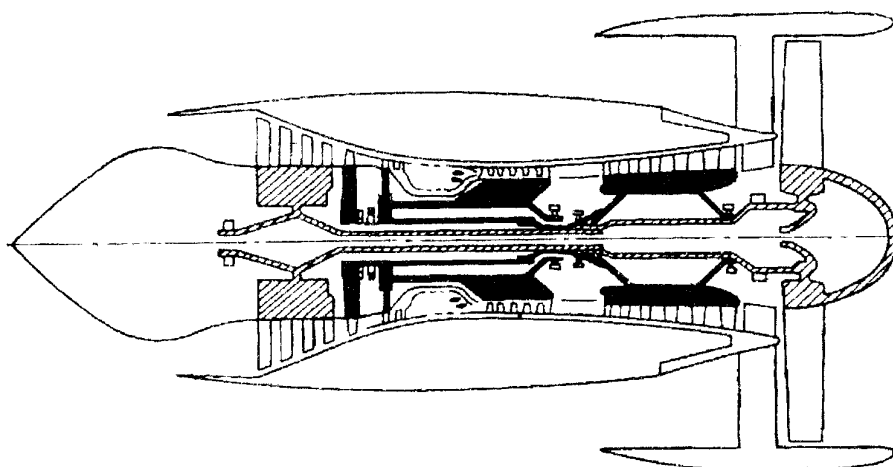


**PROCEEDINGS
III INTERNATIONAL CONFERENCE ON
DYNAMICS OF ROTOR SYSTEMS AND VIBRATION**

*December 12-19, 2004
Hurgada, Egypt*



**СБОРНИК ТРУДОВ
III МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ**

**«ДИНАМИКА РОТОРНЫХ СИСТЕМ И
ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ»**

**12 – 19 декабря 2004 г.
г. Хургада, Египет**

National Council of Ukraine for Mechanism and Machine
Science
(Member Organization of the International Federation for
Promotion of Mechanism and Machine Science)

*Національний Совет України
по Машинознавству
(Український Національний комітет IFToMM)*

**III INTERNATIONAL CONFERENCE ON
DYNAMICS OF ROTOR SYSTEMS AND VIBRATION**

*12-19 December, 2004
Hurgada, Egypt*

**СБОРНИК ТРУДОВ
III МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ**

**«ДИНАМИКА РОТОРНЫХ СИСТЕМ
ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ»**

**12 – 19 декабря 2004 г.
г. Хургада, Египет**

Хмельницкий 2004

УДК 61.2+68.1:62.755

Динамика роторных систем и вибрационных процессов: Сборник трудов международной научно-технической конференции, 12 – 19 декабря 2004 г. – Хмельницкий: ХНУ, 2004. – 64 с.

В сборник включены материалы международной конференции по динамике роторных систем и вибрационных процессов, проведенной в Египте в декабре 2004 г. в г. Хургаде.

Рассмотрены проблемы решения обратных задач, идентификации, диагностики, прогнозирования; освещены вопросы балансировки жестких и гибких роторов, в том числе автоматической балансировки; представлены материалы по исследованию нелинейных эффектов, связанных колебаний, устойчивости, доводке газотурбинных двигателей и турбоагрегатов, проанализированы колебания лопаток, дисков, рабочих колес и их демпфирование; рассмотрены специальные задачи колебаний, а также новые измерительные системы.

Сборник рассчитан на научных и инженерных работников, аспирантов, специализирующихся в области динамики роторных систем и вибрационных процессов.

Редакционная коллегия:

Йонушас Р.А., д.т.н. (Литва),
Силин Р.И., д.т.н. (Украина),
Берник П.С., д.т.н. (Украина),

Ройзман В.П., д.т.н. (Украина),
Урьев Е.В., д.т.н. (Россия),
Сокол В.М., д-р (Израиль).

Ответственный за выпуск проф. Ройзман В.П.

Утверждено к печати совместным заседанием Исполкома Хмельницкой областной организации Союза научных и инженерных объединений Украины и Украинского Национального комитета IFToMM. Протокол №6 от 22 ноября 2004 г.

УВАЖАЕМЫЕ УЧАСТНИКИ КОНФЕРЕНЦИИ!

Мы рады в 3-й раз приветствовать всех наших старых и новых друзей из разных стран, маститых и молодых ученых и инженеров, которые, несмотря на продолжающиеся в странах СНГ финансовые трудности, всё же сумели преодолеть их и приехать на нашу очередную конференцию теперь уже в Египет – страну древнейшей цивилизации – к теплому Красному морю!

Предыдущие две конференции прошли в украинском городе Каменец-Подольском, где после долгого перерыва, заполненного неопределенностью перестроечного периода нашей жизни, как старые друзья после долгой разлуки встретились ученые бывших стран СССР: Украины, России, Литвы, Казахстана – академики и члены-корреспонденты, доктора наук и профессора, известные специалисты и начинающие ученые из различных отраслей народного хозяйства, и к ним присоединились коллеги из США, Югославии, Польши, Румынии.

К сожалению, за последние 10-15 лет многие из известных ученых ушли из жизни, уехали из своих стран, сменили работу. В странах бывшего СССР образовался возрастной разрыв, и нарушилась преемственность поколений.

Нам остается лишь надеяться на то, что после периода разрухи, как после войны, наступает период восстановления народного хозяйства, который перейдет в период процветания наших стран, и тогда снова будут цениться труд и знания инженеров и ученых, и они получают реальные возможности для своих встреч, для обсуждения актуальных научно-технических проблем.

И, может быть, свидетельством начала свершения наших желаний является эта конференция, пусть пока малочисленная, но вселяющая надежду на продолжение и расширение нашего непосредственного общения в разных странах мира, теперь уже в более комфортных, чем прежде, условиях, где интересная работа будет сочетаться с не менее интересными экскурсиями и отдыхом.

Мы не сомневаемся, что каждый из Вас своей работой, своей преданностью нашему делу заслужил недельное пребывание в этой прекрасной древней стране и радость общения от совместной работы. И мы выражаем искреннюю благодарность нашим спонсорам, руководителям организаций и турфирм, которые с пониманием отнеслись к нашим проблемам и благодаря которым расходы участника этой конференции в несколько раз ниже расходов на подобных конференциях, проводимых зарубежными организациями.

Цель нашей конференции, как и предыдущих, состоит в том, чтобы обсудить актуальные вопросы динамики роторных систем и связанных с ними вибрационных процессов, возродить и закрепить научное сотрудничество стран СНГ, расширить его за рамки СНГ, объединить усилия ученых различных стран мира на совместном решении задач, направленных на повышение качества и надежности машин и технологических процессов.

Конференция задумана как открытый для ученых всех стран и инженеров форум, призванный скоординировать и объединить усилия специалистов, независимо от политических процессов, происходящих в мире и в отдельных странах.

В этом небольшом Сборнике предоставлены лишь некоторые материалы исследований участников конференции, отражающие многообразие нашей деятельности.

Все статьи без правок опубликованы в таком виде, в каком они были предоставлены авторами.

Хочется надеяться, что эта конференция пройдет не хуже предыдущих, и во время официального и неофициального восьмидневного общения мы сможем обсудить все наболевшие вопросы, обменяться идеями, помочь друг другу, наладить сотрудничество и объединить усилия при решении сложных научно-технических проблем.

Желаем Вам плодотворной работы, теплого моря, интересных экскурсий и радости общения! Добро пожаловать, дорогие друзья, в Египет!

Со председатели:



д.т.н., проф. Силин Р.И.

Президент Национального Совета Украины
по Машиноведению



д.т.н., проф. Ройзман В.П.

Председатель Хмельницкой областной организации
Союза научных и инженерных объединений
Украины

г. Хургада, декабрь 2004 г.

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

Остафьев В.А., Кокаровцев В.В., Диордица И.Н.
НТУУ «КПИ», Киев, пр.Победы 37,
тел.044 4549475, E-mail: vao@ln.ua

Контактная зона инструмента и заготовки является активным виброакустическим источником воздействующим на ТОС, вызывая соответствующие сигналы измеряемые акселерометрами, что позволяет диагностировать качество обработки, износ и поломку режущего инструмента, производить его размерную настройку. Исследования показали существенное изменение общей картины спектра откликов во времени, т.е. с износом режущего инструмента. В спектр попадают определенные частотные составляющие резонансные ТОС, которые являются наиболее чувствительными индикаторами состояния процесса резания. Низкочастотные составляющие до 3 кГц обычно содержат и шумы станка, но в тоже время они наиболее чувствительны к изменению параметров процесса резания и весьма индикативны для диагностики. Наряду с исследованиями узкополосного виброакустического сигнала следует отметить высокую информативность широкополосного виброакустического спектра. Общая картина позволяет выявить и выделить с помощью полосовой фильтрации наиболее информативные составляющие спектра, их соотношения и разработать математические диагностические модели связывающие параметры виброакустического сигнала с конкретными параметрами процесса резания материалов. Они располагаются в области инфразвука, а математические модели могут быть либо аддитивными, либо мультипликативными, содержащие быстропеременную составляющую и «ТРЕНД». Контролируя уровень виброакустического сигнала либо в одном, либо в нескольких сегментах одновременно можно с помощью математической модели судить об износе режущего инструмента или его поломке. При полосовом анализе отклика виброакустического сигнала снимаемого акселерометром установленным в ТОС разработана следующая диагностическая аддитивная модель для случайного узкополосного сигнала:

$$U_i(t) = U_i'(t) + U_i''(t) \quad (1)$$

где $U_i(t)$ – детектированное напряжение на выходе полосового фильтра.

$U_i'(t)$ – медленно изменяющаяся («постоянная») составляющая детектированного сигнала которая представляет собой результат усреднения с определенной постоянной времени.

$U_i''(t)$ – флуктуационная или «переменная» составляющая часть детектированного сигнала:

$$U_i''(t) = m(t) \cdot \tilde{U}_i(t) \quad (2)$$

где $m(t)$ – коэффициент модуляции.

$$\tilde{U}_i(t) = \rho(\omega, t) \cdot G(\omega, t)_{\max} \quad (3)$$

где $\rho(\omega, t)$ – чувствительность пьезоакселерометра зависящая от частоты.

$G(\omega, t)_{\max}$ – виброускорение представляющее собой отклик на виброакустический сигнал, генерируемый зоной резания и зависящий от частоты и времени процесса резания.

После усиления сигнала $U_i(t)$ с коэффициентом K_i получим сигнал, который поступает в ЭВМ для математической диагностики процесса. Данный сигнал может быть представлен в следующем виде:

$$\tilde{U}_i(t) = K_i U_i(t) = K_i \cdot U_i'(t) + K_i \cdot U_i''(t) \quad (4)$$

Чувствительность метода диагностики для данных моделей определяется величиной “переменной” составляющей - $U_i''(t)$ в начальный момент резания при остро заточенном режущем инструменте. На рис.1 дана типичная картина динамики изменения роста общего сигнала $\tilde{U}_i(t)$ относительно его начального значения, что позволяет с высокой достоверностью определять степень износа режущего инструмента.

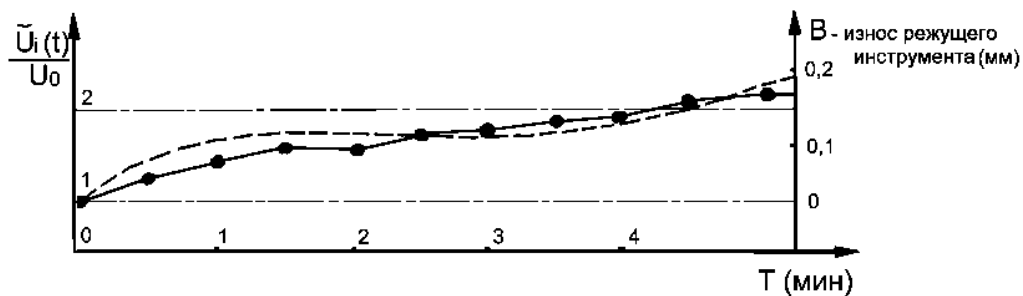


Рис. 1. Динамика изменения виброакустического сигнала и износа резца Т15К6 при точении стали 40Х ($V = 6$ м/сек, $S = 0,2$ мм/об, $T = 0,5$ мм, $B = 0,19$ мм).

ЛИТЕРАТУРА.

1. Остафьев В.А. Кокаровцев В.В. Харкевич.А.Г. Науменко В.И. Автоматизированная аналого-цифровая система обработки виброакустического сигнала при резании металлов. Междун. НТ сб. «Научно-технический прогресс в машиностроении» Вып.126 ИМАШ АН СССР- Венгрия.1989. стр.62-63.
2. Кокаровцев В.В. Методы контроля и управления процессом металлообработки на основе виброакустического сигнала. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Киев, 1994.
3. Остафьев В.А. Камаев Ю.Н. Антонюк В.С. Кокаровцев В.В. Малек В.А. Система управления процессом металлообработки. Труды междунар. конеренции «Адаптивное управление технологическими прессами» Реджина, Польша. 1985, стр.103-110.

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ ИНТЕГРИРОВАННЫХ В АСУТП БЛОКА СИСТЕМ ДИАГНОСТИКИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Урьев Е.В., Агапитова Ю.Н.

*Уральский государственный технический университет, Екатеринбург, Россия,
тел.-факс. (343) 375-41-01, E-mail: rcnd@mail.ustu.ru, evu@r66.ru*

Появление на рынке новых участников поставок штатных и мобильных систем вибрационного контроля турбоагрегатов и другого роторного оборудования ТЭС и АЭС, создало серьезную конкурентную среду и заставило поставщиков расширять функциональные возможности своих измерительных средств. В последнее время и в штатных системах контроля и защиты все чаще реализуются такие функции, как регистрация скоростных характеристик, АФЧХ, спектров и т.д.

К сожалению, системы вибрационного контроля, дополненные средствами мониторинга, представляются потребителям не как средства контроля, предназначенные для диагностики оборудования, а как системы вибрационного контроля и технической диагностики (СКТД). Казалось бы незначительная разница в терминологии (средства или системы) очень принципиальна и является ключевой в проблеме создания СТД, способных реализовывать такие цели диагностики как обнаружение повреждений или дефектов на начальной стадии их развития, оценку допустимости и целесообразности дальнейшей эксплуатации оборудования с учетом прогнозирования его технического состояния, оптимизацию режимов эксплуатации, позволяющая безопасно эксплуатировать агрегат с выявленными дефектами до момента его вывода в плановый ремонт, организацию обслуживания и ремонта оборудования по техническому состоянию (вместо регламентного обслуживания и ремонта), обеспечение подготовки и выполнения качественных ремонтов.

Если функции расширенного мониторинга, ориентированного на решение диагностических задач, как правило, понятны и определяются конкретным перечнем дефектов и их диагностических признаков, которые по обоснованному опыту или теоретическими предпосылками мнению разработчика систем диагностики позволяют выявить эти дефекты, то методика накопления и представления информации существенно различны.

Методика накопления и объем хранящейся информации, способность постфактум восстанавливать информацию о характере протекания процесса, в частности об изменении вибрационных параметров, в значительной степени определяют возможности системы диагностики. С другой стороны, каждый замер вибрации дает индивидуальные значения и это вызвано не только погрешностью измерений, но и некоторой нестационарностью вибрационных процессов. Поэтому методы накопления и хранения результатов контроля вибрации всегда являются характерной чертой той или иной СТД, поскольку разработчики ищут способы не потерять значимую информацию и, одновременно, избежать создания слишком громоздких баз данных, не позволяющих оперативно обрабатывать и представлять информацию.

В СТД нового поколения мы впервые в своей практике применили принцип опорного параметра. Таким обобщенным опорным параметром, по значению или изменению которого выполняется операция записи информации в базу данных, принято среднеквадратичное значение виброскорости опор. Точность регистрации значений опорного параметра определяется апертурой, которая учитывает погрешность измерения

СКЗ и характерную нестабильность вибрации турбоагрегата. Предполагается, что если в процессе штатного контроля вибрации нет изменений, превышающих апертуру, то нет возникновения новых и развития существующих дефектов.

Таким образом, выявление изменений в вибрационном состоянии и, следовательно, выявление дефектов предлагается осуществлять на основе контроля только эффективной вибрации (СКЗ виброскорости), а конкретное определение характера дефекта (диагностирование) - на основе подробной информации о текущих вибрационных сигналах (АФЧХ, спектры и т.д.). При отсутствии же указанных изменений эффективной вибрации опор, аналогичная информация (срез информации) сохраняется в базе данных только с периодичностью 2 – 3 часа. Это позволяет без существенных потерь информации минимизировать базу данных.

