} (1 - \eta_C) \frac{\partial \eta_S}{\partial T_0} dT_0 \quad (13)$$

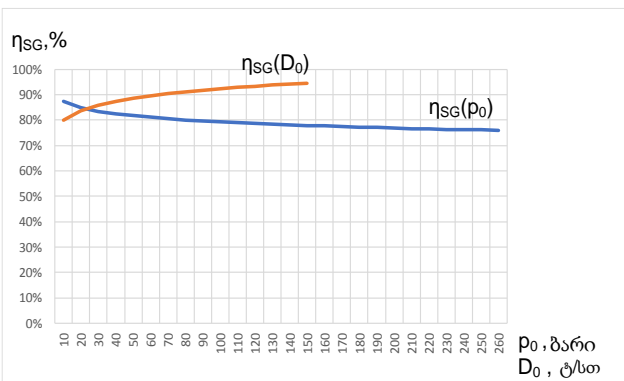
საიდანაც ჩანს, რომ კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის ექსტრემუმის განსაზღვრისთვის საჭიროა აირტურბინული და ორთქლტურბინული ციკლის, ასევე ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტების p_1, T_1, p_0, D_0, T_0 პარამეტრებზე დამოკიდებულებების ცოდნა. მეორე მხრივ, აირტურბინებში ნამუშევარი აირების ტემპერატურა, რომელიც საკუთრივ p_1 -სა და T_1 -ზეა დამოკიდებული, განსაზღვრავს p_0 -ისა და T_0 -ის მნიშვნელობებსა და შეზღუდვებს. შესაბამისად, η_C, η_{SC} და η_S ერთმანეთზე დამოკიდებული და ზემოთ დასახელებული პარამეტრებით შებმული (დახისტებული) სიდიდეებია (მიუხედავად იმისა, რომ დასაწყისში ისინი დამოუკიდებელ ცვლადებად მოვიხსენიეთ).

ავტორთა მიერ ჩატარებული გაანგარიშებითი კვლევის შედეგები ნაჩვენებია ნახ. 3-5-ზე, საიდანაც ჩანს, რომ საწყისი პარამეტრების ცვლილების რეალისტურ ინტერვალში აირტურბინული ციკლისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტებს ექსტრემუმის წერტილები არ გააჩნიათ, ხოლო ორთქლტურბინული ციკლის მქ კოეფიციენტის ექსტრემუმი არსებობს და დამოკიდებულია საწყისი წნევის მნიშვნელობაზე. ეს ნიშნავს, რომ ექსტრემუმის კვლევა მე-(13) ფორმულისთვის უნდა განხორციელდეს მხოლოდ p_0 საწყისი წნევის მიხედვით. ამასთან ფორმულაში უნდა გამოვეყოთ p_0 -ზე დამოკიდებული ის წევრი, რომელსაც აქვს ექსტრემუმი. ჩვენ შემთხვევაში ასეთია $\frac{\partial \eta_S}{\partial p_0}$ (ორთქლტურბინული ციკლის η_S მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება p_0 საწყის წნევაზე მუდმივი T_0 -ის პირობებში (ნახ. 5)). მაშინ მე-(13) გამარტივდება და მიიღებს სახეს:

$$d\eta_C(p_0) = (1 - \eta_C)\eta_{SC} \frac{\partial \eta_S}{\partial p_0} dp_0. \quad (14)$$

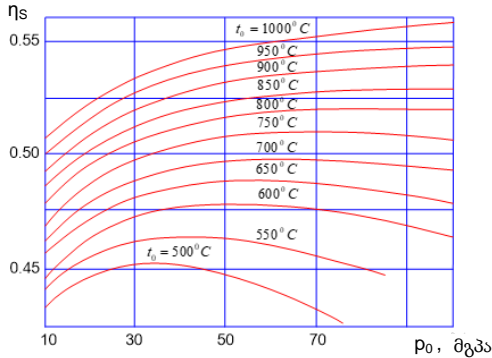


ნახ. 3. იდეალური აირტურბინული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყის წნევასა და ტემპერატურაზე (განგარიშები ჩატარებულია პირობებისთვის: გარემოს წნევა და ტემპერატურა - 1 ატმ, 15°C; საწყისი პარამეტრები - $p_1 = 14$ ბარი, $T_1 = 1213^\circ\text{C}$)



ნახ. 4. ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება გადახურებული ორთქლის წნევასა და მწარმოებლურობაზე

