

**ГЕРВИКОН**  
**HERVICON**



**ЭККОН**  
**ЕККОН**



**6 - 9 сентября 2011, СумГУ, г. Сумы, Украина**

*XIII Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2011"*

*Международный форум "НАСОСЫ-2011"*

*Семинар "ЭККОН-11"*

## **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТУРБИНЫ Р-32 КОМПРЕССОРА СИНТЕЗ - ГАЗА ПОЗ. 401 НА ПРЕДПРИЯТИИ ОАО «МИНУДОБРЕНИЯ», Г. РОССОШЬ**

**Кухарев И.Е.<sup>1</sup>, Гецман В.И.<sup>2</sup>**

### **АННОТАЦИЯ**

*Описывается модернизация паровой турбины привода компрессора синтез – газа производства аммиака, выполненная фирмой ООО «ТРИЗ» с целью снижения уровней вибраций во всем диапазоне частот вращения ротора турбины за счет уменьшения расстояния между подшипниками и установки дополнительной демпферной опоры.*

**Ключевые слова:** паровая турбина компрессора синтез - газа, демпферные подшипники, вибрация.

### **ВВЕДЕНИЕ**

На предприятии ОАО «Минудобрения», г. Россошь в цехе производства Аммиака №2 для сжатия синтез - газа используется трехкорпусной компрессор поз. 401, изготовленный «Казанским Компрессорным заводом», Россия по лицензии фирмы «Дрессер - Кларк», США. Приводом компрессора служит чешская паровая турбина (рис. 1).

<sup>1</sup> Кухарев Игорь Евгеньевич, руководитель проекта, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина

<sup>2</sup> Гецман Владимир Геннадьевич, гл. механик, ОАО «Минеральные удобрения», Воронежская область, ул. Химзаводская, 2, 396657, г. Россошь, Россия



Рисунок 1 - Компрессор синтез – газа поз. 401

При вводе в эксплуатацию (1988г.) турбины **P32/15-9,9/4,1**, штатные опорные подшипники скольжения с лимонной расточкой разрушались при пусковых операциях из-за воздействия высоких динамических нагрузок. Поставщиком штатные подшипники были заменены на пятиколодочные, которые позволили обеспечить выход агрегата на номинальный режим с высокими уровнями вибрации. При незначительном изменении технологического режима уровень вибрации становился неприемлемым. Антифрикционный слой колодочных подшипников разрушался из-за малой толщины колодок и соответственно больших деформаций в адгезионном слое колодка – антифрикционный слой. Попытки применения различных модификаций колодочных подшипников приводили к тому же результату с незначительным увеличением пробега в лучшем случае до очередной замены колодок. Последняя модификация при замене колодок требовала демонтажа ротора, т.е. разборки турбины.

Работы по модернизации паровой турбины **P32/15-9,9/4,1** проводились ООО «ТРИЗ» в два этапа.

На **первом этапе**, в сентябре 2005г., фирмой ООО «ТРИЗ», была выполнена задача стабилизации работы агрегата (рис.2) установкой трехсегментных демпферных подшипников скольжения **ТРИЗ®**, в которых между валом и сегментами образуется несущий, а между сегментами и корпусом демпфирующий масляные слои с обратной связью.

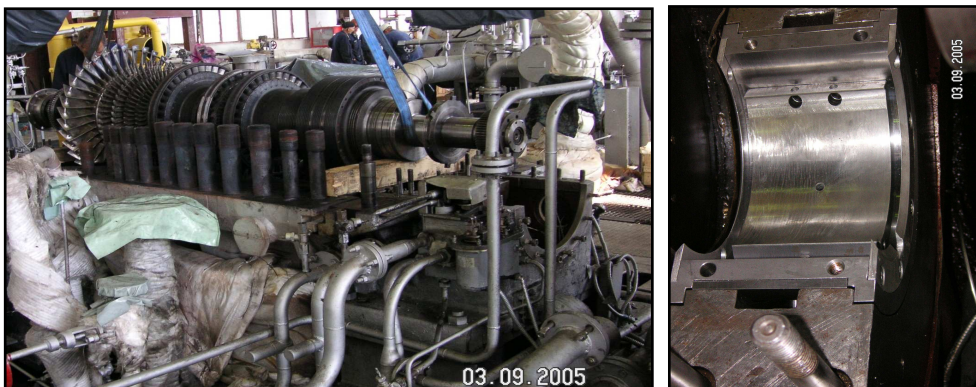


Рисунок 2 - Установка ротора турбины на демпферные опорные подшипники ПД122- **ТРИЗ®**.

