

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ДИСБАЛАНСА ГИБКИХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

© 2008 Н.В. Корнеев

Тольяттинский государственный университет сервиса

В статье приводятся основные принципы, в соответствии с которыми выполняется балансировка гибких роторов, и методика оптимизации балансировки по критериям вибрационной надежности и трудоемкости, реализуемая с помощью динамического моделирования на персональном компьютере, для каждого конкретного ротора непосредственно в производственных условиях.

Существующие методы уравнивания гибких роторов отличаются, прежде всего условиями, в соответствии с которыми определяются балансировочные грузы. Вместе с тем, качество балансировки любым из способов находится в зависимости от количества плоскостей коррекции, их положения, частоты вращения при балансировке, значений некоторых балансировочных коэффициентов и т.д. Имеется, таким образом, целое семейство параметров, влияющих на эффективность балансировки, и задача оптимизации заключается в том, чтобы обеспечить максимальную эффективность процесса низкочастотной балансировки путем наиболее рационального подбора значений указанных параметров.

Важным оптимизационным параметром является число плоскостей коррекции, равное общему числу статических и динамических условий, в соответствии с которыми выполняется балансировка. Так, для ротора, работающего в диапазоне частот $0 \leq n \leq 4,5n_1^*$, необходимо четыре плоскости коррекции; в диапазоне $0 \leq n \leq 3n_1^*$ число этих плоскостей можно уменьшить до трех (n_1^* – первая критическая скорость ротора на жестких опорах) [1].

Наибольшая сложность при балансировке гибких роторов связана с потребностью в высокочастотных балансировочных стендах, оснащенных вакуумными камерами, современной виброизмерительной аппаратурой и вычислительной техникой. Только в этом случае могут быть замерены динамические реакции или прогибы, определены балансировочные коэффициенты и выполнены соответствующие условия балансировки. Эффективность

же известных способов низкочастотной балансировки носит статистический характер и не может служить гарантией надежной безвибрационной работы каждого отдельного изделия. Здесь важное исключение составляют роторы, распределение дисбалансов которых может быть найдено по результатам измерений на низкочастотных балансировочных станках. К ним относятся роторы центробежных компрессоров, работающих в системе агрегатов “Синтезгаз”, конструктивно выполненные в виде центрального вала, несущего 8 рабочих колес, установленных с натягом до 0,4 мм (на диаметре около 140мм) (рис. 1). Отношение максимальной рабочей частоты вращения ($n=11200$ об/мин) к первой критической частоте ($n_1^*=4200$ об/мин) составляет здесь 2,6. Для данного ротора достаточно 3...4-х плоскостей коррекции.

Технология балансировки таких роторов включает следующие операции:

1. Измерение дисбалансов \vec{A}_0 и \vec{B}_0 , центрального вала в плоскостях опорных подшипников.

2. Сборка первого промежуточного узла, состоящего из вала и одного из дисков, и измерение в тех же плоскостях дисбалансов \vec{A}_1 и \vec{B}_1 .

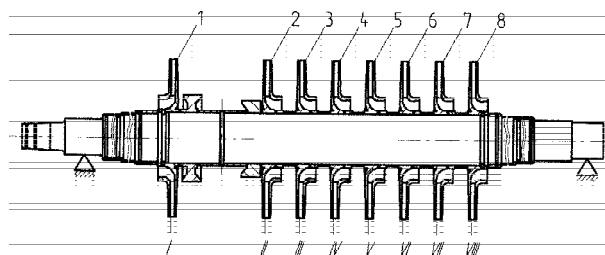


Рис. 1. Ротор центробежного компрессора системы агрегатов “Синтезгаз”

3. Операция 2 последовательно повторяется для второго узла, который состоит из двух дисков, затем для третьего, четвертого, и, наконец, последнего, N-го узла, представляющего уже окончательно собранный ротор.