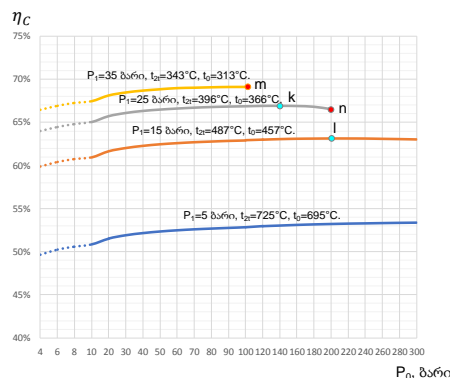
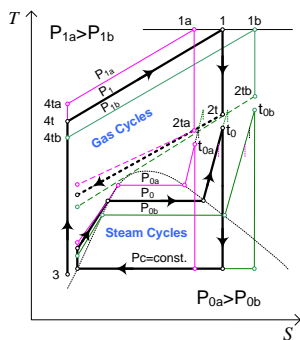
დავუბრუნდეთ პარამეტრების ურთიერთგავლენას. როგორც აღვნიშნეთ, P_0 -ის და T_0 -ის მნიშვნელობებს და ცვლილებათა ინტერვალებს განსაზღვრავს აირტურბინული ციკლის საწყისი პარამეტრები (P_1, T_1). ამიტომ მე-(14) ფორმულის ექსტრემუმის კვლევა შესაძლებელია ჩატარდეს ვარიანტულ გაანგარიშებათა გზით აირტურბინული ციკლის საწყისი წნევისა (P_1) და ტემპერატურის (T_1) ფიქსირებული მნიშვნელობებისთვის. ასეთი გაანგარიშების შედეგები ნაჩვენებია ნახ. 6 და 7-ზე.



ნახ. 5. იდეალური ორთქლტურბინული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება საწყისი წნევისა და ტემპერატურაზე (გაანგარიშებები ჩატარებულია ორთქლის ერთ-ჯერადი გადახურებისა და კონდენსატორში ფიქსირებული წნევის პირობებისთვის)

ნამუშევარი აირების ტემპერატურაა 343°C , რომელზეც შეუძლებელია 102 ბარზე მეტი წნევის გადახურებული ორთქლის მიღება (წერტილი m), ხოლო თუ $P_1=25$ ბარს, მაშინ გადახურებული ორთქლის წნევა შესაძლებელია გავზარდოთ ~ 200 ბარამდე (წერტილი n). რაც შეეხება $P_1=15$ და $P_1=5$ ბარის შემთხვევებს, აქ გადახურებული ორთქლის წნევა პრაქტიკულად შეუზღუდავია და შესაძლებელია ზეკრიტიკული წნევის გადახურებული ორთქლის მიღებაც ორთქლტურბინული ციკლისთვის.

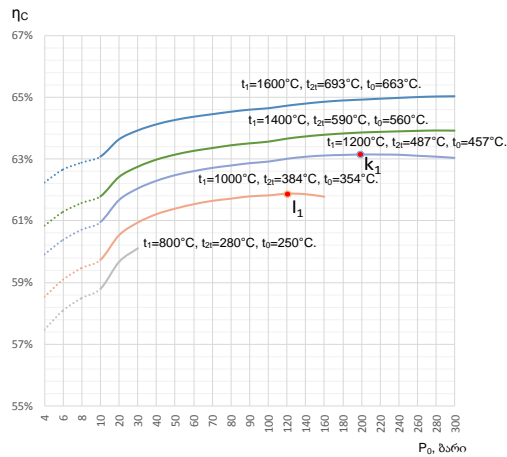
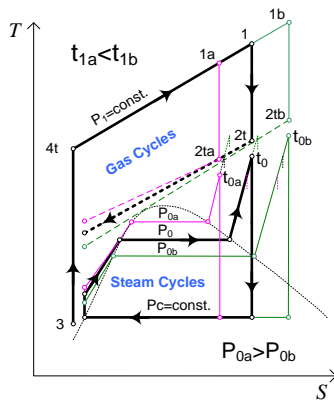
მიუხედავად ასეთი შესაძლებლობებისა, გრაფიკებიდან ჩანს, რომ გადახურებული ორთქლის წნევის ზრდა არ იწვევს კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის მნიშვნელოვან მატებას. მეტიც, გარკვეული მნიშვნელობიდან დაწყებული (წერტილები k და l) წნევის ზრდა ამცირებს კომბინირებული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტს. ამიტომ თერმული ეფექტიანობის თვალსაზრისით კომბინირებულ ციკლში წამყვან როლს ინარჩუნებს აირტურბინული ციკლის საწყისი წნევა. ამ გარემოებას ითვალისწინებენ დანადგარების დაპროექტებისას ოპტიმალური პარამეტრების შერჩევისთვის.



