

ПРАКТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ГИБКИХ РОТОРОВ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИКИ

Технология балансировки по-прежнему относительно новая. Тридцать лет назад она была прежде всего частью квалифицированной торговли и часто была затенена. Сегодня достаточно ссылок литературы, напечатанных только за последние 20 лет об общей балансировке и балансировке гибких роторов, которые могли бы заполнить комнату, (Ref: N. Rieger). Большинство документов и других ссылок касаются теоретического вывода основанного на уравнениях на модели ротора Jeffcott. При росте размеров ротора в частности электрических генераторов на электростанциях, необходимо развивать не только теорию, но и практически балансировать эти роторы. Экономика производства требует внедрения роторов все более и более тонких, нижней и предельной жесткости конструкции, по отношению к его инерционному моменту массы эти роторы более сложно сбалансировать.

Первый, кто столкнулся с проблемой балансировки этих роторов были OEM-производителями. На двух разных берегах Атлантического Океана, были разработаны две основные балансирующие теории, известные как балансировка в «N» или «N + 2» балансирующих плоскостях и режимы работы ротора. Позже, с развитием микрокомпьютеров получил популярность метод коэффициента влияния среди сообщества электростанций и, несмотря на хороший опыт с обеих сторон спор, по поводу которого один дает лучшие результаты, остался открытым. В этой статье обзор методов «N» и «N + 2», включая примечания к коэффициентам влияния (IC) проводится с практической точки зрения. Вывод авторов состоит в том, что нет «лучшего» или «худшего» метода балансировки, только более или менее экономичный в данной ситуации, и ни один из них не удовлетворит каждый ротор. Также дано общее руководство какой метод следует использовать для достижения наилучших результатов в балансировке больших турбогенераторных установок.

ВВЕДЕНИЕ

Гибкие методы балансировки ротора, 1928 - 1984 (Ref: Rieger, дословно)

«Необходимость процедур балансировки гибких роторов возникла в период после Второй мировой войны, в основном благодаря быстрому увеличению размера вращающегося оборудования, используемого в производстве электроэнергии, химической обработке и авиационно-турбинной промышленности. Балансирующие технологии, необходимые для этих изменений в размерах оборудования были разработаны несколько ранее чем возникла потребность в оборудовании. Современный метод балансировки гибкого ротора можно проследить до патента 1928 г. Линн Ф. С. [3], который предложил модальный метод балансировки однопролетных гибких роторов. Метод коэффициента влияния можно проследить у Теарлу Е. Л. [1], который предложил процедуру для балансировки трех несущих турбогенераторных установок. DenHartog J. P. [4] описал эту процедуру для жестких роторов в своей известной книге.

Модальные методы были хорошо утверждены для балансировки ротора генератора, когда Groebel L. P. [5] написал описательное примечание об их использовании в 1952 году. Использование ортогональных соотношений в теории этой процедуры было описано Мелдалом А. [6] в 1954. Основные вклады в теорию модальной балансировки гибких роторов были сделаны Бишопом Р. Э., Гладуэлл Г. М., и Паркинсоном А.Г. в Англии, в классической серии работ [7] [8] [9] [10] [11] и др. Между 1959 и 1968 гг. Практическое применение этого метода в диапазоне (турбины, 2 Copyright © 2007 ASME генераторы, насосы, синхронные конденсаторы) сильно вращающегося оборудования было также продемонстрировано в Англии Муром [12] [13] [14] между 1964 и 1972 годами.