4. По результатам измерения дисбалансов \vec{A}_k и \vec{B}_k ($k=0\dots N$) последовательно определяются:

а) проекции дисбалансов A_{ky}, A_{kz} и B_{ky}, B_{kz} на координатные плоскости YX и ZX, жестко связанные с ротором (ось X направлена по оси вращения);

б) проекции статических U_{ky}, U_{kz} и моментных V_{ky}, V_{kz} дисбалансов самих дисков:

$$U_{ky} = \Delta A_{ky} + \Delta B_{ky}; \quad U_{kz} = \Delta A_{kz} + \Delta B_{kz}; \quad (1)$$

$$V_{kz} = \Delta A_{ky} x_k - \Delta B_{ky} (l - x_k); \quad V_{ky} = \Delta A_{kz} x_k - \Delta B_{kz} (l - x_k), \quad (2)$$

где $\Delta A_{ky} = A_{ky} - A_{k-1,y}; \quad \Delta B_{ky} = B_{ky} - B_{k-1,y};$
 $\Delta A_{kz} = A_{kz} - A_{k-1,z}; \quad \Delta B_{kz} = B_{kz} - B_{k-1,z};$ k – номер балансируемого узла; x_k – расстояние от левой опоры до центра масс k-го диска. Таким образом, функция распределения дисбалансов становится полностью определенной.

Далее, в соответствии с принятыми условиями уравновешивания рассчитываются дисбалансы корректирующих масс. Приведем необходимые для этого формулы и уравнения, имея в виду следующие два метода балансировки:

А. Поэтапная динамическая балансировка (базовый вариант), включающая операции:

1. балансировка центрального вала;
2. балансировка 1-го промежуточного узла, включающего в себя вал и колеса 1, 2 (плоскости коррекции I и II, рис. 1);

3...5. последовательное повторение операции 2 для узлов, включающих: диски 1...4 (плоскости коррекции III и IV); диски 1...6 (плоскости V, VI); диски 1...8, т.е. окончательно собранный ротор (плоскости коррекции VII, VIII).

В этом случае динамический прогиб вызывается только моментными дисбалансами V_{ky}, V_{kz} и соответствующими им корректирующими массами.

Б. Динамическая балансировка (проектный вариант) с устранением прогибов в заданных точках p и q ротора, включающая операции:

1. измерение дисбалансов центрального

вала в заданных плоскостях А и В;

2. измерение дисбалансов в указанных плоскостях первого промежуточного узла (того же, что и в базовом варианте);

3...5. последовательное повторение операции 2 для второго, третьего и, наконец, четвертого узлов. На всех операциях выполняется только измерение, но не коррекция дисбалансов;

6. Расчет дисбалансов корректирующих масс в заранее назначенных (трех или четырех) плоскостях коррекции с помощью системы уравнений:

$$\begin{cases} \sum_i D_{iz} = -\sum_k U_{kz}; \\ \sum_i D_{iz} x_i = -\sum_k (U_{kz} x_k + V_{ky}); \\ \sum_i D_{iz} a_{pi} = -r_{pz}^{(0)}; \\ \sum_i D_{iz} a_{qi} = -r_{qz}^{(0)}, \end{cases} \quad (3)$$

где a_{pi}, a_{qi} – коэффициенты динамической податливости, найденные для максимальной угловой скорости вращения; $r_{pz}^{(0)}, r_{qz}^{(0)}$ – проекции динамического прогиба, возбуждаемого начальным дисбалансом.

Для определения динамических коэффициентов a_{pi}, a_{qi} решается следующая система уравнений:

$$\begin{cases} h_{ki} = \omega^2 \left[\sum_{k,j} m_j h_j \alpha_{kj} + S_i \alpha_{ki} \right]; \\ k, j = 1 \dots N, i = 1 \dots 4, \end{cases} \quad (4)$$

где S_i – единичный дисбаланс в одной из плоскостей коррекции; α_{ki}, α_{kj} – статические коэффициенты податливости. Искомые динамические коэффициенты будут при этом равны:

$$a_{pi} = h_{pi}; \quad a_{qi} = h_{qi}. \quad (5)$$

Прогибы, определяемые начальным дисбалансом, будут найдены по результатам решения другой системы уравнений:

$$\begin{cases} r_{kz}^{(0)} = \omega^2 \left[\sum_j (m_j r_j \alpha_{kj} + U_{jz} \alpha_{kj} + V_{jy} \beta_{kj}) \right]; \\ j, k = 1 \dots N, \end{cases} \quad (6)$$

где α_{kj}, β_{kj} – статические коэффициенты податливости.