При этом подшипники обеспечили пробег до второго этапа (июня 2009г.) модернизации на предельно допустимом уровне вибрации 86...97мкм, (рис. 3). Уверенность в том, что демпферные подшипники **ТРИЗ®** существенно улучшат работу турбины, была обоснована многолетним, многократным применением их в условиях, когда на штатных подшипниках невозможно было даже запустить динамическое оборудование. Помпажи, осевые сдвиги турбин с разрушением лабиринтов, падение диффузоров на ротор, не вызвали разрушения опорных сегментов подшипников. Такую высокую несущую и демпфирующую способность в широком диапазоне частот на сегодняшний день не может обеспечить ни один из известных видов подшипников скольжения.

Последствия длительного (с сентября 2005г. по июнь 2009г.) воздействия высоких уровней вибрации на подшипники приведены на рисунке 4. При разборке было обнаружено на одном из подшипников незначительное выкрашивание 1-2% несущей антифрикционной поверхности и естественные натирсы, возникающие при пуске - остановке агрегата. Расположение натиров указывало на перекос осей подшипниковых опор турбины.

Обследованием было установлено, что причиной неустойчивой работы ротора турбины является недостаточный запас по второй критической частоте вращения. Из возможных вариантов увеличения второй критической скорости ротора, которая обеспечила бы устойчивую работу турбины, был выбран вариант увеличения жесткости ротора с установкой дополнительной демпферной опоры и уменьшения межопорного расстояния смещением опор к центру (табл. 1).

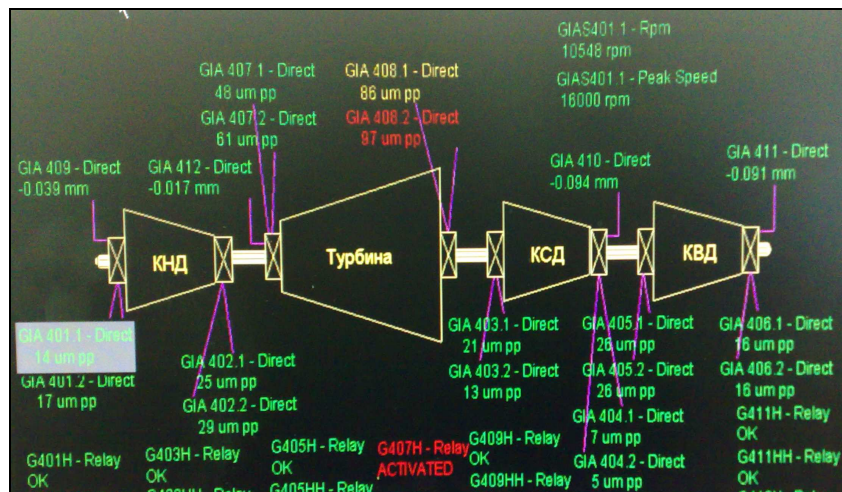


Рисунок 3 - Значения относительной вибрации на компрессоре поз. К 401 до модернизации

