

Э. В. Сусликов, А. В. Андрианов, Я. З. Гузельбаев,
В. А. Максимов

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С АКТИВНЫМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПОДВЕСОМ НА ВИБРОДИНАМИКУ РОТОРА

Ключевые слова: центробежный компрессор, магнитный подвес, ротор, электронное регулирование, вибродинамика.

Излагается методика полного расчета динамических характеристик роторной системы центробежных компрессоров на основе синтеза структуры и настроек электронных контуров регулирования системы активного магнитного подвеса. Для примера рассмотрен центробежный компрессор НЦ16-76/1,44 для газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов мощностью 16 МВт.

Key words: the centrifugal compressor, magnetic bearings, a rotor, electronic regulation, vibrating dynamics.

The technique of full calculation of dynamic characteristics of a rotor system of centrifugal compressors is stated on the basis of synthesis of structure and options of electronic contours of regulation of system active magnetic bearings. For an example centrifugal compressor NC16-76/1,44 for gas units of the main gas pipelines by capacity 16 MBm is considered.

Опыт разработки в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» центробежных компрессоров с активным электромагнитным подвесом ротора выявил необходимость более тщательной проработки конструкции компрессоров на ранних стадиях конструирования с точки зрения влияния динамики изгибных колебаний ротора в рабочих режимах на вибрационные характеристики машины.

Системы активного электромагнитного подвеса (САМП) ротора, представляющие собой электромагнитные подшипники компрессора, по сравнению с гидродинамическими подшипниками скольжения, имеют меньшую жесткость, которая является регулируемой и подбирается к конкретным конструктивным и эксплуатационным условиям путем выбора настроек электронных контуров регулирования системы. Более того, надлежащая настройка контуров регулирования позволяет практически полностью устранить вибрации ротора и получить желаемые амплитудно-частотные характеристики опор даже при недостаточной балансировке ротора. Отмеченная особенность САМП предполагает необходимость предварительного анализа характеристик изгибных колебаний как при конструировании ротора компрессора, так и при конструировании собственно электромагнитных подшипников. При конструировании необходимо учитывать, что компоновка электромагнитных подшипников существенно влияет на статические и динамические характеристики САМП, а, следовательно, на параметры и структуру электронных контуров регулирования системы.

Отметим, что при разработке новых типов центробежных компрессоров с активным магнитным подвесом, авторы исходят из следующей процедуры разработки:

- на основе газодинамических расчетов проточной части компрессора разрабатывается конструкция роторной системы с элементами центробежного компрессора, определяются посадочные и ограничительные размеры вала и корпусных элементов электромагнитных подшипников;

- осуществляется предварительное конструирование компоновки электромагнитных опор, включающей конструкции радиальных и осевых электромагнитов, датчиков положения ротора и страховочных подшипников с учетом требований их взаимного расположения и технологичности опор в целом;

- определяется тип и характеристики трансмиссии, обеспечивающей сопряжение центробежного компрессора и привода компрессорной установки;

- осуществляется полный расчет динамических характеристик роторной системы на основе синтеза структуры и настроек электронных контуров регулирования САМП с целью оптимизации компоновки опор, уточнения требований к конструкции и характеристикам элементов системы магнитного подвеса, включая требования к динамическим настройкам электронного блока управления САМП и внешним сигналам контроля;

- осуществляется согласование компоновки опор и требований к САМП с поставщиком комплекта магнитного подвеса и производится окончательное конструирование опор и компрессора.

Этап полного расчета динамических характеристик валопровода является обязательным на ранних стадиях конструирования новых типов компрессоров и является основой для предварительного анализа изгибных колебаний роторной системы с целью оптимизации компоновки опор, уточнения требований к конструкции и характеристикам элементов системы магнитного подвеса.

Расчет динамических характеристик роторной системы основан на применении набора алгоритмов и программ, которые представлены в блок-схеме на рисунке 1. Блок-схема состоит из блоков, каждый из которых представляет собой этап расчета, выполняющий решение определенной задачи программными средствами.

