



Модернизация вентиляторов системы охлаждения дизелей тепловозов



Валентин КИСЕЛЕВ
Valentin I. KISELEV

Евгений СЛИВИНСКИЙ
Evgeny V. SLIVINSKY



Сергей РАДИН
Sergey Yu. RADIN

Киселев Валентин Иванович — доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Сливинский Евгений Васильевич — доктор технических наук, профессор Елецкого государственного университета им. И. А. Бунина (ЕГУ), Елец, Россия.

Радин Сергей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент ЕГУ, Елец, Россия.

Modernization of Fans of Diesel Locomotives Cooling System
(текст статьи на англ. яз. — English text of the article — p. 67)

Статья знакомит с техническим решением по модернизации вентилятора системы охлаждения дизелей тепловозов. Новая запатентованная конструкция устраняет дисбаланс вентиляторного колеса и повышает надежность его работы в эксплуатации. Авторами изложены принцип действия устройства и методика определения количества тел качения, выполняющих функцию грузов дисбаланса. Предложенная разработка — результат сотрудничества научных кафедр МИИТ и Елецкого университета.

Ключевые слова: тепловоз, дизель, система охлаждения, вентиляторное колесо, дисбаланс, модернизация.

От соблюдения нормального температурного режима в системе охлаждения дизелей зависит надёжная работа тепловозов [1–3].

Лопастные вентиляторные колёса охлаждающей системы дизелей на тепловозах имеют различные типы приводов — механические, гидравлические или электрические. Учитывая значительные скорости вращения вентиляторных колёс (более 1000 об/мин), к качеству их балансировки предъявляются жёсткие требования. Тем не менее в процессе эксплуатации нередко наблюдается устойчивый дисбаланс, обусловленный условиями работы.

В статье рассматривается новая конструкция вентиляторного колеса, обеспечивающая надёжность его эксплуатации (рис. 1).

Колёса вентиляторов системы охлаждения дизелей тепловозов типа ТЭП70 имеют наружный диаметр 1600 мм и вращаются с частотой 1380 об/мин [1–3]. На рис. 2 показана конструкция колеса, лопасти которого изготавливают штамповкой из листо-

вой стали толщиной 2 мм. Привариваются лопасти 1 к втулке 3 и воротникам жесткости 2, что повышает их прочность крепления, а к верхней части втулки присоединяют обтекатель 4.

В процессе эксплуатации в местах крепления лопастей наблюдается появление трещин из-за вибрации, обусловленной разбалансировкой. Проведённый анализ показал, что размер трещин достигает 6 мм. Для предотвращения данного вида дефектов лопастные колёса в обязательном порядке подвергаются балансировке, устраняется дисбаланс приваркой балансировочных грузов [4, 5].

В связи с этим на основе изучения российских и зарубежных патентов RU204783 С1 от 10.11.1995 г., RU119808 U1 от 27.08.2012 г., US0006349125 В2 от 05.02.2002 г., WO 2008083255 А1 от 10.07.2008 г. и библиографических источников разработано на уровне изобретения [6] техническое решение, исключающее дисбаланс вентиляторного колеса и возникновение трещин в местах приварки лопастей.

Предложенный вариант (рис. 3) — результат творческого содружества коллективов кафедры «Электропоезда и локомотивы» Московского государственного университета путей сообщения и кафедры «Технология машиностроения» Елецкого государственного университета.

Колесо состоит из барабана 1, лопастей 2 и рёбер жёсткости 3. К лопастям 2 с помощью пластин 4 жёстко прикреплено пустотелое кольцо 5, в котором подвижно расположены тела качения шаровой формы 6.

В состоянии покоя тела качения 6 расположены в любой части пустотелого кольца 5 вентиляторного колеса, сгруппировавшись или разрозненно. При работе привода лопастное колесо вращается по стрелке W . Тела качения 6 по мере наращивания угловой скорости ω_k имеют меньшую скорость $\omega_{ш}$ за счёт того, что на них действуют силы инерции P_n , силы собственного веса P_G и силы вредного сопротивления P_{BC} . В то же время на тела качения 6 действует и движущая сила P_d , направленная в сторону вращения колеса вентилятора, возникающая из-за наличия сил трения между телами качения и внутренней поверхностью пустотелого кольца.