СТД, используя в качестве исходных данных параметры вибрации и параметры режима, выполняет сбор информации, анализ вибрационного состояния оборудования и оперативную диагностику. Оперативная диагностика непрерывно и автоматически осуществляется в процессах пуска, нагружения и эксплуатации агрегата на рабочем режиме. Для оперативной диагностики объектов используется экспертная система детерминированного типа, предназначенная для оперативного анализа состояния объектов, выработки решения о возможных причинах изменений и рекомендаций по действию оперативного персонала.

Постоперативная диагностика обеспечивает обнаружение медленно развивающихся дефектов на раннем этапе их развития с обязательной детализацией места развития дефекта и прогнозированием вибрационного состояния агрегата во времени. Для выполнения постоперативной диагностики используется диалоговая экспертная система вероятностного (байесовского) типа. Экспертная система предполагает использование ее специалистами по эксплуатации и ремонту оборудования, руководителями станции и ремонтных предприятий.

Последние наши разработки, поддержанные Экспертным Советом РАО «ЕЭС России» по проблемам вибрации, направлены на создание совместно с поставщиками оборудования вибрационного контроля и генерирующими компаниями региональных или специализированных центров, использующих web-мониторинг удаленных объектов и обеспечивающих сбор информации и передачу ее специалистам-экспертам.

CONDITION ASSESSMENT OF THE LOW SPEED HYDROTURBINE

Algimantas BUBULIS, Vytautas JURENAS, Kestutis ZEBELYS

Kaunas University of Technology, Kęstučio 27, Kaunas, LT-3004, Lithuania, E-mail: alub@ktu.lt

Kaunas University of Technology, Kęstučio 27, Kaunas, LT-3004, Lithuania, E-mail: vytjur@ktu.lt

Kaunas University of Technology, Kęstučio 27, Kaunas, LT-3004, Lithuania, E-mail: kzebelys@takas.lt

1. Introduction

Vibration is claimed to be the most important indicator of the mechanical integrity of rotating machinery. Overall vibration levels when trended give immediate indication of the change in the machine condition. The overall vibration levels, however, are only a numeric value and do not allow identification of any specific underlying fault types. Vibration waveform and spectral information allows the identification of any offending frequency components thus enabling the analyst to determine the fault and severity [1-5].

In this paper the vibration activity of hydro turbine is estimated by periodical monitoring and analysing of peak-to-peak displacements of rotor, their 1X, 2X, . . . nX harmonics and vibration waveforms were carried out by inductive transducers and diagnostic computer system, which allows fixing the process in real time scale.

The assessment of mechanical or operational condition of the low speed motors begins from the vibration measurement and evaluation of technical state of the main junctions – bearings, couplings, shafts and rotors. The best way to get this information is by using non-contacting displacement transducers. Non-contacting transducers supply information of two sorts – peak-to-peak displacement of hydro turbine shaft and medium position hydro turbine shaft in comparison with the bearing. Double amplitude of the shaft in radial direction give on information about the behaviour of hydro turbine shaft and could be used to find out the unbalance, displacement or friction.

2. The results of experimental investigations

Prior to a major overhaul session the acceptance tests were performed on a low speed hydro turbine (Fig.1). The goal of the tests was to give insight in the journal bearing condition to prevent unplanned downtime. Rotor operational speed is 150 RPM. The time domain (waveform) and spectral vibration data was overall, collected from all the data based points.

Two cases in working (operational) and start-stop regimes of the hydro turbine, the dynamics of vibration is investigated by using the condition monitoring and diagnostic system which includes inductive displacement pick-ups (type XSPH08362, Telemecanique, France), accelerometers (type 793, Wilcoxon Research Inc., USA) and computer based waveform and spectrum analyzers [6].

The supervision of the hydro turbine demands economic and plain methods which can be used by personnel without any special education. It is very important to find dangerous points and take attention in time. The analysis of damage and maintenance could be investigated later.

Practically vibrations are measured in three directions in every point: horizontal (H) horizontal (H+90°), axial (A). Horizontal vibrations (H), (H+90°) determine the imperfection of construction, bearing's recourse and balance state. Axial vibrations determine the technical condition of bearing and squaring.

This arrangement establishes the vibrations of separate parts of hydro turbine.

The main lack of VIMOS (vibrating monitoring system) system is that all measurements are calculated as arithmetical mean per minute. But all the domain processes are going less then minute therefore it is impossible to acquire all vibration data in start – stop regimes.

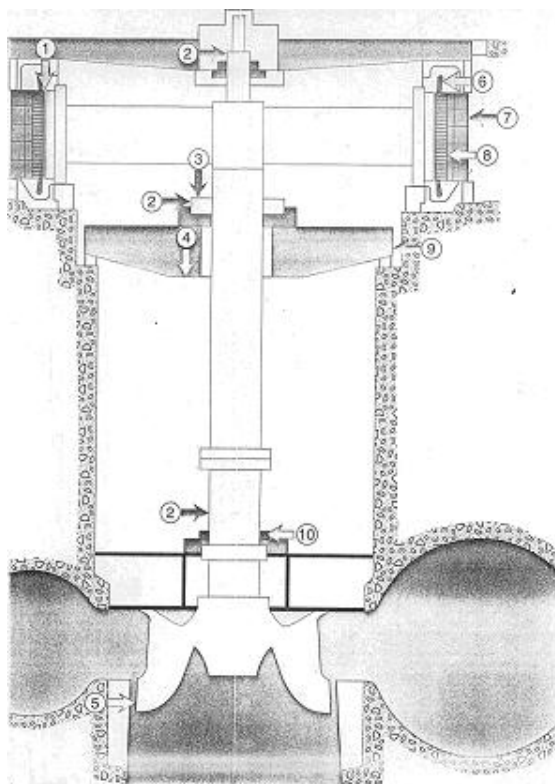


Fig. 1. The scheme of hydro turbine and the gauge of vibration location: 1 – air gap fluctuation between the rotor and stator; 2 – rotor shaft radial vibrations; 3 – rotor shaft axial vibrations; 4 – tilting pad base plate axial vibrations; 5 – water flow pulsation; 6 – stator windings vibrations; 7 – stator housing vibrations; 8 – stator lamination vibrations; 9 – tilting pad base plate radial vibrations; 10 – radial vibrations of turbine bearing housing

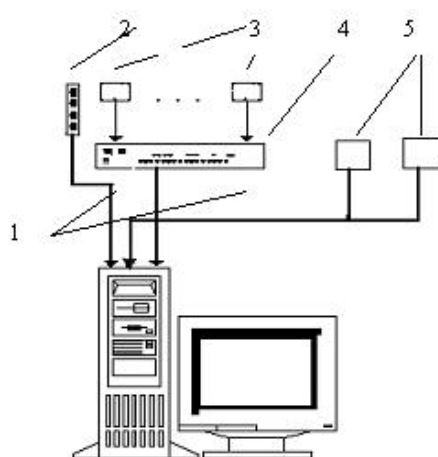


Fig. 2. Configuration of PC based monitoring system of hidroturbine: 1 – PC; 2 – tachometer; 3 – proximity probes and accelerometers; 4 – controller; 5 – technical probes (temperature, power, pressure)

The development of measurement means and computer engineering makes it possible to improve VIMOS system. An improved vibromonitoring system is not limited to vibration measuring; it is also capable of monitoring temperatures, pressures, technical data levels, etc.

The functional specifications of the system include:

- the number of input channels – 16;
- frequency range – 0-300 Hz with 16 channels or 0-100 kHz with 2 channels;
- variable resolution, up to 64000 lines;
- time domain data and FFT of vibration in real time up to 16 channels;
- real time zoom;
- orbit calculation for the use with non-contacting displacement transducers (requires two transducers mounted in x and y direction) with animated orbit display;
- a wide variety of display functions such, as x – y display, a 2 – dimensional array display, a 3 – dimensional array display.

Configuration of PC based monitoring system of hydro turbine is shown in fig.2. The transducers (proximity probes, accelerometers and technical data probes) via controller is connected to PC. All signals are processed by a controller unit with specific software, that traces different curves for results analysis and interpretation. The system is allowing easy configuration of monitored parameters, alarm levels and periodic measurements. The system also allows display of parameters such as vibration, generator active power, wicket gate opening position, etc in real time scale. It is very important for the investigation of hydro turbine during the transition period where the vibration frequency changes very rapidly (fig.3).

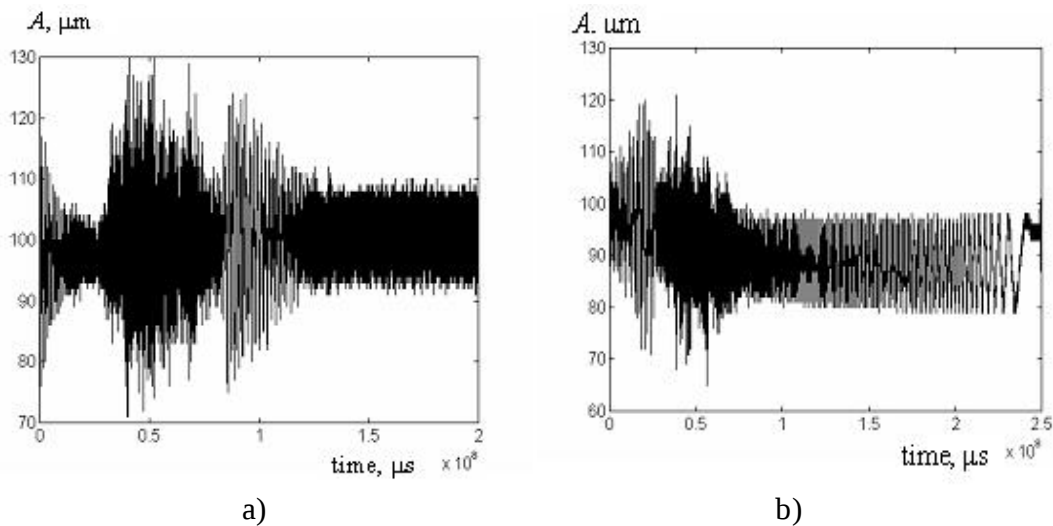


Fig. 3. Radial vibration of the shaft of the hydro turbine during setting in motion (a) and braking (b) regimes

During transition period of hydro turbine the vibration forces have wide amplitude range, therefore in some units amplitude resonance occurs. Fig. 3 shows shaft vibrations during transition period. The amplitude vibrations in this period changes 4 – 5 times, which give an opportunity to reveal technical defects of the hydro turbine. From vibration characteristics (Fig. 3b) in radial direction in braking period of the hydro turbine two defects can be determined. They are: the first – amplitude resonance in the middle braking period and the second – vibration of the eccentric shaft [7].

Waveform and spectrum parameters, such as Peak/peak value and Crest factor or defect frequency amplitude can easily be trended for automatic fault detection.

3. Conclusions

1. An improved PC based vibromonitoring system is enhanced with additional operational parameters, such as generator active power, wicket gate position, temperature, etc.
2. The results of dynamics of high power low speed hydroturbine in stationary motion and start-stop regimes are presented.
3. The analysis of vibrations in transition and operational regimes allow predicting mechanical failures of hydroturbine.

References

3. **Mitchell, John S.** Introduction to Machinery Analysis and Monitoring. –Tusla: Penn Well Books, 1993. - 230p.
4. **Jonusas R., Jurkauskas A., Volkovas V.** Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika. – Kaunas: Technologija, 2001. - 295p.
5. **Barkov Alexej V.,** [The Capabilities of the New Generation of Monitoring and Diagnostic Systems](#), published in the magazine "Metallurg" ("Metallurgist"). 1998. No 11. p. 18-26.
6. **Duncan L. Carter,** [A New Method For Processing Rolling Element Bearing Signals](#), presented at the 20th Annual Meeting of the Vibration Institute, June, 1996, published in proceedings. p. 65-79.
7. **Barkov A. V. and Barkova N. A.,** Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings, Sound and Vibration, [June-Part 1](#) and [September - Part 2](#), 1995. p. 11-19.
8. **Bubulis A., Jūrėnas V., Vysniauskiene Z.** Investigation of Dynamic Behaviour Hydroturbine During Transition Period. Journal of Vibroengineering. - Vilnius: 2000. No 4. p.71-72.
9. **Bubulis A., Jūrėnas V., Vyšniauskienė Z.** Modernization of the System for Hydro turbine Vibration Monitoring. Journal of Vibroengineering, - Vilnius: 2001 No2(7), p.84-86.

Summary

In this paper the vibration activity of hydro turbine is estimated. Vibration waveforms were carried out by inductive transducers and diagnostic computer system, which allows fixing the process in real time scale.

Vibration and failure problems of the hydroturbine were solved with vibration spectrum and time domain data analysis of the rotor vibration. The level of noise base and the relative amplitude between the peaks of defect frequency and the mean noise base indicates the severity.

АКУСТИКО-ЕМІСІЙНЕ ПРОГНОЗУВАННЯ ПРОЦЕСУ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ СКЛОПЛАСТИКОВИХ НАСОСНИХ ШТАНГ В УМОВАХ ТЕСТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ

*Ройзман В.П., Ковтун І.І., Петрашук С.А..
Хмельницький національний університет, Україна
29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11
Тел. (0382) 728743, Факс (03822) 23265, E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua*

Створення сучасних машин і конструкцій високої якості та надійності пов'язано з використанням високоміцних матеріалів з заданими фізико-механічними властивостями. Сьогодні широке застосування знаходять нові, в тому числі композиційні, матеріали та їх з'єднання, з яких виготовляють несучі елементи, відповідальні деталі та конструкції в нафтогазовій та інших галузях промисловості. Однак, нерідко в процесі виробництва в відповідальних деталях з'являються різного роду дефекти (раковини, пори, тріщини, розшарування і т.д.), що призводить до зміни фізико-механічних властивостей, погіршенню надійності та зниженню ресурсу виробів. Тому останнім часом в рішенні задач підвищення надійності виробів отримав розвиток підхід, заснований на вивченні фізичних процесів, які відбуваються в матеріалі (виробі) і є причиною появи поломок.

Більшість відомих методів неруйнівного контролю стану матеріалів, такі як ультразвукова дефектоскопія і рентгенівська радіографія забезпечують лише вибірковий контроль в окремих зонах матеріалу, виявляючи значні дефекти, і не дають інформацію про те, наскільки небезпечним може бути виявлений дефект, хоча той самий дефект може бути небезпечним або безпечним у залежності від його місця в полі напруг, що виникає при навантаженні матеріалу. На відміну від вищезгаданих методів, метод акустичної емісії (АЕ), заснований на випромінюванні матеріалом при його деформуванні пружних механічних хвиль, джерелом яких є дефекти, що розвиваються, володіє високою чутливістю, можливістю виявити і стежити за поведінкою дефектів, що розвиваються, інтегральністю, що дозволяє контролювати стан матеріалу без сканування, простотою використання в процесі випробувань, виробництва й експлуатації, можливістю контролювати різноманітні матеріали, як однорідні, так і неоднорідні, у тому числі і композити. Незважаючи на існування множини робіт із дослідження явища АЕ [1,2,3,4], питання про його практичне застосування для неруйнвної діагностики міцності матеріалів все ще є актуальним і потребує подальшого розвитку.

Для проведення досліджень методом акустичної емісії був створений програмно-апаратний комплекс АЕ на базі серійно випущеного акусто-емісійного приладу АФ-15 і персонального комп'ютера IBM486 [5]. При розробці комплексу було проведено модернізацію трьох субблоків акусто-емісійного приладу, створено модуль комп'ютерного паралельного інтерфейсу і розроблено пакет прикладних програм, що дозволило комп'ютеризувати процес збору й опрацювання параметрів сигналів АЕ, тим самим підвищивши кількість опрацьовуваних сигналів у 40 разів.

Основною задачею комплексу є документальна реєстрація й опрацювання параметрів сигналів акустичної емісії, що виникають при випробуванні деталей статичними і динамічними навантаженнями. Комплекс застосовується для експериментальної та прикладної діагностики і прогнозування міцності матеріалів, деталей і вузлів машин і апаратів різноманітних галузей народного господарства.

Дослідження склопластикових заготовок, які використовуються для виготовлення

насосних штанг, виконувались по замовленню Нафтогазової промисловості. Випробування проводились при статичному навантаженні заготовок на чотирьох-точковий згин, при якому в заготовці, по всій її довжині, виникають однакові напруження. Одночасно з реєстрацією механічних параметрів проводилась комп'ютерна реєстрація і обробка параметрів сигналів АЕ. Типова акустограма, отримана при тестуванні зразка, показана на рис. 1.