Алгоритм по приведенной блок-схеме предусматривает возможность расчетов характеристик с любым видом опор, в том числе характеристик свободного ротора. Используемые в программе подходы и математический аппарат сформулированы В.Б. Шнеппом и основаны на применении при расчетах функций А.Н. Крылова и метода начальных параметров [1-4].

Программа по данному алгоритму содержит следующие основные блоки.

Блок ввода исходных данных (блок 1), в котором предусматривается ввод характеристик расчетной модели ротора. Расчетная модель ротора представляется в виде вала с учетом его ступенчатой конфигурации по диаметру и распределенной массой участков, а также присоединенных на вал дисков с учетом их массы и моментов инерции. Количество участков расчетной модели ротора практически не ограничено и влияет лишь на длительность вычислений. Ввод исходных данных расчетной модели осуществляется непосредственно с конструкторского чертежа ротора компрессора. Расчетная модель предусматривает возможность учета соответствующих характеристик трансмиссии и, при необходимости, конечных участков вала привода компрессора, т.е. позволяет осуществлять расчет характеристик изгибных колебаний роторной системы, представляющей систему валов (валопровод) установки (привод-муфта-компрессор) с количеством радиальных опор более двух.

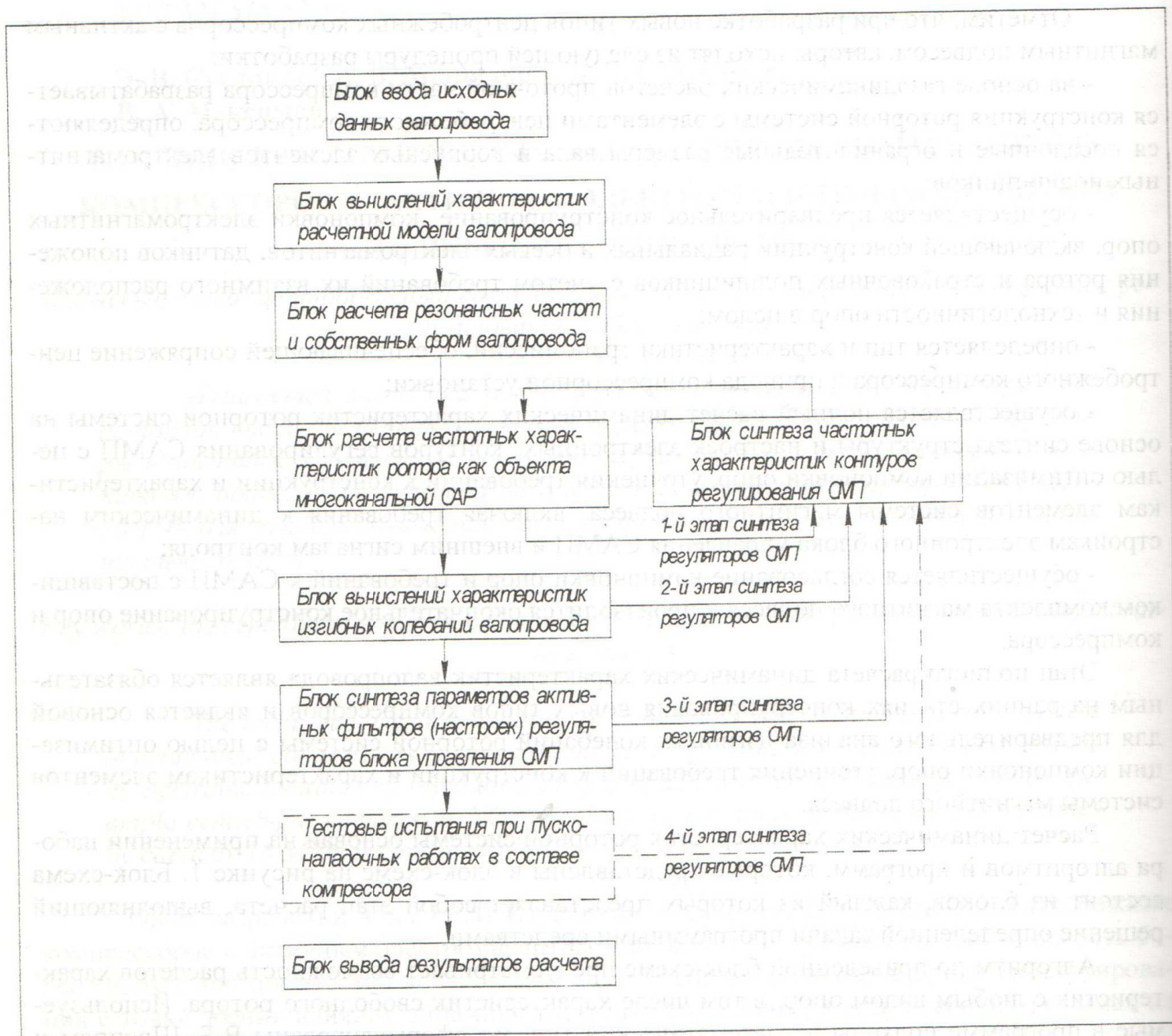


Рис. 1 – Блок-схема расчета динамических характеристик роторной системы

Для иллюстрации на рисунке 2 представлен центробежный нагнетатель НЦ16-76/1,44 для газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов мощностью 16 МВт, номинальной частотой вращения ротора 5300 об/мин с массой ротора 1000 кг [5].

На рисунке 3 приведена эпюра расчетной модели роторной системы нагнетателя НЦ16-76/1,44, состоящей из ротора нагнетателя и трансмиссии.

Блок вычислений характеристик расчетной модели валопровода (блок 2) является основным блоком программы, в котором по методу начальных параметров с использованием функций А.Н. Крылова осуществляется вычисление коэффициентов уравнений, характеризующих состояние роторной системы.

Блок вычислений резонансных частот и собственных форм валопровода (блок 3) предусматривает расчет резонансных частот и собственных форм валопровода с опорой на ротор, соответствующими свободному ротору, а также расчеты, связанные с влиянием жесткости радиальных опор на резонансные частоты и собственные формы изгибных колебаний.

