

УДК 621.311.22

**РАБОТА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ ПРИ ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ И СКОЛЬЗЯЩИХ НАЧАЛЬНЫХ ДАВЛЕНИЯХ****КЕЛБАЛИЕВ Р.Ф.***Азербайджанская Государственная Нефтяная Академия*

Показана экономичность применения скользящего начального давления пара при работе на частичных нагрузках тепловых электрических станций. Предложены методы определения ухудшенного режима теплоотдачи, а также уравнения для расчета плотности теплового потока, возникающего при работе тепловой электрической станции на частичных нагрузках.

Длительный опыт работы тепловых электрических станций (ТЭС) показал, что оборудование ТЭС не всегда эксплуатируется при номинальной нагрузке. С уменьшением потребности тепловой и электрической энергии, а также по условиям эксплуатации энергоблоков, ТЭС работает при частичных нагрузках. Однако при работе энергоблоков ТЭС на частичных нагрузках возможно ухудшение экономичности и нарушение надежности гидравлического и теплового режимов работы оборудования, что в итоге может привести к повышению температуры металла и разрушению его. Поэтому при эксплуатации энергоблоков на режиме работы на частичных нагрузках необходимо создавать такие условия, при которых обеспечивалось экономичность и надежность оборудования ТЭС.

Эти условия работы оборудования ТЭС обеспечиваются следующим образом:

- Экономичность работы оборудования обеспечивается созданием необходимого режима работы ТЭС;
- Надежность эксплуатации оборудования обеспечивается созданием нормального гидродинамического и теплового режимов работы ТЭС, иначе говоря, соблюдением температурного режима металла оборудования.

При длительной эксплуатации ТЭС необходимо решить вопросы установления экономической работы, связанной с надежными температурными режимами металла аппаратов [1-16]. В данной работе рассматриваются решения этих вопросов.

### 1. Экономичный режим работы ТЭС

При частичных нагрузках работы ТЭС более экономичным является режим со скользящим начальным давлением пара, в котором с регулированием положений клапанов турбины температура пара сохраняется постоянной, а давление в котле снижается до уровня, соответствующего значению за регулируемыми клапанами (рис.1а). В результате увеличивается располагаемый теплоперепад в цилиндре высокого давления (ЦВД) турбины, возрастает энтальпия пара на первом и на втором отборах, а также на промежуточный перегрев, что способствует увеличению мощности турбины. Кроме этого, уменьшается мощность приводной турбины питательного насоса.

На станциях, работающих при сверхкритических давлениях (СКД) пара, во избежание разрушений гидравлического и теплового режима применяют также комбинированный метод работы, в котором на испарительном тракте до встроенной задвижки прямооточного котла давление среды сохраняется выше критического.

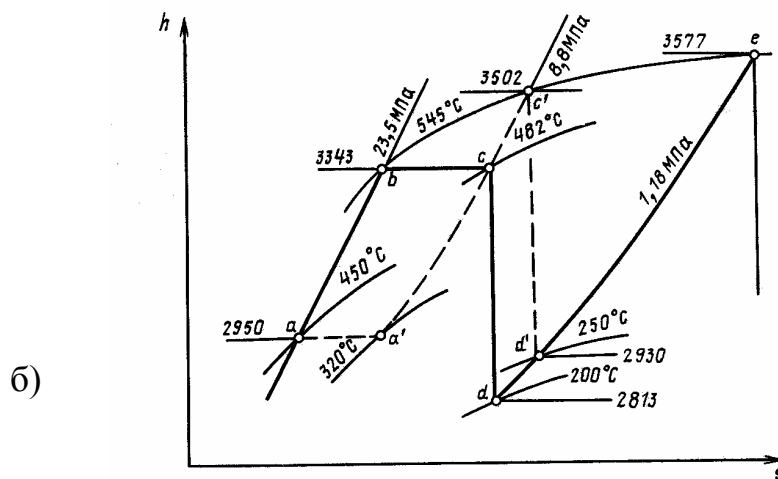
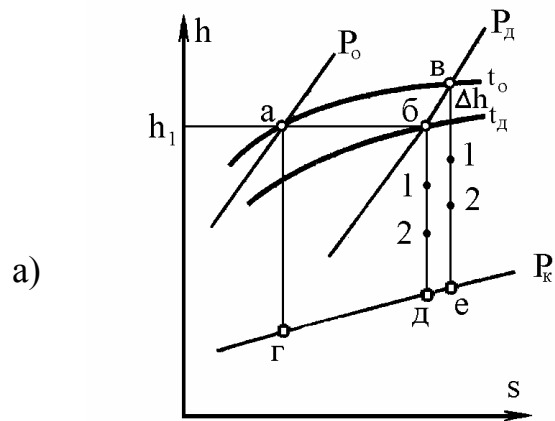


