

$$M_{Rxn} = R_{xn}(r - z_{ш}), \quad (36)$$

$$M_{Rzn} = \frac{c_{ш} z_{ш}}{F_n} \cdot \Delta F_n x_{\Delta F}, \quad (37)$$

$$M_{fш} = f_{шH} c_{шH} z_{ш} (r - z_{ш}). \quad (38)$$

В уравнении (38) $f_{шH}$ и $c_{шH}$ - коэффициенты сопротивления качению и радиальные жесткость с номинальным значением давления воздуха в шине,

$$x_{\Delta F} = \frac{1.785}{2} \sqrt{2rz_{ш} - z_{ш}^2}, \quad \Delta F_n = 0.215 \sqrt{2rz_{ш} - z_{ш}^2} B_k.$$

Полученное математическое описание процесса прямолинейного качения эластичного колеса по деформируемому грунту при известных нагрузочных и размерных параметрах колеса, показателях жесткостных характеристик и характеристик протектора его эластичной шины, а также механических параметрах грунта, позволяет расчетным путем определять все показатели этого качения, например, в функции буксования колеса.

Так, коэффициент сопротивления качению колеса можно получить по следующим формулам [3]:

$$P_{fk} = \frac{M_{k\alpha} - P_k \alpha \cdot r_k}{\alpha \cdot r_k} = \frac{M_k}{r_k} - P_k, \quad (39)$$

$$f_k = \frac{\frac{M_k}{r_k} - P_k}{R_z} = \frac{P_{fk}}{R_z} = \frac{P_{fz} + P_{fш}}{R_z} = f_{zk} + f_{ш}. \quad (40)$$

Из выражений, описывающих качение одиночного колеса, можно вывести математическую модель движения автомобиля.

Экспериментальные исследования с определением показателей качения эластичного колеса по деформируемой поверхности движения, проведенные в 21 НИИИ АТ МО РФ, подтверждают корректность вышеуказанных выражений и свидетельствуют о возможности их использования при построении математической модели прямолинейного движения автомобиля.

Литература

1. ВЧ 63539 «Исследование путей повышения проходимости армейских многоцелевых автомобилей по деформируемым грунтам», отчет о НИР, 1997 г., инв. № 7869
2. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981, 232 с.
3. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – М.: Машиностроение, 1963, 239 с.
4. Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород, Нижегородский гос. техн. ун-т., 1996, 200 с.
5. Чистов М.П., Коваленко А.Н. Расчетное определение некоторых характеристик автомобильных шин. Рукопись депон. В НИИИ Автопрома 14.12.84 № 1127 ап -84 ДЕП. 1984, 12с.

Технологическое решение проблемы эксплуатационного дисбаланса гибких роторов турбоагрегатов

к.т.н. Корнеев Н.В.
МГТУ «МАМИ»

В статье рассмотрены основные принципы и разработана новая технология вибростабилизации гибких роторов турбоагрегатов. Разработан и создан уникальный стенд для вибростабилизации. Приведены результаты экспериментальных исследований.

Стабильность геометрии ротора, т.е. неизменность его геометрии в процессе эксплуатации, существенно влияет на его эксплуатационный дисбаланс и определяется множеством факторов, среди которых важную роль играют внутренние напряжения в его конструкции

[1].

Среди всего многообразия деталей входящих в состав ротора существенную роль играет центральный вал, который является несущим звеном конструкции, и в большей степени определяет работоспособность роторной системы в целом.

Стабильность геометрических форм и размеров роторов зависит от многих факторов, например, неоднородность пластической деформации при изготовлении, неравномерность остывания при термообработке (ТО) наружных и внутренних слоев металла заготовки, неравномерность твердости по длине и диаметру, неоднородная размерность зерен и кристаллов металла, релаксация остаточных напряжений, возникающих при сборке, механической и ТО.

Указанные факторы, влияющие на остаточные напряжения в деталях и создающие эти напряжения, определяются одной причиной – неравномерностью их на всех операциях, начиная от процесса получения заготовки и заканчивая операциями сборки.

Относительно новым методом снятия остаточных напряжений является вибростабилизация. По современным представлениям [2, 3] при вибрационном методе снятия внутренних напряжений в металл вводится энергия колебаний. При этом в детали возникают дополнительные напряжения (сжатия, растяжения, изгиба), которые, суммируясь с первоначальными остаточными напряжениями, создают еще более напряженное состояние. Благодаря этому в поликристаллическом материале происходят сдвиги кристаллической решетки, сопровождающиеся перераспределением напряжений, а атомы переходят в равновесное состояние. В конечном счете, остаточные напряжения в пределах отдельных зерен и по их границам уменьшаются.