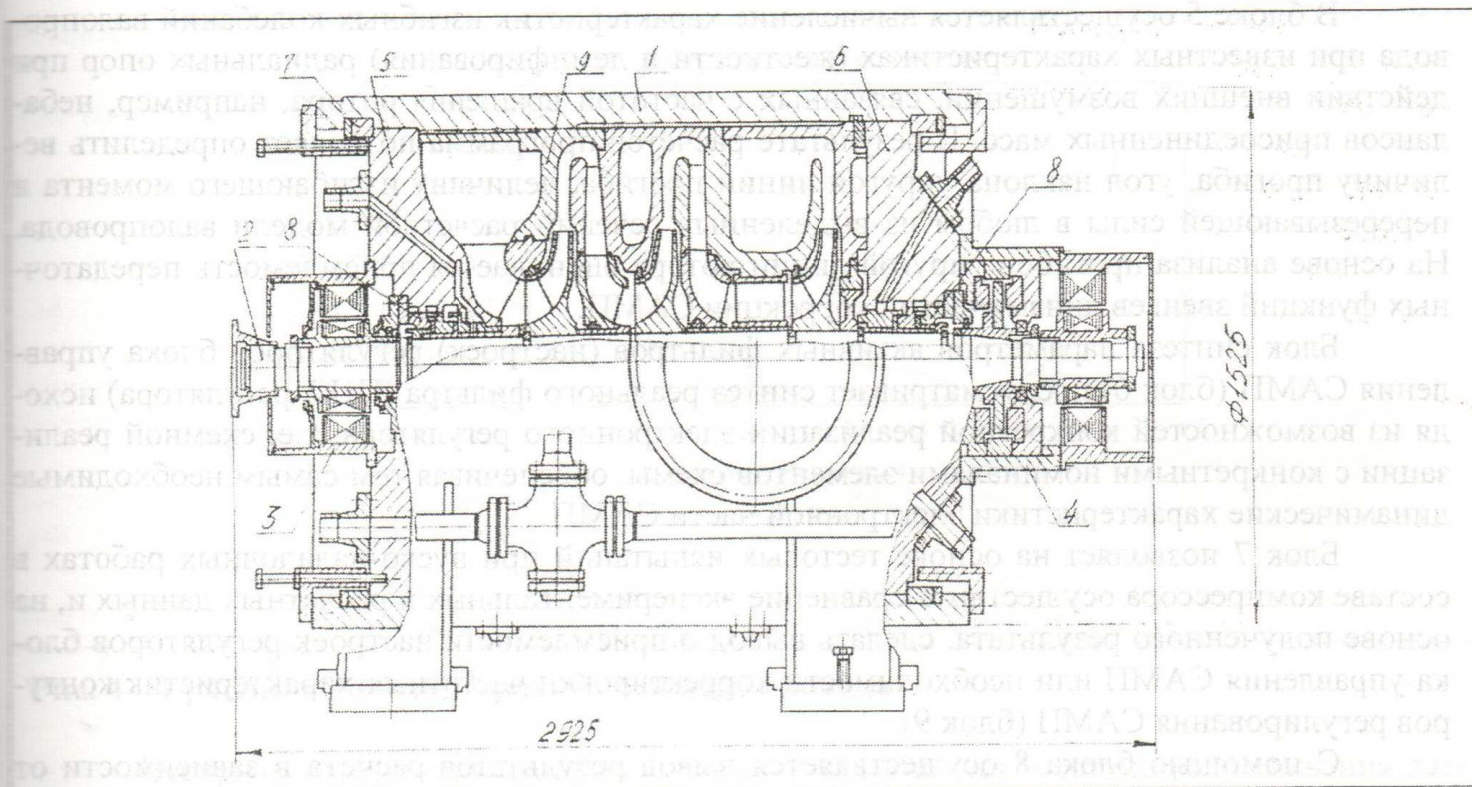


Рис. 2 – Общий вид центробежного нагнетателя НЦ16-76/1,44 с магнитным подвесом ротора: 1 – корпус, 2 – ротор, 3, 4 – электромагнитные подшипники, 5, 6 – торцовые крышки, 7 – сегментные замки, 8 – "сухие" газодинамические уплотнения, 9 – проточная часть

