

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД И РАСХОДА РАБОЧЕГО ТЕЛА ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОГО МИКРОТУРБИННОГО ПРИВОДА НА РАСЧЕТНЫХ И НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Матвеев В.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

подавляющая часть методик расчета турбоприводов (см., например, работы [1], [2], [3]) ориентированы на получение наибольшего КПД на одном расчетном режиме работы. Вместе с тем известно, что значения режимных параметров турбопривода за один цикл его функционирования могут изменяться в довольно широком диапазоне. Не являются исключением в этом плане и центростремительные микротурбинные приводы (ЦСМТП). Поэтому при проектировании многорежимных ЦСМТП для рационального выбора геометрических параметров необходимо уметь определять КПД $\eta_{\text{ТП}}$ и расход G рабочего тела как на расчетных, так и на нерасчетных режимах его работы.

Исходными данными при определении $\eta_{\text{ТП}}$ и G являются (см. рис. 1):

- мощность N ;
- частота вращения n ;
- полное давление $p_{\text{вх}}^*$ и температура $T_{\text{вх}}^*$ на входе в турбопривод;
- статическое давление на выходе из турбопривода $p_{\text{вых}}$;
- физические постоянные используемого рабочего тела - коэффициент изэнтропы k и газовая постоянная R .

При определении КПД и расхода G на расчетном режиме проточная часть ЦСМТП формируется таким образом, чтобы КПД был наибольшим, а значение расхода - наименьшим. Особенностью настоящей методики по сравнению с [1] и [2] является то, что рабочий процесс центростремительной микротурбины (ЦСМТ) рассматривается совместно с процессами течения газа во входном и выходном устройствах.

Поэтому мощностной КПД ЦСМТП $\eta_{\text{ТП}}$ в предлагаемой методике представляется в виде произведения КПД входного устройства $\eta_{\text{вх}}$, мощностного КПД турбины η_{T} и КПД выходного устройства $\eta_{\text{вых}}$:

$$\eta_{\text{ТП}} = N / GL_{\text{СТП}} = \eta_{\text{вх}} \eta_{\text{T}} \eta_{\text{вых}},$$

где

$$L_{\text{СТП}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{вх}}^* \left[1 - \left(p_{\text{вых}} / p_{\text{вх}}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \text{изоэнтропическая работа ЦСМТП.}$$

В этом выражении КПД входного устройства определяется как

$$\eta_{ax} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - (p_{вых} / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{k}{k-1} RT_{ax}^* \left[1 - (p_{вых} / p_{ax}^*)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

или, если пренебречь теплообменом с окружающей средой через стенки входного устройства, то

$$\eta_{ax} = \frac{1 - (p_{вых} / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (p_{вых} / p_{ax}^*)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1)$$

Величина кпд выходного устройства находится по выражению

$$\eta_{вых} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - (p_2 / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - (p_{вых} / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \frac{1 - (p_2 / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (p_{вых} / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (2)$$

а мощностной кпд турбины определен как:

$$\eta_T = \frac{N}{GL_{ST}} = \frac{N}{G \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - (p_2 / p_0^*)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Вместе с тем, мощностной кпд η_T турбины представляется как произведение кпд $\eta_{эт}$ эталонной ступени на комплекс относительных кпд:

$$\eta_m = \eta_{эм} \left[1 - \sum_{i=1}^{11} (1 - \bar{\eta}_i) \right], \quad (3)$$

где относительные кпд $\bar{\eta}_i$ учитывают влияние:

- $\bar{\eta}_\varepsilon$ - степени парциального подвода ε рабочего тела [1] и [4];
- $\bar{\eta}_h$ - высоты лопаток h [1] и [4];
- $\bar{\eta}_{\alpha}$ - эффективного угла $\alpha_{1эф}$ и горла a_r межлопаточных каналов СА [5];
- $\bar{\eta}_\delta$ - толщины выходных кромок сопловых лопаток [6];
- $\bar{\eta}_\Delta$ - относительных верхней Δ_v и Δ_n нижней перекрыш [7];
- $\bar{\eta}_F$ - соотношение площадей \bar{F} на выходе и входе в РК [8];
- $\bar{\eta}_{b/t}$ - густоты рабочей решетки $(b/t_{cp})_{РК}$ [9];
- $\bar{\eta}_{кр}$ - диаметра $D_{кр}$ неподвижной крышки РК [10];
- $\bar{\eta}_{Dэт}$ - фактора масштабности [11];
- $\bar{\eta}_f$ - дискового трения [12];
- $\eta_{\bar{D}}$ - отношения диаметров на выходе и входе в РК.

