

Исследование динамических характеристик несущих ферм покрытия при выносе вентиляционного оборудования на кровлю цеха

Г.В. Воронкова, В.В. Габова, О.В. Душко, Г.А. Торгашин

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград

Аннотация: В работе рассматривается исследование динамических характеристик фермы покрытия. Из-за изменения на предприятии технологического регламента возникла необходимость установки дополнительного вентиляционного оборудования с его выводом на крышу цеха. Проведенное исследование показало, что для обеспечения безопасной работы в конструктивной схеме несущих конструкций необходимо организовать дополнительные узлы. Динамическая нагрузка на несущие конструкции создается работой вентиляционного оборудования. Определен спектр собственных частот колебаний. Значения этих частот сравнивались с частотой вынужденных колебаний вентиляторов. Построены графики изменения спектра собственных частот при достижении вентиляторами рабочей частоты. Согласно графику, при совпадении частоты движущей силы с частотой собственных колебаний резко возрастают силы инерции, что свидетельствует о прохождении резонансной зоны. Было проведено исследование изменения динамических сил из-за дисбаланса ротора. Была вычислена величина зазора, возникающего при износе подшипников, при котором произойдет разрушение опорного элемента фермы.

Ключевые слова: собственные колебания, вынужденные колебания, частоты, резонанс, ферма.

Изменение технологического регламента в цеху, привело к изменению расположения в нем различного оборудования и возникновению новых статических и динамических нагрузок, которые не учитывались при проектировании несущих конструкций [1,2]. В рассматриваемом случае в цеху было необходимо поставить дополнительное вентиляционное оборудование при отсутствии места под него. Поэтому было принято решение разместить вентиляторы на кровле с опиранием на элементы ферм покрытия. Исследование показало, что для обеспечения безопасной работы оборудования необходимо изменить расчетную схему несущих конструкций с организацией дополнительных узлов на которые оно опирается. Эта трудная задача усложнялась тем, что по требованию Заказчика все работы должны проводиться без остановки технологического процесса в цеху.

Расчетная схема была изменена путем организации шпренгеля. Вентиляционное оборудование устанавливается через опорные стойки непосредственно на ферму. Причем, дополнительные узлы в ферме организованы таким образом, чтобы центр тяжести от вентиляторов располагается над осью колонны, чтобы исключить появления эксцентриситета, чтобы колонна продолжала работать как центрально сжатый элемент.

При динамическом расчете стержневых систем обычная расчетная схема может дать очень грубый результат, так как кубический полином, описывающий деформационное состояние стержня, уже не является решением дифференциальных уравнений колебаний [3,4].

Для решения дифференциального уравнения динамики

$$Mz''(t) + Cz'(t) + Kz(t) = q(t), \quad (1)$$

где M – матрица масс, C – матрица демпфирования, K – матрица жесткости системы, $z''(t)$, $z'(t)$, $z(t)$ – векторы узловых перемещений, скоростей и ускорений в момент времени, $q(t)$ – нагрузка, соответствующая моменту времени. Из рассмотрения уравнения (1) как системы обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами следует, что аппроксимировать скорости, ускорения и перемещения можно конечно-разностными выражениями в перемещениях [5,6]. Для ускорений в момент времени t , используя модифицированный метод центральных разностей, можно записать

$$z''(t) = \frac{z(t + \Delta t) - 2z(t) + z(t - \Delta t)}{\Delta t^2}. \quad (2)$$

Ошибка вычислений по формуле (2) имеет порядок Δt^2 , и для вычисления скоростей и перемещений с ошибками того же порядка необходимо использовать выражения

$$z'(t) = \frac{z(t + \Delta t) - z(t - \Delta t)}{2\Delta t}, \quad (3)$$

$$z(t) = \frac{z(t + \Delta t) + z(t - \Delta t)}{2}. \quad (4)$$

Подставляя выражения (2), (3) и (4) в выражение (1) и определяя вектор $z(t + \Delta t) + z(t - \Delta t)$, получаем следующую систему уравнений

$$\left[\frac{2M}{\Delta t^2} + \frac{C}{\Delta t} + K \right] (z(t + \Delta t) + z(t - \Delta t)) = 2 \left(q(t) + \frac{2M}{\Delta t^2} z(t) + \frac{C}{\Delta t} z(t - \Delta t) \right). \quad (5)$$

Следующие перемещения определяются по ранее найденным перемещениям путем решения системы уравнений (5). Решение стержневой конструкции ведем методом конечных элементов при этом реальная система с бесконечным числом степеней свободы заменяется системой с конечным числом степеней свободы. Для исследования свободных колебаний конструкций приводим распределенную массу к узлам (рис.1).