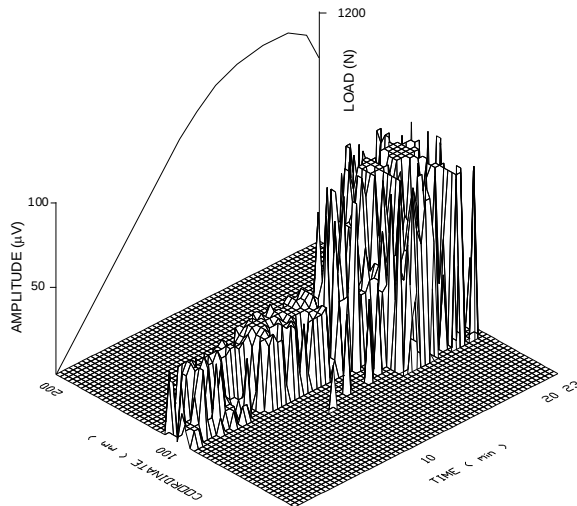


Рис.1 Залежність амплітуди сигналів АЕ від навантаження і лінійної координати по довжині зразка

По матеріалам експериментів, отриманих за допомогою методу АЕ, була проведена амплітудна селекція сигналів АЕ. Було встановлено, що при навантаженні склопластику, в основному простежуються два типи сигналів АЕ: основний “фон” - низький рівень сигналів біля 1200мкВ, що є присутнім від початку навантаження до самого руйнування, і сигнали, що проявляються як амплітудні сплески (понад 3000мкВ), з'являються по мірі збільшення навантаження і найбільше явно виявляють себе перед руйнуванням. Було встановлено, що максимум активності сигналів низького рівня і наявність високо-амплітудних сигналів показують (передвіщають) момент

початку катастрофічних змін в структурі матеріалу.

На основі отриманих результатів розроблена методика неруйнівного діагностування і прогнозування міцності заготовок, у якій параметрами, які характеризують міцність, є амплітуда і активність сигналів АЕ; у випадку перевищення параметрами сигналів АЕ контрольного (максимально-допустимого) рівня при тестуванні до безпечного навантаження $P_{месг}$ (4) заготовка признається дефектною й відбраковується, у противному випадку її міцність вважається не нижче допустимої.

$$P_{месг} = P_{max} / K, \quad (4)$$

де P_{max} - допустиме значення максимального навантаження заготовок, K - коефіцієнт прогнозування максимального навантаження, розрахований по матеріалам випробувань заготовок аналогічно формулі (1); враховуючи відповідальність насосних штанг (експлуатація в добувній шахті), які виготовляються з заготовок, з отриманого інтервалу значень $K=(2,06-3)$ було прийнято найменше значення $K = K_{min} = 2$.

Крім статичних випробувань були проведені динамічні (втомні) випробування, але вже не зразків матеріалу (заготовок), а натурних виробів - насосних штанг.

Тестування насосних штанг проводилось на вібростенді ВЭДС-200 з одночасним записом напружень від тензодатчиків і параметрів АЕ від датчиків АЕ. Насосні штанги закріплювалися на робочому столі вібростенда за допомогою спеціально створеного пристосування. Одним кінцем - металевим перехідником - штанга кріпилася у пристосуванні, а на її інший кінець для збільшення напружень у матеріалі штанги встановлювався вантаж вагою 50г.

Випробування проводились на резонансній частоті, яка відповідає першій формі коливань. Тензодатчики наклеювалися на певній відстані від місця закріплення деталі, щоб запобігти виходу їх із ладу від діючих надмірних напружень. Датчики АЕ встановлювалися на кріпильному пристосуванні, безпосередньо над місцем защемлення, так як встановлення датчиків на самій деталі приводило до появи тертя між ними і

випромінювання акусто-емісійних сигналів-перешкод.

Реєстрація і обробка параметрів АЕ і напружень, показала що на деякому циклі випробування після появи сигналів АЕ напруга дещо падає, (приблизно на 10-15%) після чого сигнали АЕ припиняються. Це може бути пояснено появою мікротріщин, їхнім розвитком, при якому жорсткість деталі знижується і задана відбортендом частота коливань уже не є резонансною, через що і знижується напруга та припиняється емісія. Далі режим резонансних випробувань відновлявся шляхом коригування частоти і посилення амплітуди коливань; напруження відновлялися і далі якийсь час випробувань утримувався заданий рівень напружень і емісія, потім усе повторювалося і так до поломки деталі.

Характерним для досліджених деталей є те, що за декілька тисяч циклів навантажень до руйнування акустична емісія різко зростала і вже не знижувалась, а зростала до самого руйнування. На рис.2 показаний фрагмент розвитку параметрів АЕ, який охоплює момент руйнування випробовуваної деталі, найбільш інформативною є поведінка активності сигналів АЕ.

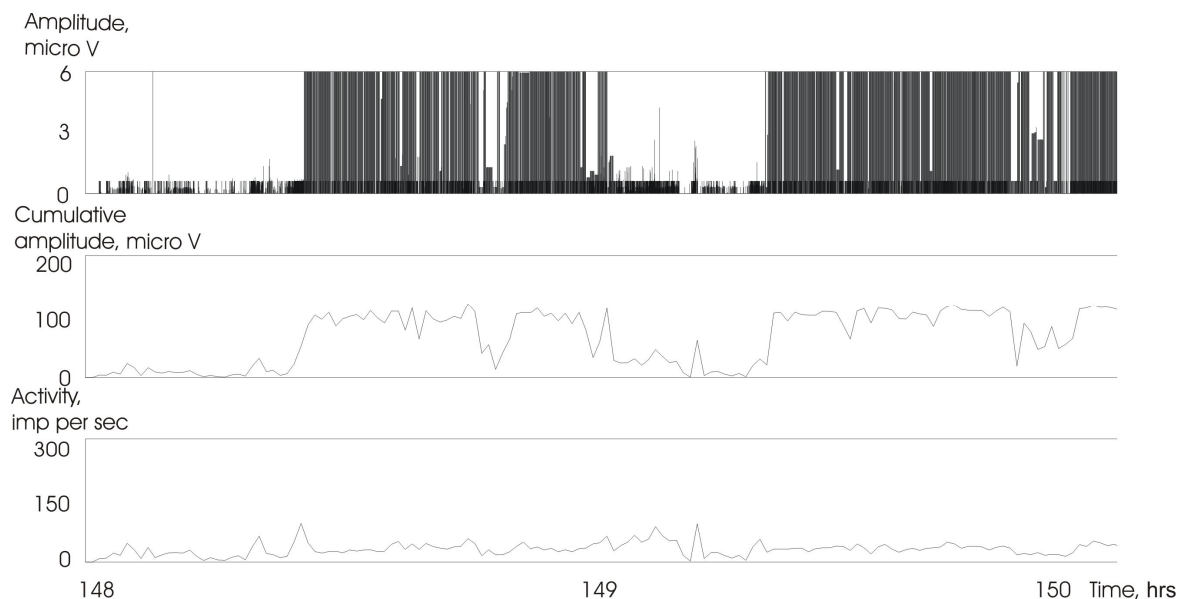


Рис.2 Фрагмент розвитку параметрів сигналів АЕ при втомному навантаженні насосної штанги.

Таким чином встановлено, що задовго до катастрофічної руйнації з'являються сигнали АЕ, як попередження про початок процесу втомного руйнування.

Слід зазначити, що зразки натурних насосних штанг не руйнувалися протягом 150 часів іспитів, тобто 14690000 циклів після появи перших сигналів АЕ при контрольному напруженні зафіксованому тензорезистором рівному 50 МПа. Це свідчить про високу спроможність композиційного матеріалу нафтогазових штанг і труб опиратися перемінним напруженням, а також про можливість використання методу АЕ для неруйнівного контролю і прогнозування міцності натурних деталей, тобто для своєчасного попередження про наближення небезпечних станів досліджуваних або працюючих деталей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Грешников В.А., Дробот Ю.В. Акустическая эмиссия. Применение для испытаний материалов и изделий. - М.: Изд-во стандартов, 1976 - 272 с.

2. Бунина Н.А. Исследование пластической деформации металлов методом акустической эмиссии. - Л.: ЛГУ, 1990. - 156 с.

3. Неразрушающий контроль. Кн.2 Акустические методы контроля.: Практическое пособие / И.Н. Ермолов, Н.П. Алешин, А.И. Потапов / Под ред. В.В. Сухорукова. - М.: Высш. шк., 1991. - 283 с.

4. Баранов В.М., Милосердин Ю.В., Рыжков С.А. Установка для исследования акустической эмиссии в широком интервале температур // Неразрушающий контроль напряженно-деформированного состояния конструкционных материалов и изделий с использованием эмиссии волн напряжений // Тезисы докл. Всес. науч.-техн. семинара. - Хабаровск (Хабаровск, дом. техники. Хабаровск. краев. упр. НТО Машпром.). - 1972. - с. 10.

5. Ковтун И.И. Диагностика прочности неразъемных элементов конструкций методом акустической эмиссии: Канд. Дис. ТУП. - Хмельницкий. - 1998.

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ДЕЗИНТЕГРАЦИИ И КЛАССИФИКАЦИИ МАТЕРИАЛОВ

Франчук В. П., Анциферов А. В.

*Национальный горный университет, Украина, 49027, Днепрпетровск, пр. Карла Маркса, 19,
(0562)474553, AntsiferovO@nmu.org.ua*

Егурнов А. И.

*ГИПРОМАШОБОГАЩЕНИЕ, 49029, Украина, Днепрпетровск, ул. Чкалова, 11
(0562)455108, main@ana-tems.com*

Особенностью современных условий развития промышленного производства является достаточно бурное развитие предприятий с небольшими объемами выпуска ценной продукции, относящейся к так называемым высоким технологиям. Одновременно продолжается тенденция к использованию мало энергоемкого, экономически целесообразного оборудования. Для подготовки материалов в этих производствах широко применяются такие технологические операции, как дробление, тонкое и сверхтонкое измельчение, грохочение и классификация. Все эти операции могут быть выполнены с использованием вибрационного оборудования, отличающегося простотой конструкции и малой энергоемкостью. Вместе с тем, при кажущейся простоте конструкции, выполнение функций, возложенных на оборудование, работа его в рациональном режиме, во многом зависит от правильности выбора исходных динамических и конструктивных параметров. Для этого необходима разработка методов расчета и выбора параметров оборудования, наиболее учитывающих специфику выполнения технологического процесса. В Национальном горном университете, Институте геотехнической механики НАН Украины, ГИПРОМАШОБОГАЩЕНИЕ накоплен большой опыт расчета, конструирования и использования вибрационного оборудования [1, 2].

Одним из типов таких машин является вибрационная щековая дробилка. Дробление материалов в ней осуществляется движущимися навстречу друг другу щеками, подвижно сочлененными с корпусом, установленным на виброизолирующие опоры. Колебания щек генерируются силами инерции вращающихся неуравновешенных масс вибровозбудителей, установленных на каждой подвижной щеке. Крупность конечного продукта регулируется

изменением величины разгрузочной щели и амплитудой колебаний щек. В зависимости от физико-механических свойств дробимого материала выбираются масса щек и кинетостатический момент дебалансных грузов. Конструктивная схема дробилки обеспечивает ее защиту от поломок при попадании недробимых тел и позволяет регулировать усилие дробления.

Другим типом оборудования для тонкого и сверхтонкого измельчения прочных и абразивных материалов является вертикальная вибрационная мельница [2], также использующая виброударный принцип разрушения. Мельница состоит из двух помольных камер, установленных с помощью упругих элементов на общей раме и совершающих противофазное движение под действием эксцентрикового вибровозбудителя. Благодаря противофазному движению и установке рамы на основании с помощью упругих элементов, мельница является полностью уравновешенной и не передает динамические нагрузки на основание. Каждая помольная камера разбита на ряд секций, разделенных перфорированными перегородками. Секции до определенного уровня заполнены мелющими телами, обеспечивающим наибольшую энергию, идущую на измельчение материала, который подается в загрузочную часть верхней помольной камеры и разрушается по мере прохождения через слои мелющих тел, подверженных интенсивному вибрационному воздействию. Разрушение материала производится при виброударном воздействии мелющих тел на измельчаемый материал. Такой принцип нагружения сводит до минимума износ мелющих тел и обеспечивает разрушение материала раскалыванием и глубинную активацию измельчаемого продукта.

В качестве третьего примера необходимо привести эластичные просеивающие поверхности, применяемые на вибрационных грохотах в процессах обезвоживания мелкодисперсных материалов в виде пульпы: тонкие шламы, илистые массы. Для указанных целей используют резиновые сита в виде отдельных плоских карт с перфорированной поверхностью. Конструктивно их выполняют с ребрами жесткости в продольном и поперечном направлении и устанавливают на грохот с предварительным натяжением в плоскости. Метод расчета таких сит изложен в [3, 4].

Отличительной особенностью рассмотренных выше типов оборудования является нелинейность, которая оказывает существенное влияние при исследовании динамики системы и выборе параметров оборудования. В первых двух случаях нелинейность определяется влиянием технологической нагрузки, в третьем случае сказывается влияние геометрической нелинейности при больших деформациях сита.

Поскольку рассмотренные системы являются существенно нелинейными с жесткой характеристикой восстанавливающей силы упругих связей, они работают в режиме близком к резонансу, возмущающее усилие считается «малым». Движение такой системы (рис. 1) описывается дифференциальным уравнением вида

$$m\ddot{x} + S(x) = \varepsilon F_0 \sin \omega t.$$

Начальным этапом исследования нелинейных динамических систем являлось их представление как систем с малой нелинейностью, т.е. систем, в которых нелинейность не оказывала существенного влияния на форму, а только на величину колебаний. Функция упругой восстанавливающей силы представлялась в виде основного линейного члена и малой нелинейной добавки [1]. Решение принималось в форме правой части.

Применяемые методы решения нелинейных уравнений, описывающих движение системы, базируются, в основном, на линеаризации параметров системы [1], их осреднении, использовании вариационного принципа Бубнова – Галеркина, асимптотическом приближении к точному решению. При использовании трех первых подходов, при исследовании реальных технических систем, получаются неплохие совпадения с экспериментом по амплитудам колебаний, несколько хуже – по скоростям. Что же касается ускорений перемещений элементов конструкции, то здесь могут

наблюдаться значительные расхождения. При использовании асимптотических методов можно получить достаточную для технических расчетов точность, но конечные выражения получаются довольно громоздкие, трудно обозримые для анализа и синтеза параметров системы.

В последнее время все шире стали применяться машинные методы решения системы нелинейных дифференциальных уравнений. Однако эти методы пригодны только для анализа параметров системы. Синтез параметров (при правильном выборе алгоритма) занимает достаточно много времени и ресурсов машины и не всегда можно ответить положительно на вопрос оптимизации параметров.

Количественно и качественно результаты получаются более точными, если решение принимать в форме левой части уравнения, а правую часть уравнения (функцию вынуждающей силы) в дальнейшем спроектировать на это решение. Наиболее просто эту операцию можно осуществить при использовании обобщенных функций [5] с применением в качестве регулирующей единичной функции Хевисайда. В качестве примера рассмотрим систему с асимметричной нелинейностью.

Движение центра масс щеки дробилки в горизонтальном направлении представим в виде динамической модели (рис. 1,а) с характеристикой восстанавливающей силы упругих связей (рис. 1,б). Сравним результаты, полученные с использованием решения в форме левой части исходного дифференциального уравнения движения и решения, полученного с использованием методов, основанных на методах линеаризации или осреднения параметров. На рис. 2 приведены осциллограммы перемещений, скорости и ускорения массы m , полученные по двум методам решения. Как следует из этого рисунка, максимальные значения перемещений и скоростей по обоим методам решения совпадают достаточно хорошо. Что же касается ускорений (рис. 2,в), то здесь имеются различия и довольно существенные. Это сказывается на неправильном определении разрушающей способности щеки при дроблении прочных материалов и материалов с высоким значением модуля упругости, при определении прочностных показателей конструкции. Изложенный подход к исследованию нелинейных динамических систем вибрационных машин позволяет получить более точную количественную и качественную картину поведения ее элементов.

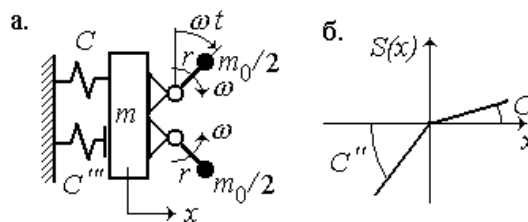


Рис. 1. Расчетная схема системы с асимметричной нелинейностью упругих связей

Дальнейшая интенсификация технологических процессов привела к созданию машин виброударного типа, таких как упомянутые выше вертикальные вибрационные мельницы. Влияние технологической нагрузки в этих машинах настолько существенно, да и сама система настолько нелинейна, что при исследовании их динамики нелинейность системы малой считать уже нельзя. Влияние неупругих сопротивлений на параметры движения системы при таком представлении характеристики восстанавливающей силы упругих связей можно, пользуясь принципом Вольтерра, учесть в конечных выражениях чисто упругого решения [6].