В качестве эталонной ступени принята квазиактивная ЦСМТ, у которой сопловой аппарат (СА) имеет диаметр на выходе $D'_1 = 50,1$ мм; высоту лопаток $h_{CA} = 1,2$ мм; $\varepsilon = 1$; эффективный угол $\alpha_{1эф} = 9,2^\circ$; горло межлопаточного канала $a_{CA} = 1,8$ мм; густоту решетки $(b/t_1)_{CA} = 1,2$ и относительную толщину выходных кромок лопаток $\bar{\delta}_{кр} = 0,17$. У рабочего колеса (РК) диаметр на входе $D_1 = D_{1эт} = 49,5$ мм; отношение диаметров на выходе и входе $\bar{D} = D_2/D_1 = 0,606$; лопаточный угол на входе $\beta_{1л} = 20^\circ$; лопаточный угол на выходе $\beta_{2л} = 15^\circ$; эффективный угол $\beta_{2эф} = 23,4^\circ$; относительная толщина выходных кромок лопаток $\bar{\delta}_{кр} = 0,2$. Причем в случае полуоткрытого РК $\bar{\Delta}_в = -0,3$; $\bar{\Delta}_н = 0,7$; $\bar{F} = F_2/F_1 = \pi D_2 h_2 / \pi D_1 h_1 = 2,0$ и $(b/t_{cp})_{РК} = 2,0$, а в случае закрытого РК $\bar{\Delta}_в = 0,35$; $\bar{\Delta}_н = 0,25$; $\bar{F} = 1,42$ и $(b/t_{cp})_{РК} = 1,5$. Перечисленные параметры обеспечивают наибольшее значение кпд на фиксированном рабочем режиме при степени понижения давления $\pi_r = 5$ и параметре нагруженности $Y_r = 0,2$.

Вычисление кпд эталонной ступени производится по формуле для окружного кпд [1] с учетом степени реактивности, определяемой как $\rho_{ст} = Y_r(1 - \bar{D}^2)$.

Причем коэффициент скорости ϕ и угол α_1 определяются для эталонного СА с учетом данных работы [13]. Если в состав эталонной ступени входит полуоткрытое РК, то для нахождения коэффициента скорости РК ψ и угла отклонения потока в косом срезе $\delta\beta_2$ используются выражения:

$$\psi = 0,1508\lambda^2_{w2s} - 5,35 \cdot 10^{-7} \bar{i}^2 + 2,158 \cdot 10^{-6} \lambda_{w2s} \bar{i} - 0,387\lambda_{w2s} - 1,876 \cdot 10^{-3} \bar{i} + 0,6463 - 6,25 \cdot 10^{-4} (\beta_{2эф} - 23,4^\circ)^2; \quad (4)$$

$$\delta\beta_2 = 15,225\lambda^2_{w2s} - 16,28\lambda_{w2s} + 5,226, \quad (5)$$

где $\bar{i} = i/\beta_{1л}$. А если применяется закрытое РК, то при определении указанных параметров используются формулы:

$$\psi = 0,4840\lambda^2_{w2s} - 0,4512 \bar{i}^2 + 1,666 \cdot 10^{-3} \lambda_{w2s} \bar{i} - 1,103\lambda_{w2s} - 6,834 \cdot 10^{-3} \bar{i} + 1,2; \quad (6)$$

$$\delta\beta_2 = 25,66\lambda^2_{w2s} - 33,48\lambda_{w2s} + 11,6 \quad (7)$$

при нулевом значении угла атаки i .