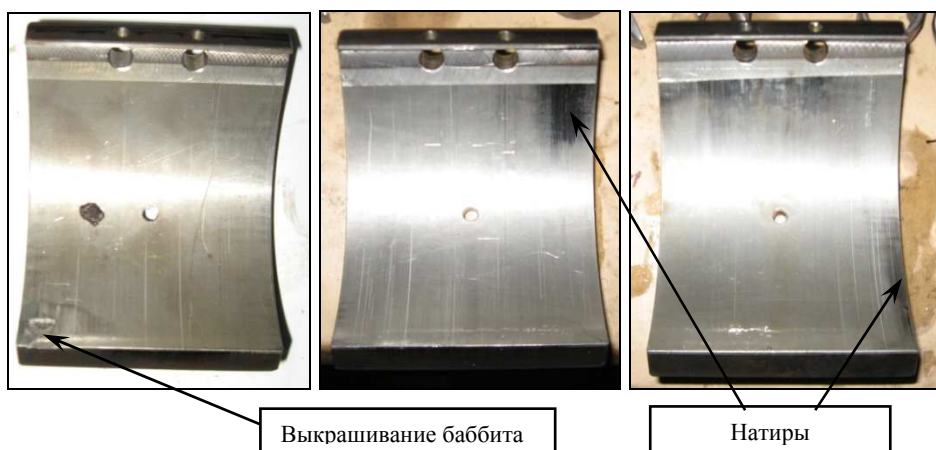


Рисунок 4 - Колодки после длительной эксплуатации с высоким уровнем вибрации

**Второй этап** – снижение уровней вибраций во всем диапазоне частот вращения ротора турбины за счет уменьшения межопорного расстояния и установки дополнительной демпферной опоры ТРИЗ® с шестью сегментами реализован в июле 2009 г. во время планового капитального ремонта оборудования. ООО «ТРИЗ» совместно с ремонтными службами предприятия была выполнена модернизация паровой турбины Р32/15-9,9/4,1, с целью повышения динамической устойчивости ротора.

Таблица 1 - Результаты расчета собственных частот ротора турбины Р32/15-9,9/4,1

Варианты конструктивного исполнения	1-ая частота		2-я частота		3-я частота	
	Значение (об/мин)	запас по собственной частоте (%)	значение (об/мин)	запас по собственной частоте (%)	значение (об/мин)	запас по собственной частоте (%)
Штатные зубчатые муфты	3935	201	12664	6,6	26185	55
Штатные зубчатые муфты, опоры сдвинуты к центру на 20мм, ширина колодки: 84мм	4053	192	13103	9,7	26255	55
Штатные зубчатые муфты, опоры сдвинуты к центру на 10мм, ширина колодки: 95мм	4002	196	12919	8,4	26240	55
Опоры сдвинуты к центру на 20 мм, ширина колодки: 84мм и с установленной дополнительной опорой; ширина колодки дополнительной опоры: 40мм						
Штатные зубчатые муфты	4500	163	14297	17,2	27370	57
Муфты ТРИЗ® (сталь)	4502	163	14348	17,5	27997	58
Муфты ТРИЗ® (титан)	4503	163	14398	17,8	28568	59

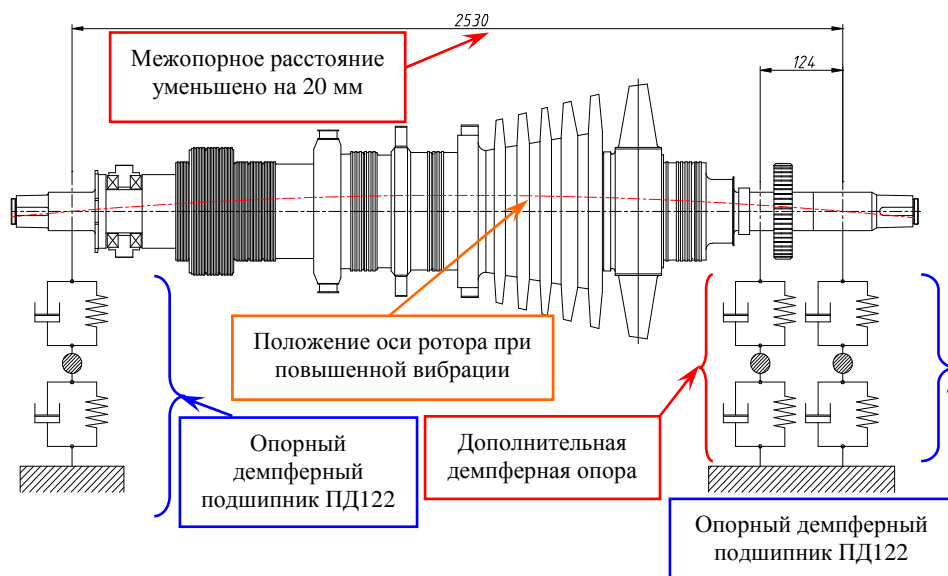


Рисунок 5 - Схема ротора со смещенными демпферными подшипниками и дополнительной демпферной опорой ТРИЗ®  
Модернизация включала в себя (рис. 5 и рис. 6):

- уменьшение межопорного расстояния на 20 мм за счет установки демпферных опорных подшипников **ТРИЗ®** ПД122, в которых опорные колодки смещены на 10мм в сторону проточной части;