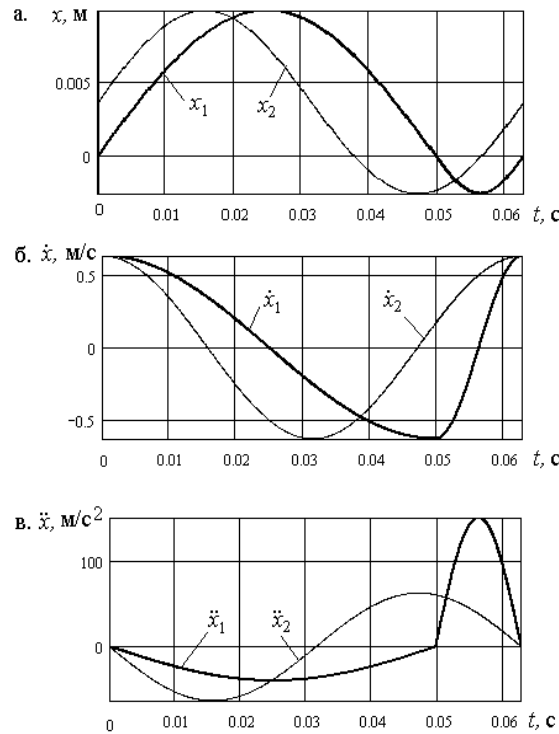


Рис. 2 Осциллограммы перемещений, скоростей и ускорений массы m 1- с использованием обобщенных функций; 2 – при осреднении параметров.

Литература

1. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.
2. Потураев В.Н., Франчук В.П., Надутый В.П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах. Днепропетровск: НГА Украины, 2002. – 190 с.
3. Анциферов А.В., Егурнов А.И., Франчук В.П. Использование комплексной теории неупругого сопротивления материала при исследовании гармонических колебаний пластины // Вибрации в технике и технологиях. – № 6 (27). – 2002. – С. 3-6.
4. Анциферов А.В., Егурнов А.И. Колебания эластичной просеивающей поверхности // Теория и практика процессов измельчения, разделения, смешения и уплотнения: Сб. науч. тр. – Вып. 9. – Одесса: ОГМА, 2002. – С. 7-14.
5. Франчук В.П. Применение обобщенных функций при исследовании динамики сильно нелинейных колебательных систем с асимметричной нелинейностью // Вибрации в технике и технологиях. – 1998. – № 4 (8). – С. 9-12
6. Франчук В.П., Анциферов А.В. Учет неупругих сопротивлений при исследовании существенно нелинейных динамических систем // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 3 (12). – С. 13-14.

МЕХАТРОННЫЕ ВИБРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Захаров И.С., Сафаров Д.И., Яцун С.Ф.
Государственный технический университет
Россия, Курск, ул. 50 лет Октября, 94
Тел. (0712)52-38-07, E-mail: jatsun@kursknet.ru

Вибрационная техника и технологии с каждым годом расширяют область своего применения и занимают все более прочные позиции в различных отраслях промышленности, строительства, транспорта, сельского хозяйства, бытовой и медицинской техники. Дальнейшее развитие вибрационной техники во многом основывается на создании управляемых вибромашин, проектирование которых осуществляется на мехатронном, то есть системном подходе.

В статье рассматриваются мехатронные вибрационные системы, описывается структура и математические модели электромагнитных мехатронных вибрационных модулей, взаимодействующих с рабочим органом, обрабатываемой средой и системой управления.

В общем случае структурная схема мехатронной технологической вибромашины может быть представлена следующим образом (рис.1). В основе методов проектирования мехатронных вибромашин как отмечалось ранее, лежит принцип системного подхода, реализуемый с помощью математических моделей элементов исследуемой системы.

Построение дифференциальных уравнений движения, необходимых для изучения взаимодействия механической части мехатронного модуля вибрационного движения и электрической удобно производить на основе уравнений Лагранжа — Максвелла, которые позволяют автоматически получать не только уравнения движения механической части системы, но и связанные с ними уравнения электрической части.

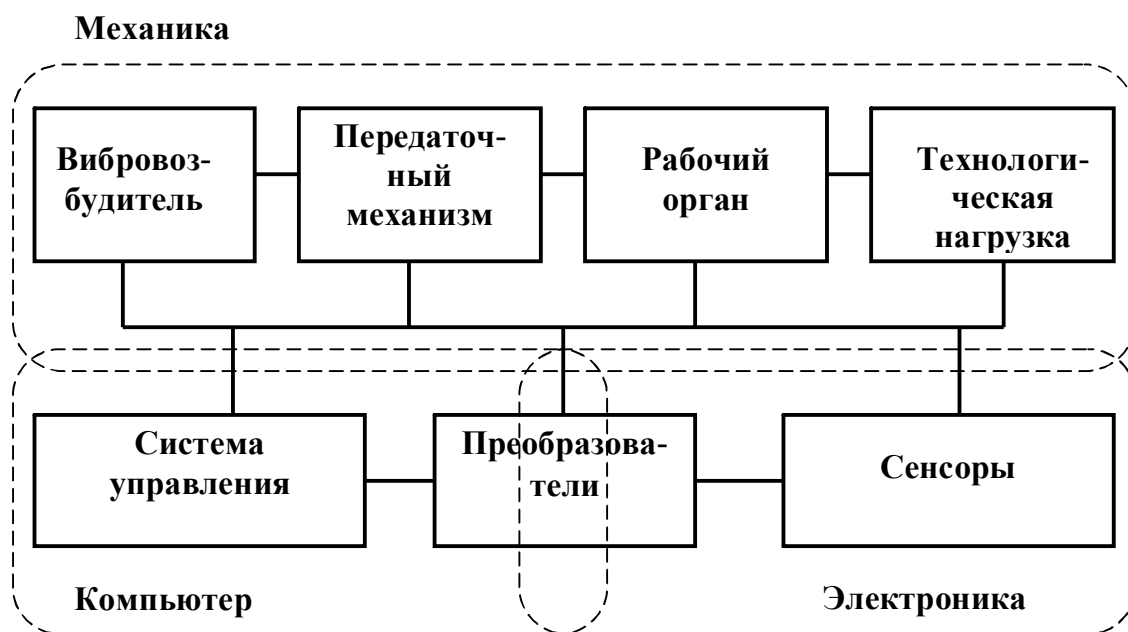


Рис.1. Структурная схема мехатронной вибромашины

Схема дает представление о составных частях и принципе действия этой системы. Механическая вибрация от мехатронного модуля (состоящего из вибровозбудителя, передаточного механизма и электронного блока) передается на рабочий орган, воспринимающий технологическую нагрузку. Обратная связь между каждым элементом схемы реализуется на основе регулятора (выполненного в виде программы реализованной на базе микроконтроллера), что обеспечивает эффективный рабочий режим и заданные характеристики движения рабочего органа при действии различных дестабилизирующих факторов (износа, температурных воздействий, изменений рабочей нагрузки и т.п.). Цифровой регулятор выполняет расчет идеального закона движения в реальном масштабе времени и сравнивает его с данными, получаемыми с датчиков контролирующего движение рабочего органа. Полученная величина ошибки используется в алгоритме управления при вычислении управляющего воздействия.

Режим колебаний рабочего органа должен быть оптимальным для каждого конкретного случая использования вибромашины, поэтому правильный подбор параметров программы движения возможен при решении задачи параметрической оптимизации, где целевой функцией выступает технологический критерий качества (например, производительность).

Определение оптимального (идеального) закона движения рабочего органа представляет сложную задачу. Обычно, функция, описывающая задаваемый режим движения рабочего органа является периодической и может быть представлена, например, в виде ряда Фурье. Определение коэффициентов этого ряда выполняется на основе методов параметрической оптимизации. Механизмы с электроприводом в этом случае рассматривают как электромеханические системы.

Составление этих уравнений предполагает, что состояние электромеханической системы описывается обобщенными координатами механической части, число которых в голономных системах равно числу степеней свободы механизма, и обобщенными координатами электрической части, определяющими состояние электрической части системы.

Существенным для построения модели мехатронной вибромашины является этап моделирования технологической нагрузки. На характер составления моделей технологической нагрузки значительное влияние оказывают их реологические свойства, т.е. упругость, пластичность, вязкость и прочность. У одного и того же тела в зависимости от его состояния и условий нагружения, проявляются в различной степени те или иные реологические свойства. Поэтому в первую очередь необходимо выяснить, какие свойства исследуемого материала при заданных условиях деформирования являются определяющими. При этом удобно воспользоваться базой феноменологических моделей, которые позволяют качественно охарактеризовать поведение среды и являются исходной основой для составления реологических уравнений.

Для того чтобы описать реологическое поведение сложного тела в зависимости от свойств его компонентов, можно комбинировать в различных сочетаниях модели простейших идеальных тел, каждое из которых обладает лишь одним физико-механическим свойством. Эти элементы могут быть скомбинированы параллельно или последовательно.

Мехатронная вибромашина обязательно содержит систему управления движением рабочих органов. В общем случае система автоматического управления (САУ) состоит из объекта управления (перерабатываемой среды) и управляющей подсистемы, в которую входят собственно вибропривод, объединенный с передаточным механизмом и силовой электроникой, в мехатронный модуль, сенсоры, средства обработки информации и принятия решений.

При этом могут применяться как непрерывные аналоговые САУ, так и дискретные, выполненные на базе микроконтроллера и включающие интерфейсные блоки АЦП и ЦАП. При реализации движения рабочего органа (возвратно-поступательное, вращательное, плоское или пространственное), возникает задача оптимального выбора параметров, составных частей вибрационной технологической машины - вибровозбудителя, передаточного механизма, системы датчиков, алгоритма управления и так далее. На рис. 2 приведена структурная схема системы автоматического управления вибромашиной.

Здесь приняты следующие обозначения: v_2 – оптимальный закон движения рабочего органа полученный на этапе оптимизации; v_1 – реальный закон движения рабочего органа; f – внешнее возмущение; $W_f(p)$, $W_1(p)$, $W_2(p)$ – передаточные функции соответственно: возмущения, объекта управления, измерителя параметров вибрации рабочего органа.

В общем случае функции v_1 и v_2 являются векторными, состоящими из обобщенных координат и скоростей, задающих движение рабочего органа. При этом, v_1 – определяется реальными параметрами, измеренными системой датчиков, а v_2 – содержит параметры оптимального в некотором смысле закона движения.

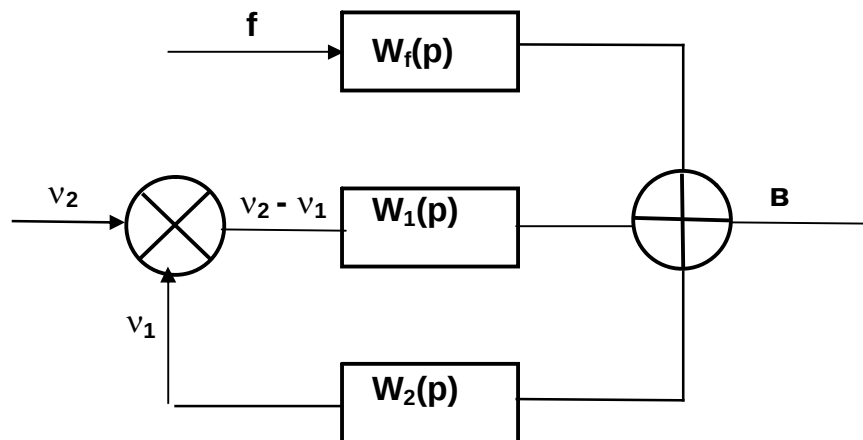


Рис.2. Структурная схема системы автоматического управления

Структура и передаточные функции системы управления определяются математической моделью исследуемой мехатронной системы, в которой должны быть учтены способы регистрации и обработки информации, а также модели мехатронного модуля и технологической среды. Исследование динамического взаимодействия обрабатываемого материала, вибрирующего рабочего органа, системы управления осуществляется численными методами.

Такой подход, позволяет изучить динамику вибромашины, оценить показатели качества системы управления (точность, устойчивость, быстродействие), а также выбрать оптимальный алгоритм управления, обеспечивающий движение рабочего органа с параметрами близкими к параметрам идеального закона движения.

Системный подход к моделированию динамики вибрационных машин, позволяет на стадии проектирования, изучить особенности поведения вибромашины и определить соответствующие параметры привода и САУ для различных типов технологической нагрузки.

ОСОБЕННОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРОВ В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ ПРИ ПОМОЩИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЙ АППАРАТУРЫ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Йонушас Ремигиус, Жебелис Кястутис Фабионас
Каунасский технологический университет, ул. Кястучио 27, LT – 44025, Литва,
тел. +370-37-321196, e-mail: remjon@ktu.lt; kestutis.zebelys@ktu.lt

При уравнивании роторов в эксплуатационных условиях необходимо учитывать следующие особенности:

- вместе с ротором вибрации подвергаются и другие части роторной машины, поэтому не существует простой линейной связи между величиной дисбалансов и параметрами вибрации;
- кроме дисбалансов существуют и другие источники, вызывающие вибрацию роторов на частоте их вращения (погрешности изготовления и монтажа опор вращения, расцентровка полумуфт, прогиб ротора и др.);
- процесс балансировки осуществляется на рабочих оборотах ротора, что позволяет учесть разные дополнительные факторы (например, температурные деформации), которые проявляются в эксплуатационных условиях роторной машины.

Необходимо также учесть и влияние таких дестабилизирующих факторов как:

- недостаточная динамическая жесткость опорной системы роторной машины, что может привести к возникновению резонансных режимов;
- неопределенность положения насадных деталей при ослаблении их посадочных сопряжений с валом ротора;
- релаксация внутренних технологических напряжений в материале ротора и др.

Для осуществления уравнивания ротор в эксплуатационных условиях в последнее время успешно применяется специализированная аппаратура нового поколения, использующая мощную компьютерную инфраструктуру с сетями разного уровня. В арсенале программных средств такой аппаратуры имеются разные базы данных, диагностические модули, балансировочные и другие программы. В качестве примера такой аппаратуры можно указать:

- LEONOVA (SPM – Instrument, Швеция);
- EASY BALANCER, MULTIVIBER (VMI AB, Швеция);
- SMART BALANCER (SCHENK, Германия);
- DIANA – 2M (Виброцентр, Россия);
- ADASH 4001 (ADASH Ltd., Великобритания) и др.

Использование этой аппаратуры позволяет не только осуществить балансировку роторов в эксплуатационных условиях, но также и провести их вибродиагностику. Функциональные возможности аппаратуры очень широки. При ее помощи возможно осуществить:

- оценку общей виброактивности машины (например, основываясь на требования стандарта ISO 10816);
- балансировку ротора;
- оценку состояния опор вращения (шарикоподшипников, подшипников скольжения);

- центровку валов валопровода;
- спектральный анализ вибрационного сигнала и выявление дефектов роторной машины;
- измерение фактических оборотов и температуры ротора и др.

Примеры осуществления балансировки роторов в эксплуатационных условиях при помощи прибора MULTIVIBER с программой SPECTRA представлены ниже. Для оценки вибрационного состояния объекта исследований осуществлялся спектральный анализ вибрационного сигнала как перед балансировкой ротора, так и после нее.

1 пример. Объект исследований - вентилятор, смонтированный на оси электродвигателя. Мощность – 7,5 кВт, число оборотов – 1500 об/мин, масса ротора – 78 кг. Характерная особенность – недостаточная жесткость корпуса вентилятора. Результаты спектрального анализа виброактивности вентилятора представлены на рис. 1. Общий уровень виброактивности V_{RMS} (по виброскорости) уменьшился с 7,98 мм/с до 1,86 мм/с, а уровень составляющей на частоте вращения ротора (25 Гц) - с 5,73 мм/с до 0,49 мм/с. Повышенный уровень вибраций на частоте 145 Гц объясняется близостью частоты колебаний лопаток вентилятора (всего имеются 6 лопаток) к собственной частоте вибрации корпуса вентилятора. Для устранения этой причины повышенных вибраций необходимо ужесточить корпус вентилятора.