Определение кпд турбопривода и расхода рабочего тела на расчетном режиме проводится методом последовательных приближений. При первой итерации (см. рис. 1) кпд турбопривода принимается равным кпд эталонной ступени $\eta'_{тп} = \eta_{эт}$. Это означает, что все относительные кпд ЦСМТ и кпд входного и выходного устройств равны единице, температура и давление на входе в СА $T^*_0 = T^*_{вх}$, $p^*_0 = p^*_{вх}$, а статическое давление за РК $p_2 = p_{вых}$. Затем по величине $\eta'_{тп}$ вычисляется расход рабочего тела в первом приближении:

$$G' = N / L_{стп} \eta'_{тп}.$$

На основании полученного значения расхода рабочего тела G' при заданной конфигурации входного устройства определяются размеры последнего. В соответствии с полученными размерами выходного устройства вычисляется величина потерь полного давления в нем и значение коэффициента восстановления полного давления $\sigma_{вх}$. По величине $\sigma_{вх}$ находится $p^*_0 = \sigma_{вх} p^*_{вх}$, а температура на входе в турбинную ступень T^*_0 , по-прежнему, принимается равной $T^*_{вх}$.

Далее решается задача отыскания условий максимума кпд турбопривода, представленного в виде:

$$\eta_{тп} = \eta_{вх} \eta_{ввх} \eta_{т} \quad (8)$$

Это выражение в общем случае представляет собой функцию двадцати пяти переменных: $Y_T; \pi_T; T^*_{вх}; p^*_{вх}; p; \sigma_{вх}; \bar{p}_2 = p_2/p_{ввх}; k; \lambda_{1S}; \lambda_{W2S}; \bar{i}; \varepsilon; h_{CA}; \alpha_{1эф}; a_{тCA}; (b/t_1)_{CA}; \delta_{кр}; \Delta_{в}; \Delta_{н}; \bar{F}; (b/t_{cp})_{PK}; a_{тPK}; \bar{D}; \bar{D}_{кр} = D_{кр}/D_1; \bar{D}_{эт} = D_1/D_{эт}$. Однако часть из них на рассматриваемом этапе расчета можно зафиксировать, а часть относительных кпд принять равными 1.

В результате появляется возможность сократить число переменных в выражении (8) до 12 и представить его в виде

$$\eta_{тп} = f(Y_T; \lambda_{1S}; \lambda_{W2S}; \varepsilon; h_{CA}; \alpha_{1эф}; a_{тCA}; (b/t_{1CA}); a_{тPK}; (b/t_{cp})_{PK}; \bar{D}; \bar{D}_{эт}) \quad (9)$$

Дальнейший анализ полученных переменных позволяет установить, что шесть из них являются независимыми $h_{CA}; \alpha_{1эф}; a_{тCA}; (b/t_{cp})_{PK}; \bar{D}; \bar{D}_{эт}$, а остальные - зависимыми, для каждой из которых возможно установить связь с частью из независимых переменных.

У всех независимых переменных есть свой диапазон варьирования. Он определяется границами, в которых проводились исследования соответствующего параметра. А именно, допустимо изменять величины:

- фактора масштабности $\bar{D}_{эт}$ от 0,4 до 1,6;
- высоты лопаток СА h_{CA} от 0,5 до 2,4 мм;
- относительного диаметра \bar{D} от 0,4 до 0,9;
- горла межлопаточного канала СА $a_{тCA}$ от 1,0 до 3,3 мм;
- эффективного угла СА $\alpha_{1эф}$ от 7 до 25°;
- густоты рабочей решетки $(b/t_{cp})_{PK}$ от 1,1 до 2,5.

Таким образом, перечисленные ограничения в виде равенств и неравенств используются на данном этапе расчета при решении задачи оптимизации с целью определения наибольшего значения $\eta_{тп}$. Последняя решается методом движения по градиенту.

В результате вычисляются значения геометрических и режимных параметров турбинной ступени, а также коэффициента $\sigma_{вх}$, обеспечивающих наибольший кпд $\eta''_{тп}$ во втором приближении (см. рис. 1).

