

*И.Б. Рябова, канд. техн. наук, доц. НТУ „ХПИ”,
И.В. Сайчук, канд. техн. наук, доц., ст. преп. НУГЗУ*

УПРОЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ОХЛАЖДАЕМЫХ ВАЛАХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ ДЫМОУДАЛЕНИЯ

(представлено д-ром техн. наук Абрамовим Ю.О.)

Рассмотрена одномерная задача об охлаждении вала опорных узлов трения термовентилятора. Обоснованием такой постановки задачи служит анализ расчетных результатов применения охлаждающих дисков и других конструктивных мероприятий по охлаждению валов вентиляторов для дымоудаления, проведенный на базе распределения температур в валах термовентиляторов.

Ключевые слова: вентиляторы для дымоудаления, допустимые температуры вала.

Постановка проблемы. В соответствии с требованиями нормативной документации все современные системы противопожарной вытяжной вентиляции должны оборудоваться устройствами для дымоудаления, в состав которых входят специальные радиальные вентиляторы, перемещающие образующиеся при пожаре дымовоздушные смеси.

В зависимости от объема зданий типоразмерный ряд радиальных вентиляторов дымоудаления включает вентиляторы №№ 6,3; 8; 10; 12,5, выполненные по схеме с промежуточным валом (рисунок 1). Указанные вентиляторы обеспечивают область режимов с расходом от 13000 до 72000 м³/ч при статическом давлении 1000 Па.

Вентиляторы дымоудаления должны работать в течении 120 мин. при температуре перемещаемой среды 400 °С. Для отдельных объектов с температурой дымовоздушной смеси 600 °С необходимо, чтобы вентиляторы работали до 120 мин.

Самым опасным узлом дымоудаляющих вентиляторов являются опорные подшипники качения, несмотря на применяемую термостойкую смазку и термоизоляционные втулки для внутренних обойм. Предельно допустимая температура вала у наружной крышки подшипника (в сечении А-А на рис.1) не должна превышать 105-107 °С. Эта опасная зона находится на расстоянии 20-25 см от колеса вентилятора, перемещающего среду с температурой 400-600 °С (в сечении I-I, рис. 1).

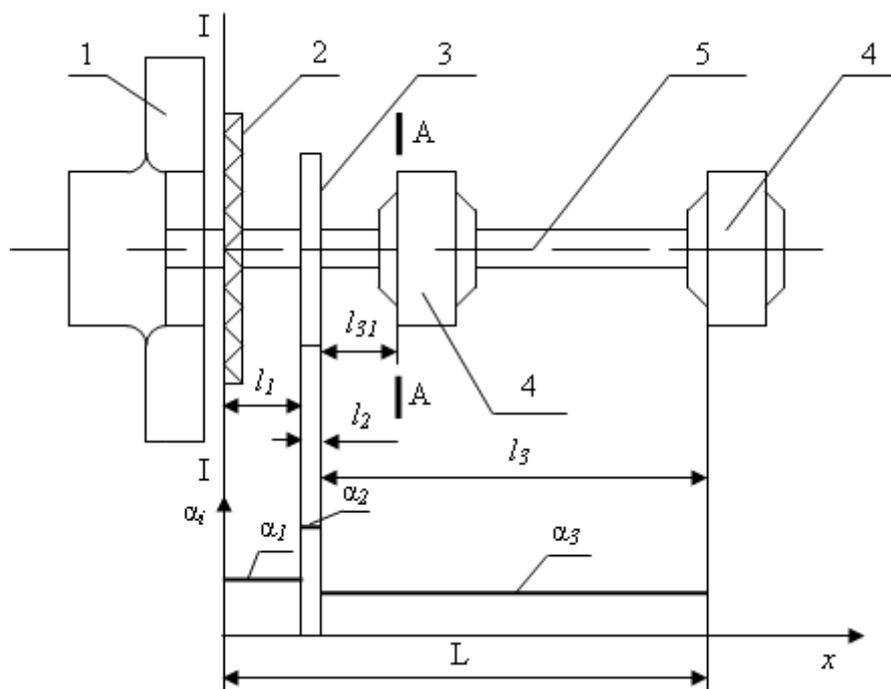


Рис. 1. – Расчётная схема опорного вала вентилятора для дымоудаления 1-рабочее колесо; 2-тепловой экран; 3- теплоотводящее устройство; 4- опорный подшипник; 5- промежуточный вал

Анализ последних исследований и публикаций. Настоящая работа является четвертой из серии статей [1÷3], посвященных анализу мероприятий по обеспечению надежной работы вентиляторов дымоудаления во всех эксплуатационных режимах.