- монтаж дополнительной демпферной опоры **ТРИЗ®** ПД125 с шестью сегментами, которая установлена вместо регулятора оборотов ротора турбины. Демпфер имеет подвод масла из общей маслосистемы, слив производится в картер опорного подшипника. Контроль температуры масла осуществляется термопарой, показания от которой заведены на ЦПУ (точка **T445.3**). Масло к термопаре подается из рабочей зоны нижней колодки;

- исправление перекоса посадочных мест подшипников в корпусе турбины за счет проточки наружной посадочной поверхности корпусов опорных подшипников ПД122 под углом к оси внутренней расточки;

- перенос датчиков замера вибрации с корпуса регулятора оборотов и бугеля упорного подшипника на бугеля опорных подшипников, что повышает точность замеров уровня вибрации;

- монтаж упругой соединительной муфты МСК 800 между КСД – КВД;

- балансировку ротора.

На рисунке 6 показаны модернизированные узлы турбины **P32/15-9,9/4,1:**

а) демпферный подшипник **ТРИЗ®**ПД 122 со смещенными на 10мм опорными колодками и дополнительная демпферная опора **ТРИЗ®** ПД 125 (сторона КСД); б) общий вид подшипниковой опоры турбины (сторона КСД); в) дополнительная демпферная опора **ТРИЗ®** ПД 125 с шестью сегментами; г) установка датчиков относительной вибрации на бугель подшипника ПД 122; д) демпферный подшипник ПД 122 со смещенными на 10мм опорными колодками (сторона КНД); е) упругая соединительная муфта **ТРИЗ®** МСК800 (соединение КСД - КВД).

Пуск турбины проводился до оборотов 9 200 об/мин (кратковременно обороты поднимались до 9 600 об/мин). На протяжении пуска температура подшипников (рис. 7, рис. 8) не превышала 70°С, а на оборотах 9 200 об/мин составляла:

55°С – подшипник турбины на стороне КНД;

65°С – подшипник турбины на стороне КСД;

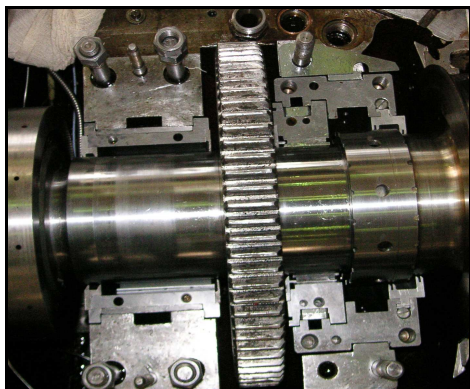
67°С – дополнительная демпферная опора;

При этом уровень относительной вибрации ротора (рис. 9, рис. 10) составил:

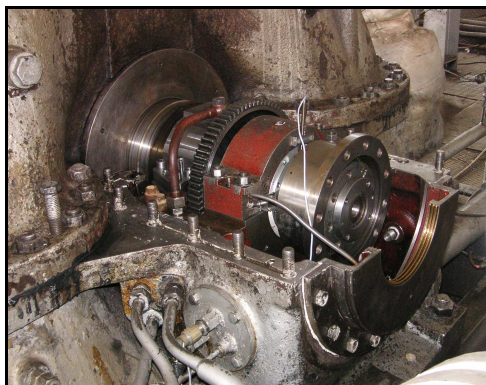
21 мкм и 33 мкм – опорный подшипник на стороне КНД;

28 мкм и 33 мкм - опорный подшипник на стороне КСД.

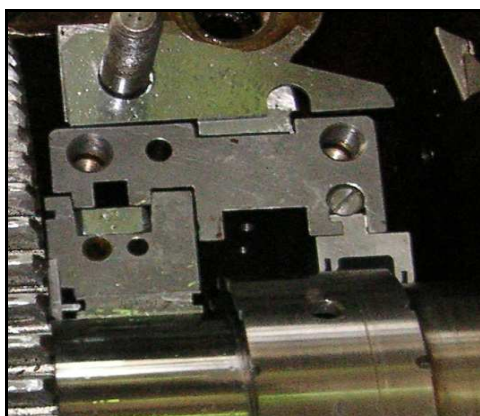
В процессе пуска турбины выполнялся замер абсолютной вибрации в вертикальном направлении на корпусе турбины в районе опорных подшипников. Кроме того, производились замеры абсолютной вибрации на стационарных режимах при скоростях вращения ротора турбины 3000 об/мин, 6200 об/мин, 7200 об/мин и 9250 об/мин.



