

Турбوماшины и поршневые двигатели

АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР МАСЛА В ОПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ ТУРБОАГРЕГАТА

- **Пшениснoв Н.А.**, канд. техн. наук, ООО «Научно-производственное объединение ЭнергоСервис», Челябинск, Россия

ANALYSIS OF THE DISTRIBUTION OF OIL TEMPERATURES IN A SUPPORT BEARING TURBO UNIT

- **Pshenishnov N.A.**, Ph.D, Scientific and Production Association EnergoService LLC, Russia

Подшипники являются одними из важных деталей многих устройств, обеспечивающих их надежную, эффективную и бесперебойную работу. Для снижения износа на поверхности трения необходимо непрерывно подавать смазку под давлением. Важнейшим, но недооцененным фактором, влияющим на работу турбин (как паровых, так и газовых) и других механизмов, является состояние масла, особенно его «механическая» чистота (наличие твердых частиц). Экспериментальные исследования показывают, что коэффициент трения в подшипниках существенно изменяется даже при низких концентрациях твердых частиц. В результате увеличения силы трения значительно повышается температура подшипника, что в свою очередь влияет на вязкость смазки и, следовательно, сильно воздействует на характеристики подшипников. Согласно статистическим данным около 20-25% всех вынужденных простоев турбоагрегатов на электростанциях происходит вследствие выхода из строя (отказа) подшипников, причем доля неисправностей опор скольжения, обусловленная загрязнением смазочного материала, составляет 50-55%. Из-за неисправностей элементов маслосистемы происходит до 10% всех отказов турбоагрегатов. Система маслоснабжения обеспечивает смазку и охлаждение подшипников турбоагрегата и других трущихся деталей. В большинстве случаев система смазки подшипников совмещается с системой подачи масла в элементы регулирования турбины. Непрерывная подача смазки в виде органических и синтетических масел – гарантия надежной работы подшипников турбоагрегата. Проанализировано течение и нагрев масла в опорном подшипнике паровой турбины. Для достижения поставленной цели была построена геометрическая модель подшипника, описана математическая модель для расчета режима работы и заданы граничные условия. Представлено распределение температуры масла в подшипнике.

Ключевые слова: течение масла, паровые турбины, опорный подшипник, турбинное масло.

Bearings are one of the important parts of many devices, ensuring their reliable, efficient and uninterrupted operation. To reduce wear on the friction surface, it is necessary to continuously supply lubricant under pressure. The most important, but underestimated factor affecting the operation of turbines (both steam and gas) and other mechanisms is the condition of the oil, especially its “mechanical” cleanliness (presence of solid particles). Experimental studies show that the coefficient of friction in bearings changes significantly even at low concentrations of solid particles. As a result of the increased frictional force, the bearing temperature increases significantly, which in turn affects

the viscosity of the lubricant and therefore greatly affects the bearing performance. According to statistics, about 20-25% of all forced downtime of turbine units at power plants occurs due to failure of bearings, and the share of sliding bearing failures due to contamination of the lubricant is 50-55%. Due to malfunctions of oil system elements, up to 10% of all turbounit failures occur. The oil supply system provides lubrication and cooling of the turbine unit bearings and other rubbing parts. In most cases, the bearing lubrication system is combined with an oil supply system to the turbine control elements. A continuous supply of lubricant in the form of organic and synthetic oils guarantees reliable operation of the turbine unit bearings. The flow and heating of oil in the support bearing of a steam turbine are analyzed. To achieve this goal, a geometric model of the bearing was built, a mathematical model for calculating the operating mode was described, and boundary conditions were specified. The distribution of oil temperature in the bearing is presented.

Key words: oil flow, steam turbines, thrust bearing, turbine oil.

Введение

Подшипник представляет собой сборочный узел, который является частью вращающихся осей и валов. Подшипники предназначены для восприятия осевых и радиальных нагрузок, которые прикладываются к валу, и передают данные нагрузки на корпус устройства [1].

Экспериментальные исследования показывают, что коэффициент трения в подшипниках существенно изменяется даже при низких концентрациях твердых частиц. В результате увеличения силы трения значительно повышается температура подшипника, что в свою очередь влияет на вязкость смазки [2, 3].

В турбинной установке используются опорные подшипники для снижения износа вала турбины вследствие создания масляной пленки между шейкой вала и вкладышем подшипника. Опорные подшипники турбин делятся на жесткие и самоустанавливающиеся, исходя из наличия соответственно цилиндрических и шариковых подшипников.