Рис.1. Процесс работы пара в турбине в  $h,s$ - диаграмме

a) Идеальный процесс работы пара;

б) Термодинамические процессы в котле ТГМП-344 и располагаемый теплоперепад в ЦВД турбины К-300-240 в режиме номинального и комбинированного давлений среды:

1 - a,b,c,d - процесс работы энергоблока в режиме с номинальным давлением среды во всем тракте;

2 - a,a',c',d' - процесс работы энергоблока с комбинированным давлением среды во всем тракте.

Термодинамические процессы, протекающие в прямоточном котле и ЦВД турбины К-300-240 при номинальном и комбинированном давлениях среды, представлены на рис.1б [1]. Из рис.1 следует, что при частичных нагрузках работы энергоблоков применение режима скользящего начального давления и комбинированного метода является экономичным.

Вопросы экономичности энергоблока СКД на Азербайджанской ГРЭС мощностью 300 МВт при частичных нагрузках (170 МВт) нами были рассмотрены в [4]. Из анализа работы энергоблока СКД следует, что при частичных нагрузках и с номинальными параметрами пара перед турбиной тепловой перепад в ЦВД составляет 259 кДж/кг, а при скользящем начальном давлении ( $P=13,41$  МПа) и при постоянной температуре пара – 337 кДж/кг, т.е. на 78 кДж/кг больше, что способствует увеличению мощности ЦВД турбины приблизительно на 12 МВт. Кроме того, в режиме работы при скользящем начальном давлении пара потребляемая мощность турбопитательного насоса уменьшается от 6430 кВт до 3348 кВт.

Анализ работы энергоблока мощности 300 МВт при режиме с комбинированным давлением показывает, что при заданном давлении среды (23 МПа) до встроенной задвижки котла, а далее снижением ее перед турбиной до 17,7 , 13,5 , 10,2 МПа дает уменьшение удельного расхода топлива приблизительно на 5, 7 и 9 г/кВт·ч, соответственно.

Таким образом, при мощности 170 МВт в режиме скользящего начального давления часовая экономия топлива составляет приблизительно 1,70 тонн, а при комбинированном давлении - 1,19 тонн.

## 2. Температурный режим работы оборудования ТЭС

Наряду с вышеуказанными преимуществами, в энергоблоках СКД, при работе на скользящем начальном давлении, возможны случаи разрушения гидродинамического и теплового режима. При номинальном режиме работы энергоблока на пароводяном тракте котла ТГМП - 344 , эксплуатируемой Азербайджанской ГРЭС, температура среды придерживается до водяного экономайзера 270 °С, перед нижней радиационной частью 307 °С, за средней радиационной частью 406 °С, а за верхней радиационной частью 452 °С.

Многочисленные экспериментальные работы показывают, что при СКД, когда среднеобъемная температура среды ниже, а температура стенки выше псевдокритической ( $t_m$ ), возможно появление ухудшенного режима теплоотдачи [3-10, 13-18]. При этих условиях физические свойства жидкости изменяются сильнее и своеобразно. Например, теплоемкость, коэффициент объемного расширения, число Прандтля переходят через свои максимальные значения, а вязкость уменьшается. Такие сильные изменения физических свойств теплоносителя способствуют изменению силы, действующей на движущуюся жидкость, что в итоге приводит к изменению гидродинамической структуры потока и интенсивности теплоотдачи. Область сильных изменений физических свойств среды, так называемая зона большой теплоемкости, обычно имеет место на экранах нижней радиационной части (НРЧ) и в некоторых случаях при изменении режима работы котла - средней радиационной части (СРЧ). Экспериментальными исследованиями теплоотдачи воды при СКД было установлено, что при энтальпии среды  $h=1100 - 2700$  КДж/кг интенсивность теплообмена зависит от отношения удельного теплового потока  $q_{вн}$  к массовой скорости  $u$  и при  $q \cdot 10^{-3} / u \leq 0,40$  имеет место нормальный режим теплоотдачи, соответственно котлы СКД эксплуатируются при указанном условии [3]. При нормальном режиме работы в НРЧ котла придерживается условие  $q < 800 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> и  $u \approx 2000 - 3000$  кг/(м<sup>2</sup>с), что удовлетворяет условию существования нормального режима теплоотдачи.

