

Оценка эффективности работы системы принудительного охлаждения тормозных механизмов дисково-колодочного типа

П.А. Поляков

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Аннотация: Для оценки эффективности работы системы принудительного охлаждения тормозных механизмов дисково-колодочного типа предложена, в качестве критерия, температура на рабочих поверхностях тормозного диска. Параметры влияния на систему принудительного охлаждения включают в себя давление на входе, вентиляционный аппарат, угол атаки воздушного потока, количество источников подачи воздуха и геометрия вентиляционного аппарата. В результате многофакторных экспериментов были получены уравнения регрессии температуры на рабочих поверхностях тормозного диска, зависящие от вышеперечисленных параметров влияния. Полученные данные возможны для применения в двух направлениях: проектирование систем принудительного охлаждения тормозных механизмов и управление тепловой нагруженностью тормозного диска.

Ключевые слова: тормозной механизм дисково-колодочного типа, система принудительного охлаждения, температура рабочих поверхностей, давление на входе вентиляционный аппарат, угол атаки воздушного потока, геометрия вентиляционного аппарата, уравнения регрессии.

Введение

Для оценки эффективности работы системы принудительного охлаждения тормозных механизмов дисково-колодочного типа (далее ТМ ДКТ), необходимо определиться с критерием оценки и параметрами влияния. Выбор критериев оценки и параметров влияния целесообразно провести путем анализа литературных источников. В статье [1] проводились исследования, посвященные влиянию угла атаки воздушного потока на температуру рабочих поверхностей тормозных дисков. При изменении положения тормозного механизма в воздушном потоке оценивались абсолютные значения температур на рабочих поверхностях диска. В рамках проведенного исследования [2] были установлены трехмерные модели детализированных колесных узлов, имеющих различные типы спиц. В процессе трехмерного моделирования оценивались параметры температур на поверхностях тормозного диска. Целью исследования [3] являлось

определение влияния аэродинамического сопротивления вентиляционного аппарата (ВА) на тепловую нагруженность тормозного диска. С помощью анемометрии определялось влияние давления на выходе вентиляционного аппарата тормозного диска на объемную температуру. Исследование [4] показало, что коэффициент конвективной теплоотдачи вентиляционного аппарата с радиальными каналами тормозного диска уменьшается с приближением периферии тормозного диска. Неравномерность конвективной теплоотдачи может быть по смежным площадям вентиляционного аппарата и рабочих поверхностей. Начиная со стандартной конструкции, авторами исследования [5] была разработана процедура для максимального рассеивания конвективного тепла на основе конкретных процедур последующей обработки и контролируемых параметров. Они включали вторичный поток (за ребрами), скорость воздуха в каналах в определенных плоскостях и точках, общую структуру воздушного потока и распределение коэффициента конвективной теплопередачи. В исследовании [6] обосновывается влияние угла выхода ребер вентиляционного аппарата на термоаэродинамические характеристики тормозных дисков с криволинейными вентиляционными каналами с помощью численных моделей. В статье [7] сравниваются тепловые характеристики трех типов вентиляционного аппарата (с радиальными, наклонными и криволинейными каналами) в условиях торможения. Целью исследования [8] является повышение теплопередачи вентилируемых тормозных дисков с помощью модифицированных ребер. При изменении геометрии ребер вентиляционного аппарата ТМ ДКТ наблюдалось изменение температурного поля рабочих поверхностей тормозного диска. В статье [9] представлено трехмерное моделирование вентилируемого тормозного диска с различными радиусами закругления ребер и влиянием их на давление внутри вентиляционного канала.

Проанализировав литературные источники, посвященные исследованию тепловой нагруженности ТМ ДКТ, можно определенно сказать, что температура на рабочих поверхностях является критерием оценки эффективности работы штатного узла охлаждения. Параметрами влияния можно назвать аэродинамические характеристики воздушного потока (давление, угол атаки и расход воздуха) и геометрию вентиляционного аппарата. Для проведения исследований необходимо использовать лабораторный стенд для испытаний вентиляционного аппарата тормозного диска (рис. 1 и 2).