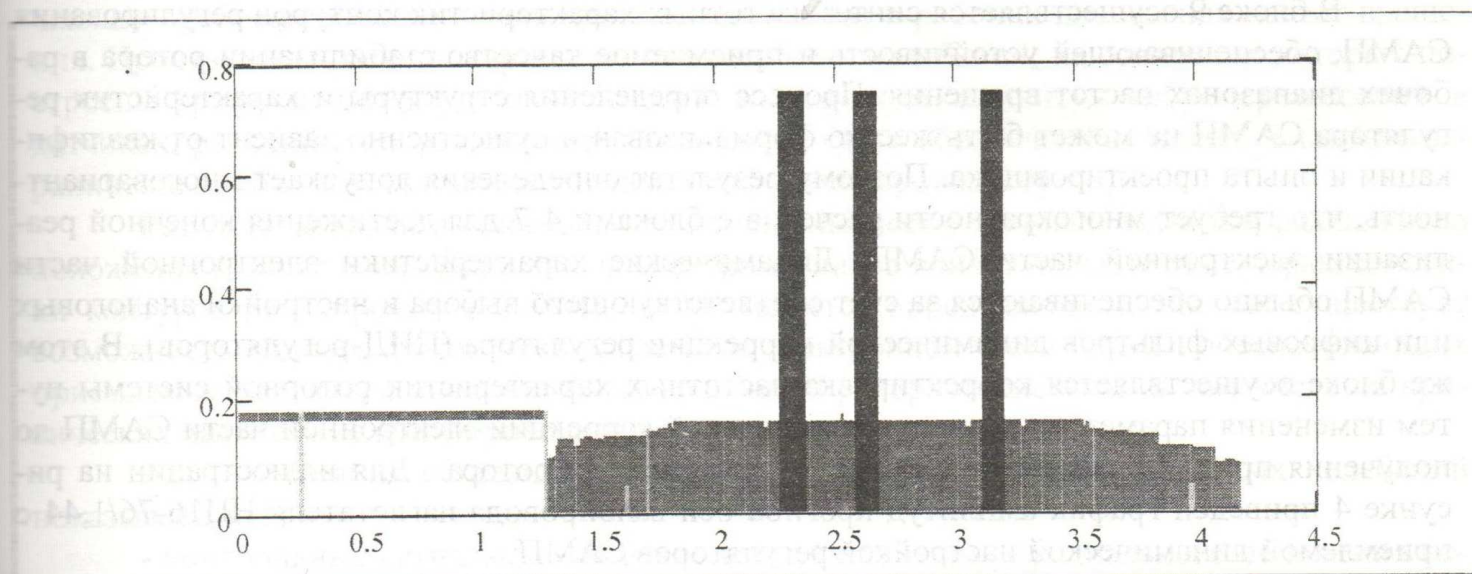


Рис. 3 – Эюра расчетной модели роторной системы нагнетателя НЦ16-76/1,44

Блок 4 предусматривает расчет частотных характеристик ротора как объекта многоканальной системы автоматического регулирования (САР). В этом блоке при известных передаточных функциях регуляторов (ПИД-регуляторов) производится идентификация частотных характеристик ротора, как звена САР, с учетом конкретной конструкции и компоновки подшипников. Передаточные функции ротора определяются непосредственно из системы уравнений, определяющих состояние изгибных колебаний расчетной модели валапровода.

В блоке 5 осуществляется вычисление характеристик изгибных колебаний валопровода при известных характеристиках (жесткости и демпфирования) радиальных опор при действии внешних возмущений, связанных с частотой вращения ротора, например, небалансов присоединенных масс. В результате расчетов программа позволяет определить величину прогиба, угол наклона упругой линии прогиба, величину изгибающего момента и перерезывающей силы в любом из выделенных сечений расчетной модели валопровода. На основе анализа прогибов упругой линии ротора оценивается приемлемость передаточных функций звеньев динамической коррекции САМП.

Блок синтеза параметров активных фильтров (настроек) регуляторов блока управления САМП (блок 6) предусматривает синтез реального фильтра (ПИД-регулятора) исходя из возможностей конкретной реализации электронного регулятора, т.е. схемной реализации с конкретными номиналами элементов схемы, обеспечивая тем самым необходимые динамические характеристики электронной части САМП.

Блок 7 позволяет на основе тестовых испытаний при пуско-наладочных работах в составе компрессора осуществить сравнение экспериментальных и расчетных данных и, на основе полученного результата, сделать вывод о приемлемости настроек регуляторов блока управления САМП или необходимости корректировки частотных характеристик контуров регулирования САМП (блок 9).

С помощью блока 8 осуществляется вывод результатов расчета в зависимости от поставленной задачи, в числе которых могут быть: резонансные частоты и собственные формы валопровода; частотные характеристики ротора и регуляторов; графики амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик изгибных колебаний как в отдельно интересующих сечениях, так и валопровода в целом, графики сил реакций в опорах, величины изгибающих моментов и перерезывающих сил в отдельных сечениях вала.