Для обеспечения допустимых температур вала можно применить следующие меры:

- покрыть вал и ступицу колеса вентилятора термоизоляционным покрытием для уменьшения теплового потока, но так как вентилятор на вал насаживается с натягом, то это покрытие часто повреждается;
- сделать внутри вала выточку (полый вал), чтобы уменьшить сечение, тем самым уменьшив тепловой поток;
- заменить материал вала Сталь-3 с коэффициентом теплопроводности $\lambda \approx 45$ Вт/(м·К) низкотеплопроводной легированной сталью Ст. 12Х18Н10Т ($\lambda \approx 23,8$ Вт/(м·К));
- покрыть корпус вентилятора специальной термозащитной краской слоем 2 мм, которая при термическом воздействии (200°C) делается пористым толщиной 20 мм (тепловой экран 2, рис. 1).

Вышеперечисленные меры снижают температуру вала в критическом сечении А-А, но недостаточно.

Наличие свободного пространства на валу между корпусом вентилятора и опорным подшипником примерно 15 см позволяет установить на нем охлаждающий диск, который в свою очередь может быть выполнен из стали или алюминия.

Для того, чтобы оценить влияние всех перечисленных факторов и дать конструктивные рекомендации, было проведено математическое моделирование процессов переноса тепла в промежуточном вале вентилятора дымоудаления в двумерной постановке. По полученному алгоритму в ходе численного анализа исследовалось влияние этих факторов на температурное состояние вала вентилятора дымоудаления № 6,3. Результаты вариантных расчетов показали, что температура вдоль радиуса вала остается практически постоянной, что позволяет перейти от двумерной математической модели к одномерной задаче распространения теплоты в вале термовентилятора, и на её основе провести численный анализ влияния геометрических и физических факторов на температурное состояние вала у опорного подшипника для всего ряда радиальных вентиляторов дымоудаления №№ 6,3; 8; 10; 12,5.

Постановка задачи и ее решение. На рис.1 приведена расчетная схема вала вентилятора для дымоудаления с промежуточными опорами. В соответствии с этой схемой вал можно представить в виде теплопередающего стержня с тремя участками, на которых осуществляется внешняя теплоотдача, интенсивность которой определяется величинами коэффициентов теплоотдачи для каждого участка, вычисляемых по соответствующим критериальным зависимостям, отражающим особенности процессов переноса тепла от вращающихся дисков охлаждения и цилиндров [1].

При этом на участках l_1 и l_1 должно быть учтено понижение этих коэффициентов, обусловленное наличием теплового экрана толщиной δ_3 и двумя опорными подшипниками толщиной a . В частности, на первом участке величина коэффициента теплоотдачи α понижалась в соотношении $(l_1 - \delta_3)/l_1$, а на третьем участке – в соответствии с соотношением $(l_3 - 2a)/l_3$.

Величина поперечного сечения стержня может изменяться за счет выточки внутри вала, служащей для уменьшения площади сечения с целью уменьшения величины теплового потока от вентилятора к подшипникам.

При решении задачи принимаем следующие допущения: распределение температур по радиусу вала близко к постоянной величине [1];

- температура воздуха, омывающего диск, принята одинаковой по всей его поверхности и равной температуре окружающей

среды, что приближается к действительности наличием термозащиты на корпусе колеса вентилятора;

- тепловое сопротивление между охлаждающим диском и валом отсутствует, так как диск посажен на вал с натягом;
- нагрев диска от излучения кожуха мал за счет теплоизоляции кожуха.

Основное расчетное дифференциальное уравнение, описывающее процессы распространения тепла в стержне в одномерной постановке при принятой систематизации имеет вид

$$\frac{d^2t}{dx^2} = m_i^2(t_i - t_0) \quad (1)$$

где x - координата вдоль оси вала, t_1 , t_0 - температура вала и окружающей среды, $i = 1, 2, 3$ - номер участка, а величина m_i^2 определяется по формуле

$$m_i^2 = \frac{\alpha_i \pi d_B}{\lambda_B f_B}, \quad (2)$$

В выражении (2) α_i - коэффициент теплоотдачи соответствующего участка, d_B , f_B - диаметр и площадь поперечного сечения вала, λ_B - коэффициент теплопроводности вала.