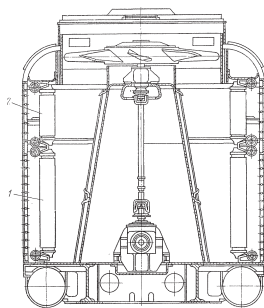


Рис. 1. Шахта холодильника тепловоза.

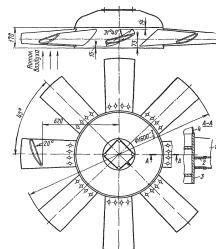


Рис. 2. Вентиляторное колесо.

При наличии у вентиляторного колеса дисбаланса Δ_1 , появляющегося от неуравновешенной массы m_1 , возникает центробежная сила $P_{цнт}$, определяемая как $P_{цнт1} = m_1 r \omega_p^2$, где $m_1 r = \Delta_1$. Одновременно на тела качения 6 (на расчётной схеме рис. 3 для упрощения показано одно тело качения) будет действовать центробежная инерционная сила $P_{цш} = m_{ш} r \omega_r^2$, где $m_{ш} r = \Delta_2$. При этом Δ_2 является динамическим противовесом. Известно, что уравнивание массы $m_{ш}$ произойдёт тогда, когда эта масса займёт положение в плоскости XX , проходящей через центр вращения колеса O и центр тяжести неуравновешенной массы m_1 , или же в плоскостях OX' (OX'_1), расположенных к ней под углом α , который определяет положение динамического противовеса Δ_2 и зависит от разницы масс m_1 и $m_{ш}$. При изменении частоты вращения вентиляторного колеса угол α в автоматическом режиме будет корректироваться, что и обеспечит надёжную балансировку колеса [7].

Рассмотрим вращающееся колесо, у которого имеется сосредоточенная масса m_0 , вызывающая его дисбаланс, и свободно перемещающиеся тела качения собственной массой m_j , расположенные в пустотелом кольце, закреплённом на торцах лопастей вентиляторного колеса (рис. 3). Известно, что уравнивание массы m_0



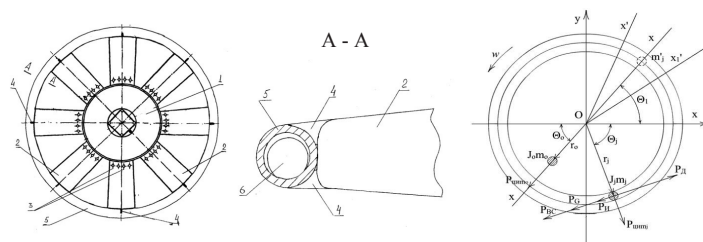


Рис. 3. Вентиляторное колесо – вид сверху, разрез по А-А, расчетная схема.

произойдёт тогда, когда массы m_j займут положение в плоскости XX' , проходящей через центр вращения колеса O и центр тяжести неуравновешенной массы m_0 , или же в плоскостях OX' (OX''), расположенных к ней под определённым углом, определяющим положение динамического противовеса и зависящим от разницы масс m_0 и m_j . При изменении частоты вращения колеса указанный угол будет корректироваться в автоматическом режиме, тем самым обеспечивая надёжную балансировку вращающегося лопастного колеса.

В уравнение движения колеса в соответствии с расчетной схемой (рис. 3) входят значения, которые обозначены как:

θ_j – угловое отклонение j тел качения от оси OX , радиан;

r_j – радиус положения тел качения относительно центра вращения колеса, м;

m_j – собственная масса тел качения, кг;

ω – угловая скорость вращения колеса, c^{-1} ;

m_0 – собственная масса дисбаланса, кг;

r_0 – радиус положения дисбаланса относительно центра вращения колеса, м;

θ_0 – угловое отклонение дисбаланса от оси OX , радиан;

J_0 – момент инерции колеса с учётом дисбаланса m_0 , $кг \cdot c^2 \cdot м$;

m_k – суммарная масса колеса и направляющих с телами качения, кг;

J_k – момент инерции колеса и направляющих с телами качения, $кг \cdot c^2 \cdot м$;

P_d – движущая сила, приложенная к телам качения, Н;

P_n – инерционная сила сопротивления, Н;

P_g – сила сопротивления от собственного веса тел качения, Н;

$P_{вс}$ – сила вредного сопротивления движению тел качения, Н;

$P_{цм_j}$ – центробежная сила инерции, Н;

$P_{цм_0}$ – центробежная сила, вызываемая дисбалансом колеса, Н.