В блоке 9 осуществляется синтез частотных характеристик контуров регулирования САМП, обеспечивающей устойчивость и приемлемое качество стабилизации ротора в рабочих диапазонах частот вращения. Процесс определения структуры и характеристик регулятора САМП не может быть жестко формализован и существенно зависит от квалификации и опыта проектировщика. Поэтому результат определения допускает многовариантность, что требует многократности расчетов с блоками 4-7 для достижения конечной реализации электронной части САМП. Динамические характеристики электронной части САМП обычно обеспечиваются за счет соответствующего выбора и настройки аналоговых или цифровых фильтров динамической коррекции регулятора (ПИД-регуляторов). В этом же блоке осуществляется корректировка частотных характеристик роторной системы путем изменения параметров звеньев динамической коррекции электронной части САМП до получения приемлемых величин прогибов упругой оси ротора. Для иллюстрации на рисунке 4 приведен график амплитуд прогиба оси валопровода нагнетателя НЦ16-76/1,44 с приемлемой динамической настройкой регуляторов САМП.

При расчетах блоки программы конфигурируются в необходимый для решаемой задачи алгоритм, что позволяет в каждом конкретном случае сокращать процесс вычислений для получения искомого результата.

В рамках данной работы исследовалось влияние на характеристики изгибных колебаний мест (сечений) расположения датчиков положения ротора относительно радиальных электромагнитов, а также величин и мест приложения остаточных небалансов элементов конструкции для роторной системы нагнетателя НЦ16-76/1,44 агрегата ГПА-16 «Волга».