2 пример. Объект исследований - агрегат, состоящий из электродвигателя и дымонасоса, соединенных при помощи муфты. Мощность – 75 кВт, число оборотов – 1050 об/мин, масса ротора дымонасоса – 210 кг. В результате визуального осмотра обнаружены следы коррозии и износа лопастей ротора дымонасоса. Результаты спектрального анализа виброактивности дымонасоса представлены на рис.2. Общий уровень виброактивности V_{RMS} уменьшился с 11,29 мм/с, до 3,80 мм/с, а уровень составляющей на частоте вращения ротора (17,5Гц) уменьшился с 6,01 мм/с до 0,67 мм/с. Наличие в спектрограммах (рис. 2 а,б) нескольких составляющих с повышенными уровнями вибраций объясняется ослаблением посадок подшипников качения в корпусе дымонасоса. Устранение этой причины виброактивности возможно лишь в результате ремонта дымонасоса.

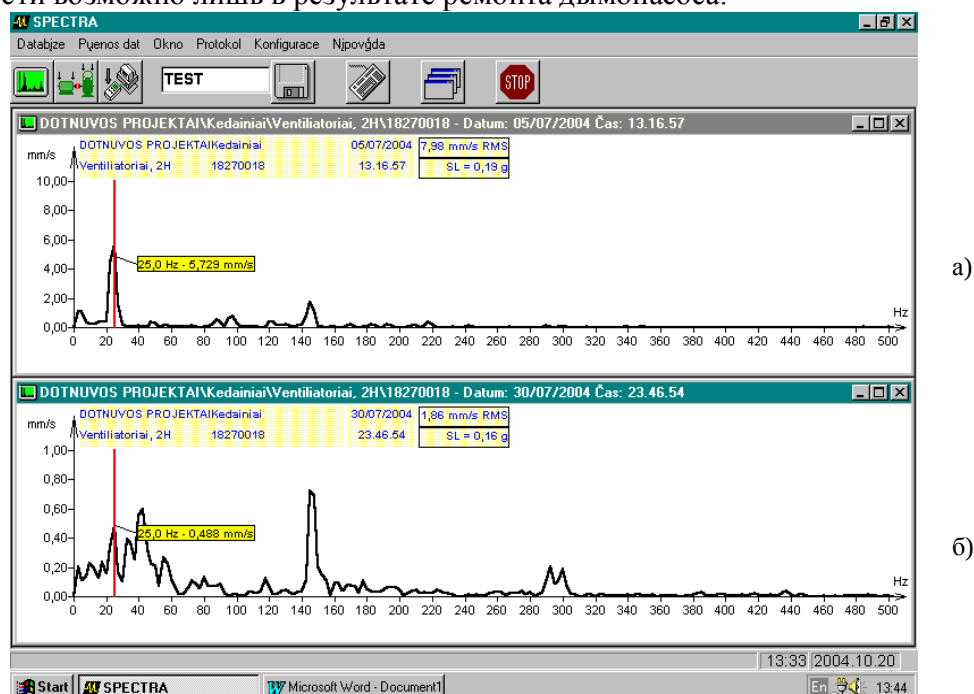


Рис. 1. Спектрограмма вибрационного сигнала вентилятора: а – до балансировки; б – после балансировки

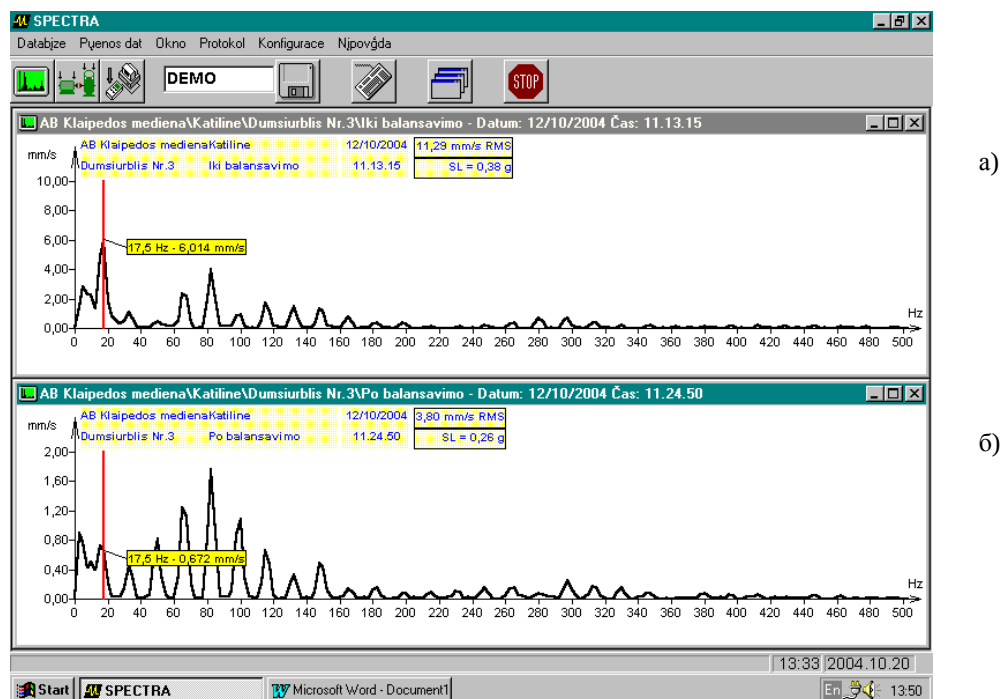


Рис. 2. Спектрограмма вибрационного сигнала дымонасоса: а – до балансировки; б – после балансировки

Сопоставление данных (рис.1 б, рис. 2 б), полученных после балансировки роторов на рабочем месте, с требованиями стандартов [1,2] позволяет заключить, что вибросостояние роторных машин хорошее (для вентилятора) и удовлетворительное (для дымонасоса).

Выводы:

1. Современные технические средства, построенные на базе компьютерной техники и технологии, позволяют полностью использовать такие перспективные методы получения информации об объекте исследований как спектральный анализ вибрационного сигнала, статистическое распознавание состояний и др.
2. С помощью многофункциональной специализированной аппаратуры можно не только осуществить балансировку ротора в эксплуатационных условиях, но также и осуществить оценку его виброактивности и вибродиагностику источников вибраций.

Литература

1. ISO 1940 - 1973. Balance Quality of Rotating Rigid Bodies.
2. ISO 10816 – 3:1998. Mechanical-Vibration-Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotatings.

КОМПЛЕКС РАБОТ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ МЕТОДОВ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ НА РАЗГОННО- БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТЕНДАХ (РБС).

Урьев Е.В., Недошивина Т.А., Жуков С.В.

*Уральский государственный технический университет, Екатеринбург, Россия,
тел.-факс. (343) 375-41-01, E-mail: rcnd@mail.ustu.ru, evu@r66.ru*

Классическая методика двухплоскостной низкочастотной балансировки (НЧБ) роторов в крайних плоскостях коррекции, используемая в течение длительного времени в энергетическом машиностроении, была вполне применима для гибких роторов, работающих за первой, но при условии достаточного удаления от второй критической частоты вращения. С приближением рабочей частоты вращения ко второй критической частоте потребовалось использование при балансировке роторов на энергомашиностроительных заводах разгонно-балансировочных стендов.

Внедрение РБС было взвешенным и абсолютно оправданным решением и явилось истинным прорывом в развитии средств и методов балансировки гибких роторов. При этом балансировка турбинных роторов на этапе внедрения РБС чаще всего сводилась к уравниванию только на двух частотах вращения - на первой критической и рабочей. Количество плоскостей коррекции при этом чаще всего ограничивалось тремя – четырьмя. Позднее была разработана и внедрена методика многоплоскостной балансировки на дискретных скоростях коррекции, выбранных особым образом во всем диапазоне частот вращения вплоть до рабочей. Число плоскостей коррекции было доведено до 10.

Разработанная методика многоплоскостной балансировки турбинных роторов состояла из двух этапов: предварительной низкочастотной двухплоскостной балансировки, позволяющей обеспечить безопасный для РБС проход через критическую частоту вращения, и последующей балансировки на 4 – 5 более высоких скоростях вращения. Эта методика легла в основу методов балансировки, внедренных на целом ряде предприятий в СССР и за рубежом, и длительное время удовлетворяла требованиям стандартов и других руководящих материалов.

Однако с ростом единичных мощностей паровых турбин, с увеличением быстроходности газотурбинных агрегатов, когда рабочая частота вращения часто превышала вторую критическую частоту, стали все чаще проявляться и недостатки указанной методики. Они, прежде всего, выражались в чрезмерно высоких вибрациях опор РБС вблизи рабочих частот вращения при исходном (нулевом) пуске, хотя после выполненной предварительно низкочастотной балансировки критические частоты вращения, как правило проходились при умеренных вибрациях опор. В таких условиях пробные пуски во всем диапазоне частот вращения выполнять было достаточно сложно, а результаты балансировки не всегда удовлетворяли требованиям. Тому было как минимум несколько причин.

Следует отметить, что роторы с постоянной жесткостью и с равномерно распределенной массой, работая за второй критической частотой вращения, имеют при этом достаточный запас от третьей критической частоты. Для роторов турбин, основная масса которых сосредоточена вблизи опор, с уменьшением жесткости опор собственная частота по третьей форме резко снижается и, работая вблизи или за второй критической частотой, такие роторы одновременно работают, как правило, вблизи и третьей критической частоты. Для таких роторов, при наличии исходного дисбаланса по первой

форме, двухплоскостная низкочастотная балансировка инициирует возникновение неуравновешенности по третьей собственной форме.

В связи с вышеуказанными причинами, нами была применена НЧБ распределенными системами грузов. Системы определялись как системы, распределенные по длине ротора в соответствии с двумя первыми формами колебаний ротора с учетом податливости опор. И хотя исходный дисбаланс ротора как жесткого тела сводился лишь к распределению по двум низшим формам, но, как показали результаты расчетного исследования, данное упрощение вполне допустимо, что подтверждается и практическим опытом балансировки нескольких сотен роторов. И хотя при дискретных плоскостях коррекции не возможно получить полную ортогональность указанных систем балансировочных грузов, влияние их на вибрацию на рабочей частоте вращения, где уже существенным является влияние деформаций ротора по третьей форме, сводится к минимуму.

Принципиальные изменения коснулись и высокочастотной балансировки. Замеры вибрационных параметров опор предложено выполнять не на нескольких частотах вращения, а производить с заданным минимальным интервалом по частоте во всем диапазоне частот вращения ротора, включая частоту вращения, на которой производится НЧБ. Расчет величин корректирующих грузов предлагается производить не путем прямого решения системы уравнений, а с использованием дискретно-итерационного метода, что позволяет использовать матрицу коэффициентов влияния (ДКВ) с любым соотношением чисел строк и столбцов и повысить устойчивость решения. Наконец, при оптимизации системы корректирующих масс, за функцию качества предложено принимать не просто минимум суммы квадратов остаточных вибраций опор, а максимальное удельное снижение суммы квадратов остаточных вибраций опор ротора на единицу корректирующей массы.

Разработанная методика балансировки гибких роторов на РБС проходит в настоящее время опытно-промышленную доводку и предполагается к внедрению после реконструкции РБС, предложения по которой сформулированы фирмой «К. Шенк» (Германия) совместно с предприятием «Диамех-2000» и при участии Уральского государственного технического университета.

БАЛАНСУВАННЯ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ НА РОБОЧОМУ МІСЦІ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ШВИДКОСТЯХ

Ройзман В.П., Ткачук В.П.

Хмельницький національний університет

Україна, 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11

Тел. (0382) 728743 Факс (03822) 23265 E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua

Незрівноваженність коліс автомобіля збільшує вібрацію і затрудняє керування, зменшує термін використання шин, амортизаторів, рульового управління, збільшує витрати на технічне обслуговування, погіршує безпеку руху.

Підвищений рівень вібрацій в автомобілі викликає дискомфорт водія і пасажирів. Вібрації можуть викликати головокружіння, нудоту, порушення органів слуху і зору.

Загальна незрівноваженність колеса складається із суми дисбалансів шини, диска, гальмівного барабана, піввісі і деталей, за допомогою яких диск закріплюється на піввісі

(гвинтів кріплення, підшипників, гайки і контргайки кріплення підшипників, стопорної шайби, шпильки кріплення півосі, ковпачкової гайки кріплення внутрішнього диска коліс, гайки кріплення зовнішнього диска коліс, маточини колеса).

Конструктивні причини дисбалансу коліс обумовлені особливостями конструкції деталі. Наприклад, для накачування шини на ободі колеса є вентиль, маса якого порушує їх зрівноваженість.

Технологічні причини, пов'язані з допустимими відхиленнями розмірів і параметрів (у тому числі і дисбалансу) деталей, що забезпечують їх взаємозамінність.

Експлуатаційні причини – нерівномірний знос шин, деформації дисків.

На сьогоднішній день найбільш розповсюдженим методом зрівноважування коліс автомобіля є їх балансування на спеціальних верстатах.

Проте можна вказати на деякі недоліки і незручності такого балансування:

1. Головне зауваження стосується того факту, що вісь балансування не є робочою віссю і після ремонту відбалансованого на верстаті колеса на робочу вісь, відбувається зміна посадкових місць, а це породжує нову незрівноваженість.

2. Неможливо виправити дисбаланси піввісі і деталей, за допомогою яких колесо закріплюється на піввісь.

3. Ціна операції балансування на станції технічного обслуговування (СТО) коливається в межах 20 у.о., а комплект нових шин 80 у.о., тому більшість власників автомобілів виконують балансування лише в крайніх випадках.

4. Кожен балансувальний верстат дозволяє балансувати колеса, маса яких лежить в певному діапазоні. Отже, для того щоб баласувати колеса на СТО будь-яких розмірів необхідно мати декілька моделей верстатів.

Тому, для підвищення продуктивності і точності визначення незрівноваженості, а також зменшення ціни операції балансування варто шукати нові методи і вимірювальні пристрої, зручні в експлуатації. У зв'язку із цим, на наш погляд, перспективним є метод балансування коліс при обертанні безпосередньо на робочій осі автомобіля.

Одним із методів визначення незрівноваженості колеса на робочій осі автомобіля є метод обходу вантажем. Експериментальне дослідження методу проводилось на автомобілі УАЗ-31512 після встановлення раніше відбалансованого на верстаті колеса на робочу вісь.

Для виконання операції балансування колеса методом обходу вантажем використали пристрій для вимірювання вібрацій – Пи-19, осцилограф із самописцем і набір вантажів (5, 10, 15, 20 і 50 гр.). Балансування закріпленим вантажем проводилось таким чином.

Перед виконанням балансування підіймали домкратом 2 колесо 1 (рис. 1,а), дисбаланс якого необхідно було виправити. Домкрат встановили на відстані $l_1=0,5\text{м}$ від центра колеса.

Місце встановлення вібродатчика 3 на осі вибиралось таким чином, щоб він знаходився між центром колеса і домкратом, а також якомога ближче до колеса, де більші вібрації. Датчик встановили на відстані $l_2=0,2\text{м}$ від центра осі колеса.

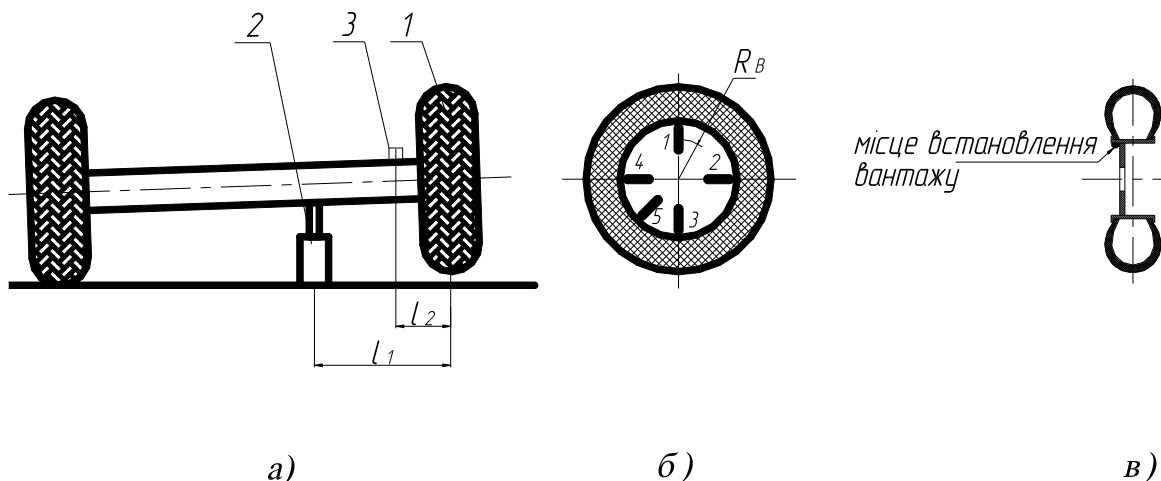


Рис. 1. Схема балансування колеса автомобіля

Запустили двигун, і за допомогою трансмісії привели в рух колесо. Амплітуду вихідної вібрації записали на осцилографічну плівку (рис. 2,а).