В качестве системы обобщенных координат примем функции x_k , y_k и угловое отклонение дисбаланса от оси OX θ_0 . Рассмотрим конечное число n собственных форм колебаний и введем обозначения:

$$x = \{x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)\}^T,$$

$$y = \{y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)\}^T.$$

Рассмотрим случай равномерного вращения колеса в горизонтальной плоскости. Перейдем к комплексным переменным и введем вектор $z = x + iy$ (где x – действительная часть комплексного числа, а y – мнимая). Обозначив через $\bar{z}$ вектор комплексно сопряженный к z , кинетическую энергию системы запишем в виде:

$$T = \frac{1}{2} \dot{z}^{-T} (m_k + J_k + (m_k + m_0)) \dot{z} + \frac{1}{2} (J_0 + m_0 r_0^2) \dot{\theta}_0^2 - J_0 \dot{\theta}_0 \operatorname{Im}[\dot{z}^{-T} z] + m_0 r_0 \dot{\theta}_0 \operatorname{Im}[\dot{z}^T e^{-i\theta_0}]. \quad (1)$$

В то же время, считая, что тела качения в количестве N являются материальными точками, примем за обобщенные координаты компоненты вектора скорости его вращения z и углы для каждого из них θ_j , $j = 0 \dots N$. Выражения кинетической T и потенциальной Π энергий примут вид

$$T = \frac{1}{2} \left(\dot{z}^{-T} (m_k + J_k + \sum_{j=0}^N m_j) \dot{z} + J_0 \dot{\theta}_0^2 + \sum_{j=0}^N m_j r_j^2 \dot{\theta}_j^2 - 2 J_0 \dot{\theta}_0 \operatorname{Im}[\dot{z}^{-T} z] + \sum_{j=1}^N 2 r_j m_j \dot{\theta}_j \operatorname{Im}[\dot{z}^T e^{-i\theta_j}] \right); \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} m_k \dot{z}^{-T} z. \quad (3)$$

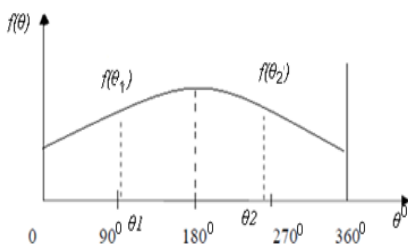


Рис. 4. График функций угла.

Используя выражения (1) и (3), запишем уравнения Лагранжа 2-го рода для рассматриваемой системы без тел качения:

$$\begin{cases} (m_k + J_k + (m_k + m_0)) \ddot{z} + (2iJ_0 \dot{\theta}_0) \dot{z} + \\ + (m_k + iJ_0 \ddot{\theta}_0) z = m_0 r_0 (\dot{\theta}_0^2 - i\ddot{\theta}_0) e^{i\theta_0} \\ (J_0 + m_0 r_0^2) \ddot{\theta}_0 + m_0 r_0 \text{Im}[\dot{z}^T e^{-i\theta_0}] + \\ + iJ_0 \text{Im}[z^{-T} z] = M_0, \end{cases} \quad (4)$$

где M_0 – внешний вращающий момент, приложенный к колесу.

При исследовании стационарных режимов предполагаем, что колесо вращается с постоянной угловой скоростью $\dot{\theta}_0 = \omega$, и тогда можно записать это выражение в новой форме векторной переменной $w = ze^{-i\omega t}$.