В течение этого периода другие модальные методы для балансировки жестких, квазижестких и гибких роторов были разработаны в Европе Федерном К. и

Келленбергером В. (Ref) [15] [16] [17] и Мива С. [18] в Японии. Эта процедура стала известна как всеобъемлющая модальная балансировка из-за диапазона типов роторов, к которым он был успешно применен. Значительные споры в окружении параллельной эволюции модальных процедур N и $N + 2$, возникающих в основном из вопросов, связанных с необходимостью коррекции (или устранения) режимов жесткого ротора. Разрешение этого вопроса, по-видимому, связано с жесткими режимами в процессе балансировки, и обсуждалось экстенсивно с примерами Ригера Н. Ф. и Шоу С. [19], и епископ Р.Е.Г. и Kellenberger W. [2] [17]. «Такие режимы должны быть скорректированы, когда ротор является жестким или квазижестким (Роторы класса 1 или класса 2 в спецификации ISO), но они обычно несущественны для гибких (класс 3) роторов в жестких режимах подтверждает некоторые авторы».

Это утверждение справедливо только теоретически и что остаточные дисбалансы незначительны и могут быть представлены только как концентрированный дисбаланс. Кроме того, такие заявления игнорируют влияние нависания роторов, то есть ротор генератора с большим дисбалансом со смещением средства балансировки.

На самом деле, ограничения способности локализовать дисбалансы объясняются на примере жесткого ротора. На этот ротор, различные дисбалансы действуют во множестве плоскостей. Невозможно с любым типом метода измерения анализировать эти плоскости дисбалансов для плоскости и выравнивать их прямо в их происхождении. Хотя самое близкое, что мы можем - измерять эти дисбалансы косвенно посредством измерением биений ротора и оценки эксцентриситета. В системе с роторно-пьедесталом возможна только сумма эффектов дисбаланса которые должны быть распознаны, например путем измерения несущих сил во время вращения, и этот эффект суммы может быть скомпенсирован балансировочными поправками в двух произвольно выбираемых балансировочных секциях. Остатки такой балансировки являются так называемыми «внутренними

моментами», которые показаны как область моментов. Существование этих внутренних моментов в жестком роторе не имеет значения для работы. Жесткий ротор не подвержен деформациям, вызванным центробежной силой и массовым перемещениям, которые могут привести к изменению условий балансировки.

Важно иметь в виду, что дисбаланс напрямую не поддается измерению; только их эффекты могут быть распознаны и что все теории балансировки основаны на двух основных предположениях: 1) Реакция ротора на дисбаланс линейна (например, в роторе Джеффкотт). Это означает, что реакция ротора на приложенное возбуждение (дисбаланс) основана исключительно на его линейном упругом ответе; 2) Дисбалансы достаточно малы, поэтому они удовлетворяют приведенному выше утверждению. Это означает, что дисбаланс вызывает деформацию в линейном диапазоне упругости ротора.

Конечно, термин «жесткий» является упрощенной абстракцией. Переход от жесткого к эластичному ротору, а также переход между массой и вращательными осевыми линиями является нечетким (плавным). Только когда самая низкая критическая скорость намного выше максимальной скорости работы, вал ведет себя как твердое тело.

В отличие от жесткого ротора, внутренние моменты на эластичном роторе вызывают зависящие от скорости деформации, которые очень хорошо влияют на условия балансировки и поведение при движении. Таким образом, задачей процесса балансировки таких роторов является уменьшение внутренних моментов, которые, как правило, могут выполняться только в более чем двух плоскостях балансировки.

Балансирование в ограниченном числе плоскостей приведет только к приближению, а не к идеальному условию, и обеспечит выполнение допусков линейности, тогда качество этого приближения решительно зависит от исходного условия: чем меньше

исходный дисбаланс, тем лучше результат, Проблема и, следовательно, возникает спор между сторонниками и противниками различных методов балансировки из-за необходимости использования разных балансировочных машин для того, чтобы использовать тот или иной метод (необходимо измерить силы на балансировочных постах).