Уравнения, аналогичные (3), (6), записываются и для плоскости YX, после чего определяются проекции корректирующих дисбалансов D_{iy} , а также модули и углы этих дисбалансов:

$$D_i = \sqrt{D_{iy}^2 + D_{iz}^2}; \quad \alpha_i = \arccos \frac{D_{iz}}{D_i}. \quad (7)$$

Наличие большого числа параметров, влияющих на качество балансировки, предопределяет необходимость оптимизации этого процесса.

В качестве критерия оптимизации принимаем коэффициент:

$$\gamma_m = r_k / r_{k0}, \quad (8)$$

где r_k, r_{k0} – динамические прогибы в точках $x = x_k$ отбалансированного и неотбалансированного роторов. При определении r_{kz} используются уравнения (6), в правые части

которых включаются суммы $\sum_i D_{iz} \alpha_{ki}$; про-

екции r_{ky} определяются аналогично. Кроме того, необходимо, чтобы минимальное значение коэффициента γ_k сочеталось с приемлемыми значениями дисбалансов корректирующих масс D_i . Это особенно важно, когда коррекция дисбаланса достигается за счет съема металла, поскольку резерв съема ограничен.

Быстродействие современных персональных компьютеров позволяет решать эту задачу для каждого конкретного ротора непосредственно в производственных условиях.

С целью повышения надежности получаемых результатов расчет Б дублируется путем применения двух методов расчета:

1. Расчет по методу сил с применением статических коэффициентов влияния.

2. Расчет по методу разложения динамического прогиба в ряды по собственным формам колебаний.

Расчет выполнялся по результатам практической балансировки роторов. Точка контроля прогибов выбрана на расстоянии 0,4l от левой опоры. Некоторые результаты приведены на рис. 2, на котором приводятся значения коэффициентов γ_m , найденные для максимальной угловой скорости вращения роторов. Здесь $\nu=1\dots 12$ обозначают различные сочетания условий, например изменение плоскостей коррекции, точек устранения динамических прогибов и др, по которым оп-

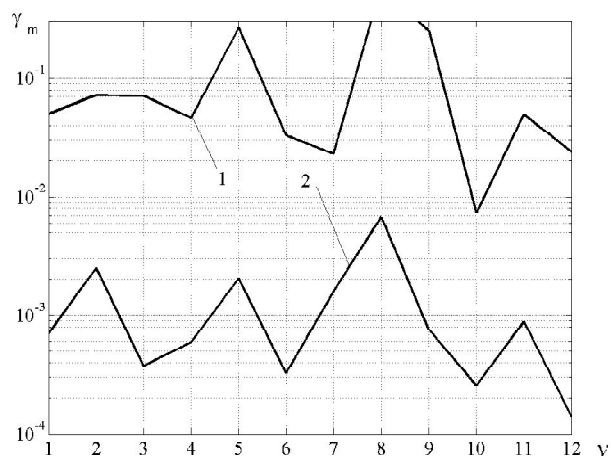


Рис. 2. Графики зависимостей γ_m по вариантам ν

для ротора 103J463B5, при $\omega_0 = 1170$ рад/с

ределялись дисбалансы корректирующих масс. Кривые “1” соответствуют здесь результатам, полученным по первому методу расчета, “2” – по второму методу.

Следует отметить, что значение коэффициента γ_m для базового метода А зафиксировано на уровне 0,2.

Более детальное исследование зависимостей γ_m для ротора при различных вариантах балансировки ν представлено на графиках (рис. 3). Здесь представлены поверхности, образуемые кривыми $\gamma_m(\omega)$ по каждому варианту ν , причем поверхность “1” получена расчетом по первому методу, а поверхность “2” – ко второму.