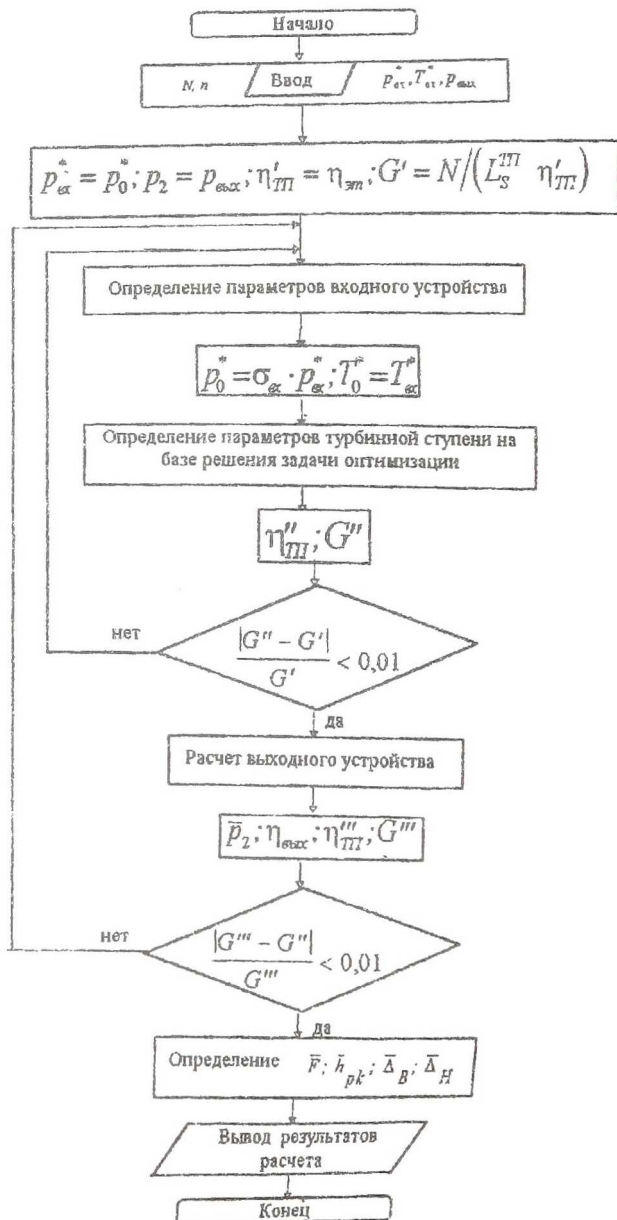


Рисунок 1 – схема определения КПД и расхода ЦСМТП на расчетном режиме

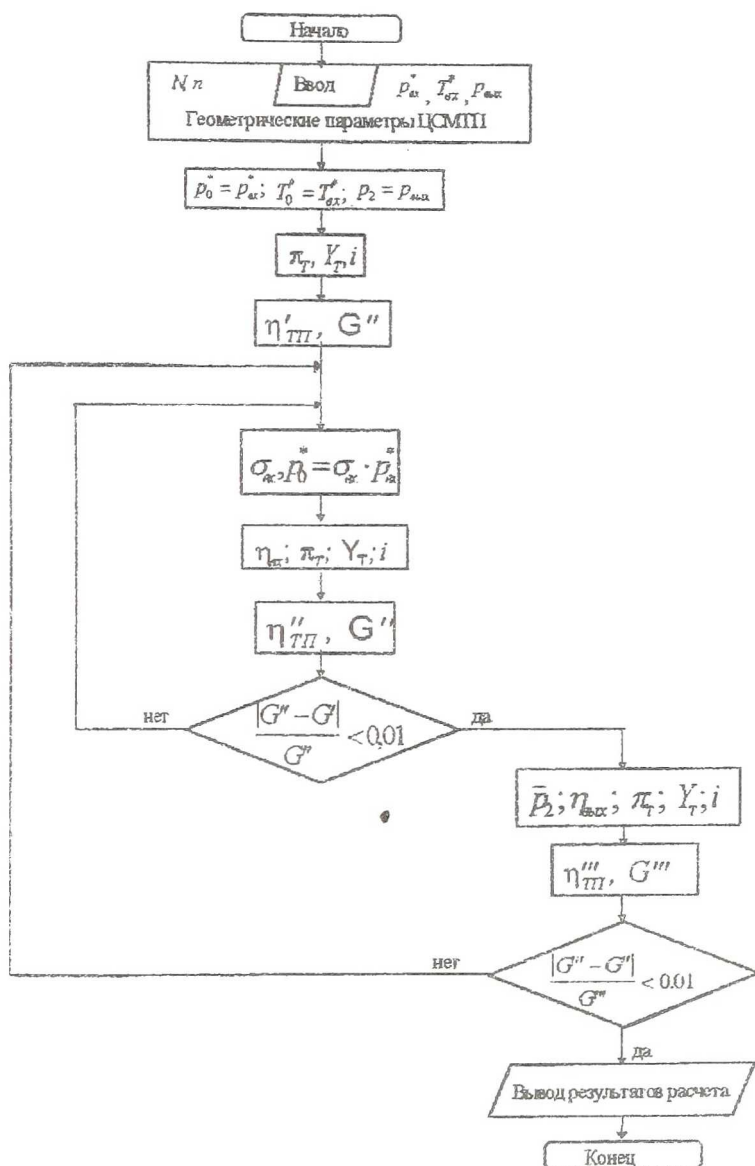


Рисунок 2 – Схема определения η_{TII} и G на нерасчетном режиме

По значению $\eta''_{тн}$ находится расход рабочего тела во втором приближении

$$G'' = N / (L_{с-тп} \eta''_{тн}).$$

Величины G' и G'' сравниваются между собой. Если расхождение оказывается больше 1%, то расчет повторяется при новом значении расхода, начиная с расчета входного устройства.

Если расхождение между величинами G' и G'' не превышает 1%, то по методике [14] рассчитываются параметры потока в выходном устройстве и определяется противодавление p_2 на выходе из РК.

Найденное в расчете выходного устройства значение p_2 позволяет по формуле (2) вычислить кпд $\eta_{вых}$ и затем уточнить кпд ЦСМТП в целом $\eta'''_{тн}$. По уточненной величине кпд $\eta'''_{тн}$ находится новое значение расхода рабочего тела G''' .

Если найденный расход G''' с точностью до 1% совпадает с G'' , то можно переходить к следующему этапу расчета. В противном случае расчет повторяется при новом значении расхода G''' начиная с определения параметров входного устройства (см. рис. 1).

В процессе нескольких итераций обычно удается получить совпадение значений расходов с заданной точностью. Найденные в последнем приближении значения геометрических и режимных параметров принимаются за окончательные.