В качестве граничных условий на левом конце вала принимается равенство температуры вала температуре перемещаемой среды T_0 , а на правом конце нулевой тепловой поток. на границах участков принимаются условия равенства температур и тепловых потоков.

В этом случае решение уравнения (1) имеет вид:
участок 1 ($0 \leq x_1 \leq l_1$):

$$t_1 = t_0 + C_1 \operatorname{sh}(m_1 x_1) + C_2 \operatorname{ch}(m_1 x_1), \quad (3)$$

$$\frac{dt_1}{dx_1} = m_1 (C_1 \operatorname{ch}(m_1 x_1) + C_2 \operatorname{sh}(m_1 x_1)), \quad (4)$$

участок 2 ($0 \leq x_2 \leq l_2$):

$$t_2 = t_0 + C_3 \operatorname{sh}(m_2 x_2) + C_4 \operatorname{ch}(m_2 x_2), \quad (5)$$

$$\frac{dt_2}{dx_2} = m_2 (C_3 \operatorname{ch}(m_2 x_2) + C_4 \operatorname{sh}(m_2 x_2)), \quad (6)$$

участок 3 ($0 \leq x_3 \leq l_3$):

$$t_3 = t_0 + C_5 \operatorname{sh}(m_3 x_3) + C_6 \operatorname{ch}(m_{31} x_3), \quad (7)$$

$$\frac{dt_3}{dx_3} = m_3 (C_5 \operatorname{ch}(m_3 x_3) + C_6 \operatorname{sh}(m_{31} x_3)). \quad (8)$$

Выражение для определения постоянных $t_3 = t_0 + C_5 \operatorname{sh}(m_3 x_3) + C_6 \operatorname{ch}(m_{31} x_3)$, находятся из решения системы (3)-(8) при указанных выше граничных условиях:

$$C_1 = -C_2 \frac{A}{B}, \quad C_2 = T_0 - t_0,$$

$$A = \frac{m_1}{m_2} \operatorname{sh}(m_1 l_1) \operatorname{ch}(m_2 l_2) + \frac{m_2}{m_3} \operatorname{ch}(m_1 l_1) \operatorname{sh}(m_2 l_2) +$$

$$+ \left[\frac{m_1}{m_2} \operatorname{sh}(m_1 l_1) \operatorname{sh}(m_2 l_2) + \operatorname{ch}(m_1 l_1) \operatorname{ch}(m_2 l_2) \right] \operatorname{th}(m_3 l_3),$$

$$B = \frac{m_1}{m_3} \operatorname{ch}(m_1 l_1) \operatorname{ch}(m_2 l_2) + \frac{m_2}{m_3} \operatorname{sh}(m_1 l_1) \operatorname{sh}(m_2 l_2) +$$

$$+ \left[\frac{m_1}{m_2} \operatorname{ch}(m_1 l_1) \operatorname{sh}(m_2 l_2) + \operatorname{sh}(m_1 l_1) \operatorname{ch}(m_2 l_2) \right] \operatorname{th}(m_3 l_3),$$

$$C_3 = \frac{m_1}{m_2} [C_1 \operatorname{ch}(m_1 l_1) + C_2 \operatorname{sh}(m_1 l_1)], \quad C_4 = C_1 \operatorname{sh}(m_1 l_1) + C_2 \operatorname{ch}(m_1 l_1),$$

$$C_5 = \frac{m_2}{m_3} [C_3 \operatorname{ch}(m_2 l_2) + C_4 \operatorname{sh}(m_2 l_2)], \quad C_6 = \frac{\operatorname{ch}(m_3 l_3)}{\operatorname{sh}(m_3 l_3)} C_5.$$

Для сравнения результатов расчета задачи о распределении теплоты в охлаждаемом вале термовентилятора в одномерной и двумерной постановке был рассчитан вал вентилятора ВР-85-66-6,3 при следующих исходных данных: радиус вала $R_0 = 0,025$, м; длина вала $l = 0,08$ м, скорость вращения вала $n = 900$ об/мин; температура перемещаемой среды $T_0 = 600^\circ\text{C}$, температура охлаждающей среды $t_0 = 300^\circ\text{C}$, длина втулки дисков $l_2 = 0,04$ м; толщина диска $\delta_{\text{д}} = 0,008$ м; радиус диска $R_{\text{д}} = 0,15$ м; материал вала – сталь 3 ($\lambda_{\text{ст}} = 51,7$ Вт/(м·К)), материал диска – алюминий ($\lambda_{\text{ал}} = 232,6$ Вт/(м·К)).