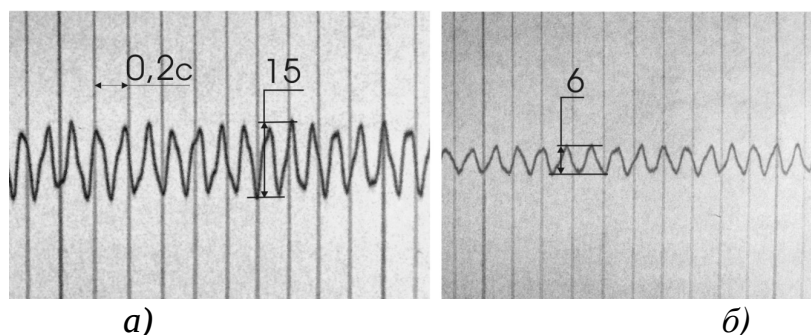


Рис. 2. Амплітуди вібрацій осі автомобіля: а) – амплітуда вихідної вібрації до балансування; б) – амплітуда вібрації осі автомобіля після балансування на робочому місці.

Швидкість обертання колеса підтримувалася постійною під час запису амплітуди вібрації. Стрілка спідометра в цей момент стояла на позначці 60 км/год, що відповідало кутовій швидкості ω і частоті n обертання колеса:

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{60 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,4} = 41,667 \text{ с}^{-1};$$

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} = \frac{41,667 \cdot 30}{\pi} = 398,1 \text{ об/хв.}$$

Крейдою виконали розмітку колеса на чотири рівних сектори і пронумерували мітки (рис. 1,б). На диску, за допомогою пластиліну, встановили вантаж (положення №1) масою 70 гр. Радіус встановлення $R_{\text{в}}=0,25\text{м}$. Знову запустили двигун і привели в рух колесо. Амплітуду вібрації осі після встановлення вантажу записали на осцилографічну плівку. Кутова швидкість обертання колеса, як і при пробному пуску, відповідала значенню $\omega = 41,667 \text{ с}^{-1}$.

Почергово повертаючи вантаж за годинниковою стрілкою на 90° , не змінюючи радіуса встановлення і маси вантажу, приводили в рух колесо і записували на осцилографічну плівку амплітуду вібрацій.

Помірявши результати записів амплітуди вібрацій, було виявлено, що найменша амплітуда вібрацій осі була тоді, коли вантаж був розміщений в положеннях 3 і 4 (рис. 3,а).

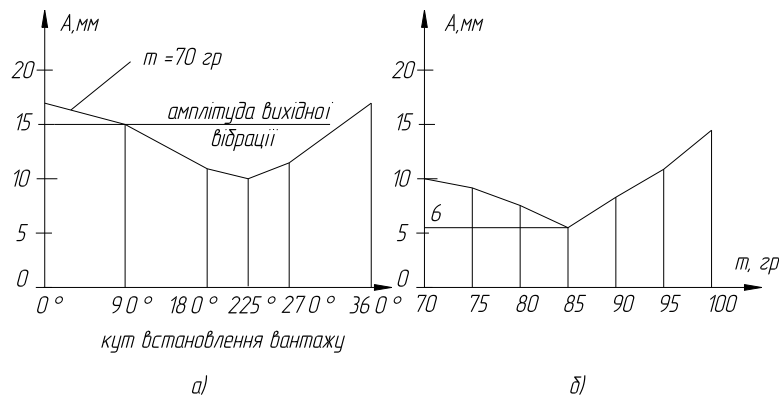


Рис. 3. Діаграми амплітуд вібрацій.

Сектор між мітками 3 і 4 розбили навпіл (положення 5) і знову встановили вантаж на радіусі R_b . Амплітуда вібрацій осі при обертанні колеса з кутовою швидкістю $\omega = 41,667 \text{ с}^{-1}$ знову зменшилась. Таким чином, було вибрано місце встановлення корегуючого вантажу.

Для визначення оптимальної маси корегуючого вантажу експеримент було продовжено. Не змінюючи місце закріплення вантажу, поступово збільшували масу на 5 гр і довели її до 100 гр. Після кожного збільшення вантажу приводили в рух колесо і знову записували амплітуду вібрацій на осцилографічну плівку. За результатами вимірювань амплітуд побудували діаграму (рис. 3,б).

Під час експерименту при встановленні вантажу масою 85 гр. на радіусі $R_b = 0,25$ в положенні 5 між мітками 3 і 4 була зафіксована мінімальна амплітуда вібрацій (рис. 2,б). На цьому подальше балансування було припинено. Вібрація осі після встановлення корегуючого вантажу зменшилась приблизно в 2,5 рази. Ефективність балансування була помітна неозброєним оком, а також відчувалось зменшення вібрацій кузова автомобіля.

Даний метод дозволяє виконувати балансування коліс без застосування дорогих балансувальних станків. Він виключає похибку різниць у посадці колеса на балансувальну і робочу вісь, а також дозволяє враховувати дисбаланс не лише диска і шини, а й піввісі і деталей, за допомогою яких колесо кріпиться на піввісь.

Виконання операції балансування коліс автомобіля на робочій осі методом обходу вантажем потребує значних затрат часу. В подальшому, заради скорочення часу, що витрачається на операцію балансування коліс на робочій осі, розробляється експериментальне балансування коліс автомобіля методами 2-х – 3-х пусків.

Література

1. Щепетильников В.А. Теория и практика балансировочной техники. – М. "Машиностроение", 1973, 457с.
2. Левит М.Е., Агафонов Ю.А., Вайнгортин Л.Д. и др. Справочник по балансировке. – М. "Машиностроение", 1992. 464с.
3. Тарновский В.Н. Автомобильные шины: устройство, работа, эксплуатация, ремонт. – М. "Транспорт", 1990, 271с.

НОВЕ В ТЕОРІЇ АВТОМАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ

Ройзман В.П., Драч І.В.

Хмельницький національний університет

Україна, 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11

Тел. (0382) 728743 Факс (03822) 23265 E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua

Задача автоматичного балансування роторів під час роботи давно привертає до себе увагу вчених та інженерів. Однак те, що дотепер не створені ще надійно працюючі АБП, що відповідали б усім вимогам сучасного рівня розвитку техніки, вказує на те, що створення таких пристроїв є надзвичайно складною задачею.

Аналіз сучасного стану теорії і практики автоматичного балансування дозволяє виявити такі основні положення:

- пасивне балансування використовується у таких відомих пристроях, як маятникові, кільцеві і кульові, а також у рідинних пристроях;
- ці пристрої є регуляторами прямої дії, оскільки у них чуттєвий елемент створює зусилля, достатні для балансування ротора;
- живлення енергією таких регуляторів здійснюється за рахунок енергії самого ротора, що передається на чуттєвий елемент;
- регулятори прямої дії працюють завдяки прагненню корегуючих мас, що беруть участь у коливальному русі ротора, зайняти „найнижче” положення, внаслідок чого вони забезпечують зниження вібрацій ротора тільки в зоні кутових швидкостей, що лежать вище критичної. Для теоретичного пояснення такої поведінки корегуючих мас використовують властивість пружного або пружноопертого ротора обертатись на швидкостях, вищих за критичну, „легким боком назовні”. При теоретичних дослідженнях руху робочих тіл в автобалансирі не враховуються специфічні властивості рідини;
- з точки зору динаміки при вивченні стійкості руху рідинних автобалансирів авторів головним чином цікавить поведінка оболонки, а характер течії рідини у порожнині для них має другорядне значення. Однак обидва рухи взаємодіють один з одним, тому рівняння руху повинні враховувати наявність і оболонки, і рідини;
- для системи ротор - рідинний АБП переважно розглядалась плоска модель і при цьому, як правило, не враховувались сили ваги при визначенні ефективності зрівноваження вертикального ротора;
- теорія автоматичного балансування обмежує роботу автобалансуючого пристрою тільки закритичною зоною обертання ротора, хоча практичний досвід свідчить, що АБП можуть знижувати вібрації не тільки на зарезонансних частотах обертання, але і на дорезонансних і резонансних частотах.

Досвід використання автобалансуючих пристроїв (АБП) вказує на те, що існуюча теорія автоматичного балансування неточно описує процеси, які відбуваються з робочими тілами, зокрема з рідинами під час їхньої роботи і потребує уточнення. Крім того, є необхідність у розробці математичної моделі роботи рідинного АБП з врахуванням гідравлічних властивостей рідини, що дозволило б пояснити, чому рідинні розташовуються навпроти дисбалансу, як на зарезонансних частотах обертання ротора так і на дорезонансних, і на самому резонансі.

Для побудови математичної моделі поведінки рідини в АБП скористаємось такими властивостями рідин:

- будь-який об'єм рідини здатний як завгодно змінювати свою форму під дією як завгодно малих сил. Ця загальна властивість рідин є відмінністю від твердих тіл. Але

для зміни самого об'єму рідини, так само як і у випадку твердих тіл, необхідні кінцеві зовнішні сили. Це значить, що при зміні об'єму рідини в ньому виникають сили, що зрештою врівноважують дію зовнішніх сил;

- сили в'язкості враховуються тільки при розгляді досить швидких рухів, коли зрушення в рідині змінюються з досить великою швидкістю. Але для кожних конкретних умов можна вказати настільки повільні рухи, при яких сили, що виникають у рідині при зміщеннях, можна не враховувати. Ці сили не відіграють ролі в задачах про рівновагу рідини;

- для об'єму рідини в загальному випадку справедливі тільки положення механіки системи точок, не зв'язаних жорстко між собою. Але в тому випадку, коли мова йде про рідину у стані спокою або про такі рухи, при яких взаємне розташування окремих елементів розглянутого об'єму не змінюється, ми можемо надалі застосовувати до цього об'єму положення динаміки твердого тіла.

Розглянемо стаціонарний рух тіла з порожниною, що містить рідину. У даному випадку накладені на тіло в'язі допускають обертання всієї системи як одного твердого тіла навколо деякої нерухомої прямої з кутовою швидкістю ω , а результуюча діючих на систему сил не дає моменту відносно цієї прямої. У цьому випадку кінетична і потенціальна енергія системи не залежать від кута q_n повороту тіла навколо вказаної прямої. Прийmemo вказану пряму за вісь x_3' нерухомої системи координат, тоді внаслідок закону збереження моменту імпульсу при русі системи зберігається проекція на вісь x_3' моменту кількості руху системи $G x_3' = k = \text{const}$.

За принципом найменшої дії у формі Гамільтона-Остроградського рівняння

$$\delta W = -\frac{1}{2} \frac{k_0^2}{I_0^2} \delta + \delta = 0, \quad (1)$$

де $W = \frac{1}{2} \frac{k_0^2}{I} + \Pi$ - змінена потенційна енергія системи, Π - потенційна енергія діючих на систему активних сил: сили тяжіння і відцентрової сили, k_0 - значення постійної площі k для випадку рівномірного обертання всієї системи як одного твердого тіла навколо деякої нерухомої прямої з кутовою швидкістю ω , I_0 - значення I (моменту інерції системи) для усталеного руху, є умовою стаціонарного руху твердого тіла з рідиною в його порожнині [1].

Таким чином, у випадку стаціонарного руху системи вираз W має екстремальне стаціонарне значення.

Умова (1) із врахуванням $\omega I = k$ зводиться до рівнянь в узагальнених координатах твердого тіла q_j ($j=1, \dots, n-1$) у стаціонарному русі

$$\frac{\partial W}{\partial q_j} = -\frac{1}{2} \omega^2 \frac{\partial I}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = 0 \quad (j=1, \dots, n-1), \quad (2)$$

а також до рівнянь для тиску в рідині, які дозволяють одержати рівняння її вільної поверхні у цьому русі (рух рідини описується відносно рухомої системи координат $Ox_1x_2x_3$, жорстко зв'язаної з тілом)

$$\rho U + \frac{1}{2} \rho \omega^2 (x_1^2 + x_2^2) - \alpha \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = \text{const}, \quad (3)$$

де U - силова функція масових сил, що діють на частинки рідини, ρ - густина рідини, R_1 - головні радіуси кривизни вільної поверхні рідини, α - коефіцієнт поверхневого натягу, в умовах, коли розміри порожнини достатньо великі, а сили поверхневого натягу малі у порівнянні з масовими силами, то ними можна нехтувати, тобто покласти $\alpha=0$ [1].

Отже, щоб система була врівноваженою необхідним є виконання такої умови: зміна потенціальної енергії кожного елемента системи повинна дорівнювати нулю.

Розглянемо в однорідному полі сил тяжіння і відцентрових сил тверде тіло з однією нерухомою точкою O , яке має циліндричну порожнину радіуса R і висотою h , частково заповнену рідиною. Вісь x_3' нерухомої системи осей координат з початком у нерухомій точці тіла направлена вертикально вгору. Рухомі осі, які жорстко зв'язані з тілом, проведемо таким чином, щоб вісь x_3 проходила через центр ваги системи. Центр ваги системи зміщений відносно геометричної осі тіла на величину e .

Потенційна енергія системи і момент інерції системи відносно осі x_3' , дорівнюють відповідно

$$П = Mg(x_{c1}\gamma_1 + x_{c2}\gamma_2 + x_{c3}\gamma_3), \quad (4)$$

$$I = A\gamma_1^2 + B\gamma_2^2 + C\gamma_3^2 - 2D\gamma_2\gamma_3 - 2E\gamma_1\gamma_3 - 2F\gamma_1\gamma_2,$$

де A, B, C – осьові моменти інерції, D, E, F – центробіжні моменти інерції системи; M – маса системи; x_{c1}, x_{c2}, x_{c3} – координати центру ваги системи; γ_i – проекції орта i_3' нерухомої осі x_3' на рухомі осі пов'язані рівністю

$$\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 = 1.$$

Враховуючи цю рівність, запишемо в явному вигляді рівняння стаціонарних рухів (2)

$$\frac{\partial W}{\partial \gamma_1} = -\omega^2 [(A-C)\gamma_1 + D\gamma_2\gamma_3^{-1} - E(\gamma_3 - \gamma_1^2\gamma_3^{-1}) - F\gamma_2] + M g (x_{c1} - x_{c3}\gamma_1\gamma_3^{-1}) = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \gamma_2} = -\omega^2 [(B-C)\gamma_2 - E(\gamma_3 - \gamma_2^2\gamma_3^{-1}) + E\gamma_1\gamma_2\gamma_3^{-1} - F\gamma_1] + M g (x_{c2} - x_{c3}\gamma_2\gamma_3^{-1}) = 0.$$

Розглянемо наступний розв'язок цих рівнянь:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = 0, \quad \gamma_3 = 1, \quad (6)$$

який має місце при будь-якій величині ω , якщо центр ваги системи розташований на осі x_3 , що є при цьому головною віссю інерції, тобто якщо

$$x_{c1} = x_{c2} = 0, \quad D = E = 0. \quad (7)$$

Розв'язку (6) відповідає рівномірне обертання всієї системи навколо осі x_3 , суміщеної з віссю x_3' , з кутовою швидкістю ω , і при цьому вісь x_3 є головною віссю інерції системи, що є умовою автобалансування. При цьому вільна поверхня рідини буде мати форму параболоїда обертання

$$\frac{1}{2} \frac{\omega^2}{g} (x_1^2 + (x_2 + e)^2) - \gamma x_3 - p_0 = N_*, \quad (8)$$

де $\gamma = g\rho$ – об'ємна вага рідини.

Тобто, якщо на ротор встановити рідинний АБП, то при будь-якій кутовій швидкості ω стаціонарного руху системи рідина, рухаючись навколо абсолютної осі обертання, під дією відцентрових сил перетікає в бік протилежний невірноваженості і намагається привести спільний центр ваги до осі обертання (рис. 1).

