

УДК (621:62-755:62-251)(075.8)

ТЕХНОЛОГИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

© 2009 Н.В. Корнеев

Поволжский государственный университет сервиса, г. Тольятти

Поступила в редакцию 04.05.2009

В статье приводятся основные принципы, в соответствии с которыми выполняется балансировка гибких роторов, и технология их точной низкочастотной балансировки по показателям вибрационной надежности и трудоемкости.

Ключевые слова: технология, дисбаланс, балансировка, турбоагрегат, ротор.

Балансировка гибких роторов представляет значительную проблему для машиностроения. Основные положения теории балансировки в этом случае сводятся к следующему:

- наиболее эффективными являются методы балансировки, в которых комбинируются условия статического равновесия от сил, возбуждаемых дисбалансом, с некоторыми динамическими условиями. Таковыми могут быть: устранение некоторых собственных форм изгибных колебаний ротора из кривой динамического прогиба; устранение динамического прогиба в заданных точках и частотах вращения; устранение динамических реакций подшипников на некоторых частотах и др.;

- число плоскостей коррекции равно 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;

- влияние упруго-демпфирующих характеристик опор на качество уравновешивания сравнительно невелико: если какой-либо метод балансировки достаточно эффективен для ротора на жестких опорах, то его относительная эффективность сохраняется при переходе на упруго-податливые или упруго-демпфирующие опоры;

- критерием "гибкости" ротора является отношение:

$$\beta = (n/n_1^*)^2, \quad (1)$$

где n – максимальная эксплуатационная частота вращения; n_1^* – первая критическая скорость ротора на абсолютно жестких в радиальном направлении опорах. Обычно при $\beta \leq 0,5$ ротор даже при жестких требованиях к качеству балансировки, может еще рассматриваться, как жесткий, и

Корнеев Николай Владимирович, доктор технических наук, доцент кафедры социально-культурного сервиса. E-mail: niccuper@mail.ru.

балансируются на низких частотах с использованием только двух плоскостей коррекции.

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. Важное исключение составляют роторы, распределение дисбалансов которых может быть найдено по результатам измерений на низкочастотных балансировочных станках. К ним, в частности, относятся роторы, выполненные в виде центрального вала, несущего на себе ряд дисков (рис. 1).

Соответствующая технология включает следующие операции:

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

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

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 ($k=0...N$) 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:

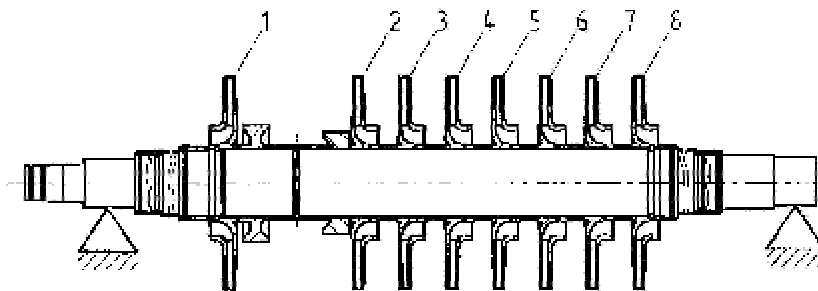


Рис. 1. Ротор центробежного компрессора системы агрегатов “Синтезгаз”

$$U_{ky} = \Delta A_{ky} + \Delta B_{ky}; \quad U_{kz} = \Delta A_{kz} + \Delta B_{kz}, \quad (2)$$

$$V_{kz} = \Delta A_{ky} x_k - \Delta B_{ky} (l - x_k); \quad V_{ky} = \Delta A_{kz} x_k - \Delta B_{kz} (l - x_k), \quad (3)$$

где $\Delta A_{ky} = A_{ky} - A_{k-1,y}$; $\Delta B_{ky} = B_{ky} - B_{k-1,y}$; $\Delta A_{kz} = A_{kz} - A_{k-1,z}$; $\Delta B_{kz} = B_{kz} - B_{k-1,z}$; 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. Балансировка по собственным формам колебаний в 4-х плоскостях коррекции:

$$\begin{cases} \sum_i D_{iz} = -\sum_k U_{kz}; \\ \sum_i D_{iz} x_i = -\sum_k (U_{kz} x_k + V_{ky}); \\ \sum_i D_{iz} \eta_1(x_i) = -K_{1z}; \\ \sum_i D_{iz} \eta_2(x_i) = -K_{2z}, \end{cases} \quad (4)$$