Методика проведения эксперимента

Для сравнения узлов и режимов охлаждения тормозных дисков было проведено исследование влияния давления в вентиляционном канале и количества точек подачи воздушных масс на температуру рабочих поверхностей. Это исследование производилось на вращающемся тормозном диске с частотой вращения 1500 об/мин, что примерно соответствует движению транспортного средства на высшей передаче. Подвод тормозного усилия производился с помощью гидроцилиндра для достижения взаимодействия контактных площадок и разогрева рабочих поверхностей до температуры $280 \pm 15^\circ\text{C}$. Поверхностная температура разогрева тормозного диска соответствовала предельной температуре фрикционной накладки. Контроль температуры разогрева осуществлялся тепловизором.

После подвод теплоты прекращался, как и усилие в гидроцилиндре. Оценка вентиляционных аппаратов тормозных дисков с различной геометрией ребер и сегментов производилась за одинаковое время охлаждения: $\tau_o=5\text{с}$. Для подачи необходимого давления на входе в вентиляционный аппарат воздушного потока необходимо было регулировать выходное давление на пневмоострове. Минимальным давлением являлось 0,2МПа, тогда как максимально возможное из условий работы компрессора

составляло 0,8МПа. Помимо этого, с помощью контролеров подключались попарно каналы подачи воздушного потока.

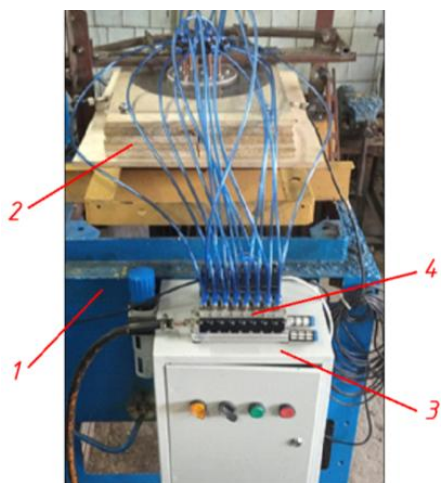


Рис. 1. – Исследовательский стенд
(главный вид):

- 1 – стационарный каркас;
- 2 – герметичная камера; 3 – ящик с системой управления стендом;
- 4 – пневмоостров

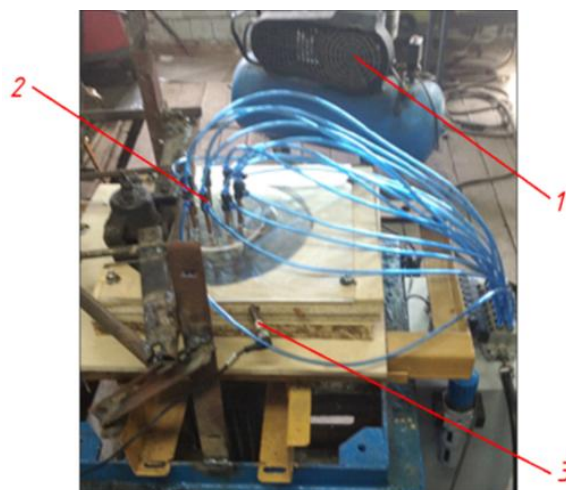


Рис. 2. – Исследовательский стенд

(вид слева): 1 – компрессор;

- 2 – переходник; 3 – датчик положения тормозного диска

Начиная с двух воздушных каналов, расположенных напротив друг друга, максимальное количество каналов подачи составляло 10. В качестве исследуемых дисков были тормозные диски с вентиляционными аппаратами в виде радиальных и криволинейных каналов и в форме призматических сегментов, и сегментов «лапка кенгуру». Данное количество тормозных дисков было обусловлено одинаковыми геометрическими параметрами тормозных дисков, в первую очередь - наружного диаметра и толщины ребер и сегментов вентиляционного аппарата. Количество испытаний для каждого типа вентиляционного аппарата тормозного диска проводилось до четырех

раз, чтобы добиться критериев однородности и воспроизводимости стендовых испытаний.