При нейтральном режиме вращения колеса, который характеризуется начальной стадией его вращательного движения, примем допущение, что при некоторых значениях он является постоянным $w = w_* = \text{const}$, и уравнение (4) можно записать в следующем виде:

$$(\omega(i - \omega) - \omega^2(m_k + (J_k + 2J_0)))w_* = m_0 \omega^2. \quad (5)$$

Преобразовав уравнение (5), в итоге получим соотношение зависимости массы дисбаланса от приведенной массы колеса при отсутствии балансировочных тел качения:

$$m_0 = w \left(\frac{i}{\omega} - 1 - J_k - 2J_0 - m_k \right). \quad (6)$$

Рассмотрим теперь нейтральные режимы вращения колеса, когда на нём будут расположены тела качения, при которых осевая линия его центра вращения и углы, описывающие положение балансировочных тел качения, сохраняют постоянное положение во вращающейся системе координат. Для нахождения зависимости массы тел качения и их количества от массы дисбаланса в систему (6) введем следующие допущения

$$\dot{w} = \dot{w} = 0, \ddot{\theta}_j = \dot{\theta}_j = 0, w = w_* = \text{const},$$

$$\theta_j = \theta_j^* = \text{const}.$$

В результате получаем:

$$\begin{cases} ((i - \omega)\omega - (J_k + 2J_0)\omega^2 - m\omega^2)w_* = \\ = \omega^2 \left(\sum_{j=0}^N m_j r_j e^{i\theta_j^*} \right) \\ \text{Im}[(w_*^T a) e^{-i\theta_j^*}] = 0, j = 1 \dots N. \end{cases} \quad (7)$$

Полагая, что $w_* = 0$, из первого уравнения системы (7) выводим зависимость:

$$\sum_{j=0}^N m_j r_j e^{i\theta_j^*} = 0. \quad (8)$$

Эта зависимость означает, что центр тяжести системы, образованной балансировочными телами качения и дисбалансом, лежит в точке O , характеризующей центр вращения колеса. Тогда предположим, что все тела качения имеют одинаковую массу m_j и расположены на одинаковом расстоянии r_j от центра вращения колеса. В таком случае можно определить количество тел качения, необходимых для уравновешивания дисбаланса диска по условию $m_{00} r_{00} \leq 2m_j r_j$.

На основании изложенного можно считать, что представленные уравнения, записанные для вращающегося колеса, могут быть использованы при изучении явления дисбаланса для любых конструкций лопастных вентиляторных колес, используемых в системах охлаждения силовых установок тепловозов.

Известно, что дисбалансы колеса в соответствующих плоскостях коррекции выражаются комплексными числами:

$$\begin{aligned} \overline{m_0} &= m_0 (\cos \theta_0 + i \sin \theta_0); \\ \overline{m_1} &= m_1 (\cos \theta_1 + i \sin \theta_1), \end{aligned} \quad (9)$$

где m_0, m_1 – дисбалансная масса и масса тел качения в плоскости OXY ;

θ_0 – угол, определяющий место расположения дисбалансной массы в плоскости OXY ;

θ_1 – угол, определяющий положение тел качения в плоскости OXY .



Введя угол поворота дисбаланса относительно тел качения, текущий дисбаланс колеса в сборе в зависимости от угла при известных значениях m_θ, m'_j можно определить по формулам:

$$\begin{cases} \overline{m}_0(\theta_1) = m_0(\theta_1)[\cos \theta_0(\theta_1) + i \sin \theta_0(\theta_1)], \\ \overline{m}'_j(\theta_1) = m'_j(\theta_1)[\cos \theta_j(\theta_1) + i \sin \theta_j(\theta_1)], \end{cases} \quad (10)$$

где $m_\theta(\theta_1), m'_j(\theta_1)$ — значения дисбалансной массы и массы тел качения в зависимости от угла в плоскости ОХУ;

$\theta_0(\theta_1), \theta_j(\theta_1)$ — углы, характеризующие места расположения дисбалансной массы и расположения тел качения относительно плоскости ОХУ.

Далее, считая известными значения $m_\theta(\theta_1), m'_j(\theta_1)$, сформируем функцию по условиям оптимизации взаимного положения тел качения относительно дисбаланса. Для такой функции необходимо выполнение двух условий:

$$f(\theta_1) = (m_0 + m'_j) \rightarrow \max;$$

$$f(\theta_1) = |m_0 - m'_j| \rightarrow \min. \quad (11).$$

Для поиска максимума функции $f(\theta)$ были исследованы ее изменения при различных углах θ_j в пределах от нуля до 360° (рис. 4).