Применение данного метода теоретически возможно для стабилизации геометрии и внутренней структуры материала ротора, однако как указывалось выше необходимо провести стабилизацию ротора в сборе, что связано с трудностями. На производстве широко применяется вибростабилизация маложестких деталей, так как для создания в них напряжений перегрузки не требуется значительных усилий [4]. В качестве основной трудности при вибростабилизации роторов можно выделить отсутствия стандартных мощных вибраторов, способных создать необходимые напряжения перегрузки.

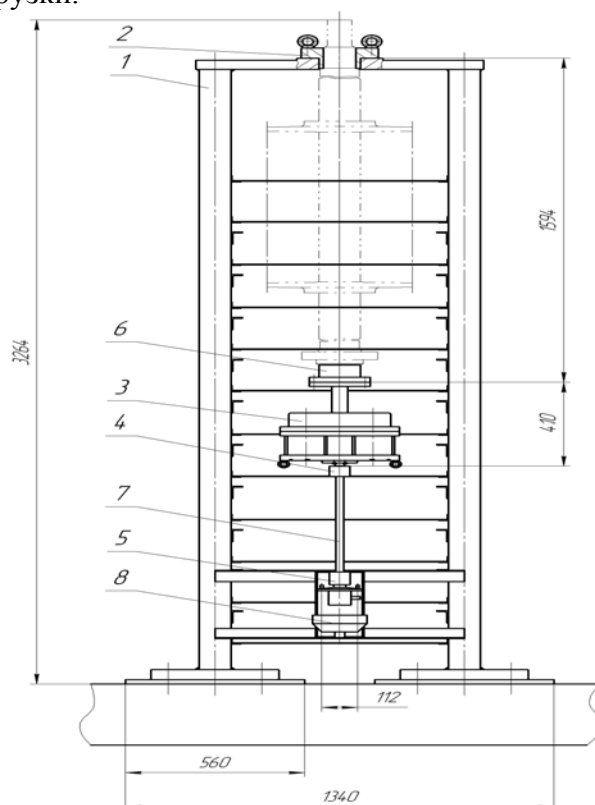


Рис.1. Генератор крутильных колебаний. Рис.2. Стенд для вибростабилизации роторов.

В настоящее время разработана конструкция такого вибратора, далее генератор крутильных колебаний (ГКК) [5] (рис. 1), а также промышленного стенда для проведения вибростабилизации формы и размеров роторов турбокомпрессорных агрегатов «Синтезгаз» (ОАО «Азотреммаш») (рис. 2).

Стенд работает следующим образом. За счет включения двигателя 8, через муфту 5, на гибкий вал 7 передается вращение с заданной угловой скоростью. Посредством муфты 4 вращение передается на выходной вал генератора крутильных колебаний 3, который преобразует вращение в знакопеременный крутящий момент и передает его на зажим 6. Зажим 6 передает этот момент на опорную шейку ротора. Другая опорная шейка жестко закреплена, посредством зажима 2, поэтому передаваемый на вал ротора переменный крутящий момент, вызывает касательные напряжения стремящиеся снизить уровень внутренних напряжений всего ротора, что обеспечивает стабилизацию всей конструкции в целом.

Технология вибростабилизационной обработки с использованием созданного стенда включает в себя следующие операции:

Операция 05. Входной контроль ротора и анализ сопроводительной технологической документации на вибростабилизацию.

1. Убедиться в том, что комплектация собранного на вибростабилизацию ротора и качество сборки ротора полностью соответствуют требованиям технической документации на сборку.
2. Тщательно протереть ротор, осмотреть посадочные и другие поверхности: коррозия, забоины, вмятины и другие механические повреждения не допускаются.

Операция 10. Подготовка ротора и технологических приспособлений к вибростабилизации.