Результаты экспериментальных исследований

Результаты стендовых испытаний температуры рабочих поверхностей, зависящие от количества каналов и давления воздушного потока в вентиляционных аппаратах с различной геометрией ребер тормозных дисков, представлены на рис. 3 а, б, в, г.

Данное стендовое испытание относится к двухуровневому испытанию типа 2^k , где k – это число факторов. Критерий Кохрена G_T для 24 замеров и 4 параллельных опытов составляет 0,1921. Полученные наибольшие значения дисперсий для тормозных дисков с вентиляционным аппаратом в форме радиальных каналов составляют - $G_s = 0,115$, а для вентиляционного аппарата, выполненного в виде криволинейных каналов - $G_s = 0,163$.

Дисперсия тормозных дисков с сегментарным вентиляционным аппаратом: в форме призматических сегментов - $G_s = 0,113$, в форме «лапка кенгуру» - $G_s = 0,133$.

Для определения влияния факторов на выходные параметры, составлены уравнения регрессии для каждого типа вентиляционного аппарата на основе результатов эксперимента.

Уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом в форме радиальных каналов, будет иметь следующий вид:

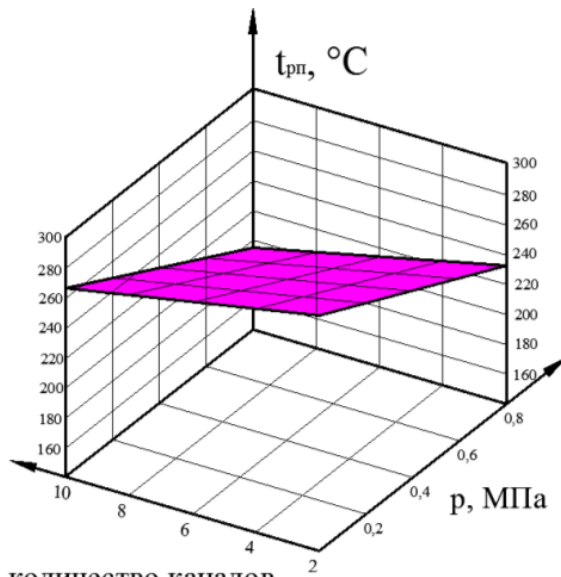
$$t_{pn} = 250,5 - 5,03x_1 - 0,1x_2 - 2,6x_1 \cdot x_2. \quad (1)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 252,55 - 3,63p_{ex} + 1,075K - 2,145K \cdot p_{ex}, \quad (2)$$

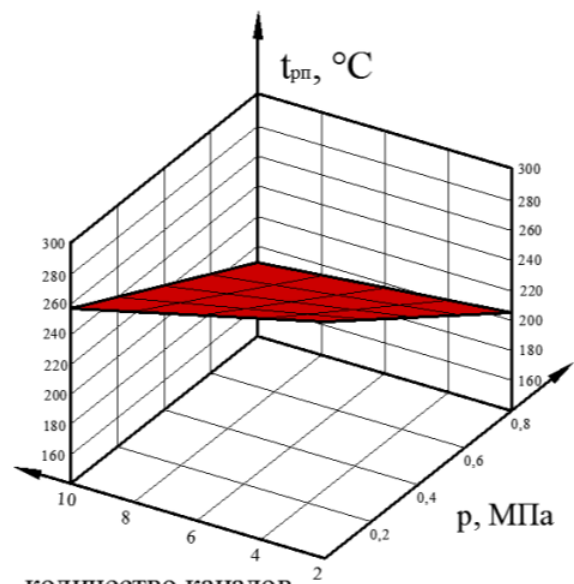
где K – количество каналов воздухоподачи.