При проведении расчета турбопривода на любом нерасчетном режиме считаются заданными мощность, частота вращения, термодинамические параметры рабочего тела $p^*_{вх}$, $T^*_{вх}$, $p_{вых}$ и геометрические параметры турбинной ступени, входного и выходного устройств (см. рис. 2).

Первоначально принимается $p^*_o = p^*_{вх}$, $T^*_o = T^*_{вх}$, $p_2 = p_{вых}$, находят режимные параметры (см. рис. 2) π_T , Y_T и угол атаки

$$i = \beta_{L1} - \arctg \frac{\varphi \sqrt{1 - Y_T^2 (1 - \bar{D}^2)} \sin(\alpha_{1\varphi} + \delta\alpha_1)}{\varphi \sqrt{1 - Y_T^2 (1 - \bar{D}^2)} \cos(\alpha_{1\varphi} + \delta\alpha_1) - Y_T}$$

Затем определяется $\eta_{тн} = \eta_T$.

В этом случае при определении кпд эталонной ступени $\eta'_{эт}$ учитывается, что на коэффициент скорости ψ влияет не только приведенная скорость λ_{W2S} , но и угол атаки. Все относительные кпд вычисляются по найденным на расчетном режиме геометрическим параметрам турбинной ступени.

По полученной величине $\eta_{тп} = \eta_t$ находится в первом приближении расход рабочего тела G' , обеспечивающий потребную мощность на данном режиме.

Далее на основании расхода G' и известной конфигурации и размеров входного устройства вычисляются значения $\sigma_{вх}$ и давления $p^*_0 = \sigma_{вх} p^*_*$. После чего определяется кпд входного устройства по формуле (1), уточняются режимные параметры π_t , Y_t , i и вычисляется кпд турбопривода во втором приближении по выражению

$$\eta''_{тп} = \eta_{вх} \eta_t.$$

По найденному значению $\eta''_{тп}$ определяется расход рабочего тела G'' во втором приближении, который затем сравнивается с величиной G' .