1. Проверить маркировку технологических приспособлений: они должны соответствовать маркировке, указанной в технологии на вибростабилизацию ротора.
2. Установить ротор в спец. приспособление в вертикальное положение, таким образом, чтобы его конический конец оказался вверх.
3. Уложить в электропечь зажимы 2 (без рым болтов) и 6 (рис. 1) и нагреть до температуры 170°C.
4. Установить на подшипниковую шейку ротора зажим 2 до упора в бурт вала и охладить сжатым воздухом до температуры 50°C. Ввернуть рым болты в зажим 2.
5. Переустановить ротор в другое вертикальное положение, таким образом, чтобы его цилиндрический конец оказался наверху.
6. Установить на другую подшипниковую шейку зажим 6, до упора в шпонки упорного диска и охладить сжатым воздухом до температуры 50°C.
7. При необходимости осуществить крепление дополнительных масс на нижнюю крышку генератора 3. Массы должны закрепляться с двух сторон крышки и их положения должны быть одинаковыми.
8. Базировать генератор 3 на зажим 6 посредством конических пальцев расположенных на генераторе. Закрепить генератор на зажиме.

Операция 15. Подготовка стенда к вибростабилизации.

1. Установить на выходной вал двигателя 8 муфту 5 с гибким валом 7 и муфтой 4, и закрепить.
2. Закрепить на зажиме 6 рым-хомут и кантовать ротор. Установить ротор на стойки и снять рым-хомут. Кантовать ротор и в вертикальном положении переместить на стенд.
3. Установить ротор на станину стенда в паз опорной плиты (рис. 1). Зажим 2 базировать по коническим пальцам и закрепить болтами. Установить муфту 4 на входной вал генератора 3 и закрепить.
4. Контролировать прямолинейное положение ротора по отвесу. Визуально контролировать прямолинейное положение гибкого вала. При необходимости создать натяжение гибкого вала путем осевого смещения двигателя.
5. Осмотреть основные присоединенные узлы, проверить надежность их крепления.

6. Включить двигатель и провести обработку ротора в течение 1 мин, при этом визуально контролировать плотность соединения присоединенных деталей и сборочных единиц, а так же отклонение оси ротора от прямолинейного положения.
7. Выключить двигатель и плотно закрепить детали, выявленные в ходе визуального контроля.

Операция 20. Вибростабилизация ротора.

1. Включить двигатель и провести обработку ротора в течении 10...20мин, при этом визуально контролировать плотность соединения присоединенных деталей и сборочных единиц.
2. При необходимости прекратить обработку. Выполнить пункт 7 операции 15. После чего произвести повторную обработку в течении оставшегося промежутка времени, действуя аналогично пункту 1.
3. После окончания обработки выключить двигатель.

Операция 25. Демонтаж приспособлений для вибростабилизации.

1. Снять ротор со станда в обратном установки порядке.
2. Установить ротор в спец. приспособление и снять зажимы 2, 6, а так же генератор 3 в порядке обратном установке. При снятии зажимов предварительно провести их равномерный нагрев газовой горелкой до 180°C.
3. Снять ротор со спец. приспособления и установить на опорную стойку.

Операция 30. Контрольная.

1. Визуально контролировать отсутствие рисок на шейках вала ротора.
2. При необходимости осуществить полирование шеек, их доводку, возможно использование поверхностно-пластического деформирования (ППД).

Операция 35. Оформление технологической документации на вибростабилизацию (паспорта и др.) и сдача изделия.

На стенде была проведена обработка гибких роторов компрессорных агрегатов «Синтезгаз» в сборе по указанной технологии. В качестве режимов для вибростабилизации роторов, было принято: время обработки, $T = 5...20$ мин; возникающие касательные напряжения на валу, от действия динамического крутящего момента варьировались от 8...12 МПа.

Расчетные и экспериментальные данные, полученные в [1], свидетельствуют, что значительная часть дисбаланса роторов определяется торцевыми биениями дисков, которые в свою очередь являются результатом погрешностей установки самих дисков на вал. Для проверки сделанных теоретических предположений о возможности самоустановки деталей закрепленных на валу в их оптимальное положение в процессе вибростабилизации были проведены следующее исследование.

С этой целью были измерены торцевого биения дисков $\delta^{(T)}$ согласно схеме на рис. 3, до вибростабилизации роторов $\delta_0^{(T)}$ и после нее $\delta_{виб.}^{(T)}$. Замеры проводились на высокоточном станке с ЧПУ посредством индикатора часового типа с ценой деления 0,001 мм по 12 точкам равномерно расположенным по окружности диска, при этом ротор был установлен в центрах.