где

$$K_{1z} = \sum_k [U_{kz} \eta_1(x_k) + V_{ky} \eta_1'(x_k)];$$

$$K_{2z} = \sum_k [U_{kz} \eta_2(x_k) + V_{ky} \eta_2'(x_k)];$$

$\eta_1(x_k)$, $\eta_2(x_k)$ – собственные формы колебаний ротора; K_{1z} , K_{2z} – составляющие начального дисбаланса по указанным собственным формам.

В. Балансировка с устранением прогибов в заданных точках p и q ротора:

$$\begin{cases} \sum_i D_{iz} = -\sum_k U_{kz}; \\ \sum_i D_{iz} x_i = -\sum_k (U_{kz} x_k + V_{ky}); \\ \sum_i D_{iz} a_{pi} = -r_{pz}^{(0)}; \\ \sum_i D_{iz} a_{qi} = -r_{qz}^{(0)}, \end{cases} \quad (5)$$

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:

$$\begin{cases} h_{ki} = \omega^2 \left[\sum_{k,j} m_j h_j \alpha_{kj} + S_i \alpha_{ki} \right]; \\ k, j = 1 \dots N, i = 1 \dots 4, \end{cases} \quad (6)$$

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

$$a_{pi} = h_{pi}; \quad a_{qi} = h_{qi}. \quad (7)$$

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

$$\begin{cases} r_{kz}^{(0)} = \omega^2 \left[\sum_j (m_j r_j \alpha_{kj} + U_{jz} \alpha_{kj} + V_{jy} \beta_{kj}) \right]; \\ j, k = 1 \dots N, \end{cases} \quad (8)$$

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

Уравнения, аналогичные (4), (5), (8), записываются и для плоскости YX , после чего определяются проекции корректирующих дисбалансов D_{iy} , а также модули и углы этих дисбалансов:

$$D_i = \sqrt{D_{iy}^2 + D_{iz}^2}; \quad \alpha_i = \arccos \frac{D_{iz}}{D_i}. \quad (9)$$

С. Балансировка в 3-х плоскостях коррекции с устранением прогиба в одной точке (точке p):

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^3 D_{iz} = -\sum_k U_{kz}; \\ \sum_{i=1}^3 D_{iz} x_i = -\sum_k (U_{kz} x_k + V_{ky}); \\ \sum_{i=1}^3 D_{iz} a_{pi} = -r_{pz}^{(0)}, \end{cases}$$

Эффективность балансировки можно оценить коэффициентами:

$$\gamma_k = r_k / r_{k0}, \quad (10)$$

где r_k, r_{k0} – динамические прогибы в точках $x = x_k$ отбалансированного и неотбалансированного ротора.

При определении r_k используются уравнения (8), в правые части которых включаются суммы: $\sum_i D_{iz} \alpha_{ki}$ – при определении проекций r_{kz}

или $\sum_i D_{iy} \alpha_{ki}$ – при определении проекций r_{ky} .

Очевидна зависимость качества балансировки от множества факторов: распределения началь-

ного дисбаланса, характера выдвигаемых динамических условий, положения плоскостей коррекции и т.д. Отсюда вытекает необходимость в оптимизации этого процесса с целью достижения минимальных значений коэффициентов γ_k и, что не менее важно, минимальных значений корректирующих дисбалансов. Быстродействие современных ПК позволяет решать эту задачу для каждого конкретного ротора непосредственно в производственных условиях.

