

Надежность при работе на бензине

За все время работы на бензине при стендовых испытаниях и в эксплуатации случаев схватывания плунжерных пар, разжижения масла или увеличения расхода масла на угар не отмечено.

Износы зеркала цилиндров, корпусов поршней и колец не превышают износов, имеющих место при работе на дизельном топливе.

Вместе с тем обнаружено, что при длительной работе на отдельных партиях бензина А-76 отмечается закоксовывание сопловых отверстий распылителей, для борьбы с которым пришлось ограничить время непрерывной работы на бензине тридцатью часами, после чего обязателен переход на дизельное

топливо или топливо ТС-1. Общая наработка на бензине ограничена одной третьей наработки на дизельном топливе.

Вывод

Отработан и прошёл всестороннюю проверку комплекс конструкторских мероприятий, позволивший обеспечить на дизелях типа 5ТДФ возможность практического применения в условиях рядовой эксплуатации автомобильных бензинов и топлив для реактивных ГТД наряду с дизельным топливом.

УДК 621.43

Ю.В. Сторчеус, канд. техн. наук, А. В. Черных, М. А. Брянцев

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

В настоящее время остро стоит вопрос о экономии энергоресурсов. Одним из путей решения данной проблемы является утилизация сбросной тепловой энергии. В качестве цикла утилизации такой энергии наиболее высоким КПД характеризуется цикл Ренкина с полной конденсацией пара [1].

При проектировании систем утилизации функционирующих по циклу Ренкина, одним из ключевых вопросов является определение характеристик паровых турбин на нерасчетных режимах.

Определение данных характеристик экспериментальным путем сопряжено со значительными материальными затратами. Кроме того, экспериментальные исследования не всегда дают возможность получить такие параметры как степень реактивности r , степени деформацию треугольников скоростей в

характерных сечениях турбины, изменение характеристического параметра $\left(\frac{U}{C_{ad}}\right)$, особенно на нерасчетных режимах.

В данной работе была поставлена задача разработки методики расчета характеристик турбины при отклонении режима работы от номинального.

Традиционно, исходными данными к расчету турбин являются [2,3]:

- массовый расход рабочего тела через турбину G_0 ;
- термодинамическими показателями рабочего тела на входе в турбину P_0, T_0, C_p, R , а также давлением за турбиной P_2 ;
- оптимальной для данной конструкции турбины степени реактивности r и характеристическим

коэффициентом $\left(\frac{U}{C_{ad}}\right)$. Причем между ρ и $\left(\frac{U}{C_{ad}}\right)$ имеются однозначные зависимости [2].

Изменение режима работы турбины является следствием отклонения расхода рабочего тела от номинального. Это в свою очередь приводит к перераспределению теплоперепадов между характерными участками турбины.

Зависимость между теплоперепадом в направляющей решетке h_{ad}^{np} и рабочем колесе h_{ad}^{PK} можно представить в виде:

$$h_{ad}^{PK} = h_{ad}^{np} \left(\frac{\rho}{1-\rho} \right) \quad (1)$$

В свою очередь теплоперепад в направляющей решетке h_{ad}^{np} напрямую зависит от перепада давлений $\pi_{np} = P_0/P_{HP}$ на ней:

$$h_{ad}^{np} = T_0 \cdot C_p \cdot (1 - \pi_{np}^{\frac{k-1}{k}}) \quad (2)$$

Представляя направляющую решетку как совокупность сопел, с учетом закона истечения запишем:

$$G = f_{HP} \cdot \frac{P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[(P_{HP}/P_0)^{2/k} - (P_{HP}/P_0)^{k+1/k} \right]}, \quad (3)$$

где P_0 – давление на входе в направляющую решетку; R – газовая постоянная рабочего тела; T_0 – температура на входе в направляющую решетку; k – показатель адиабаты рабочего тела; P_{HP} – давление за направляющей решеткой.

Эффективная площадь направляющей решетки турбины:

$$f_{HP} = \mu_{HP} \cdot \pi \cdot d_{HP} \cdot l_{HP} \cdot \sin\left(\frac{a}{t}\right) \quad (4)$$

где μ_{HP} – коэффициент расхода направляющей решетки; d_{HP} – диаметр направляющей решетки на выходе потока; l_{HP} – высота лопатки направляющей решетки; a – ширина горловины сопла направляющей решетки; t – шаг направляющей решетки.

Преобразовав (3) относительно P_{HP}/P_0 получим:

$$\frac{G^2 \cdot T_0 \cdot R \cdot (k-1)}{f_{HP} \cdot P_0^2 \cdot 2 \cdot k} = \left(\frac{P_{HP}}{P_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_{HP}}{P_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \quad (5)$$

Изменение расхода рабочего тела через турбину также оказывает значительное влияние на характеристический параметр $\left(\frac{U}{C_{ad}}\right)$, причем более резкое изменение характерно для центробежных турбин и объясняется действием на поток центробежных сил. В общем виде это влияние можно представить как:

$$\left(\frac{u}{C_{Ad}}\right) = \sqrt{\frac{1 + \bar{G}^2 \cdot \left(\frac{U}{C_{ad}}\right)_o^2 (1 - \chi^2) - \bar{G}^2}{(1 - \chi^2)}} \quad (6)$$

где $\bar{G} = \frac{G_0}{G}$ – изменение расхода пара через

турбину; $\chi = D_2/D_1$ – степень радиальности турбины; индекс «о» – относится к номинальному режиму.