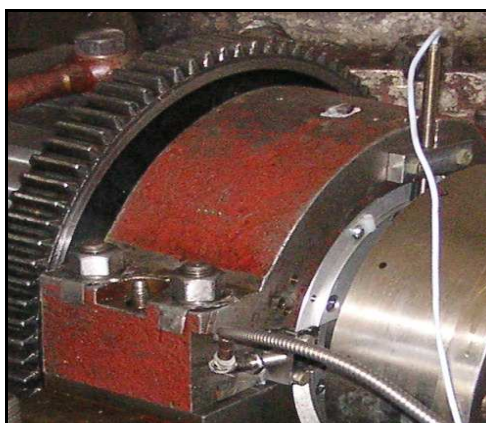
а)



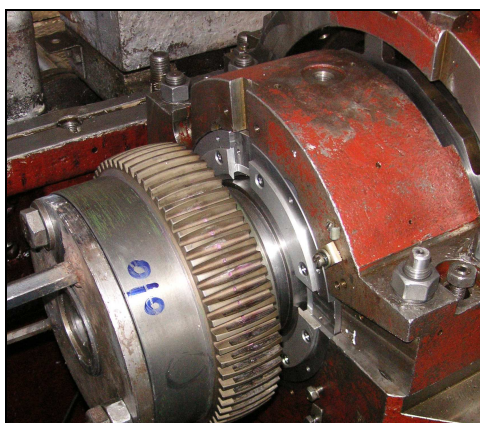
б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 6 - Модернизированные узлы ТРІЗ® турбины Р32/15-9,9/4,1

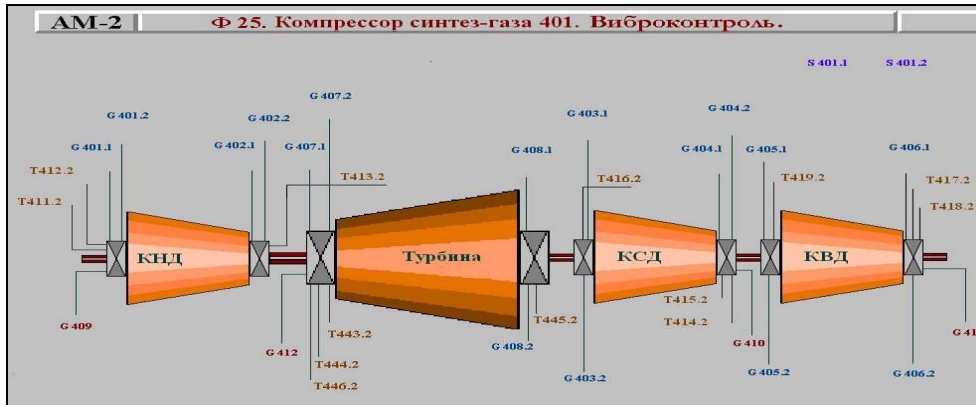


Рисунок 7 - Точки замера температуры и вибрации (мнемосхема)