Из графика видно, что для исключения дисбаланса лопастного колеса вентилятора необходимо, чтобы тела качения были расположены по отношению друг к другу под углом $\theta_j = 180^\circ$. При изменении окружной скорости вращения колеса угол θ_j будет в автоматическом режиме корректироваться, что и обеспечит надежную динамическую балансировку последнего.

Вычислим собственную массу подвижного груза (сферических тел качения), расположенных подвижно в пустотелом кольце 5 (см. рис. 3). На практике вентиляторные колёса систем охлаждения воды и масла тепловозов ТЭП70 подвергают статической балансировке, где допустимый дисбаланс порядка $230 \text{ г} \cdot \text{см}$. Избыточный дисбаланс устраняют приваркой грузов. В рассматриваемом случае такие грузы выполнены в виде сферических тел качения, расположенных в пустотелом

кольце, который жёстко закреплён на торцевых поверхностях лопастей вентиляторного колеса с наружным диаметром 200 см [8].

Масса одного тела качения сферической формы (примем диаметр 30 мм):

$$G_{\text{тел.кач.}}^1 = V\gamma = \frac{1}{6}\pi \cdot d^3 \gamma = \frac{1}{6} 3,14 \cdot 3,0^3 \cdot 7,8 = 110,2 \text{ гр.} \quad (12)$$

Общее количество тел качения сферической формы на одном вентиляторном колесе:

$$n = \frac{G_{\text{груз}}}{G_{\text{тел.кач.}}^1} = \frac{1157,1}{110,2} = 10,5, \quad (13)$$

где $G_{\text{груз}}$ — собственный вес уравнивающего груза.

Берем 11 шариков диаметром 30 мм. В итоге для изготовления пустотелого кольца 5 (см. рис. 3) по ГОСТ 10704-91 выбираем стальные трубы электросварные с наружным диаметром $D_{\text{н}} = 35 \text{ мм}$ и толщиной стенки $s = 1,4 \text{ мм}$, материал Ст3 по ГОСТ 380-94 [9]. Получаем конструкцию [6], устраняющую дисбаланс вентиляторного колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жилин Г. А., Маликов Г. А., Кирнарский А. А. Пассажирский тепловоз ТЭП70. — М.: Транспорт, 2003. — 423 с.
2. Эксплуатация и техническое обслуживание подвижного состава: Учеб. пособие / Под ред. В. А. Гапановича, В. И. Киселева, И. К. Лакина. — М.: «ИРИС групп», 2012. — 576 с.
3. Кузьмич В. Д., Руднев В. С., Просвилов Ю. Е. Локомотивы. Общий курс: Учебник. — М.: УМЦ по образованию на ж. д. транспорте, 2011. — 582 с.
4. Данковцев В. Т., Киселев В. И., Четвергов В. А. Техническое обслуживание и ремонт локомотивов: Учебник / Под ред. В. А. Четвергова, В. И. Киселева. — М.: УМЦ по образованию на ж. д. транспорте, 2007. — 558 с.
5. Михальченко Г. С., Кашников В. Н., Коссов В. С., Симонов В. А. Теория и конструкция локомотивов: Учебник / Под ред. Г. С. Михальченко. — М.: Маршрут, 2006. — 584 с.
6. Решение ФИПС о выдаче патента РФ на изобретение по заявке № 2014110477/11 от 12.02.2015 г.
7. Башта Т. М., Руднев В. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник 3-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 2004. — 420 с.
8. Филонов С. П., Гибалов А. И., Никитин Е. А. Тепловоз ТЭП116. — 3-е изд., переработ. и доп. — М.: Транспорт, 1996. — 334 с.
9. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. — М.: Машиностроение, 2008. — 349 с.

Координаты авторов: **Киселев В. И.** — kiselev40@mail.ru, **Сливинский Е. В.** — evgeni_sl@mail.ru, **Радин С. Ю.** — radin81@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 19.10.2015, принята к публикации 13.01.2016.