Гудман [20] дал основополагающую теорию метода Коэффициент влияния в форме, подходящей для балансировки как жестких, так и гибких роторов в 1962 году, и он написал первую компьютерную программу для балансировки коэффициентов влияния гибких роторов в то время. В отчете Гудмана также содержится теория как метода так называемой Точной Точечной скорости, так и метода Коэффициента влияния наименьших квадратов. Lund JW and Tonnesen J. [21], Rieger NF [22], Tessazik et al. [23], Badgely RH and Rieger NF [24] и другие способствовали дальнейшему развитию этой процедуры с 1964 года. Метод коэффициента влияния появился как первая компьютеризированная процедура балансировки. Компьютерная программа выполняет эффективно организованную последовательность операций с использованием данных пробного весового ответа, для определения необходимых корректирующих весов и фазовые углы, в указанных местах баланса. "

Самая большая проблема, возникающая при балансировании с использованием метода влияния влияния (IC), заключается в том, что ротор проявляет нелинейное поведение пружины. В этом случае учитываются только опыт и диагностическая способность.

Модальный метод и метод коэффициента влияния были объединены в единую процедуру, известную как Единый метод балансировки Дарлоу, Смолли и Паркинсоном [25] [26]. Дальнейшая оптимизация этого метода была выполнена Зорзи [27], используя модальные процедуры для оптимизации процесса коррекции

коэффициента влияния и Kanki et al. [29] с использованием метода оптимизации LMI и модальных пробных весов.

Несмотря на развитие различных методов гибкой балансировки ротора, большинство проблем с трудно сбалансированными роторами, будь то в заводской среде, балансировка роторов соло в высокоскоростном балансировочном средстве (бункере) или в собранном роторном поезде на электростанции, являются из-за «контролируемого начального дисбаланса» роторов. ANSI S2.42-1982 гласит: «Контролируемый начальный дисбаланс» - это начальный дисбаланс, который был сведен к минимуму путем индивидуальной балансировки компонентов и / или тщательного внимания к проектированию, изготовлению и сборке ротора (роторов).

Лучший метод балансировки, проверенный авторами в балансовом объекте, который также дает результат значительной минимизации, если не устранять необходимость последующей балансировки в поле после соединения роторов, основан на экспериментальном методе, выполненном Зорзи [27]

Балансируя несколько сотен роторов всех размеров и различные гибкости в бункере, авторы использовали различные методы балансировки. Было обнаружено, что, когда ротор имеет приемлемые эксцентриситеты, основанные на ISO 1940, становится совершенно неуместным, какой метод балансировки используется. В большинстве случаев достаточно простых балансировочных плоскостей «N» с окончательной обрезкой при 3600 об / мин.

Когда ротор полужесткий и поклонился, лучшим способом является балансировка в трех плоскостях, одна плоскость как можно ближе к максимальному местоположению лука и двум другим плоскостям на внешних концах. Это должно также относиться к низкоскоростной балансировке ротора, если только оно не является абсолютно жестким, или если эксцентриситеты минимизированы и

контролируются до балансировки, например, балансировка роторов и компрессоров многодисковых газовых турбин.

При работе с гибким ротором выяснилось, что для того, чтобы сэкономить время в бункере и количество балансировочных прогонов, для балансировки очень полезно иметь визуальное представление распределения эксцентриситета, оцененного ротором. Количество балансировочных плоскостей на роторе в бункере должно быть равно числу режимов ротора, включая режимы спуска вала в диапазоне скорости до превышения скорости. Это приводит к плоскостям $N + 2$. Крайне важно отметить, что новая осевая линия массы должна быть сведена к минимальному эксцентриситету от вращающейся осевой линии связанного ротора.

В случае гибкого ротора с большим распределенным эксцентриситетом в эксперименте было установлено, что при разрешении минимального режима ротора необходимо использовать плоскости балансировки $N + 2$.

Балансирующие плоскости, выбранные таким образом, затем используются для распределения корректирующих весов для самого низкого режима ротора. Это предотвратило бы деформацию гибкого ротора, который обычно возникает, когда концентрированные грузы в уменьшенном количестве плоскостей балансировки используются во время балансировки в установке баланса. На остальных этапах, когда балансировка более высоких режимов, используя метод «N» или «N + 2», становится абсолютно неактуальной.