Некоторые результаты такого расчета, выполненного для ротора компрессора высокого давления агрегата “Синтезгаз” (производство аммиака), представлены на рис. 2, 3, 4. Здесь $\nu = 1 \dots 12$ обозначают различные сочетания усло-

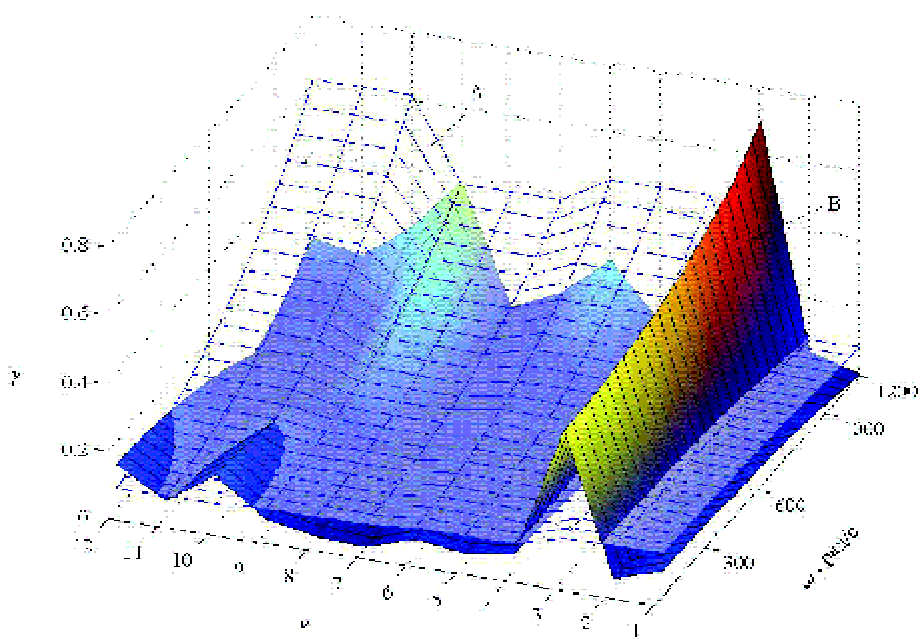


Рис. 2. Графики $\gamma(\nu)$, при $\omega = 0 \dots 1200$ рад/с

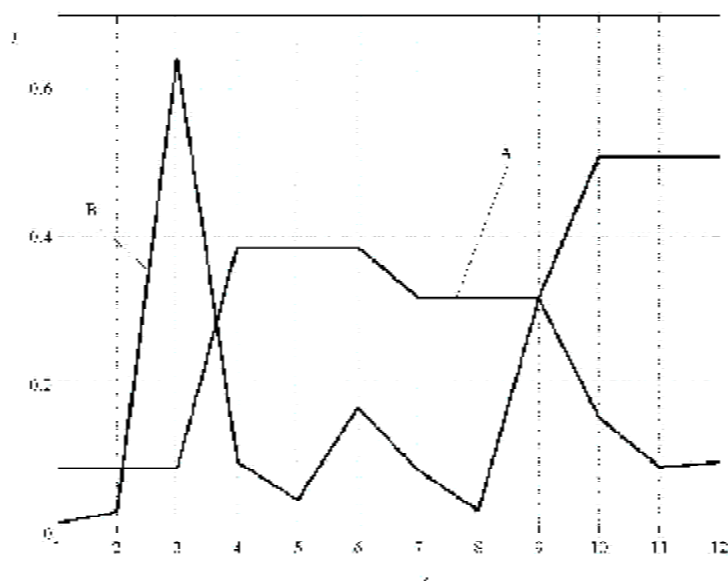


Рис. 3. Графики $\gamma(\nu)$, $\omega = 1100$ рад/с

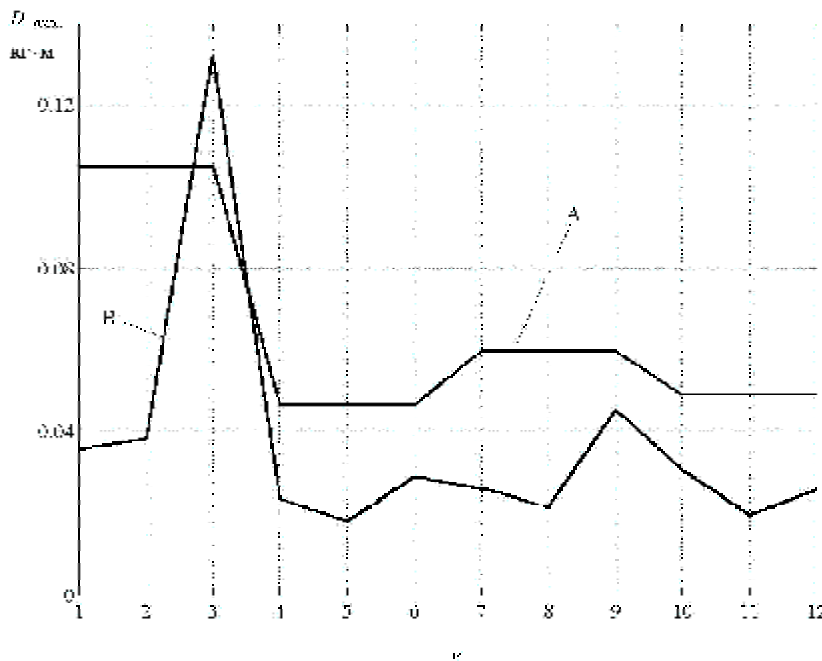


Рис. 4. Графики $D_{max}(\nu)$, $\omega = 1100$ рад/с

вий, по которым определялись дисбалансы корректирующих масс (табл. 1). Результаты расчета приведены для центральной точки $x = x_5$.

Довольно неожиданно возникла еще одна трудность – чрезмерно большие значения корректирующих масс, на один...два порядка превышающие уровень начальных дисбалансов. Данная ситуация была вызвана чрезмерно малой обусловленностью матриц, соответствующих системам уравнений (1)...(3).

Для решения этих проблем была разработана программа, работающая в среде MATLAB 6.1, которая позволяет рассматривать большое число вариантов балансировки, отличающихся друг от друга характером динамических условий, налагаемых на корректирующие массы, числом и расположением плоскостей коррекции, положением точек устранения прогиба, а также угловой скоростью балансировки. Быстродействие современных пер-

сональных компьютеров позволяет решать эту задачу для каждого конкретного ротора и непосредственно в производственных условиях.

Некоторые результаты такого расчета, выполненного для ротора компрессора высокого давления агрегата “Синтезгаз” (производство аммиака), представлены на рис. 5, 6. Здесь $\nu = 1...12$ обозначают различные сочетания условий, по которым определялись дисбалансы корректирующих масс (см. табл. 2). Результаты расчета приведены для центральной точки $x = x_5$.

Полученные результаты позволяют уверенно выбрать оптимальное сочетание параметров балансировки, при котором достигается минимальные трудоемкость коррекции и уровень вибрации, возбуждаемой начальным дисбалансом.

Использование результатов расчета в производстве играет существенную роль, особенно в тех случаях, когда коррекция дисбаланса дос-

Таблица 1. Сочетания условий для определения дисбалансов корректирующих масс

ν	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Метод балансировки	А, В											
Плоскости коррекции	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	4	4	2	2	2	3	3	3	2	2	2	4
	7	7	6	6	6	6	6	6	5	5	5	7
Точки устранения прогибов	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	4	3	4	3	1	4	3	1	4	3	1	1
Метод балансировки	С											
	7	6	7	6	4	7	6	4	7	6	4	4
Плоскости коррекции	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	4	4	3	3	5	5	2	2	4	3	5	2
	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Точки устранения прогибов	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3