При частичных нагрузках энергоблока и в случае неравномерного распределения воды по трубам НРЧ котла вышеуказанное условие нарушится, из-за уменьшения

массовой скорости в некоторых трубах. В результате для этих труб величина  $q \cdot 10^{-3} / \rho u > 0,40$ , вследствие чего наступает ухудшение теплоотдачи и, соответственно, возрастание температуры стенки. Поэтому назрела необходимость определить условия возникновения ухудшенного режима теплоотдачи [6-7, 9-10], т.е. решить вопросы, связанные с температурным режимом стенки.

Ухудшение теплообмена при СКД жидкости определяется гидродинамическими тепловыми режимами [6,7]. Поэтому из уравнения профиля скорости и температуры определяются средние безразмерные значения скорости ( $U_{cp}^+$ ) и температуры ( $T_{cp}^+$ ), а также

$$U_{cp}^+ T_{cp}^+ = \frac{U}{q / \rho_c \bar{c}_p (t_c - t_{жс})} = \frac{U}{W_{np}}, \quad (1)$$

где  $W_{np} = q / \rho_c \bar{c}_p (t_c - t_{жс})$  – приведенная скорость,  $\bar{c}_p = \frac{h_c - h_{жс}}{t_c - t_{жс}}$ .

Далее вводится безразмерный комплекс  $K_1 = \frac{\rho_c W_{np}}{\rho_{жс} u}$  и зависимость его от приведенной температуры  $T_{np} = q / (\rho_{жс} u c_{pж})$  [7] (рис.2). На этом рисунке вертикальный участок соответствует нормальному режиму, а горизонтальный – ухудшенному режиму теплоотдачи.