Для его эффективной работы и охлаждения масло должно постоянно подаваться в подшипники под давлением. Масло подается через входной патрубок с самым низким давлением и затягивается в нижний вкладыш подшипника. Обеспечение равномерного распределения масла достигается путем подачи масла в середину гильзы, которое в дальнейшем распределяется по валу турбины в разных направлениях. Отработавшее масло нагревается и отводится с обоих концов нижней гильзы.

Для опорных подшипников с малыми ради-

альными зазорами, например сегментных, работа в условиях полусухого трения, даже при баббитовой заливке, недопустима из-за ее быстрого износа. Поэтому под шейки вала через отверстие в нижней половине вкладыша подается масло под большим давлением, в результате чего происходит всплытие вала на 40-60 мкм при трогании вала и малой частоте вращения.

Простая конструкция масляных опорных подшипников делает их использование более доступным и менее затратным для обслуживания. Их дальнейшее изучение позволит развивать конструкцию, делая ее более надежной и стабильной.

Экспериментальные исследования показывают, что коэффициент трения в подшипниках существенно изменяется даже при низких концентрациях твердых частиц. В результате увеличения силы трения значительно повышается температура подшипника, что в свою очередь влияет на вязкость смазки [2, 3].

Цель статьи – получение гидродинамической картины и поля температур масла, распределяющегося во вкладыше подшипника, близких к значениям, полученных на практике, для изучения и дальнейшего усовершенствования конструкции.

Для достижения цели исследования необходимо выполнить следующие задачи: построение геометрической модели в программе Ansys внутренней части опорного подшипника с учетом вала турбины и входного и выходного отверстия для подачи и отвода масла; определение граничных условий проведения исследования; задача математических моделей и уравнений, описывающих исследуемую модель (модель движения жидкости).

Метод моделирования температурных полей турбинного масла в подшипнике

Процесс моделирования, использованный в этом исследовании, основан на методах конечных элементов (МКЭ). МКЭ обеспечивает в значительной степени автоматизированный подход к вычислению поведения механических систем.

Цель вычисления состоит в том, чтобы разделить модель на отдельные компоненты, соединенные в узлах. При таком подходе значения переменной поля находятся в узлах с использованием граничных условий. Затем рассчитанные значения используются для оценки значений в неузловых точках посредством интерполяции значений в узлах [2].

Для описания модели движения жидкости используется метод Эйлера. Данный метод изучает поля векторных или скалярных величин и не учитывает движение каждой отдельно взятой частицы [3].

Движение жидкости определяется функциями, демонстрирующими преобразования скоростей в точках определенной фиксированной области, выбранной из потока. В определенный момент в каждой точке этой области, представленной координатами: x, y, z , находится частица со скоростью. Эта скорость называется мгновенной местной скоростью. Набор мгновенных локальных скоростей создает векторное поле, известное как поле скоростей. Как правило, он может меняться во времени и в координатах:

$$\vec{u} = u_x \vec{i} + u_y \vec{j} + u_z \vec{k}; \quad (1)$$

где

$$u_x = u_x(x, y, z, t); \quad (2)$$

$$u_y = u_y(x, y, z, t); \quad (3)$$

$$u_z = u_z(x, y, z, t). \quad (4)$$

Переменные x, y, z, t – переменные Эйлера.

Ускорение жидкой частицы в проекциях на оси координат:

$$\frac{du_x}{dt}, \frac{du_y}{dt}, \frac{du_z}{dt} \quad (5)$$

Полный дифференциал функции нескольких переменных

$$du_x = \frac{\partial u_x}{\partial t} dt + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx + \frac{\partial u_x}{\partial y} dy + \frac{\partial u_x}{\partial z} dz. \quad (6)$$

Предположим, что dx, dy, dz являются проекциями элементарного перемещения ds жидкой частицы на оси координат. Тогда:

$$\frac{dx}{dt} = u_x, \quad \frac{dy}{dt} = u_y, \quad \frac{dz}{dt} = u_z \quad (7)$$

Полное ускорение по времени в проекции на оси:

$$\begin{cases} \frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z \\ \frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial t} + \frac{\partial u_y}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_y}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_y}{\partial z} u_z \\ \frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{\partial u_z}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_z}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_z}{\partial z} u_z \end{cases} \quad (8)$$

где первые слагаемые – локальная производная скорости (локальное ускорение); трехчленная сумма – конвективная производная скорости (конвективное ускорение)

Конвективное ускорение определяет ускорение частицы при изменении положения данной частицы в поле скоростей [3].

Для того, чтобы рассчитать плотность теплового потока, необходимо рассчитать коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки вкладыша подшипника [4].

Находим число Рейнольдса для масла.