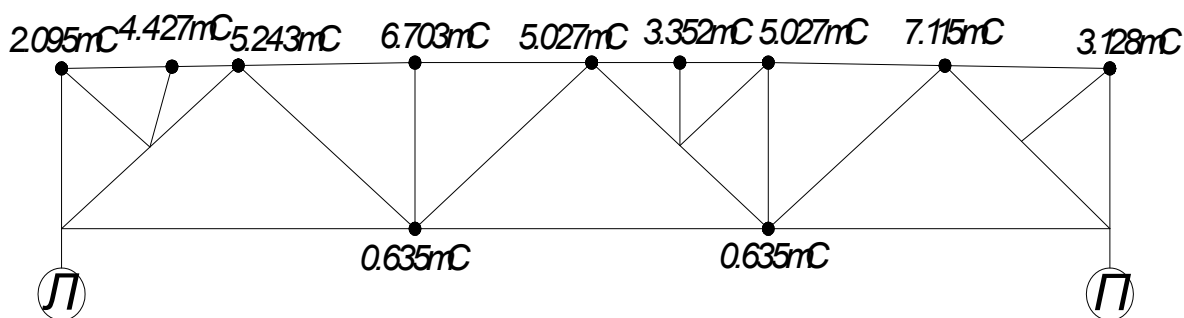


Рисунок 1 – Расположение масс в расчетной схеме фермы

Установленный на сооружении двигатель из-за неуравновешенности ротора, масса которого имеет относительно оси вращения эксцентриситет e за счет износа подшипников, будет вызывать появление центробежных сил инерции. Величина зазора переменна и может меняться от 0 до величины, при которой произойдет разрушение конструкции. Также вибрационные нагрузки могут возникнуть и от разбалансировки лопастей вентилятора. При этом амплитудное значение вынуждающей силы будет суммой двух величин. Учитывая, что при поставке оборудования все вращающиеся элементы сбалансированы, можно всю массу вентилятора сосредоточить на оси вращения. При этом эксцентриситет $e=0$.

Износ подшипников предопределяет смещение массы от оси вращения. Таким образом, эксцентриситет определяется величиной зазора между внешней обоймой и шариками. Центробежную силу инерции с учетом эксцентриситета рассчитываем по формуле:

$$I = e \cdot \omega^2 \cdot m,$$

где e – эксцентриситет вращающейся массы, m – масса двигателя.

Исследование влияния эксцентриситета на величину инерционных сил выполнено в диапазоне $0 \leq e \leq 2,9$ мм. Центробежная сила инерции при $e=1,41$ мм, $F=1,716$ тс. Таким образом, амплитудное значение вынуждающей силы примет вид:

$$F(t) = 1,716 \cdot \sin \theta \cdot t,$$

где θ - частота возмущающей силы.

После подсчета инерционных сил были выбраны их максимальные значения (узлы 6, 7, 16) и рассмотрим влияние на них неуравновешенной массы [7,8]. Был подсчитан спектр первых 30 частот. Всего при разгоне частота вынуждающей силы совпадает с частотой собственных колебаний по четырем частотам (табл.1). Следовательно, в этих значениях возможно возникновение резонанса при разгоне двигателя.

Таблица № 1

Значения собственных частот колебаний, совпадающих с частотой вынуждающей силы

№№	Частота вращения, рад/сек	Амплитудные значения вынуждающей силы, тС
3	25,78	0,04776
11	67,78	0,33015
16	111,68	0,89634
17	115,39	0,95688

На графиках (рис.2) приведены зависимости изменения величины инерционных сил от частоты вращения неуравновешенной массы. На каждом этапе частота колебаний вынуждающей силы считается фиксированной. По

оси Y значение инерционных сил в тс. По оси X – значения частоты возмущающей силы, в рад/сек. Каждая кривая соответствует определенному узлу.

По графику, можно заключить, что при совпадении частоты вынуждающей силы с частотой собственных колебаний, инерционные силы резко увеличиваются, что свидетельствует о прохождении зоны резонанса: при достижении частоты вынуждающей силы величины 25,78 рад/сек наблюдается резкий скачок инерционных сил (система колеблется в противофазе), в дальнейшем изменение инерционных сил происходит равномерно.