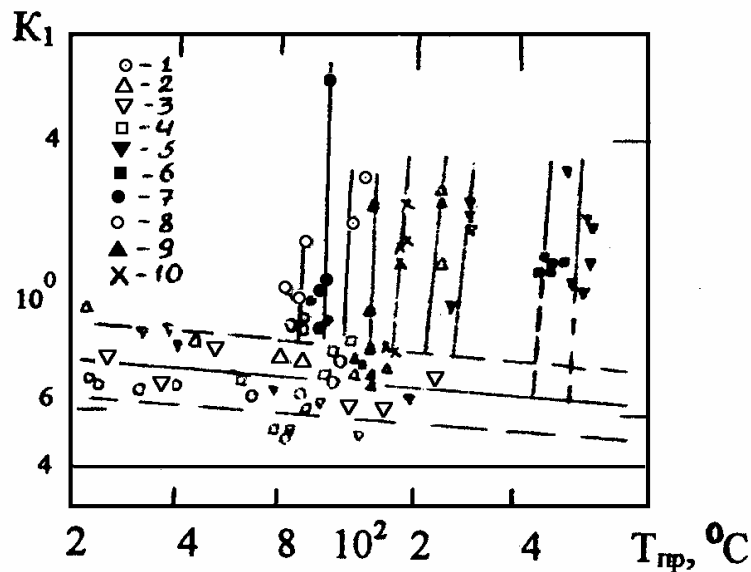


Рис. 2. Зависимость  $K_1 = f(T_{np})$

- 1- вода;  $P=22,6$ МПа;  $\rho_{жс} u = 430$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,65$ кДж/кг ([13]);
- 2- вода;  $P=24$ МПа;  $\rho_{жс} u = 577$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,577$ кДж/кг ([14]);
- 3- вода;  $P=24,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 595$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,958$ кДж/кг ([14]);
- 4- двуокись углерода;  $P=9,8$ МПа;  $\rho_{жс} u = 21500$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,37-0,45$ кДж/кг ([16]);
- 5- толуол;  $P=4,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 3168$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,904-0,933$ кДж/кг;
- 6- толуол;  $P=4,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 3168$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,112-0,1195$ кДж/кг;
- 7- толуол;  $P=4,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 206$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,28-0,29$ кДж/кг;
- 8- толуол;  $P=4,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 206$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,32-0,33$ кДж/кг;
- 9- толуол;  $P=4,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 320$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,396$ кДж/кг;
- толуол;  $P=5,5$ МПа;  $\rho_{жс} u = 314$  кг/м<sup>2</sup>с;  $q / \rho u = 0,51-0,56$ кДж/кг ([5-8])

Для участка ухудшенного режима теплоотдачи

$$K_1 = 0.80 \text{Pr}_{жс}^{0.20} \left( \frac{q}{\rho_{жс} u c_{pжс}} \right)^{-0.10}. \quad (1)$$

Ухудшенный режим теплоотдачи возникает при определенных значениях плотности теплового потока, массовой скорости и энтальпии потока. Поэтому в расчетных уравнениях ухудшенного режима теплоотдачи, кроме плотности теплового потока, массовые скорости должны иметь энтальпию потока. Нами была выведена безразмерная величина  $K_2 = \frac{q}{\rho_{жс} u (h_m - h_{жс})}$  и экспериментальные данные по теплоотдаче обрабатывались в виде зависимости  $K_1 = f(K_2)$  [10]. Определялись значения энтальпии потока и плотности теплового потока, соответствующие началу ухудшения теплообмена:

$$h_{жс}^{эп} = h_m - 700 \frac{q}{\rho_{жс} u}, \quad (2)$$

$$q_{ух} = 1,5 \cdot 10^{-3} \rho_{жс} u (h_m - h_{жс}). \quad (3)$$

Ухудшение теплоотдачи можно охарактеризовать, также по значению  $Gr/Re^2$ . Обработка экспериментальных данных в виде  $Nu^3/Nu_o = f(Gr/Re^2)$  показывают, что при  $Gr/Re^2 < 0,10$  имеет место ухудшенный,  $Gr/Re^2 > 0,50$  - улучшенный,  $0,10 < Gr/Re^2 < 0,5$  - нормальный режим теплоотдачи [9]. Здесь  $Nu_o = 0.021 Re_{жс,d}^{0.80} Pr_{жс}^{0.43}$ .

Выше были рассмотрены особенности температурного режима стенки оборудования, работающего при СКД вещества. Такой режим работы котла имеет место при номинальной нагрузке и при комбинированном давлении. Котел может быть эксплуатирован при давлении ниже критического, точнее говоря, в области давлений, близкой к критическому ( $0,60 < P/P_{кр} < 0,94$ ) в режиме работы на скользющем начальном давлении. При таких условиях плотность критического теплового потока можно определить по уравнениям [12]:

$$q_{кр} = 160(\rho u)^{1,30} \left( \frac{\Delta t_{нео}}{t_{кр}} \right)^{0,22} \left( \frac{P}{P_{кр}} \right)^{-0,15}. \quad (4)$$

или

$$q_{кр} = 2,30 q_{кр,o} \left[ 1 + 1,6 K_s^{0,25} \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,25} \frac{C_p \Delta t_{нео}}{r} \right] \left( \frac{P}{P_{кр}} \right)^{1,25}, \quad (5)$$

где

$$q_{кр,o} = 0,0145 \left[ Fr \cdot \frac{\rho'}{\rho''} \right]^{0,25} r \sqrt{\rho''} \sqrt[4]{\sigma g (\rho' - \rho'')};$$

$$K_s = \frac{r}{C_p t_s}; \quad Fr = \frac{\rho u}{\rho''} \sqrt[4]{\frac{(\rho' - \rho'')}{g \sigma}};$$

Параметры пара перед турбиной в энергоблоках докритического давления, работающие на конденсационных электростанциях (КЭС) и теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), имеет следующие значения  $P_o = 13$  МПа,  $t_o = 550$  °С. В экранных трубах этих энергоблоков возможно возникновение кризиса теплоотдачи при переходе на скользющее начальное давление.