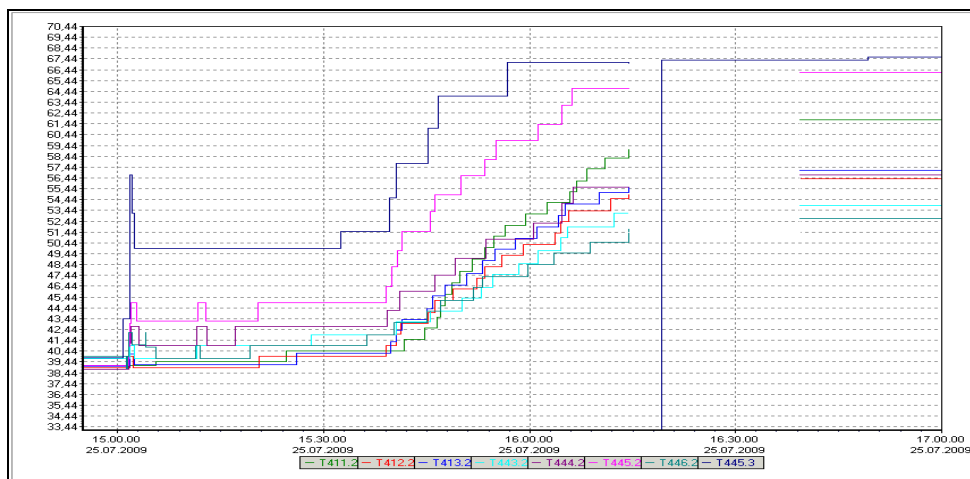


Рисунок 8 - Температура подшипников

Замерами, проведенными при пуске, установлено, что ротор турбины при разгоне с 3000 об/мин до 6200 об/мин проходит первую критическую частоту вращения. На подшипнике со стороны КНД – в диапазоне 4400 – 5400 об/мин. Для подшипника со стороны КСД первая критическая частота вращения ротора находится в диапазоне 5200 – 6200 об/мин.



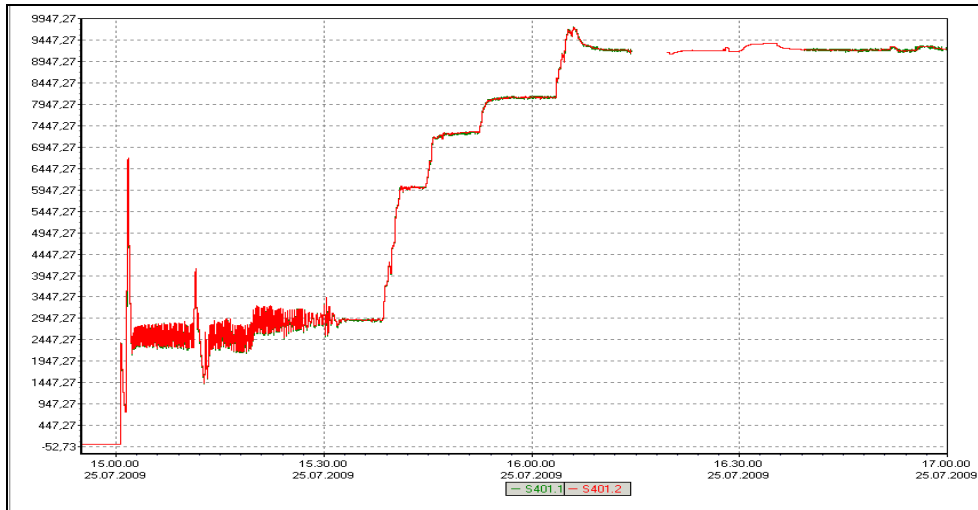


Рисунок 9 - Обороты ротора турбины

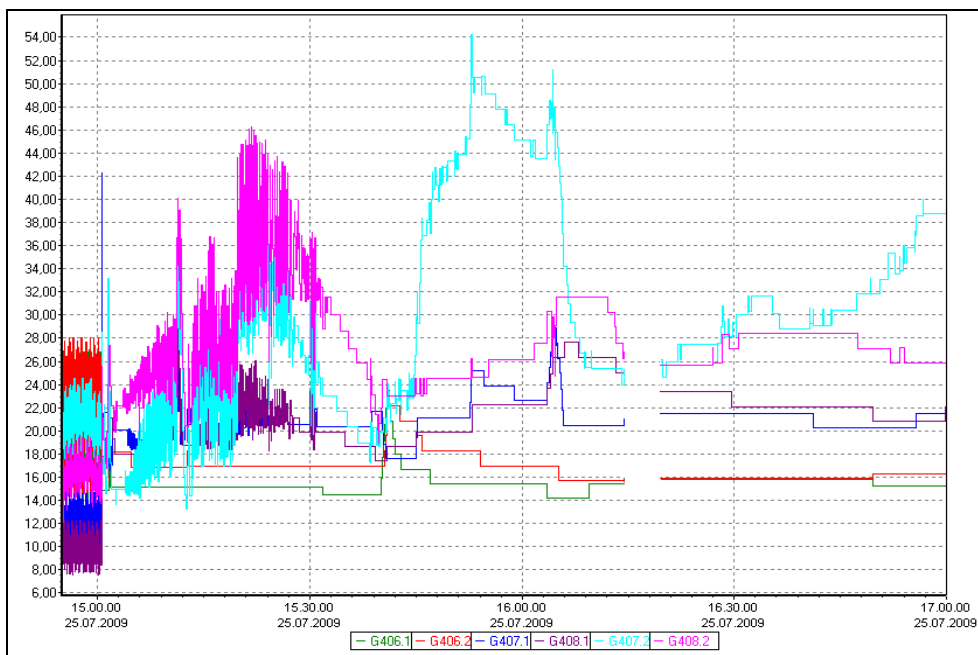


Рисунок 10 - Уровень относительной вибрации ротора



Рисунок 11 - График пуска турбины **Р32/15-9,9/4,1 поз. 401** со внесенными изменениями