а)



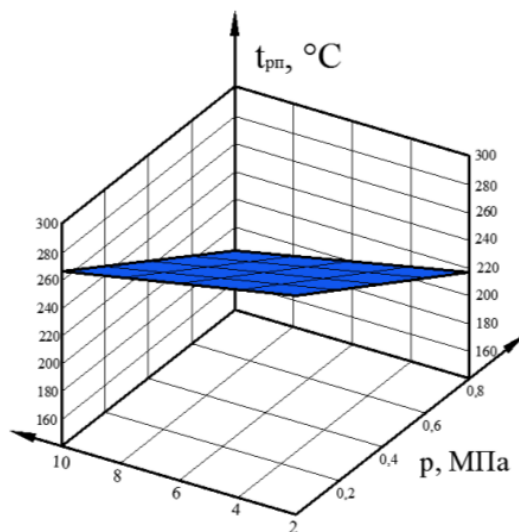
количество каналов
подачи воздуха

б)



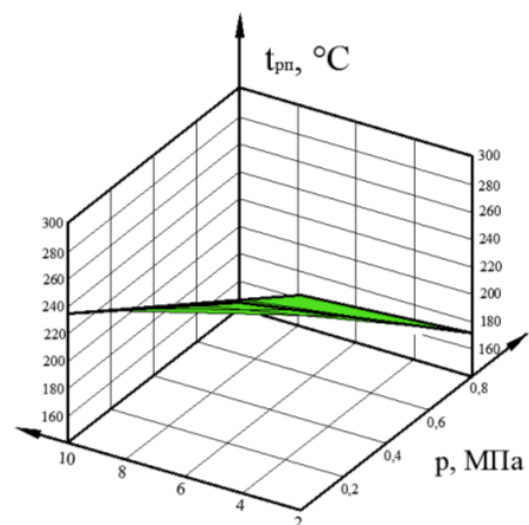
количество каналов
подачи воздуха

в)



количество каналов
подачи воздуха

г)



количество каналов
подачи воздуха

Рис. 3 а, б, в, г. – Результаты стендовых испытаний температуры рабочих поверхностей, зависящие от количества каналов и давления воздушного потока в ВА с различной геометрией ребер тормозных дисков: а – ВА с радиальными каналами; б – ВА с криволинейными каналами; в – ВА с призматическими сегментами; г – ВА с сегментами «лапка кенгуру»

Уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом в форме криволинейных каналов, будет иметь следующий вид:

$$t_{pn} = 238,3 - 5,14x_1 - 1,4x_2 - 2,24x_1 \cdot x_2. \quad (3)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 239,02 - 5,5p_{ex} + 0,59K - 1,83K \cdot p_{ex}. \quad (4)$$

Уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом с геометрией в виде призматических сегментов будет иметь следующий вид:

$$t_{pn} = 238,9 - 7,15x_1 - 4,25x_2 - 4,17x_1 \cdot x_2. \quad (5)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 246,9 - 3,3p_{ex} - 0,635K - 3,38K \cdot p_{ex}. \quad (6)$$

Уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом с геометрией в виде «лапка кенгуру» будет иметь следующий вид:

$$t_{pn} = 207 - 5,43x_1 - 2,14x_2 - 0,79x_1 \cdot x_2. \quad (7)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 217,4 - 13,92p_{ex} - 0,205K + 0,65K \cdot p_{ex}. \quad (8)$$

Построим кривые регрессионного анализа в двумерном пространстве (рис. 4) для сравнения изменения температуры рабочих поверхностей тормозного диска в зависимости от входного давления при максимальном числе каналов подачи воздуха ($K=10$).

Как видно из графиков, наибольшая интенсивность снижения температуры рабочих поверхностей характерна для тормозных дисков с сегментарным вентиляционным аппаратом, состоящим из призматических сегментов. Интенсивность снижения температуры рабочих поверхностей

тормозных дисков с орбренным вентиляционным аппаратом одинакова для различных типов охлаждаемых элементов.