В свою очередь:

$$\rho = \frac{\rho_0 - \left(\frac{u}{C_{Ad}}\right) (1 - \chi^2) + (1 - \rho_0) \left(\frac{u}{C_{Ad}}\right)_o^2 (1 - \chi^2)}{1 - \left(\frac{u}{C_{Ad}}\right)_o^2 (1 - \chi^2)} \quad (7)$$

Причем для номинального режима данные показатели можно определить следующим образом [2,4]:

$$m = \frac{1}{\psi^2} \cdot \left[1 \pm \sqrt{\frac{\chi^2 \cdot (1 - \varphi^2) \cdot (1 - \cos^2 \beta_2 \cdot \psi^2)}{\cos^2 \alpha_1 \cdot \varphi^2 + \chi^2 \cdot (1 - \varphi^2)}} \right] \quad (8)$$

$$\left(\frac{U}{C_{ad}}\right)_o = \frac{\psi}{\sqrt{\chi^2 \cdot \left(\frac{\cos^2 \beta_2 - \psi^2}{m^2} - \psi^2\right) + \frac{(1 + m^2 \cdot \psi^4) \cdot \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{m^2 \psi^2 (1 - \varphi^2)}}} \quad (9)$$

$$\rho_o = 1 - \left[\frac{(1 - m \cdot \psi^2) \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_1 \cdot \left(\frac{U}{C_{ao}} \right)_o}{m \cdot \psi^2 \cdot (1 - \varphi^2)} \right]^2 \quad (10)$$

где α_1 - угол выхода потока из соплового аппарата; β_2 - угол выхода потока из рабочего колеса; φ - коэффициент скорости в сопловом аппарате; ψ - коэффициент скорости в рабочем колесе.

Таким образом, поиск характеристики турбины на нерасчетном режиме может быть реализован в виде следующего алгоритма:

1. По заданным параметрам рабочего тела перед турбиной и геометрическим характеристикам решетки определяется давление за направляющей решеткой P_{HP} по формуле (5).

2. Уточняются степень реактивности ρ и характеристический параметр $\left(\frac{U}{C_{ao}} \right)$ в зависимости от изменения расхода \bar{G} по формулам (6) и (7).

3. Определяется h_{ao}^T и π_T с учетом уравнений (2) и (1):

$$h_{ao}^T = h_{ao}^{HP} + h_{ao}^{PK} \quad (11)$$

$$\pi_T = \left[1 - \frac{h_{ao}^T}{T_o \cdot C_p} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (12)$$

4. Уточняется частота вращения ротора турбины n_T в зависимости от π_T и $\left(\frac{U}{C_{ao}} \right)$:

$$n_T = 19,099 \frac{\left(\frac{U}{C_{ao}} \right) \cdot \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T_o \cdot \left[1 - \pi_T^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{\pi \cdot D_1} \quad (13)$$

Где D_1 - диаметр рабочего колеса турбины.

5. По известным π_T , $\left(\frac{U}{C_{ao}} \right)$, n_T , ρ , G и термодинамическим параметрам рабочего тела на входе в турбину, предварительно задавшись коэффициента-

ми скорости (φ , ψ) производится уточненный расчет векторных составляющих параметров рабочего тела (\vec{c} , \vec{w} , \vec{u}) и термодинамических параметров (T , P , ρ) в характерных сечениях проточной части турбины [5], позволяющих найти кпд η_U и мощность турбины N_T .

6. Для контроля в конце расчета производится сравнение удельной работы на окружности рабочего колеса турбины рассчитанной по треугольникам скоростей, с работой, определенной по перепадам температур:

$$\frac{k}{k-1} RT_o^* \left(1 - \frac{T_2^*}{T_o^*} \right) = c_1 u_1 \cos \alpha_1 + c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (14)$$

В случае расхождения более чем на 1% расчет повторяется по п. 5 с учетом коррекции коэффициентов скоростей (φ , ψ) по известным (\vec{c} , \vec{w} , \vec{u}).

Предложенный метод, основанный на аналитическом моделировании нерасчетных режимов работы турбины, позволяет снизить трудоемкость доводочных работ и расширить область поиска размерных соотношений элементов турбины, обеспечивающий приемлемые характеристики турбины в широком диапазоне областей эксплуатации.

Список литературы:

1. Гришутин М.М. Паротурбинные установки на органических рабочих телах. - М., «Энергия», 1989. - 218 с.
2. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М. Центростремительные турбины судовых установок. Л., «Судостроение», 1973. - 216 с.
3. Елифанова В.И. Низкотемпературные турбодетандеры. М., «Машиностроение», 1983. - 358 с.
4. Костюк А.Г. Газотурбинные установки. Учебное пособие для вузов. - М., Высш. Школа 1979. - 254 с.
5. Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. - М., «Машиностроение», 1979. - 254 с.