ა) T_s - დიაგრამა საწყისი წნევების ცვლილებისას

ბ) თერმული მქ კოეფიციენტი

ნახ. 6. იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება აირტურბინული და ორთქლტურბინული ციკლების საწყისი წნევებზე: გრაფიკები აგებულია აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურისთვის $t_1=1200^{\circ}\text{C}$



ა) Ts - დიაგრამა აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურის ცვლილებისას

ბ) თერმული მქ კოეფიციენტი

ნახ. 7. იდეალური კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის დამოკიდებულება აირტურბინული ციკლის საწყის ტემპერატურასა და ორთქლტურბინული ციკლის საწყის წნევაზე: გრაფიკები აკებულა აირტურბინული ციკლის საწყისი წნევისთვის $P_1=15$ ბარი

ნახ. 7-ზე მოცემული გრაფიკებიდან ჩანს, რომ აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურის (t_1) გაზრდით კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი იზრდება. ამ დროს, წინა შემთხვევის მსგავსად, დაბალ საწყის ტემპერატურაზე შეზღუდულია გადახურებული ორთქლის წნევის მნიშვნელობები. მაგალითად, როდესაც აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურა $t_1=800^\circ\text{C}$, მაშინ გადახურებული ორთქლის ზღვრული წნევაა 30 ბარი, ხოლო თუ $t_1=1000^\circ\text{C}$, მაშინ ზღვრული წნევა 160 ბარია. აირის უფრო მაღალ ტემპერატურაზე ($t_1=1200^\circ\text{C}/1400^\circ\text{C}/1600^\circ\text{C}$) ეს შეზღუდვები აღარ არსებობს. იმის გამო, რომ აირტურბინული ციკლის საწყისი ტემპერატურის ზრდა ერთმნიშვნელოვნად ზრდის კომბინირებული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტს, ხოლო ორთქლტურბინული ციკლის საწყისი წნევის გადიდებით ის ჯერ იზრდება, შემდეგ კი მცირდება (k_1 და l_1 მაქსიმუმის წეტილები), აირის საწყისი ტემპერატურა წამყვანია კომბინირებული ციკლის თერმულ მქ კოეფიციენტზე ზემოქმედების თვალსაზრისით.

კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის გაზრდის გზები

ზემოთ გაკეთებული ანალიზი აჩვენებს, რომ აირი-ორთქლის კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტის გაზრდა შესაძლებელია:

- აირტურბინული ციკლის საწყისი წნევისა და ტემპერატურის გაზრდით;
- ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის ეფექტიანობის გაზრდით;
- ორთქლტურბინული ციკლის საწყისი წნევისა და ტემპერატურის გაზრდით.

ტექნოლოგიების განვითარების მიმდინარე ეტაპზე ამ შესაძლებლობების სრულყოფილად რეალიზება შეუძლებელია ცნობილი ტექნიკური შეზღუდვების გამო. მაგალითად, აირტურბინული ციკლის საწყისი წნევის გაზრდა ართულებს ჰაერის კომპრესორის მუშაობის პირობებს, ზრდის რევერსიული ნაკადის წარმოქმნის შესაძლებლობას გარდამავალ რეჟიმებში და აძნელებს დერძული ძალების გაწონასწორებას, ამაღლებს მოთხოვნილებას ელექტროენერგიაზე აირტურბინის გაშვების პროცესში და სხვ. საწყისი ტემპერატურის ზრდა კი იწვევს აირტურბინის პირველი საფეხურების გადახურებას, რაც ამცირებს მათი სიმტკიცის მაჩვენებლებსა და ხანგამძლეობას. ამ პრობლემის გადაწყვეტა ურთულესი ამოცანაა, რომელსაც განსაკუთრებული ყურადღება ეთმობა კვლევებსა და დანადგარების წარმოებაში.

დამატებითი სათბობის წვის გარეშე მომუშავე ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორი არის თბოგადამცემი დანადგარი, რომელშიც უნდა განხორციელდეს სითბოს ეფექტური არინება

აირტურბინაში ნამუშევარი დაბალტემპერატურული (600-750°C) აირებისგან. ამის მიღწევა ისე, რომ საჭირო არ გახდეს გაუმართლებლად დიდი ფართობის თბოგადამცემი ზედაპირების გამოყენება, შესაძლებელია მხოლოდ მაშინ, როდესაც სითბოს მიმღები მუშა სხეული თბოგადამცემის პროცესში განიცდის ფაზურ გარდაქმნას. ამასთან, რაც უფრო დაბალია წყლის წნევა, მით მეტია მისი აორთქლების ფარული სითბო და მეტია ნამუშევარი აირებისგან სითბოს არინების შესაძლებლობა. მაგრამ დადებითთან ერთად, დაბალ წნევას უარყოფითი მხარეც აქვს - ამ დროს მიღებული დაბალი წნევის ორთქლი არ არის ოპტიმალური ორთქლის ტურბინაში მუშაობის შესრულებისთვის. ამიტომ ირჩევენ შუალედურ ვარიანტს: ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორს ორი ან სამი მკვებავი ტუმბოთი აწოდებენ მკვებავ წყალს ორი ან სამი განსხვავებული წნევითა და რაოდენობით. ეს ნაკადები ორთქლდება სხვადასხვა ტემპერატურაზე და თავს იყრის განსხვავებული წნევის დოლებში. დოლებიდან გადამხურებლის გავლით ორთქლი გადადის ორთქლის ტურბინის შესაბამის ნაკვეთურებში. ასეთი დაყოფის მიხედვით ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორი შეიძლება იყოს ორდოლიანი (ორწნევიანი) ან სამდოლიანი (სამწნევიანი).