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{экв}}}{\nu} \quad (9)$$

где $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр входного отверстия ($d_{\text{экв}} = 0,053$ м); ω – скорость потока масла на входе ($\omega = 2$ м/с); ν – кинематическая вязкость масла ($\nu = 23 \cdot 10^{-6}$ м²/с).

Движение потока на входе турбулентное ($Re = 4608$).

Находим число Нуссельта:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} (Pr_1)^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0,25} \quad (10)$$

где Pr_1 – число Прандтля при температуре t_m ($Pr_1 = 487$); Pr_2 – число Прандтля при температуре t_{cm} ($Pr_2 = 203$).

Находим коэффициент теплообмена при $Nu=43$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{d_{эжв}} \quad (11)$$

где λ_m – коэффициент теплопроводности ($\lambda_m = 13,14$ Вт/м·К).

Используя полученное значение коэффициента теплоотдачи ($\alpha=10716$ Вт/м²·К), определим плотность теплового потока по формуле

$$q = \alpha(t_{cm} - t_m) \quad (12)$$

где t_{cm} – температура стенки ($t_{cm} = 115$ °С); t_m – температура масла на выходе ($t_m = 60$ °С).

Плотность теплового потока будет равна 589,386 кВт/м².

Материалы

В ходе моделирования процесса в программе ANSYS Fluent используется модель SST k- ω (Модель Ментера) (+2E) – эта модель является продвинутой версией модели k- ω , учитывает переходы в турбулентность и затухание турбулентности. Пристеночные функции не используются [5].

Система k- ω SST состоит из двух дифференциальных уравнений, сопровождаемых минимум 10 константами, которые необходимо учитывать при ее использовании. Кроме того, необходимо учитывать и другие логические и функциональные связи. Хотя метод RANS и стандартные модели турбулентности не могут быть использованы для точного моделирования крупномасштабной турбулентности, численные эксперименты показали, что для практических инженерных целей эту комбинацию можно использовать для определения параметров вихревого следа.

Уравнение турбулентной кинетической энергии и скорости диссипации турбулентности:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (13)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (14)$$

где константы $\alpha_1 = 0,55$; $\alpha_2 = 0,44$; $\beta_1 = 0,075$; $\beta_2 = 0,828$; $\beta^* = 0,09$; $\sigma_{k1} = 0,5$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$, а также коэффициенты замыкания и вспомогательные соотношения:

$$CD_{k\omega} = \max(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}) \quad (15)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (16)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \right\} \quad (17)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (18)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (19)$$

Рассмотрим созданную модель внутренней части опорного подшипника (рисунок 1).

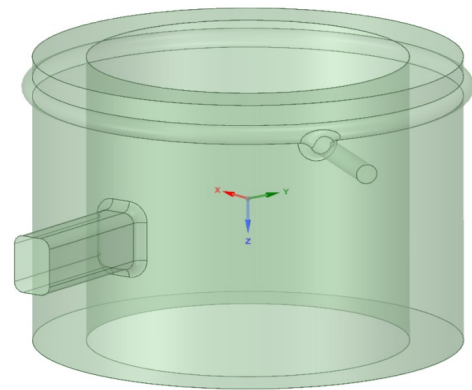


Рис. 1. Геометрическая модель опорного подшипника

Общая площадь поверхности элемента $F = 0,372 \text{ м}^2$. Диаметр подшипника – 0,4 м, диаметр вала – 0,3 м. В модели предусмотрены входное и выходное отверстия.

Во входное отверстие прямоугольного сечения с поперечным сечением площадью $F_{\text{вх}} = 0,0024 \text{ м}^2$ подается масло марки ОМТИ температурой 40°С со скоростью 2 м/с.

Масло, которое нагревается в результате жидкостного трения масло о вращающийся вал турбины, удаляется из подшипника через выходное отверстие круглого сечения площадью $F_{\text{вых}} = 0,063 \text{ м}^2$.

Разбивочная сеть состоит из 951559 узлов и 5361456 элементов (рисунок 2).

Результаты моделирования

Моделирование процесса системы подачи масла во вкладыш подшипника позволило получить картину распределения температур по области (рис.3). Получены поле температур на оси выхода масла (рис. 3), поле температур на оси входа масла (рис. 4), график перераспределения температуры на оси выхода масла до конца всей площади модели (рис. 5).

На рисунке 4 показан градиент температуры по сечению модели на оси входа масла. На входе масло имеет турбулентный поток и высокую скорость. Благодаря этому поток ударяется о стенку подшипника и создает вихревые потоки масла, что позволяет температуре распределяться по площади вкладыша более эффективно.