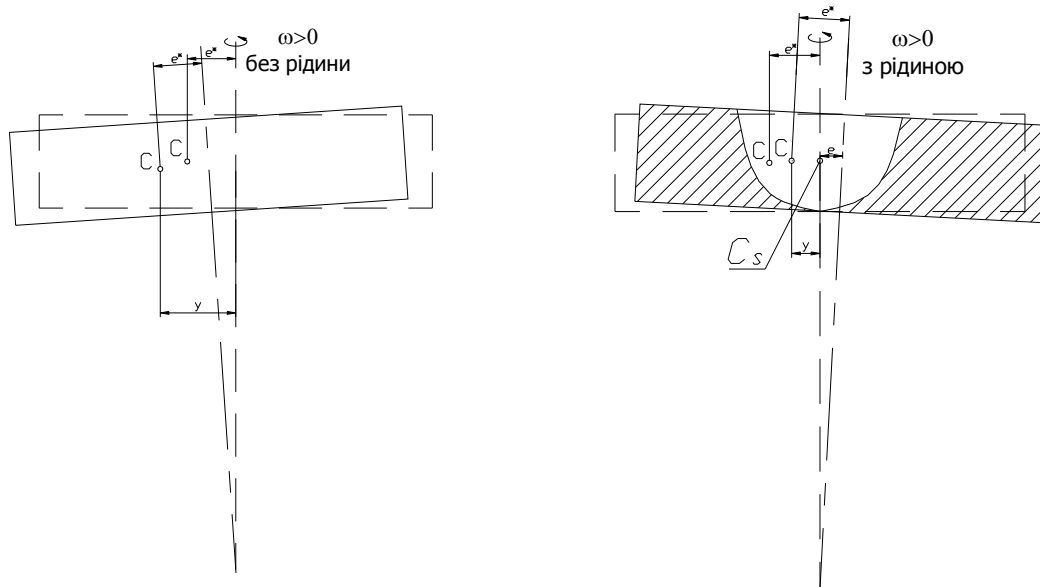


Рис. 1.

Величина постійної C_0 у правій частині цього рівняння визначається кількістю рідини у порожнині твердого тіла (АБП).

При дослідженні стійкості обертання навколо нерухомої точки важкого твердого тіла з рідиною скористаємось такими теоремами про стійкість стаціонарних рухів [1]: якщо для положення відносної рівноваги твердого тіла з порожниною, наповненою рідиною, вираз

$$W_* = I - \frac{1}{2} \omega^2 I$$

має ізолюваний мінімум, то це положення відносної рівноваги стійке.

Оскільки рівняння відносної рівноваги і стаціонарного руху при $k_0 = I_0 \omega$ співпадають, є можливість співставити положення відносної рівноваги нашої системи при постійній кутовій швидкості обертання ω з стаціонарними рухами. При цьому справедлива наступна теорема: якщо для деякого положення відносної рівноваги вираз W_* має мінімум,

$$W = \frac{1}{2} \frac{k_0^2}{I} + I$$

то для відповідного стаціонарного руху вираз також має мінімум.

З теорії варіаційного числення відомо, що умови додатної визначеності

$$W^{(2)} = \frac{1}{2} \delta^2 W$$

квадратичної форми будуть умовами мінімуму W для твердого тіла з порожниною, наповненою рідиною, в полі сил з потенційною енергією U . У випадку, якщо $W^{(2)}$ може набувати від'ємних значень, не має мінімуму для розглядуваного стаціонарного руху.

Знаходимо другу варіацію виразу W . При цьому рідина має форму відносної рівноваги, обмежену при неповному заповненні вільною поверхнею, що визначається рівнянням (8) і стінками порожнини, до яких дотикається рідина.

Для спрощення прийемо, що область площини (x_1, x_2) , яка обмежена проекцією на цю площину замкненої кривої, що є геометричним місцем точок перетину вільної поверхні рідини з стінками порожнини, є кільце, обмежене колами $x_1^2 + x_2^2 = R^2$ і

$$x_1^2 + (x_2 + e)^2 = \frac{2(C_* + p_0)}{\omega^2 \rho} = R_1^2$$

Таким чином, знаходимо

$$W^{(2)} = \frac{1}{2} \left\{ (C_0 - A_0) \omega^2 - M g x_{c3}^0 - a \right\} \gamma_1^2 + \left\{ (C_0 - B_0) \omega^2 - M g x_{c3}^0 - a \right\} \gamma_2^2 \Bigg\}$$

де A_0 , B_0 , C_0 – головні моменти інерції системи у незбурюваному русі,

$$a = \pi \rho g \int_{R_1-c}^R \left[\frac{\omega^2}{g^2} \left(\frac{\omega^2}{2} r^2 - C \right) + 1 \right] r^3 dr$$

. Оскільки порожнина має циліндричну форму, то $A_0 = B_0$.

Отже,

$$\begin{aligned} W^{(2)} &= \frac{1}{2} \left\{ (C_0 - A_0) \omega^2 - M g x_{c3}^0 - a \right\} \gamma_1^2 + \left\{ (C_0 - A_0) \omega^2 - M g x_{c3}^0 - a \right\} \gamma_2^2 \Bigg\} \\ &= \frac{1}{2} \left[(C_0 - A_0) \omega^2 - M g x_{c3}^0 - a \right] (\gamma_1^2 + \gamma_2^2) \end{aligned}$$

Умови мінімуму у цьому випадку зводяться до однієї нерівності

$$(C_0 - A_0) \omega^2 - M g x_{c3}^0 - a > 0, \quad (9)$$

Отже, незбурюваний рух важкого твердого тіла з важкою рідиною стійкий відносно величин ω , γ_i ($i=1, 2, 3$), якщо виконується нерівність (9).

По іншому виглядають результати у випадку нестационарного руху порожнин, заповнених рідиною частково: де необхідно враховувати коливання вільної поверхні рідини [2]. При деяких спрощуючих припущеннях у [3] показано, що небезпека втрати стійкості є завжди, коли власна частота будь-якої форми вільних коливань рідини близька до частоти нутації несучого рідину тіла. Нескінченній кількості форм вільних коливань рідини відповідає нескінченна кількість областей нестійкості, однак лише декілька перших областей можуть мати практичне значення. Вважається, що внутрішнє тертя, що демпфірує власні коливання рідини, зводить нанівещь області нестійкості більш високого порядку. Частоти власних коливань, а отже, і області нестійкості залежать від ступеня заповнення порожнини.

Демпфіруючий вплив коливань поверхні рідини може бути використаний для гасіння нутаційних коливань.

Література

[1] Моисеев Н.Н., Румянцев В.В. Динамика тела с полостями содержащими жидкость – М.: Наука, 1965, 440с.

[2] Магнус К. Гироскоп. Теория и применения. М.: Изд-во «Мир», 1974, ст. 265-266, (528 ст.).

[3] Стюартсон (Stewartson K.), J. Fluid Mech., 5 (1959), 577-592. [Русский перевод: сб. Механика, № 6 (64), (1960), 3-19.]

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ

*Богорош Александр Терентьевич, д.т.н., проф., Национальный технический университет Украины
“Киевский политехнический институт”, (044) 246 39 23, o_bogorosh@mon.gov.ua*

Используя методы математического моделирования сложных технологических процессов и прогнозирования, выявлено, что критические ситуации всегда назревают незаметно и часто выявляются не там, где их обычно ожидают. При этом, как правило, те узлы машин и оборудования, которые изготовлены с большим запасом прочности, выходят из строя внезапно, отмечая обычные пути решения возникших проблем, отлаженных схем, стимулируя при этом противоположные процессы. Вместе с тем, незначительные отложения, налеты, изменения в окраске в локальных точках оборудования и машин несут необходимую информацию о происходящих скрытых процессах, включая миграцию кластеров. Эти изменения могут быть детекторами информационных систем в любых областях техники, в том числе и в машиностроении. Например, для оборудования, предназначенных для тепло-и массообменных процессов, включая подогрев или охлаждение узлов машин, уже можно направленно синтезировать физико-химические поликомпонентные детекторы, позволяющие прогнозировать заблаговременно ситуации, которые могут возникнуть.

Об актуальности исследований в области управляемого синтеза поликомпонентных технологических информационных систем от воздействия внешних физических полей свидетельствуют тезисы доклада вице-президента США «*Наука в национальных интересах*». Это объясняется фундаментальным значением науки об атомных кластерах - природных информационных объектах, которые занимают граничное положение между уединенными атомами и твердым телом.

В докладе раскрыты способы управляемого синтеза веществ с заданными физико-химическими свойствами с последующим использованием в качестве технологических датчиков и детекторов для выявления микронапряжений в различных узлах машин и технологического оборудования (далее – ТД).

В ходе исследований выявлено, что при электродуговом высоковольтном ВЧ-разряде (1...14,2 МГц) в газожидкостной смеси (CH_4 + раствор с pH 6,8...12) при давлении около 100 Па на поверхностях поликристаллов ТД при осаждении плазмы выявлены слоистые покрытия из трубчатых наноструктур диаметром 7 А и полых шарообразных кластеров, грани которых состоят из шестидесяти атомов углерода - C_{60} , в виде фуллереновых пяти- или шестиугольников.

Следы дислокаций и кинетических слоев роста боковой грани {111} игольчатых кристаллов ТД и их дебаеграммы в зависимости от физического воздействия разной природы позволяют не только управлять свойствами веществ, но также накапливать огромное количество информации, которая в виде шаблона может быть использована для воссоздания условий его синтеза. Это позволяет поликристаллическому ТД, как приемнику “увидеть” скрытые (замаскированные) объекты, в т.ч. и на расстоянии.

В итоге для ряда производств и нужд обороны разработаны способы и устройства, позволяющие оптимизировать их эксплуатацию в реальных условиях (а.с. 490825, 1139754 и др.), интенсифицировать теплообмен (а.с.444931), дистанционно и непрерывно производить измерения новообразований (трещин, поликомпонентных отложений и т.п.) с точностью до 0,1 мм (а.с.1221245), эффективно выбирать время остановки оборудования для планово-предупредительного ремонта и очистки, определять заранее их длительность,

а также контролировать скрытую коррозию, трещины, раковины, окраску, смазку, загрязнения орудийных стволов и др. Разработаны также способы синтеза игольчатых кристаллов на границе с металлом (а.с.1285306), испытанные на объектах обороны, морского флота и многих гражданских предприятиях. Способ позволяет также получать прочные теплозвукоизоляционные покрытия на поверхностях сложной конфигурации без применения ручного труда, что важно в ракетно-космической технике.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЕКТІВ ДОТІСКНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

*Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Бобошко Ю. О.,
ІФНТУНГ, Карпатська 15, Івано-Франківськ, 76019. E-mail: koreyb@ifdtung.if.ua,
ДК «Укргазвидобування» Кудрявська, 28, Київ.*

Газова промисловість у даний час характеризується старінням устаткування об'єктів видобутку газу, газотранспортної системи, газорозподільних станцій і іншого обладнання. Для подальшого забезпечення функціонування і безпеки цих об'єктів найважливішого значення набуває їхня реконструкція. В цьому напрямку ІФНТУНГ розробляється теоретичне обґрунтування, а в ДК «Укргазвидобування» здійснюється великий обсяг робіт на основі впровадження енергетичних, економічних та екологічно ефективних технологій і нової техніки, серед яких зокрема можна відзначити: заміну морально і фізично зношених ГПА на сучасне устаткування з поліпшеними характеристиками; утилізацію теплової енергії вихлопних газів, використання турбодетандерних установок для спрацьовування надлишкового тиску природного газу на КС, ГРС і ГРП; впровадження в експлуатацію малих родовищ газу й окремих свердловин і інші.

Необхідно відзначити, що в залежності від конкретних умов і призначення компресорної станції необхідно мати можливість вибору різних типів ГПА з метою забезпечення оптимального проектування КС. Наявність виробництва в країні ГПА з газотурбінними, газопоршневими та електричними приводами дозволяє перекривати широкий діапазон продуктивностей і потужностей. Тільки газотурбінні приводи різної одиничної потужності 6, 10, 16, 25 МВт з існуючим уніфікованим рядом нагнітачів в одно- і багатоступінчастому виконанні дозволяє створювати різні комбінації установок для задоволення тих чи інших вимог проектувальників КС.

Економічні й екологічні показники ГПА безупинно удосконалюються в декількох напрямках: підвищення параметрів термодинамічного циклу; використання регенерації тепла вихлопних газів; впровадження комбінованих парогазових установок; у тому числі таких, які працюють по схемах STIG і «Водолій»; розробка і використання регульованих камер згоряння й інших вузлів ГПА; ресурсне проектування газотурбінних двигунів і т.п. Однак перелічені заходи охоплюють лише ГПА і не враховують характеристик родовищ газу, призначення КС, їхнього розташування на місцевості, тривалості експлуатації, потреб у кваліфікованому обслуговуючому персоналі, капітальних вкладень на будівництво чи реконструкцію й інші умови. От чому тільки одні економічні показники ГПА не можуть вважатися універсальними, оскільки, наприклад, їхнє поліпшення за рахунок ускладнення схем ГТУ і підвищення параметрів циклу призводить до істотного підвищення вартості устаткування і витрат на будівництво чи реконструкцію КС, обслуговування при експлуатації.

Відомо, що через зниження величин пластового тиску газу родовищ при тривалому видобутку газу виникають проблеми з недосконалістю регулювання газотурбінних приводів ГПА. Порівняно вузький діапазон робочих режимів цих приводів приводить до необхідності додаткових конструкторських доробок під час експлуатації, створюються аварійні ситуації, виникають вимушені зупинки, проводиться дострокова заміна устаткування і реконструкція КС із заміною ГПА при невиробленому їхньому ресурсі. Такі приклади свідчать про технічні прорахунки проектувальників компресорних станцій, неузгодженості характеристик ГПА з характеристиками родовища, недосконалості економічних критеріїв, якими керувалися при виборі устаткування і будівництві КС. Безумовно, що такі критерії змінюються в залежності від конкретної ситуації. Вони можуть враховувати не тільки економічні, але і соціальні і політичні аспекти. В даний час, як відомо [1-3], застосовуються більш досконалі критерії ефективності використання устаткування з урахуванням вартості життєвого циклу ГПА чи собівартості видобутку, компримування чи перекачування природного газу.

Взагалі, задачі оптимального проектування, будівництва чи реконструкції компресорної станції є варіаційними багатокритеріальними постановками, а тому вимагають обґрунтованої постановки задачі з формуванням конкретних умов, для яких вони зважуються. Наочним прикладом рішення задач газової промисловості з використанням різних критеріїв, а саме економічних, технічних, ефективних, є роботи [3-7]. Таким чином, призначення компресорної станції, умови її створення чи реконструкції, характеристики родовища і устаткування, яке є в наявності, економічні, технічні, екологічні, соціальні й інші вимоги, тимчасові обмеження визначають у підсумку остаточні форми критеріїв ефективності. Немаловажну роль при цьому грають джерела фінансування для реалізації проекту, вимоги до основного та оборотного капіталу, участь інвестицій, внутрішні і зовнішні фактори, точність прогнозування й оцінки характеристик родовища, наявність вільних фінансових засобів, рівень готовності устаткування і т.п. Багатовекторність постановки задачі природно не може забезпечити універсальний характер її рішення. У залежності від конкретних умов доцільно обмежитися розглядом конкретних окремих рішень даної задачі. Деякі її конкретні випадки представлені нижче.

В умовах гострого дефіциту коштів виникає задача підвищення ефективності при виборі проектів реконструкції. Методичні рекомендації з оцінки ефективності інвестиційних проектів викладені в [1]. Питання підвищення економічної ефективності реконструкції газотранспортних систем розглянуті в [2]. У даній статті розглядаються питання вибору оптимальних проектів реконструкції дотискних компресорних станцій (ДКС) для малих і середніх родовищ, а також родовищ на завершальній стадії розробки. При виборі оптимального проекту реконструкції чи будівництва ДКС варто враховувати наступні фактори:

- характеристики родовища (групи родовищ) і можливі проекти його розробки;
- характеристики можливих варіантів проектів підготовки газу;
- характеристики споживачів газу;
- характеристики компресорного устаткування.

Характеристики родовищ визначають можливі проекти їх розробки, які визначають тиски й об'єми газу, у залежності від часу. Тиски й об'єми газу, що надходить з родовищ, відповідають і-тому проекту, та можуть бути задані у вигляді пар функцій

$$p_i = p_i(t), \quad q_i = q_i(t), \quad (i=1, \dots, n), \quad t \in [0, T_i], \quad (1)$$

де p_i , q_i - відповідно, тиск і добовий об'єм газу, що надходить з родовища через час t після початку розробки за i -тим проектом; n - кількість можливих проектів розробки; T_i - період часу, за який родовище буде виснажено при розробці за i -тим проектом.

Особливістю реконструкції є також і те, що більшість родовищ характеризуються не тільки виснаженням запасів газу, але, крім того, у процесі експлуатації свердловин змінюються їхні газодинамічні характеристики, особливо в зоні перфораційного каналу [8]. Як відомо, продуктивність того самого пласту в свердловині може відрізнятись в кілька разів через гідродинаміку свердловини в зоні пласту, а саме, у залежності від якості розкриття пласту, що визначає його фільтраційний опір.