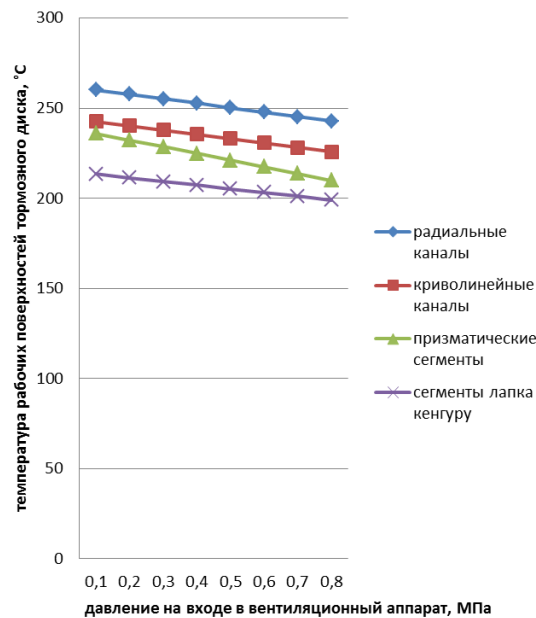


Рис. 4. – Сравнение кривых регрессионного анализа температур рабочих поверхностей тормозных дисков с различной геометрией вентиляционных аппаратов в зависимости от давления на входе, при максимальном количестве каналов подачи воздуха

Для полновесной оценки необходимо провести исследования, связанные с влиянием угла атаки воздушного потока температуры. Как и в предыдущем испытании, входное давление регулировалось с помощью пневмоострова, а угол атаки устанавливался вручную с помощью транспортира по направлению к входному отверстию. Фиксация положения производилась с помощью присоединения крепежных элементов к оргстеклу.

Приведем результаты экспериментальных исследований на рис. 5а, б, в, г.

Для контроля влияния угла атаки использовались все десять каналов подачи воздушного потока.

Исследование влияния углов атаки и давления на входе является двухфакторным. Критерий Кохрена G_T для 28 замеров и 4 параллельных опытов составляет 0,1921.

Полученные наибольшие значения дисперсий для тормозных дисков с вентиляционным аппаратом в форме радиальных каналов составляют - $G_э = 0,134$, а для вентиляционного аппарата, выполненного в виде криволинейных каналов - $G_э = 0,175$. Наибольшая дисперсия тормозных дисков с сегментарным вентиляционным аппаратом: в форме призматических сегментов - $G_э = 0,14$, в форме сегментов «лапка кенгуру» - $G_э = 0,129$. Условие однородности исследований выполняется для четырех типов вентиляционных аппаратов тормозных дисков.

Дисперсия воспроизводимости [10] составляет для тормозных дисков с оребренным вентиляционным аппаратом с радиальными каналами - $S_t^2 = 7,2$; для оребренного вентиляционного аппарата с криволинейными каналами - $S_t^2 = 4,9$. Расчет дисперсий воспроизводимости для сегментарного вентиляционного аппарата дал следующие результаты: аппарат с призматическими сегментами - $S_t^2 = 4,9$; и с сегментами «лапка кенгуру» - $S_t^2 = 8,1$.

Составим уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом в форме радиальных каналов, зависящих от двух факторов:

$$t_{pn} = 247,6 - 7,41x_1 - 3,78x_2 - 1,85x_1 \cdot x_2. \quad (9)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 256,3 - 13,9p_{ex} - 0,25\alpha_э - 0,6\alpha_э \cdot p_{ex}. \quad (10)$$