Если разность расходов G'' и G' не превышает 1%, то по методике [14] находится противодавление p_2 , а затем вычисляется кпд выходного устройства $\eta_{вых}$ и уточняются режимные параметры π_t , Y_t и i . Полученные данные позволяют вычислить новое значение кпд $\eta'''_{тп}$ и расход рабочего тела G''' . Значение последнего сравнивается с величиной G'' . Если разность между расходами G'' и G''' оказывается меньше 1%, то расчет данного режима работы ЦСМТП считается завершённым.

Приведенные в настоящей работе методики расчета турбопривода на расчетном и нерасчетном режимах используются в методе проектного расчета многорежимного ЦСМТП.

Список литературы

1. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. - М.: Машиностроение, 1979. - 192 с.
2. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. - М.: Машиностроение, 1972. - 228с.
3. Левенберг В.Д. Судовые турбоприводы: Справочник. - Л.: Судостроение, 1983. - 328с.
4. Тихонов Н.Т. Экспериментальное исследование влияния парциальности и высоты лопаток на работу воздушной центростремительной микротурбины// Изв. вузов. Авиационная техника. - 1963 - №4. - С. 139 - 149.
5. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф. Совместное влияние эффективного угла и величины горла на эффективность соплового аппарата центростремительной микротурбины// Сб. научн. тр. Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей/ Самарск. госуниверситет. аэрокосмич. ун-т. -1994. - С. 80 - 84.

6. Матвеев В.Н., Сивиркин Д.В., Тихонов Н.Т. Влияние толщины выходных кромок лопаток сопловой решетки на экономичность центростремительных микротурбин// Сб. научн. тр. Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление/ Самарск. госу­дарст. аэрокосмич. ун-т. -1995. - С. 22 - 26.
7. Матвеев В.Н., Тихонов Н.Т., Сивиркин Д.В. Обобщение экспериментальных исследований влияния перекрыш на кпд центростремительных микротурбин// Сб. научн. тр. Вестник СГАУ. Серия: Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление/ Самарск. госу­дарст. аэрокосмич. ун-т. -1998. - Вып. 4 - С. 124 - 136.
8. Тихонов Н.Т., Тихонов А.Н., Матвеев В.Н. Экспериментальное определение оптимальных отношений высот лопаток на выходе и входе радиальных центростремительных микротурбин// Изв. вузов. Авиационная техника. - 1984 - №1. - С. 40 - 44.
9. Матвеев В.Н., Тихонов Н.Т., Сивиркин Д.В. Влияние густоты рабочей решетки на экономичность центростремительных микротурбин с полным подводом рабочего тела// Изв. вузов. Авиационная техника. - 1998. - №3. - С. 63 - 66.
10. Матвеев В.Н., Сивиркин Д.В., Тихонов Н.Т. Исследование возможности уменьшения протяженности крышки рабочего колеса центростремительного микротурбинного привода// Сб. научн. тр. Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление/ Самарск. госу­дарст. аэрокосмич. ун-т. -1996. - С. 136 - 139.
11. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Тихонов Н.Т. Экспериментальное определение влияния фактора масштабности на кпд микротурбин// Изв. вузов. Авиационная техника. - 1997. - №2. - С. 65 - 69.
12. Блатов А.Г. Мощность дискового трения в микротурбинах// Труды КуАИ. Вопросы микроэнергетики. - 1965. - Вып. 22. - С. 22-26.
13. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Нечитайло А.А. Обобщение газодинамических характеристик сопловых аппаратов центростремительных микротурбин// Сб. научн. тр. Вестник СГАУ. Серия: Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление/ Самарск. госу­дарст. аэрокосмич. ун-т. -1998. - С. 137 - 147.
14. Матвеев В.Н. Математическая модель потока на выходе из рабочего колеса центростремительной микротурбины // Доклады Междунар. научно - техн. конф. Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе/ Самарск. госу­дарст. аэрокосмич. ун-т. -1997. - Часть I. - С. 99 - 104.