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА

Почти все теоретические ссылки на «Балансирование» основаны на модели ротора Джеффкотт, которая основана исключительно на «упругом ответе на дисбаланс». Эти теории могут быть подтверждены экспериментально на роторе модели Джеффкотта в испытательной установке. На практике проблема заключается в том,

что роторы не являются типом Джеффкотта, и очень часто их «контролируемый первичный дисбаланс» (ANSI) не является удовлетворительным по разным причинам.

Что касается теоретических результатов, сегодня более полезно исследовать FE-модель реального ротора, а не полагаться на 80-летнюю теорию Джеффкотта, которая исключает жесткий роторный режим, в основном из-за различной природы и предсказательной способности моделей.

В заводских условиях при производстве новых роторов несколько факторов могут влиять на «начальный дисбаланс», механическую обработку, а также допуски на сборку и ошибки обработки. Они создают «массовый дисбаланс», т. е. Создают эксцентриситет между осью вращения и центральной осью или геометрической осью, которые превышают пределы (ISO 1940), и при которых режим жесткого ротора, возбуждаемый «массовыми дисбалансами», становится актуальным при коррекции «реакции упругого дисбаланса» », используя модальные методы балансировки, как показано ранее. (В результате использования метода N балансирующих плоскостей)

В среде сервисного цеха, где роторы приходят на ремонт после многих лет эксплуатации, могут быть дополнительные источники «массового дисбаланса», луков, ошибок обработки в полевых условиях (как правило, от режущих или полировальных журналов) или от деформации муфт. Все эти источники «массового дисбаланса» являются геометрическими и могут быть обнаружены и измерены путем тщательной настройки и измерения МДП ротора в токарном станке перед балансировкой.

Затем показания TIR должны быть математически оценены для $1xrev$. эксцентриситет с использованием соответствующего программного обеспечения для сравнения с пределами эксцентриситета, указанным в ISO 1940.

Сама оценка - это больше искусства, чем науки, из-за различных эффектов эксцентриситетов в разных осевых местоположениях и распределения амплитуд вдоль ротора. Насколько важны эксцентриситеты для каждого ротора, и обычно является субъективным и частью требований к контракту на обслуживание. Оценка эксцентриситета и коррекция перед балансировкой необходимы, чтобы избежать грубых недостатков, возникающих в процессе балансировки, и заранее решить недостижимые требования (ANSI S2.42-1982 p1).

Исходя из оценки эксцентриситетов и ожидаемого «остаточного отклика дисбаланса», ротор либо исправляется путем механической обработки, либо он сбалансирован модифицированным «Унифицированный метод модальной балансировки» или комбинация методов IC и $N + 2$ в зависимости от линейности ротора ответа.

Список литературы

1. Thearle, E. L., "Dynamic Balancing of Rotating Machinery in the Field." General Electric Co., APM56-19, Schenectady, New York, 1935.
2. Bishop R.E.G and Parkinson A.G., "On the Use of Balancing Machine for Flexible Rotors", Journal of Engineer for Industry, May 1972 pp 561-576
3. Linn, F. C., "Method and Means for Balancing Rotors." U.S. Patent 1,776.125. September 16, 1930. Filed September 28, 1928. U.S. Patent Office, Wash. D.C.
4. DenHartog, J.P., Mechanical Vibrations, McGraw Hill Book Company, 4th Edition, 1956.
5. Groebel, L.P., "Balancing Turbine-Generator Rotors," General Electric Review, Vol. 56, No. 4, pp. 22-25, July (1953). Also see Vol. 59, pp. 2-7 (1956).
6. Meldahl, A., "Auswuchten elastischer rotoren," A. angew. Math U. Mech. 34, pp.8-9 (1954).
7. Bishop, R.E.D. and G.M.L. Gladwell, "The Vibration and Balancing of an Unbalanced Flexible Rotor," J. Mech. Eng. Sci., 1, 66-77 (1959).
8. Gladwell, G.M.L. and R.E.D. Bishop, "The Vibration of Rotating Shafts Supported in Flexible Bearings," J. Mech. Eng. Sci., 1, No. 3, 195 (1959).
9. Bishop, R.E.D. and Parkinson, "On the Isolation of Modes in the Balancing of Flexible Shafts," Proc. Inst. Mech. Eng., 177, No. 16 (1963).
10. Parkinson, A.G. and R.E.D. Bishop, "Residual Vibration in Modal Balancing," J. Mech. Eng. Sci., 7, No. 1 (1965).
11. Parkinson, A.G., "The Balancing of Flexible Rotors,"