Расчеты показали, что значение минимальной температуры скорость вращения вала T_{min} перед первым опорным подшипником

(сечение А-А, рис.1) для рассматриваемой одномерной задачи составляет $T_{\min} = 184,9^{\circ}\text{C}$, в то время как решение задачи в двухмерной постановке для данного варианта [2, табл.1, вар.2] дает результат $T_{\min} = 183^{\circ}\text{C}$.

Такое близкое совпадение результатов расчета позволяет упростить метод расчета температур вала при его охлаждении с помощью дисков, основываясь на одномерной постановке задачи, и искать характеристики для всего ряда радиальных вентиляторов дымоудаления с расходами от 13000 до 72000 м³/ч.

Учитывая принятую при решении задачи систему допущений, предложенный метод расчета может быть использован, если в качестве охлаждающего устройства применяются лопаточные осевые вентиляторы-наездники. При этом приведенный коэффициент теплоотдачи α_2 вычисляется по методу, предложенному в работе [3].

Выводы. Решена задача об охлаждении опорных подшипников вентиляторов для дымоудаления в одномерной постановке.

Приведено сравнение результатов расчетов по предложенному упрощенному методу с результатами расчета по методу, основанному на решении рассматриваемой задачи в двухмерной постановке. Получено их достаточно близкое совпадение для данного примера расчета. Кроме того, результаты работы [1] показали, что температура слабо меняется вдоль радиуса вала даже в случае сложной формы вала.

На основании вышесказанного можно рекомендовать применение упрощенного метода расчета, предложенного в данной работе для всего типоразмерного ряда вентиляторов дымоудаления (ВР-85-65, №№ 6,3; 8; 10; 12,5), оснащенных охлаждающими устройствами – как дисками, так и лопаточными осевыми вентиляторами-наездниками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рябова И.Б. Математическое моделирование процессов воздушного охлаждения валов вентиляторов для дымоудаления / И.Б. Рябова, И.В. Сайчук // Проблемы пожарной безопасности: Сб. науч. тр. – Харьков, 2007. – Вып. 21 - С.221-227

2. Рябова И.Б. Результаты расчета задачи об охлаждении валов вентиляторов для дымоудаления в двумерной постановке. / И.Б. Рябова, И.В. Сайчук // Проблемы пожарной безопасности: Сб. науч. тр. – Харьков, 2008. – вып.24 С.150-154.

3. Рябова И.Б. Применение осевых вентиляторов-наездников для снижения температуры валов вентиляторов для дымоудаления. / И.Б. Рябова, И.В. Сайчук // Проблемы пожарной безопасности: Сб. науч. тр. – Харьков, 2002. – вып.11 С. 183-187.

nuczu.edu.ua

І.Б. Рябова, І.В. Сайчук

Спрощена математична модель процесів теплопереносу в охолоджуваних валах вентиляторів для димовидалення.

Розглянуто одновимірну задачу про охолодження валу опорних вузлів тертя термовентилятору. Обґрунтування такої постановки задачі надає аналіз розрахункових результатів використання охолоджуючих дисків та інших конструктивних заходів по охолодженню валів вентиляторів для димовидалення, що поведений на базі розподілення температур у валах термовентиляторів.

Ключові слова. вентилятори для димовидалення, допустимі температури вала.

I.B. Riabova, I.V. Saychuk

Simplified mathematical model of heat transfer in cooled shafts of fans for smoke removal.

A one-dimensional problem of cooling the shaft friction thermo fan nodes. Justification of such a problem statement provides an analysis of calculated results using the cooling disks and other constructive measures for cooling fans for smoke exhaust shaft that led up to the base temperature distribution in shafts termoventylyatoriv.

Keywords: fans for smoke removal, permissible temperature of the shaft.