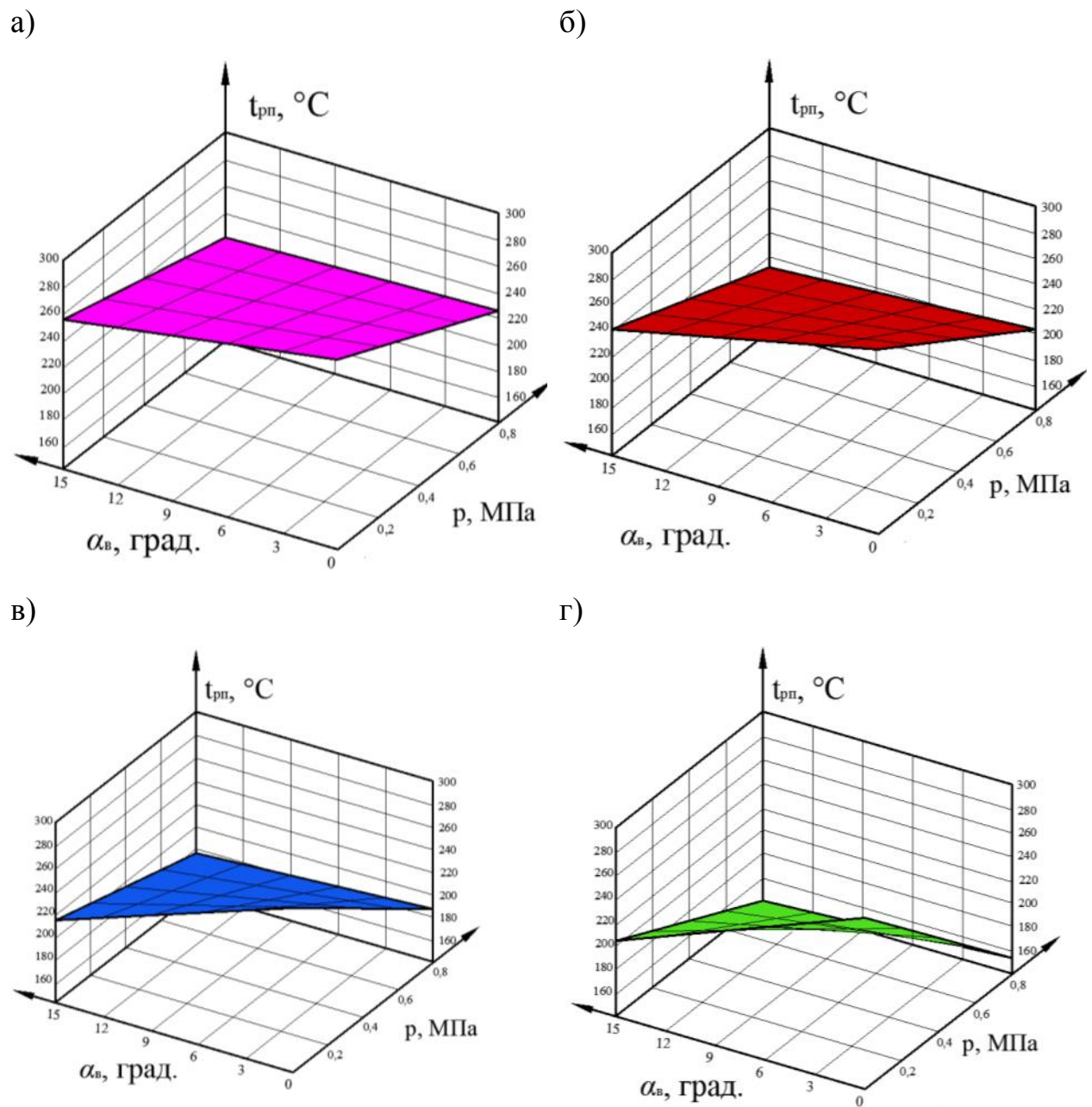


Рис. 5 *а, б, в, г.* – Результаты стендовых испытаний температуры рабочих поверхностей, зависящих от угла атаки и давления воздушного потока в вентиляционных аппаратах с различной геометрией ребер тормозных

дисков:

а – ВА с радиальными каналами; *б* – ВА с криволинейными каналами; *в* – ВА с призматическими сегментами; *г* – ВА с сегментами фирмы «лапка кенгуру»

Составим уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом в форме криволинейных каналов, зависящих от двух факторов:

$$t_{pn} = 230,23 - 10,43x_1 - 4,93x_2 - 2,34x_1 \cdot x_2. \quad (11)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 243,19 - 20,23p_{ex} - 0,337\alpha_g - 0,76\alpha_g \cdot p_{ex}. \quad (12)$$