Proc. Dynamics of Rotors Symposium, International Union of Theoretical and Applied Mechanics, Lyngby, Denmark, 1974.

12. Moore, L.S. and E.D. Dodd, "Mass Balancing of Large Flexible Rotors," GEC J. Sci. Technol., 31, No. 2 (1964).

13. Moore, L.S., "Balancing of Large Turbine Rotors," Trans. Inst. Maring Eng. (London) 81 (1969).

14. Moore, L.S., "The Significance of Anisotropy of Support Conditions When Balancing Very Large Flexible Rotors," Proc. Inst. Mech. Eng. Conf. on Vibrations in Rotating Systems, London, February 14-15, 1972.

15. Federn K., "Fundamentals of Systematic Vibration Elimination from Rotors with Elastic Shafts," VDI Ber., 24 (1957).

16. Kellenberger, W. "Balancing Flexible Rotors on Two Generally Flexible Bearings," Brown Boveri Rev. 54, No. 9, 603 (1967)

17. Kellenberger, W. , "Should a Flexible Rotor be Balanced in N or (N+2) Planes?" Trans. ASME, J. Eng. For Ind., 94, No 2 (1972).

18. Miwa, S., "Balancing of a Flexible Rotor: First Report." Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. 37, No. 297 (1971) (in Japanese).

19. Rieger, N.F. and S. Zhou, "Comparison of Effectiveness of Several Balancing Methods for Flexible Rotors," Proceedings, IFToMM Conference on Rotordynamic Applications in Power Plants, Rome, Italy, 1982.

20. Goodman, T.P., "Least Squares Program for Computing Balance Corrections." General Electric Co. Rpt. No 61GL46, Feb. 15, 1961.

21. Lund, J.W. and J. Tonnesen, "Analysis and Experiments on Multi-Plane Balancing of a Flexible Rotor," ASME Third Vibrations Conference, Toronto, Canada, 1971, Paper 71-Vibr-89, 1971.
22. Rieger, N.F., "Computer Program for Balancing of Flexible Rotors," Mechanical Technology Inc., Report 67TR68, Sept. 1967.
23. Tessarzik, J.M., Badgely, R.J., Anderson. W.J., "Flexible Rotor Balancing by the Exact Point-Speed Influence Coefficient Method," Jnl. Engr. For Industry, Trans. ASME, Series B. Vol. 94, No. 1, pp.148-158, February, (1972).
24. Badgely, R.H. and N.F. Rieger, "The Effects of Multi-Plane Balancing on Flexible Rotor Whirl Amplitudes," paper presented at Soc. Of Automative Eng. Automotive Engineering Congress and Exposition, Jan. 8-12, 1973.
25. Darlow, Smalley, Parkinson.
26. Darlow, Smalley.
27. Zorzi, "Balancing Flexible Rotors at Low Speed", (1979) NASA Tech Briefs MFS-28132
28. Racic, Z. and Dr. Baudong Sun, "Analysis and Solution for Abnormal Vibration Problems of Exciter," paper presented at MFPT Conference, 1998.
29. Kanki H.,Kawanishi M. and Ono K. " A New Balancing Method Applying LMI Optimization Method"
30. Hidalgo J, Dhingra A. " High Speed Balance of Rotors With Overhangs: When is Overhang Likely to Cause Problems" Journal of Testing and Evaluation, May 2006, Vol.34, No3.