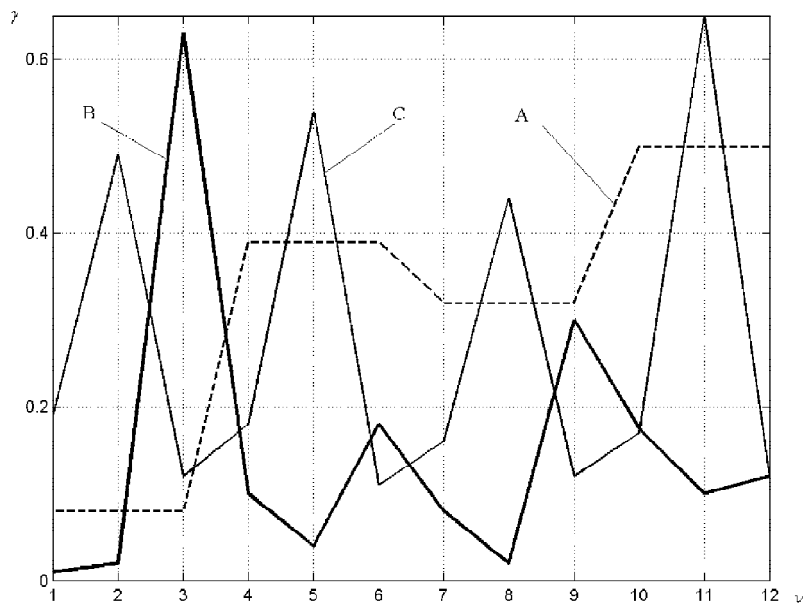


Рис. 5. Графики зависимости $\gamma(\nu)$

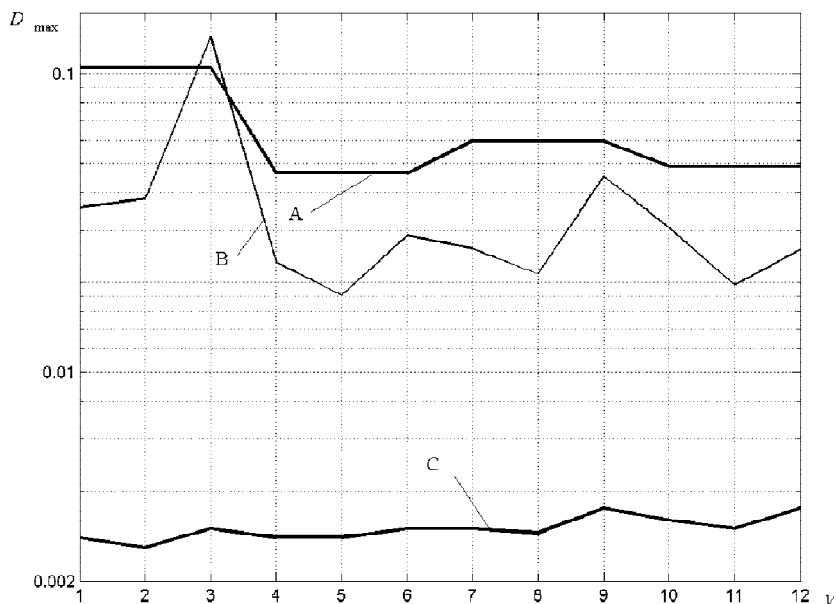


Рис. 6. Графики зависимости $D_{\max}(\nu)$

Таблица 2. Сочетания условий для определения дисбалансов корректирующих масс

ν	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Метод балансировки	A, B											
Плоскости коррекции	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	4	4	2	2	2	3	3	3	2	2	2	4
	7	7	6	6	6	6	6	6	5	5	5	7
Точки устранения прогибов	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	4	3	4	3	1	4	3	1	4	3	1	1
7	6	7	6	4	4	7	6	4	7	6	4	4
Метод балансировки	C											
Плоскости коррекции	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	4	4	3	3	5	5	2	2	4	3	5	2
	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Точки устранения прогибов	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3

тигается за счет съема металла. Тогда необходимо обеспечить сочетаемость минимальных значений коэффициента γ_k с приемлемыми значениями дисбалансов корректирующих масс D_i , поскольку резерв съема металла ограничен.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Корнеев Н.В.* Методы прогнозирования и снижения

вибрации гибких систем турбоагрегатов // Монография. М.: Компания Спутник+, 2007. С. 157.

2. *Корнеев Н.В.* Многокритериальная оптимизация дисбаланса гибких роторных систем // Известия Самарского научного центра РАН. 2008, Т. 10. №3. С. 830...833.

3. *Корнеев Н.В.* Аналитическая и статистическая оптимизация уровня дисбаланса гибких систем турбоагрегатов // Машиностроитель. 2007. №12. С. 25...28.

TECHNOLOGY OF A DYNAMIC BALANCING OF ROTARY TABLES OF TURBOSETS

© 2009 N.V. Korneyev

Volga State University of Service, Togliatti

This article describes the basic principles under which runs balancing of flexible rotors, and the technology of accurate low-frequency vibration balancing on indicators of reliability and complexity.

Keywords: technology, unbalance, balancing, turboset, rotary table.