თბოგადამცემასთან დაკავშირებული პრობლემების გამო კომბინირებულ ციკლში ამ ეტაპზე არ იყენებენ ზეკრიტიკული პარამეტრების ორთქლს, რომელიც მოითხოვს მნიშვნელოვან გადახურებას ორთქლის ტურბინის ბოლო საფეხურებში ტენინაობის შემცირების მიზნით. ეს ძნელი მისაღწევია ზომიერი გაბარიტების ქვაბ-უტილიზატორებში. ზეკრიტიკული პარამეტრები ასევე ამკაცრებს წყალქმიურ რეჟიმებს და იწვევს არასასურველ გადრამავალ პროცესებს ქვაბ-უტილიზატორების წყლისა და ორთქლის ტრაქტში.

კომბინირებული ციკლი რეალური დანადგარების ოპტიმიზაციისთვის გათვალისწინებული უნდა იყოს ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორის კონკრეტული მახასიათებლები, ასევე ნამუშევარი ორთქლის ტენიანობის ცვლილება საწყისი პარამეტრების მიხედვით. ამ დროს მაქსიმალური მქ კოეფიციენტები მიიღწევა იდეალური ციკლებისგან განსხვავებულ საწყის პარამეტრებზე. შესაბამისად, მართვის და დაგეგმარების ოპტიმიზაცია უნდა განხორციელდეს სიმძლავრეებისა და მუშაობის რეჟიმების კონკრეტული მოთხოვნებისთვის. სტანდარტული კომბინირებული ციკლის დანადგარების ზომიერ პარამეტრებად ამჟამად მიჩნეულია აირებისა და ორთქლის საწყისი წნევები და ტემპერატურები: $p_1=15-20$ ბარი, $p_0=70-110$ ბარი, $t_1=1200-1400^\circ\text{C}$, $t_0=550-590^\circ\text{C}$.

დასკვნა

ავტორების მიერ ჩატარებული კვლევა აჩვენებს, რომ აირტურბინული კომბინირებული ციკლის თერმული ეფექტიანობის გაზრდისთვის მთავარ მიმართულებად აირის ციკლის საწყისი პარამეტრების გაზრდა უნდა განვიხილოთ. მაგრამ საჭიროა გავითვალისწინოთ, რომ აირების საწყისი წნევის ზრდა ამცირებს ნამუშევარი აირების ტემპერატურას და ზღუდავს ორთქლის ციკლის საწყისი წნევის ზრდას, აირების წნევის შემცირება კი, პირიქით, ზრდის ნამუშევარი აირების ტემპერატურას და აფართოებს ორთქლის საწყისი წნევის შერჩევის დიაპაზონს. რაც შეეხება აირების საწყის ტემპერატურას, მისი გაზრდით კომბინირებული ციკლის თერმული მქ კოეფიციენტი განუხრელად იზრდება. მიუხედავად აღნიშნულთან დაკავშირებული ოპტიმისტური შედეგებისა, რეალური დანადგარების ოპტიმიზაციისთვის უნდა გავითვალისწინოთ აირტურბინებისა და ორთქლის ქვაბ-უტილიზატორების ლითონის მხურვალბტკიცობის შეზღუდვები, ასევე ტენიანობის გავლენა ორთქლის ტურბინის ბოლო საფეხურების სიმტკიცეზე.

კომბინირებული ციკლის არსებული დანადგარების მანევრულობის გაზრდისთვის ოპტიმიზაციის მთავარი ამოცანა მუშაობის რეჟიმების მიხედვით ადაპტირებული მართვის და რეგულირების ალგორითმების შემუშავებაა, ახალი დანადგარებისთვის კი ოპტიმიზაცია პარამეტრების სრულ სპექტრს უნდა მოიცავდეს და ემყარებოდეს კონკრეტული ენერგობლოკების მიმართ წაყენებულ მოთხოვნებს მუშაობის საპროგნოზო პირობებისთვის.