При работе на частоте вращения 6200 об/мин абсолютная вибрация на корпусе в районе подшипника со стороны КНД составляла 3,5 – 4,5 мм/сек, а на корпусе в районе подшипника со стороны КСД достигала 9,2 мм/сек, что значительно превышает допускаемые значения. На частоте вращения 7200 об/мин вибрация снизилась и не превышала 1,5 мм/сек со стороны КСД и 2,0 мм/сек со стороны КНД. На частоте вращения 9250 об/мин уровень вибрации сохранился на низком уровне. Таким образом, в результате проведенной модернизации произошло увеличение первой критической частоты вращения ротора турбины с 3935 об/мин до 4400 – 6200 об/мин.

Так как произошло увеличение первой критической частоты вращения, то увеличилась и вторая критической частота вращения. Определить экспериментально значение второй критической частоты вращения не представляется возможным. Экстраполяция расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о росте 2-ой критической частоты ротора с 12644 об/мин до 15800...16800 об/мин. Изменение частотных характеристик ротора совместно с эффективным демпфированием обеспечило устойчивую работу турбины на всех технологических режимах. Высокие значения абсолютной вибрации на корпусе при небольших значениях относительной вибрации вала в момент прохождения критических оборотов, свидетельствует о надежной и

правильной работе демпферных подшипников, которые, удерживая ротор в зазоре подшипников, передают энергию вибрации на корпус турбины.

Согласно штатному графику пуска турбины на оборотах 6000 об/мин ротор должен вращаться в течение 20 -25 мин, после чего следует дальнейшее увеличение оборотов. Поскольку это значение совпадает с первой критической частотой вращения ротора модернизированной турбины (4400–6200 об/мин), поэтому рекомендовано и внесено изменение в регламент пуска турбины- **увеличение оборотов производить с 2500 об/мин до 7000 об/мин, не задерживаясь на 6000 об/мин (рис. 11).**

## **ВЫВОДЫ**

1. Штатные подшипники в различных исполнениях не обеспечивают надежную работу динамического оборудования и не соответствуют требованиям непрерывной 2х-4х годичной эксплуатации;

2. Демпферные подшипники скольжения, в которых между валом и сегментами образуется несущий, а между сегментами и корпусом демпфирующий масляные слои с обратной связью обладают высокой несущей и демпфирующей способностью, обеспечивают надежную работу опор во всем диапазоне частот и соответствуют требованиям непрерывной 2х-4х годичной эксплуатации;

3. Антифрикционный слой, нанесенный на стальную подложку опорной колодки подшипников ПД122 и демпферной опоры ПД125 с использованием переходного слоя меди, связанного с подложкой по технологии **TRIZ®**, повышает прочность по сравнению с традиционной технологией, на 30- 35% (патент UA 64613);

4. Применение демпфера-опоры дает возможность управлять жесткостными характеристиками ротор для отстройки собственных частот от рабочих частот в широком диапазоне;

5. Применение демпфера-опоры **TRIZ®** совместно с демпферными подшипниками **TRIZ®** обеспечивает изменение частотных характеристик совместно с эффективным демпфированием ротора турбины на всех технологических режимах.

## **IMPROVING RELIABILITY OF P-32 TURBINE FOR POS. 401 SYNTHESIS-GAS COMPRESSOR AT JSC MINUDOBRENIYA ROSSOSH**

**Igor Kuharev,  
TRIZ Ltd**

**Vladimir Getsman,  
JSC «Minudobreniya»**

## SUMMARY

*There described modernizing the steam turbine for driving the synthesis – gas compressor of ammonia production, which has been executed by the TRIZ OOO to decrease the vibration levels throughout the rotational speed range of the turbine rotor at the expense of decreasing the distance between the bearings and installing additional damping support*

**Keywords: steam turbine for synthesis – gas compressor, damping bearings, vibration.**