Составим уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом с призматическими сегментами, зависящими от двух факторов:

$$t_{pn} = 217,16 - 8,79x_1 - 8,95x_2 - 5,99x_1 \cdot x_2. \quad (13)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 228,9 - 7p_{ex} - 0,38\alpha_g - 1,95\alpha_g \cdot p_{ex}. \quad (14)$$

Составим уравнение регрессии для температуры рабочих поверхностей тормозного диска с вентиляционным аппаратом с сегментами «лапка кенгуру», зависящими от двух факторов:

$$t_{pn} = 197,06 - 13,31x_1 - 4,29x_2 - 2,81x_1 \cdot x_2. \quad (15)$$

Заменим факторы на натуральные переменные:

$$t_{pn} = 211,83 - 26,25p_{ex} - 0,19\alpha_g - 0,913\alpha_g \cdot p_{ex}. \quad (16)$$

Построим кривые регрессионного анализа в двухмерном пространстве (рис. 6) для сравнения изменения температуры рабочих поверхностей тормозного диска в зависимости от входного давления при максимальном значении угла атаки воздушного потока ($\alpha_g=15$).

Анализируя оребренные типы вентиляционных аппаратов, можно сделать вывод, что снижение температуры рабочих поверхностей вентиляционного аппарата с криволинейными каналами протекает более интенсивно с ростом входного давления.

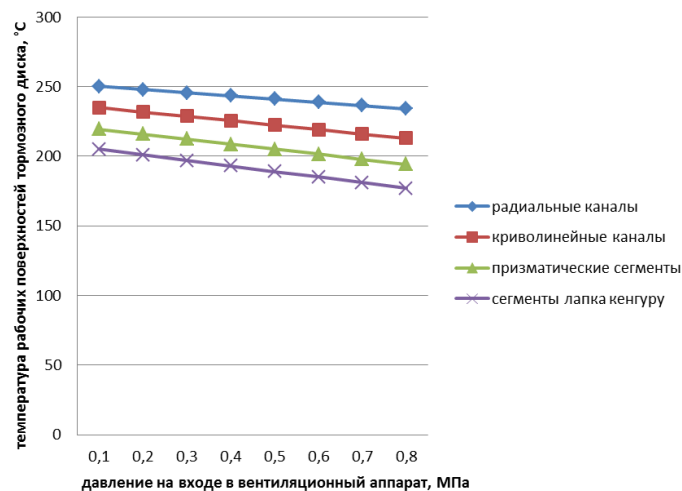


Рис. 6. – Сравнение кривых регрессионного анализа температур рабочих поверхностей тормозных дисков с различной геометрией вентиляционных аппаратов в зависимости от давления на входе, при максимальном угле атаки воздушного потока

При анализе сегментарных вентиляционных аппаратов напрашивается вывод о схожей интенсивности потери температуры рабочими поверхностями для тормозных дисков с призматическими сегментами и сегментами «лапка кенгуру».

Заключение

В качестве критерия оценки эффективности предложена температура на рабочих поверхностях тормозного диска. Параметрами влияния являлись аэродинамические показатели вентиляционного аппарата и геометрия его ребер и сегментов.

В результате экспериментальных испытаний было проведено многофакторное исследование, подтвердившее изменение температуры на рабочих поверхностях, зависящее от давления на входе в вентиляционный аппарат, количества источников подачи воздуха, угла атаки воздушного потока. В результате исследований были получены регрессионные уравнения для численной характеристики критерия оценки эффективности работы

системы принудительного охлаждения в зависимости от параметров влияния. Предложенные исследования возможно использовать при создании дополнительно устанавливаемой системы охлаждения для тормозных механизмов дисково-колодочного типа. Балансируя между параметрами, можно в дальнейшем управлять температурой на поверхности тормозного диска.