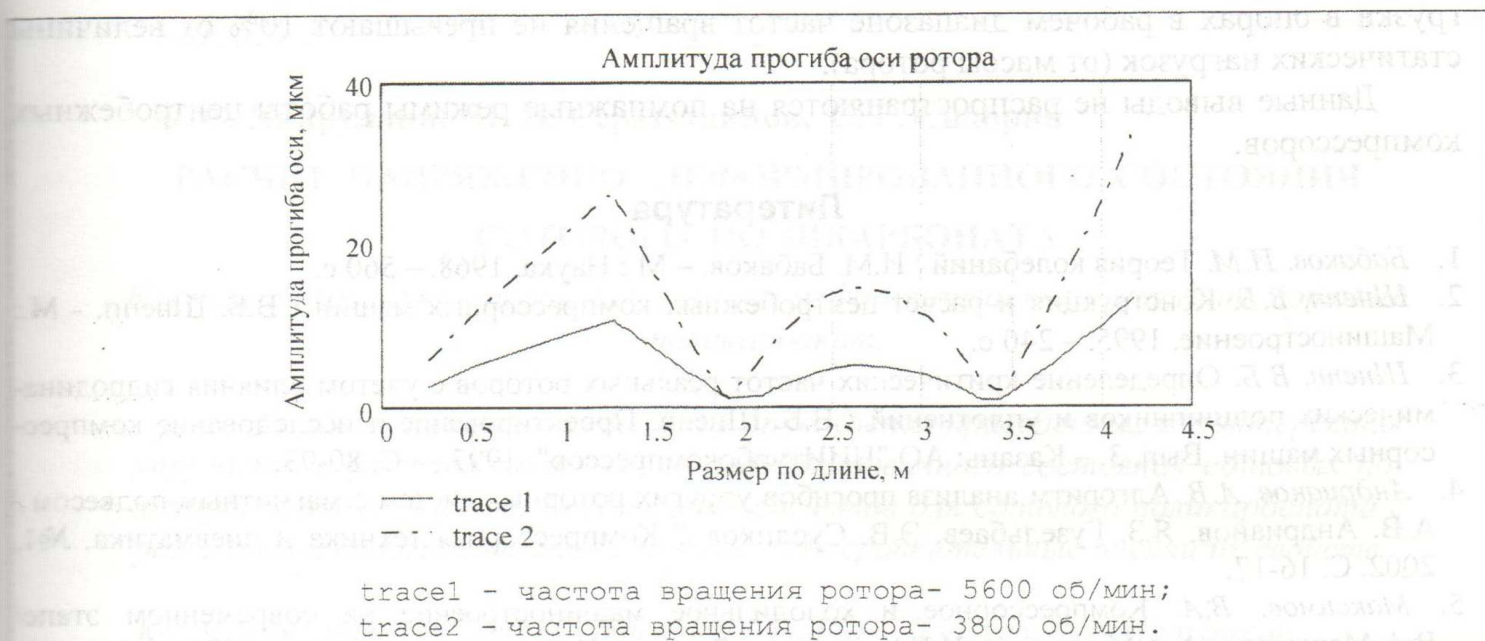


Рис. 4 – График амплитуд прогиба оси валопровода

Исследованы три варианта компоновок, отличающихся местами расположения датчиков положения ротора относительно радиальных электромагнитов в нагнетателе НЦ16-76/1,44 (А – внутреннее, В – совпадающее, С – внешнее), а также четыре варианта по местам приложения небаланса (а – трехмассовый, б – двухмассовый, с – одномассовый со стороны трансмиссии, d – одномассовый со свободной стороны). Для всех вариантов компоновок выполнена процедура синтеза динамических настроек регуляторов САМП, отвечающая требованиям отсутствия критических частот в рабочих диапазонах частот вращения. Произведены расчеты характеристик изгибных колебаний, на основании которых построены графики амплитуд прогибов оси валопровода, амплитуд виброперемещений в датчиках, реакций в опорах, и проведен анализ в свете обозначенных целей. В связи с ограниченным объемом статьи полученные графики не приводятся.

Результаты анализа показали, что изменение мест установки датчиков радиального положения относительно радиальных электромагнитов влияет на частотные характеристики контуров регулирования САМП, но не является определяющим, так как существует возможность подбора динамических настроек электронной части САМП, обеспечивающих приемлемые характеристики изгибных колебаний роторной системы (в том числе на критических частотах недемпфированного ротора).

Анализ влияния остаточных небалансов на характеристики изгибных колебаний показывает, что:

- контрольные сигналы виброперемещений от датчиков радиального положения ротора позволяют оценить величину и распределение остаточных небалансов роторной системы;
- с помощью надлежащей настройки регуляторов САМП можно демпфировать изгибные колебания от больших остаточных небалансов, чем это допускается стандартом API-617 для компрессоров с гидродинамическими подшипниками скольжения;