Исследования, проведенные нами на Бакинской ТЭЦ №1 с котлами ТГМ--96 и турбинами Р-50-130/15, показали, что при частичных нагрузках в экранных трубах котла возникает кризис кипения. При таких режимах работы по условию эксплуатации производительность котла уменьшилась от 480 т/ч до 200 т/ч, котел эксплуатировался в

режиме технического минимума, что приводило к появлению кризиса теплоотдачи и разрыву экранных труб.

При давлениях  $P/P_{кр} < 0,6$  плотность критического теплового потока можно определить по уравнению:

$$q_{кр} = 170(\rho u)^{1,30} \left( \frac{\Delta t_{нед}}{t_{кр}} \right)^{0,22} \left( \frac{P}{P_{кр}} \right)^{-0,45} \cdot \quad (6)$$

Экспериментальные данные по температурному режиму стенки трубы и критической плотности теплового потока позволили рекомендовать снизить давление воды в котле и перейти на режим работы при скользящем начальном давлении (давление пара перед турбиной было  $P_0=9$  МПа). Это дало возможность увеличить значение критического теплового потока (рис. 3), и предотвратить возникновение кризиса теплоотдачи в экранных трубах указанного котла [11].

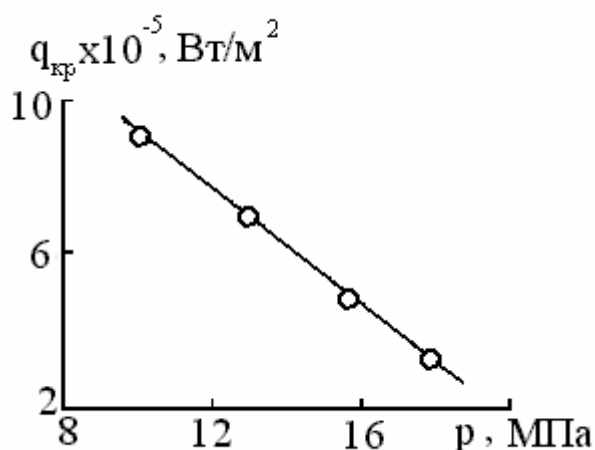


Рис.3 Зависимость плотности критического теплового потока от давления воды при  $X=0,2$  и массовой скорости  $750 \text{ кг/м}^2\text{с}$

#### Список обозначений

$T, t$ - температура, К, °С;  $P$ - давление, МПа;  $q$ - плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $u$ - скорость, м/с;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho u$  - массовая скорость, кг/(м<sup>2</sup>с);  $C_p$ - теплоемкость, кДж/кг·°С;  $h$  - энтальпия, кДж/кг;  $h_m$ - энтальпия соответствующая максимуму теплоемкости при СКД вещества;  $x$ - расстояние от входа в трубу, мм;  $d$ - диаметр трубы, мм;  $\Delta t_{нед} = \Delta t_{вх} = (t_s - t_{ж})_{вх}$ - недогрев жидкости до температуры насыщения на входе в трубу, °С;  $\rho'$  и  $\rho''$ - соответственно плотности насыщенной жидкости и пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\tau$ - скрытая теплота парообразования, кДж/кг;  $\sigma$  - сила поверхностного натяжения, Н/м;  $g$ - ускорение силы тяжести, м/сек<sup>2</sup>;  $U^+ = u/v^*$  - безразмерная скорость;  $T^+ = (t_c - t_{ж})/T^*$  - безразмерная температура;  $v^* = \sqrt{\tau/\rho}$  - динамическая скорость, м/с;  $T^* = q/\rho C_p v^*$  - масштаб температуры, К;  $\tau$  - касательное напряжение, Н/м<sup>2</sup>;  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Nu$ ,  $Gr$ ,  $Fr$  - числа Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта, Грасгофа, Фруда соответственно.

#### Индексы:

$s$ - стенка,  $ж$ - жидкость,  $гр$ - граничная,  $ух$ - ухудшенный,  $кр$ - критическое,  $см$ - смесь,  $ср$ - среднее,  $э$ - экспериментальное,  $р$ - расчетное.