Литература

1. Tirovic, M, Topouris, S, Sherwood, G. Experimental investigation of the cooling characteristics of a monobloc cast iron brake disc with fingered hub. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2020. vol. 234(1). pp.85-97. doi:10.1177/0954407019838642
2. Kang, N., Zheng, W., Liu, X. An investigation of the influence of the wheel spoke type on the convective cooling of the brake disc using the computational fluid dynamics method. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2013. vol. 227(11). pp.1578-1589. doi:10.1177/0954407013498228
3. Belhocien, A., Wan, Z., Wan, O. CFD Modeling and simulation of aerodynamic cooling of automotive brake rotor. Journal of Multiscale Modelling 09(1):1750008. 2018. 29p. DOI:10.1142/S1756973717500081
4. Pan, L., Han J., Li, Z., Yang, Z., Li, W. Numerical simulation for train brake disc ventilation // Journal of Beijing Jiaotong University. 2015. № 39(1). pp.118-124. DOI: 10.11860/j.issn.1673-0291-2015.01.020
5. Galindo-López, C.H., Tirović, M. Maximising heat dissipation from ventilated wheel-hub-mounted railway brake discs. Proceedings of the Institution

of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2013 vol. 227(3). pp. 269-285. doi:10.1177/0954409712462337

6. Hongbin, Y., Wei-Tao, W., Shangsheng, F., Gongnan, X. Role of vane configuration on the heat dissipation performance of ventilated brake discs. Applied Thermal Engineering. vol. 136. 2018, pp. 118-130. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.002

7. Kang, Ch., Choi, G. Thermal fluid flow and deformation analysis of medium commercial vehicle ventilated brake disc in braking. Transactions of Korea-an Society of Automotive Engineers №22 (7). 2014. pp. 63-69. DOI: 10.7467/KSAE.2014.22.7.063

8. Nejat, A., Aslani, M., Mirzakhilili, E., Najian, R. Asl. Heat transfer enhancement in ventilated brake disk using double airfoil vanes. Journal of Thermal Science and Engineering Applications. 2011. vol. 3(4). USA. 10p. DOI: 10.1115/1.4004931

9. Nikhil, K., Chandran, S. CFD analysis of straight ventilated disc Brake. Journal of Engineering Research and Applications. 2016. vol. 6. pp.34-40.

10. Кохановский, В.А. Планирование экспериментальных исследований. Ростов н/Д: ДГТУ, 2014. – 256с.

References

1. Tirovic, M, Topouris, S, Sherwood, G. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2013. vol. 227(11). pp.1578-1589. doi:10.1177/0954407013498228
2. Kang, N., Zheng, W., Liu, X. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2013. vol. 227 (11). pp.1578-1589. doi:10.1177/0954407013498228
3. Belhocien, A., Wan, Z., Wan, O. Journal of Multiscale Modelling 09 (1):1750008. 2018. 29p. DOI:10.1142/S1756973717500081



4. Pan, L., Han J., Li, Z., Yang, Z., Li, W. Journal of Beijing Jiaotong University. 2015. № 39(1). pp.118-124. DOI: 10.11860/j.issn.1673-0291-2015.01.020
5. Galindo-López, C.H., Tirović, M. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2013 vol. 227(3). pp. 269-285. doi:10.1177/0954409712462337
6. Hongbin, Y., Wei-Tao, W., Shangsheng, F., Gongnan, X. Applied Thermal Engineering. vol. 136. 2018, pp. 118-130. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.002
7. Kang, Ch., Choi, G. Transactions of Korean Society of Automotive Engineers №22 (7). 2014. pp. 63-69. DOI: 10.7467/KSAE.2014.22.7.063
8. Nejat, A., Aslani, M., Mirzakhali, E., Najian, R. Asl. Journal of Thermal Science and Engineering Applications. 2011. vol. 3(4). USA. 10p. DOI: 10.1115/1.4004931
9. Nikhil, K., Chandran, S. Journal of Engineering Research and Applications. 2016. vol. 6. Pp.34-40.
10. Kohanovskij, V.A. Planirovanie jeksperimental'nyh issledovanij [Planning of experimental studies]. Rostov n/D: DGTU, 2014. 256p.