Из анализа приведенных результатов следует, что в большинстве случаев базовый метод А существенно уступает проектному

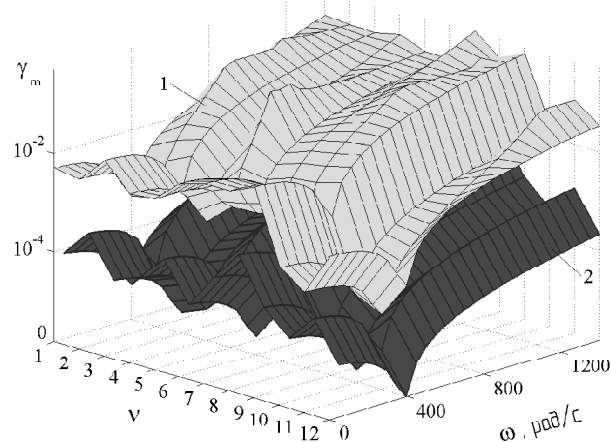


Рис. 3. Графики зависимостей $\gamma_m(\omega)$ по вариантам ν для ротора 103J463B5 при $\omega \in [0; \omega_0]$

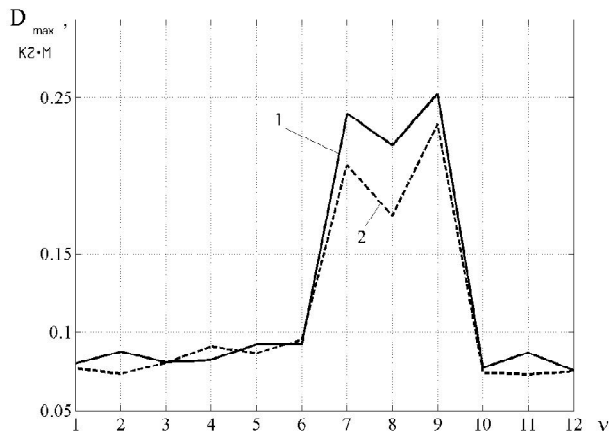


Рис. 4. Графики зависимостей D_{\max} по вариантам v для ротора 103J463B5 при $\omega_0 = 1170$ рад/с

методу Б, а оптимизация позволяет найти оптимальное сочетание параметров, при котором достигаются минимальные значения коэффициентов γ_m и, соответственно, максимальная эффективность уравнивания. Так, для ротора 103J463B5 оптимальным оказалось сочетание параметров №10. Следует отметить, что наблюдаемая разница между величинами $\gamma_m(\omega)$, полученными по первому и второму методам расчета не является принципиальной, т.к. оба метода расчета подтверждают значительное снижение динамических прогибов в среднем на 2...4 порядка.

Как уже указывалось, минимальное значение $\gamma_m(\omega)$ должно сочетаться с приемлемыми значениями дисбалансов корректирующих масс. На рис. 4, представлены графики зависимостей модуля максимального значения корректирующего дисбаланса D_{\max} , полученного по каждому варианту v для рассматриваемого ротора. Здесь кривая 1 получена по первому методу расчета, а кривая 2 – по второму.

Отсюда мы можем выбрать такое сочетание параметров балансировки, которому отвечают минимальные значения корректирующих масс. Кривые “1” и “2” на рис. 4 для всех вариантов v практически совпадают. Хорошая сходимость результатов расчета по первому и второму методам свидетельствует о высокой точности и надежности расчета.

Сравнивая результаты, полученные по обеим целевым функциям – коэффициентам эффективности балансировки и размерам корректирующих дисбалансов, можно определить оптимальные параметры коррекции для каждого ротора отдельно. Так, согласно рис. 2 и 4 для ротора 103J463B5 оптимальные параметры коррекции соответствуют 10 варианту.

Можно заключить, что оптимизация позволяет уверенно выбрать то сочетание параметров уравнивания, при котором достигаются минимальные трудоемкость коррекции и уровень вибрации, возбуждаемой начальным дисбалансом. Использование современных ПК, позволяет решать указанные выше задачи для каждого конкретного ротора непосредственно в производственных условиях, с высокой точностью и малыми затратами времени.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ № МК-5891.2006.8

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корнеев Н.В., Кустарев Ю.С. Управление дисбалансом высокоскоростных роторных систем. М.: Компания Спутник+, 2006.

MULTICRITERIA OPTIMIZATION OF THE BIAS OF FLOPPY SYSTEMS OF CURLS

© 2008 N.V. Korneyev

Tolyatti State University of Tools

In the article the main principles are resulted, according to which the balancing of floppy curls, and technique of optimization of balancing by criteria of vibrational reliability and complexity sold with the help of dynamic simulation on a PC, for each concrete curl directly under production conditions is fulfilled.