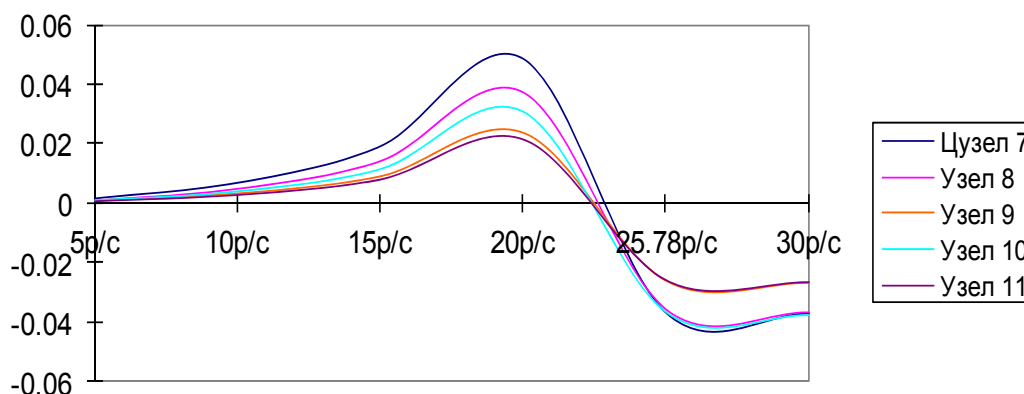


Рисунок 2 – Частота вынужденных колебаний совпадает частотой свободных колебаний 25,78 рад/сек

Для значения частоты свободных колебаний 67,78 рад/сек по первой и второй формам колебаний значительных изменений в процессе возрастания инерционных сил не наблюдается. По графикам 3-й и 4-й частоты (рис.3), можно заключить, что при достижении частоты вынуждающей силы значения 67,97 рад/сек наблюдается резкий скачок инерционных сил, в дальнейшем изменение инерционных сил происходит равномерно. На графике хорошо видно прохождение зоны резонанса. Максимальные инерционные силы возникают в узле 7.

Для значения частот вынужденных колебаний, совпадающих со значениями частот свободных колебаний 111,68 и 116,39 рад/сек по первой,

второй, третьей и четвертой формам колебаний, значительных изменений в процессе возрастания инерционных сил не наблюдается.

По графикам, можно заключить, что при достижении частоты вынуждающей значений частоты собственных колебаний 111,68 рад/сек в наблюдается увеличение инерционных сил, в дальнейшем изменение инерционных сил происходит равномерно [9,10].

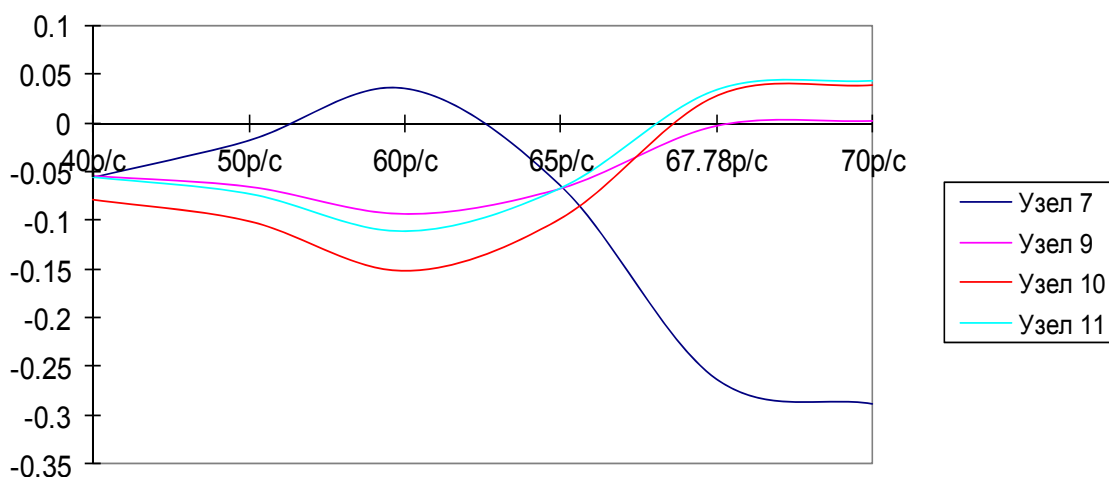


Рисунок 3 - Частота вынужденных колебаний совпадает частотой свободных колебаний 67,78 рад/сек

Выводы: При нарушении скорости разгона, когда по каким либо причинам, скорость продолжительное время остается меньше регламентированной, причем при небольших эксцентриситетах даже может совпадать с частотами свободных колебаний, возрастание внутренних усилий происходит медленно. Это объясняется большой разницей амплитудного значения вынуждающей силы и собственного веса конструкции.

При увеличении разбалансировки, когда эксцентриситет приложения вращающейся массы увеличивается до 2,9 мм, произойдет разрушение опорного раскоса фермы, что в свою очередь, вызовет обрушение конструкции покрытия в целом, так как данная ферма является статически определимой.

Литература

1. Демченко Д.Б., Касьянов В.Е. Оптимизационный метод статического расчета строительных конструкций с применением вероятностных законов с ограничениями // Инженерный вестник Дона, 2013 №2. URL: ivdon.ru/magazine/archive/n2y2013/1659.