По графику на рисунке 5 видно, что температура от края к центру понижается, так как в центр бьет поток ещё не нагретого масла, а к краям она снова нагревается.

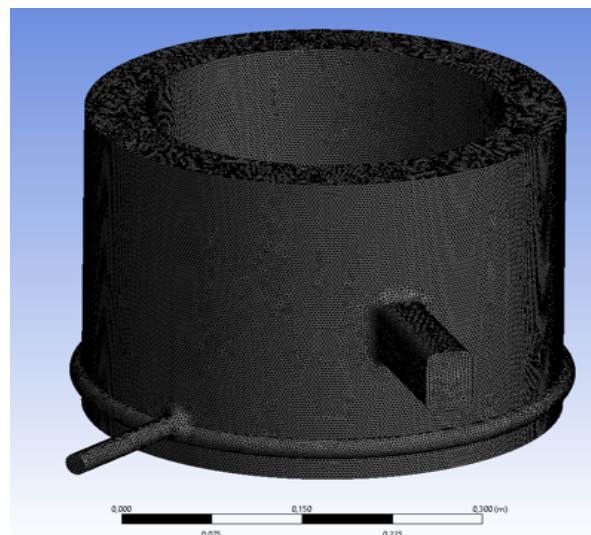


Рис. 2. Сетка модели

Выводы

1. В результате исследования была построена геометрическая модель опорного подшипника турбоагрегата в программе ANSYS Fluent.

2. После операционализации модели были определены гидродинамическая картина и поле температур, а также графики изменения температуры в плоскости подшипника.

3. Температура от края к центру понижается, так как в центр бьет поток ещё не нагретого масла, а к краям конца она снова нагревается.

Список литературы

1. В. В. Длоугий, Т. И. Муха, А. П. Цупиков, Б. В. Януш; Под общ. ред. В. В. Длоугого. Приводы машин: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. - 383 с.