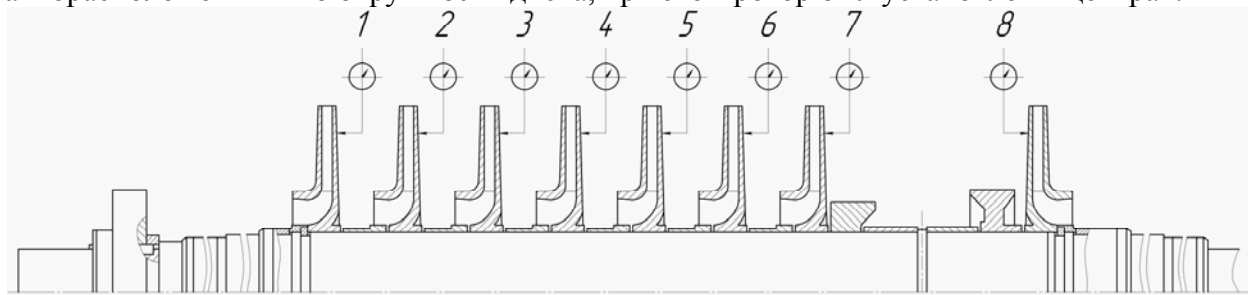


Рис. 3. Схема замера торцевых биений дисков ротора К-601

В таблице приведены усредненные результаты замеров торцевых биений дисков ротора К-601 до и после вибростабилизации.

Номер диска	$\delta_0^{(T)}$, мм	$\delta_{\text{виб.}}^{(T)}$, мм, при $T = 5$ мин	$\delta_{\text{виб.}}^{(T)}$, мм, при $T = 10$ мин	$\delta_{\text{виб.}}^{(T)}$, мм, при $T = 20$ мин
1	0,032	0,021	0,021	0,023
2	0,043	0,035	0,033	0,035
3	0,045	0,022	0,022	0,024
4	0,041	0,027	0,027	0,027
5	0,052	0,031	0,030	0,035
6	0,034	0,020	0,020	0,030
7	0,055	0,039	0,037	0,039
8	0,034	0,021	0,024	0,024

Укажем, что предельные значения торцевых биений, которые должны быть выдержаны на готовом изделии, согласно карте технического контроля, равны 0,04 мм.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ № МК-5891.2006.8

Выводы.

Созданная конструкция и разработанная схема вибростабилизации ротора имеет ряд существенных преимуществ:

- вибростабилизация проводится не только вала, а узла в целом, что обеспечивает стабилизацию всей конструкции, так как передаваемое динамическое усилие способствует не только стабилизации вала и деталей, закрепленных на нем, но и их самоустановке в оптимальном положении. Существенным является и то, что такая схема повышает стабильность центрирования рабочих колес;
- имеется возможность передачи значительных переменных усилий при высокой частоте колебаний;
- обеспечивается реальное равномерное распределение переменного усилия по всей поверхности вала ротора, ввиду того, что резонанс в системе ГKK возникает не за счет равенства собственной крутильной частоты колебаний ротора, которая с технологической точки зрения является недостижимой для генератора, а за счет резонанса в конструкции ГKK.

Анализ полученных экспериментальных данных свидетельствует о том, что предложенная технология вибростабилизации роторов в сборе является эффективным методом борьбы с дисбалансом, а, следовательно, и с роторной вибрацией.

Торцевые биения дисков после вибростабилизации снижаются в среднем до 0,01...0,03 мм. Это особенно важно потому, что 90% дисбаланса роторов турбоагрегатов связано именно с торцевым биением дисков [1].

Согласно данным, приведенным в таблице, эффективное время стабилизации формы и геометрии ротора составляет не более 10 мин. Дальнейшая обработка, как показали экспериментальные данные, нецелесообразна.

Литература

1. Корнеев Н.В., Кустарев Ю.С. Управление дисбалансом высокоскоростных роторных систем // Учебное пособие (гриф УМО РФ). – М.: Компания Спутник+, 2006, 166 с.
2. Н.В. Корнеев Методология обеспечения стабильности геометрии валов и роторов турбоагрегатов. Техника машиностроения, 2007, №1. с. 66-69.
3. Третьяков А.В. Механические свойства сталей и сплавов при пластической деформации. М.: Машиностроение. 1971. 457 с.
4. Драчев О.И. и др. Повышение точности обработки длинномерных маложестких деталей путем автоматического регулирования – «Юбилейная научно-техническая конференция» - Тольятти, 1997. с. 59-60.
5. Патент РФ № 2254173. Генератор крутильных колебаний. Авт.: Н.В. Корнеев, А.И. Глейзер, О.И. Драчев. Оpubл. 20.06.2005. Бюл. №17.