1. *Прокопенко А.Г., Мысак И.С.* Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС. М.: Энергоиздат, 1990.с.316.
2. *Гирифельд В.Я., Князев А.М., Куликов В.Е.* Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия, 1980. с.287.
3. *Орнатский А.П., Дашкиев Ю.Г., Перков В.Г.* Парогенераторы сверхкритического давления, Киев, "Вища школа", 1980. с.287
4. *Рзаев М.А., Келбалиев Р.Ф.* и др. Вопросы экономичности блока 300 МВт при частичных нагрузках. Труды конференции Technical and Physical Problems in Power Engineering. Baku. 2002. p. 267-268.
5. *Келбалиев Р.Ф.* Ухудшение теплообмена при сверхкритических давлениях вещества // ИФЖ, 2001, Т.74, №2, с.115-118.
6. *Келбалиев Р.Ф., Рзаев М.А.* и др. Теплоотдача при движении жидкости сверхкритического давления в прямых и змеевиковых трубах. Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Труды XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов. М.: Издат. МЭИ. 2001. т.2. с.333-336.
7. *Келбалиев Р.Ф., Рзаев М.А.* и др. Теплоотдача при сверхкритических давлениях ароматических углеводородов. Труды третьей российской национальной конференции по теплообмену. М.: Издат. МЭИ. 2002. т.2. с.167-169.
8. *Келбалиев Р.Ф.* Экспериментальное исследование изменений температуры стенки при различных режимах движения жидкостей сверхкритического давления. // ИФЖ, т.75., №5, 2002. с. 25-29.
9. *Рзаев М.А., Келбалиев Р.Ф.* и др. Ухудшенный режим теплоотдачи ароматических углеводородов в вертикально-прямых трубах. Актуальные вопросы теплофизики и физической гидродинамики, Тезисы докладов VII Всероссийской конференции молодых ученых, Новосибирск 2002. с.154-155.
10. *Рзаев М.А., Келбалиев Р.Ф.* и др. Методы определения ухудшения теплообмена при турбулентном течении и сверхкритических давлениях жидкости. Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов. М.: издат. МЭИ. 2003. т.1. с.109-112.
11. *Келбалиев Р.Ф.* Теплоотдача при кипении жидкости в области давлений, близких к критическому. // Теплоэнергетика, 2002, №3. с.39-42.
12. *Келбалиев Р.Ф., Мамедова С.Г., Искендеров М.З.* Кризис кипения при вынужденном движении углеводорода. Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов. М.: Издат. МЭИ. 2003. т.1. с. 243-246.
13. *Шицман М.Е.* Ухудшенные режимы теплоотдачи при закритических давлениях // ТВТ, 1963, Т.1, №2, с.267-275.
14. *Шицман М.Е.* Особенности температурного режима в трубах при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика, 1968, №5, с.57-61.
15. *Вихрев Ю.В., Барулин Ю.Д., Коньков А.С.* Исследование теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика, 1967, №9, с.80-82
16. *Краснощеков Е.А., Протопопов В.С., Парховник И.А., Силин В.А.* Некоторые результаты экспериментального исследования теплоотдачи в двуокиси углерода сверхкритического давления при температурных напорах до 850 °С. // Теплофизика высоких температур. 1971. т.9. №5, с.1081-1084.

**İSTİLİK ELEKTRİK STANSİYALARININ QİSMƏN YUKLƏMƏ  
REJİMİNDƏ VƏ SÜRÜŞƏN BAŞNANĞIC TƏZYİQDƏ İŞİ**

**KƏLBƏLİYEV R.F.**

İstilik elektrik stansiyaların qismən yükləmə rejimində sürüşən başlanğıç təzyiqə keçməsinin iqtisadi çəhətdən əlverişli olması göstərilibdir. İstislik elektrik stansiyasının qismən yükləmə işində istilikvermənin pisləşmiş rejiminin yaranmasının təyin etmə metodu və istilik yükünün sıxlığını hesablamaq üçün tənliklər verilir.

**THE WORK OF THERMAL ELECTRICAL STATIONS AT THE PARTIAL  
LOADS AND AT OF THE SLIDING INITIAL PRESSURES**

**KELBALIYEV R.F.**

The profitability at applying of sliding initial pressures of steam at the work of thermal electrical stations at the partial loads is shown. And also the methods of definition of a deteriorated mode of heat transfer and equation for calculation of a heat flux at the work of thermal electrical stations at the partial loads are offered.