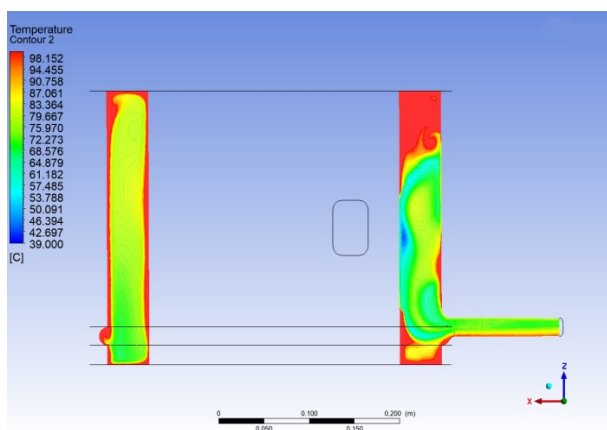


Рис. 3. Поле температур на оси выхода масла

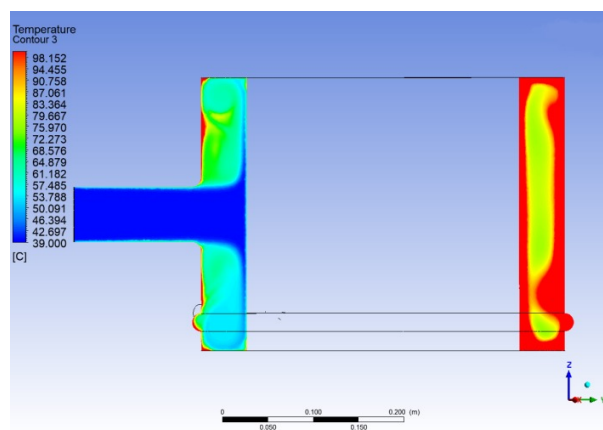


Рис. 4. Поле температур на оси входа масла

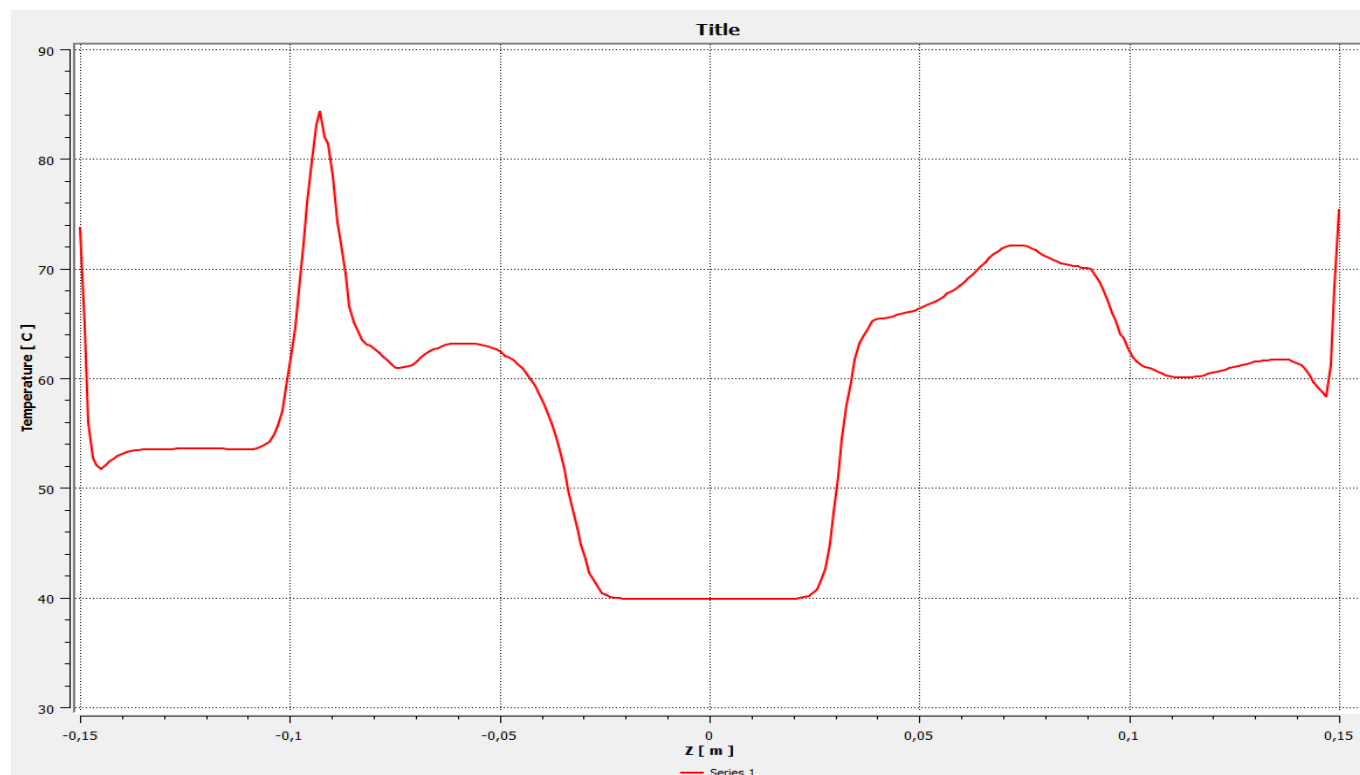


Рис. 5. График перераспределения температуры на оси Z

2.А. О. Шимановский, А. В. Путятю. Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики. Основные понятия и определения. Общая схема метода конечных элементов — Гомель. БелГУТ, 2008. - 61 с.

3.А.Ю. Крайнов, К.М. Моисеева. Численные методы решения краевых задач для обыкновенных дифференциальных уравнений: учеб.пособие — Томск : STT, 2016. - 44 с.

4.М.А. Михеев, И. М. Михеева. Основы теплопередачи — М: «Энергия», 1977. — 344 с.

5.Г.Г. Черный, С.А. Лосев. Физико-химические процессы в газовой динамике. Справочник, Том 2: Физико-химическая кинетика и термодинамика. — М.: Научно-издательский центр механики, 2002. — 368 с.

2. A. O. Shimanovsky, A. V. Putyato. Application of the finite element method in solving problems of applied mechanics. Basic concepts and definitions. The general scheme of the finite element method - Gomel. BelSUT, 2008. - 61 p.

3. A.Yu. Krainov, K.M. Moiseev. Numerical methods for solving boundary value problems for ordinary differential equations: study guide - Tomsk: STT, 2016. - 44 p.

4. M.A. Mikheev, I. M. Mikheeva. Fundamentals of heat transfer - M: «Energy», 1977. - 344 p.

5. G.G. Chyorny, S.A. Losev. Physical and chemical processes in gas dynamics. Handbook, Volume 2: Physico-chemical kinetics and thermodynamics. - M.: Scientific Publishing Center of Mechanics, 2002. - 368 p.

References

1. V. V. Dlougy, T. I. Mukha, A. P. Tsupikov, and B. V. Yanush; Under total ed. V. V. Dlougogo. Machine drives: Handbook - 2nd ed., Revised. and additional - L.: Engineering, Leningrad. department, 1982. - 383 p.

Сведения об авторе

Пшениснoв Никита Анaтoльевич - кандидат технических наук, директор ООО «Научно-производственное объединение ЭнергоСервис», enserv@mail.ru.