- незначительное усложнение САМП путем введения устройства компенсации небаланса позволяет компенсировать значительные моменты остаточного небаланса.

Динамические нагрузки на радиальные опоры при надлежащих настройках регуляторов САМП существенно меньше, чем в компрессорах с гидродинамическими подшипниками скольжения. Так, для нагнетателя НЦ16-76/1,44 максимальные динамические на-

грузки в опорах в рабочем диапазоне частот вращения не превышают 10% от величины статических нагрузок (от массы ротора).

Данные выводы не распространяются на помпажные режимы работы центробежных компрессоров.

Литература

1. Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. Шнепп, В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / В.Б. Шнепп. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 с.
3. Шнепп, В.Б. Определение критических частот реальных роторов с учетом влияния гидродинамических подшипников и уплотнений / В.Б. Шнепп. Проектирование и исследование компрессорных машин. Вып. 3. – Казань: АО "НИИТурбокомпрессор", 1997. – С. 80-93.
4. Андрианов, А.В. Алгоритм анализа прогибов упругих роторных систем с магнитным подвесом / А.В. Андрианов, Я.З. Гузельбаев, Э.В. Сусликов // Компрессорная техника и пневматика, №1, 2002. С. 16-17.
5. Максимов, В.А. Компрессорное и холодильное машиностроение на современном этапе / В.А.Максимов, А.А.Мифтахов, И.Г.Хисамеев //Вестник Казан. технол. ун-та – 1998. - №1. – С. 104–113.

© **Э. В. Сусликов** - вед. инж.-конструктор, ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», niitk@kazan.ru; **А. В. Андрианов** - канд. техн. наук, вед. науч. сотр., нач. отдела, ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа»; **Я. З. Гузельбаев** - канд. техн. наук, гл. конструктор отделений центробежных компрессоров и автоматизации, «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа»; **В. А. Максимов** - д-р техн. наук, проф., зав. каф. компрессорных машин и установок КГТУ.