2. Новоженин В.П., Карлина И.Н. К вопросу выбора защиты строительных конструкций на предприятиях с агрессивными средами // Инженерный вестник Дона, 2012, №4 (часть2). URL: ivdon.ru/magazine/archive/n4p2y2012/1248.

3. Ignatev, V.A., Ignatev, A.V. Reshenie ploskoy zadachi teorii uprugosti po metodu konechnyh elementov v forme klassicheskogo smeshannogo metoda (Plane problem solution of elasticity theory by the Finite Element Method in the form of classical mixed method), Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Seriya: Stroitelstvo i arhitektura, 2013, no.31-2 (50), pp. 337-343.

4. Игнатьев А.В. Основные формулировки метода конечных элементов в задачах строительной механики. Часть 3 / Вестник МГСУ. 2015. №1. С. 16-26.

5. Кукса Л.В., Евдокимов Е.Е. Концентрация напряжений в элементах конструкций из изотропных, анизотропных и поликристаллических материалов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. научн. ст. No3(29) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»; вып. 1.). С. 81-84.

6. Кукса Л.В., Евдокимов Е.Е. Исследование концентрации напряжений в элементах конструкций при различных видах напряженного состояния на основе построения физико-механических моделей структурно-неоднородных материалов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. научн. ст. No11(59) / ВолгГТУ.

– Волгоград, 2009. – (Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении»; вып. 3.). С. 123-127.

7. Klochkov Yu.V., Nikolaev A.P., Kiselyev A.P. The finite elements of a quadrilateral shape for analysis of shells taking into consideration a displacement of a body with rigid body modes / Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. 2011. № 3. С. 49-59.

8. Юшкин В.Н., Рекунов С.С. Расчет инженерных конструкций с использованием МКЭ в смешанной формулировке и в варианте метода перемещений / Материалы Международной научно-практической конференции «Эколого-мелиоративные аспекты рационального природопользования», Волгоград, 2017. С. 354-358.

9. Рекунов, С.С. Об оценке надёжности и восстановлении эксплуатационных качеств мостовых сооружений // Транспортные сооружения: Интернет-журнал. - 2016. - Т. 3, № 2. URL: t-s.today/PDF/07TS216.pdf.

10. Абрамян, С.Г. Assurance of environmental safety of conventional overhaul and reconstruction technologies for trunk pipelines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 451, № 1. International Conference on Construction, Architecture and Technosphere Safety (ICCATS 2018) 26-28 September 2018, South Ural State University, Russian Federation / eds Radionov A. A., Ulrikh D.V. – [Publisher: IOP Publishing Ltd], 2018. - 7 p. - URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/451/1/012225/pdf.

References

1. Demchenko D.B., Kas'yanov V.E. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2013, №2. URL:ivdon.ru/magazine/archive/n2y2013/1659
2. Novozhenin V.P., Karlina I.N. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2012, №4. (chast'2). URL:ivdon.ru/magazine/archive/n4p2y2012/1248



3. Ignatev, V.A., Ignatev, A.V. Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Seriya: Stroitelstvo i arhitektura, 2013, no.31-2 (50), pp. 337-343.

4. Ignat'ev A.V. Vestnik MGSU. 2015. №1. pp. 16-26.

5. Kuksa L.V., Evdokimov E.E. Izvestiya VolgGTU: mezhvuz. sb. nauchn. st. №3 (29). VolgGTU. Volgograd, 2007. (Seriya «Problemy materialovedeniya, svarki i prochnosti v mashinostroenii»; vyp. 1.). pp. 81-84.

6. Kuksa L.V., Evdokimov E.E. Izvestiya VolgGTU: mezhvuz. sb. nauchn. st. №11 (59) VolgGTU. Volgograd, 2009. (Seriya «Problemy materialovedeniya, svarki i prochnosti v mashinostroenii»; vyp. 3.). pp. 123-127.

7. Klochkov Yu.V., Nikolaev A.P., Kiselyev A.P. Structural Mechanics of Engineering Constructions and Buildings. 2011. № 3. pp. 49-59.

8. YUshkin V.N., Rekunov S.S. Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Ekologo-meliorativnye aspekty racional'nogo prirodoopol'zovaniya», Volgograd, 2017. pp. 354-358.

9. Rekunov, S.S. Transportnye sooruzheniya: Internet-zhurnal. 2016. T. 3, № 2. URL: t-s.today/PDF/07TS216.pdf.

10. Abramyan, S.G. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 451, № 1. International Conference on Construction, Architecture and Technosphere Safety (ICCATS 2018) 26-28 September 2018, South Ural State University, Russian Federation. Eds Radionov A. A., Ulrikh D.V. [Publisher : IOP Publishing Ltd], 2018. 7 p. URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/451/1/012225/pdf.