Характеристики можливих проектів підготовки газу і споживачів газу, що відповідають і-тому проекту розробки родовища, визначають тиск на вході і виході ДКС, а також її продуктивність у залежності від часу t після початку розробки. Продуктивність і тиски на вході і виході ДКС у залежності від часу t визначаються розрахунком технологічної схеми підготовки газу і можуть бути задані у вигляді:

$$Q_{ij}=Q_{ij}(t), P_{1ij}=P_{ij}(t), P_{2ij}=P_{2j}(t), (i=1, \dots, n), (j=1, \dots, m), t \in [T_{0ij}, T_i], \quad (2)$$

де P_{1ij} , P_{2ij} , Q_{ij} - відповідно, тиски на вході і виході ДКС, а також продуктивність, яку повинна забезпечити ДКС через час t за і-тим проектом розробки родовища і j-тим проектом підготовки газу; m - кількість можливих варіантів проектів підготовки газу; T_{0ij} - час початку використання ДКС за і-тим проектом розробки і j-тим проектом підготовки газу.

Проектні характеристики компресорів ДКС повинні забезпечувати роботу всього газовидобувного комплексу в кожен момент часу $t \in [T_{0ij}, T_i]$. А саме, при обраному і-тому проекті розробки родовища і j-тому проекті підготовки газу, ДКС повинна забезпечити продуктивність при вхідних і вихідних тисках, визначених за формулами (2). Використання ДКС може бути почате при тисках на її вході, рівних декільком МПа, і закінчуватися при тисках, рівних декільком десятим часткам МПа, що визначає значну зміну необхідних ступенів стискування ДКС. Додаткова продуктивність ДКС, необхідна для роботи газовидобувного комплексу, у початковий і кінцевий період експлуатації також може відрізнятись в десятки разів [9]. Технічні характеристики сучасних поршневіх компресорів, газомотокомпресорів (ГМК) і газоперекачуючих відцентрових агрегатів (ГПА) з газотурбінним приводом не дозволяють використовувати той самий тип устаткування для роботи в таких широких діапазонах експлуатаційних параметрів. Так ГПА з газотурбінним приводом можуть забезпечувати зміни ступеня стискування і продуктивності до 20-25% від їхніх номінальних значень, а поршневі компресори і газомотокомпресори до 40-50%. Тому, на визначених стадіях у процесі експлуатації газовидобувного комплексу ДКС підлягають реконструкції. Реконструкція полягає в заміні проточних частин нагнітачів ГПА з газотурбінним приводом, заміні компресорних циліндрів на циліндри більшого діаметра в ГМК, установці додаткових ступеней стискування чи інші заходи. Тому основною задачею реконструкції є вибір найбільш ефективних проектів при обмежених фінансових ресурсах. Задача вибору носить оптимізаційний характер.

Постановка задачі вибору найбільш ефективних проектів реконструкції здійснюється на основі їх порівняння за критеріями ефективності. При відомих критеріях ефективності проектів у результаті бажано одержати максимальний інтегральний ефект від реалізації усіх фінансових ресурсів.

Задача оптимізації записується у вигляді

$$\max C = \sum_{ijk}^{T_{ij}} (C_{ijt} - E_{ijkt} - J_{ijkt})_{oij} \quad (3)$$

$$\sum_{oij}^{T_{ij}} J_{ijkt} \leq J \quad (4)$$

де C_{ijt} - вартість видобутого газу і конденсату за t-ий рік; E_{ijkt} , J_{ijkt} - відповідно, експлуатаційні витрати та інвестиції, які варто вкласти в реконструкцію по і-тому проекту розробки родовища, j-тому проекту підготовки газу, k-тому варіанті реконструкції ДКС у t-ому році.

Така задача зводиться до пошуку максимуму функціонала, що представляє собою максимальний фінансовий ефект при обмежених інвестиціях. Це варіаційна задача на умовний екстремум. Вартості C_{ijt} видобутого газу і конденсату за t -ий рік визначаються обсягом видобутку по i -тому проекту розробки родовища, j -тому проекту підготовки газу і ринковою ціною газу і конденсату. Експлуатаційні витрати й інвестиції E_{ijkt} , J_{ijkt} визначаються технічними характеристиками устаткування і його вартістю. З постановки задачі (3) і (4) випливає, що при занадто повільному темпі видобутку газу з родовища визначальним фактором стають експлуатаційні витрати, а при занадто швидкому темпі – інвестиції, і такі проекти не будуть оптимальними. Рішення варіаційної задачі (3) і (4) дозволяє визначити оптимальний проект розробки, підготовки газу з родовища та максимальний інтегральний ефект від реалізації усіх фінансових ресурсів.

Інша по постановці задача проектування дотискної компресорної станції може бути сформована в такий спосіб. При відомих запасах газу в родовищі, тисках і температурах природного газу, характеристиках свердловин визначити кількість ГПА з заданими характеристиками і діапазоном стійкості роботи газотурбінного привода, і нагнітачів, при яких за період можливої експлуатації до чергової реконструкції КС вказані ГПА вичерпають свій ресурс.

Якщо прийняти, що тиск на виході компресорної станції повинен підтримуватися приблизно постійним протягом усього періоду експлуатації між реконструкціями, то при цьому буде мати місце цілком визначений темп зниження тиску на вході ДКС і продуктивності. При роботі агрегату зазначений період повинен дорівнюватися його ресурсу. Зниження тиску на вході ДКС і зниження продуктивності повинні забезпечити потужність привода і роботу компресора в межах їхніх технічних характеристик. Зміна запасів сталої роботи повинна бути також у припустимому діапазоні за весь період експлуатації ГПА, тобто протягом його ресурсу. Наявність характеристик родовища зі свердловинами, характеристик обраного ГПА з заданим ресурсом дозволяє вирішити поставлену задачу. У загальному випадку ця задача являє собою звичайну задачу узгодження елементів гідравлічної системи, що полягає в рішенні системи рівнянь (законів збереження): маси газу, що перекачується, балансу потужностей приводів і нагнітачів, рівняння стану природного газу і процесів у родовищі, характеристик привода, нагнітача, родовища, свердловини.

Таким чином, з викладеного вище випливає, що на початковій стадії чи проектуванні реконструкції газовидобувного комплексу необхідно в першу чергу вирішити задачу оптимізації (3) і (4). Рішення цієї задачі дозволяє визначити оптимальні параметри спроектованого газовидобувного комплексу на весь період його роботи до повного виснаження родовища.

Значна кількість паливних ресурсів, що видобуваються в Україні, знаходиться в малих та середніх родовищах. Це обумовлює необхідність використання компресорних станцій малої потужності. Однак на даний час в ряду газоперекачувальних агрегатів для компресорних станцій були відсутні ГПА вітчизняного виробництва, що мають потужність менш ніж 1000 кВт. Потреба в таких агрегатах газовидобувних підприємств надзвичайно велика. Тому ВАТ "Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе" в 2002 році розробив по замовленню ДК "Укргазвидобування" НАК "Нафтогаз України" газо-перекачувальний агрегат ГПА-П-0,5/4-46С з компресором 4ГМ10-10/4-46С і газовим поршневым двигуном 6ГЧН-25/34-2 виробництва АТБТ "Первомайськдизельмаш". Компресор двоступеневий чотирициліндровий з горизонтальним опозитним розташуванням циліндрів, двигун – шестициліндровий з рядним розташуванням циліндрів. Двигун працює за схемою з попереднім змішуванням паливного газу і повітря в колекторі перед циліндрами з електронною системою запалювання і регулювання частоти обертання.

Приймально-здавальні випробування ГПА були успішно проведені у вересні 2002 року. Перші газоперекачувальні агрегати ГПА-П-0,5/4-46С були встановлені на Летнянському родовищі у ГПУ "Львівгазвидобування".

Випробування агрегатів на заводському стенді ВАТ "СМНВО ім.М.В.Фрунзе" та їх експлуатація на ДКС "Летня" показали необхідність регулювання подачі паливного газу і повітря в силові циліндри двигунів таким чином, щоб були забезпечені оптимальні значення коефіцієнту надлишку повітря і зниження значень шкідливих речовин у вихлопних газах.

У подальших проектах дожимних компресорних станцій необхідно враховувати заходи, щодо забезпечення допустимих концентрацій забруднюючих речовин у приземному шарі повітря.

Результати випробувань і експлуатації нового поршневого газоперекачувального агрегату ГПА-П-0,5/4-46С показали, що його характеристики і параметри у більшості відповідають вимогам технічного завдання. Двигуни внутрішнього згорання – найбільш розповсюджений тип двигуна. Ось чому від рівня їх ефективності безпосередньо залежить дбайливе використання паливно-енергетичних ресурсів. Поряд з економічними показниками не менш важливими є урахування їх шкідливого впливу на навколишнє середовище. В умовах України ці питання мають особливо важливе значення, як через невелику кількість власних енергетичних запасів, так і через відсутність зайвих коштів на вирішення екологічних проблем. На нафтогазовій галузі країни лежить велика відповідальність у цих двох напрямках.

Враховуючи досвід ДК "Укргазвидобування" по будівництву ДКС „Летня” та світовий досвід будівництва малогабаритних блочних компресорних станцій, є два варіанти вибору типу ГПА для наших перспективних компресорних станцій згідно „Програми реконструкції діючих та будівництва нових дотискуючих компресорних станцій ДК”Укргазвидобування” на 2003-2007р.р.”.

Перший – це ГПА виробництва „Сумського МНВО ім. М.В.Фрунзе” на базі дослідних ГПА-П-0,5, установлених на ДКС”Летня” та

Другий – це ГПА імпортного виробництва.

Проаналізувавши ці варіанти можна побачити, що загальна вартість будівництва ДКС з імпортними блочними ГПА нижча ніж при будівництві ДКС з вітчизняними агрегатами.

При цьому також необхідно враховувати, що основними перевагами компресорів та компресорних установок західних фірм, а особливо фірми АРІЕЛЬ є:

- високі ефективність і якість („світовий стандарт”);
- високі гарантійні обов’язки;
- надійна система сервісу, поставки запчастин (95% запчастин поставляється на протязі 24 годин), навчання персоналу замовника, гарантійне і післягарантійне обслуговування та інше;
- помірна вартість як основного обладнання, так і запчастин;
- можливість швидкої поставки.

Взагалі газоперекачувальні агрегати з компресорами АРІЕЛЬ та з газовими двигунами Caterpillar є високонадійними та самими поширеними в світі.

Враховуючи велику потребу ДК”Укргазвидобування” в агрегатах саме такого типу та наш досвід в пуско-налагоджуваних роботах та початковому періоді експлуатації ДКС Летня з подібними газоперекачувальними агрегатами виробництва „СМНВО ім.М.В.Фрунзе”(невисока надійність, велика кількість незначних поломок, низький рівень сервісу) було б доцільним побудувати нові дотискні компресорні станції згідно „Програми реконструкції діючих та будівництва нових дотискуючих компресорних станцій

ДК"Укргазвидобування" на 2003-2007р.р." саме на базі імпортованих газоперекачуючих агрегатів.

Як приклад – рекомендуються для будівництва у 2004-2005 роках:

ДКС"Держив" з гвинтовим ГПА з компресором Frick або фірми Ariel з газовим двигуном Caterpillar.

ДКС"Хідновичі" з поршневим ГПА фірми Ariel з газовим двигуном фірми Caterpillar.

ДКС"Комарно" з гвинтовими ГПА з компресором Frick або фірми Ariel з газовим двигуном Caterpillar.

ДКС"Пасічна" з гвинтовими ГПА з компресором Frick або фірми Ariel з газовим двигуном Caterpillar.

ДКС"Східна Новоселівка" з гвинтовим ГПА з компресором Frick або фірми Ariel з газовим двигуном Caterpillar.

Роторні компресори, зокрема гвинтові, займають проміжне положення між поршневими і відцентровими компресорами за величинами продуктивності і тиску нагнітання. Рациональна область їх застосування лежить в діапазоні подач до 500 м³/хв та тисків від 0,1 до 2,0 МПа. Застосування гвинтових компресорів швидко зростає завдяки ряду переваг у порівнянні з компресорами інших типів:

- висока надійність (наробіток на відмову складає більше 5 тис.годин, ресурс до капітального ремонту – 50-60 тис. годин);

- низька металоємність, в два рази менша в порівнянні з поршневими компресорами, та малі габарити;

- повна автоматизація в роботі з плавним регулюванням продуктивності

- висока динамічна зрівноваженість;

- хороші акустичні характеристики;

- зручність транспортування і монтажу.

Слід зазначити, що в 2004 році ЗМКБ"Прогрес" ім.академіка О.Г.Івченка

закінчує розробку та починає стендові випробування нового газотурбінного ГПА-Ц-0,7/45-5 АИ-45, який в разі успішних випробувань, ідеально впишеться в новий ряд малогабаритних ГПА для дожимних компресорних станцій на невеликих родовищах та родовищах з падаючим видобутком.

Література:

1.Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов. - М: Экономика, 2000.

2.Кучин Б.Л. , Седых А.Д. , Апостолов А.А. Повышение экономической эффективности реконструкции газотранспортных систем: Газовая промышленность, 2002-№6, с. 67-69

3.Данилюк М.О., Лесюк В.С. Розподіл витрат на видобуток нафти і газу між нафтогазовидобувними об'єктами : Нафтова і газова промисловість , 1999, №2, с. 7-10.

4.Височанський В.В., Глоба В.М., В.В. Радзівський, Пургал П.. Метод вибору та оцінки слабких елементів нафтогазових споруд : Нафтова і газова промисловість. 1999, №2, с.7-10.

5.Поршаков Б.П., Лопатин А.С. , Назарвина А.М, Рябченко А.С. Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций. - М. : Недра .-1992.-206с.

6.Говдяк Р.М, Калапунь И. Шелковский Б. Состояние и основные пути энергосбережения в газовой промышленности Украины : Энергосберегающие технологии и автоматизация. - 2000 - №3(6)-С. 46-47.

7.Ремизов В.В. Экономия ресурсов и природного газа: энергоэффективные технологии : Газовая промышленность. 1999. №5. - с.22-24.

8.Гуревич Г.Р., Соколов В.А., Шмыгая П.Т. Разработка газоконденсатных месторождений с поддержанием пластового давления - М.: Недра, 1978 - 184с.

9.Ремизов В.В., Перспективы газовой промышленности в начале XXI века: Газовая промышленность. - 1999. -№8. - С. 5-8.

О ВЗАИМОСВЯЗИ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКТИВНОЙ ПРОЧНОСТИ С ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ МАТЕРИАЛОВ.

*Гладкий Я. Н., Бысь С. С.
Хмельницкий национальный университет, Украина.*

There have been determined characteristics of constructive durability and physical and mathematical properties of the surface as related to structural state of steel 60C2, there has been defined the dependency of these characteristics and structural mechanisms of wearing.

Установлены показатели конструктивной прочности и физико-механических свойств поверхности в зависимости от структурного состояния стали 60C2, определена взаимосвязь этих показателей и структурных механизмов изнашивания.

Анализ литературных источников свидетельствует о разнообразии современных подходов и концепций к описанию поведения трибосистемы и, вместе с тем, отсутствии единого взгляда на природу трения и изнашивания [1-4]. По нашему мнению, актуальным является направление исследований в изучении возможности прогнозирования износостойкости по стандартным характеристикам механических свойств и, в особенности, по критериям вязкости разрушения (трещиностойкости). Важно установление взаимосвязи между конструктивными показателями прочности, вязкости разрушения и износостойкости. Эти три характеристики в комплексе ответственны за металлоёмкость, надёжность и долговечность деталей машин, которые работают при изнашивании.

В работах авторов [5-7] было исследовано влияние структурного состояния материала и физико-механических свойств поверхности контакта на его трибологические характеристики. Однако отсутствовал системный комплексный подход к оценке влияния этих параметров на трибологические характеристики изнашивания материалов.

Цель данной работы - установление зависимостей показателей конструктивной прочности, вязкости разрушения и физико-механических свойств поверхности от структурных механизмов упрочнения, а также определение взаимосвязи этих показателей с износостойкостью материалов.

Для исследований использовалась высокопрочная пружинная сталь 60C2, широко используемая в деталях машин, с различным структурным состоянием (закалка от 870°C, с последующим отпуском при $T_0 = 200, 300, 400$ и 500°C). В работе использовались полученные результаты проведенных авторами трибологических исследований, которые изложены в работах [5-7].

Оценка параметров конструктивной прочности (предел прочности- σ_B , предел текучести - $\sigma_{0,2}$, относительное сужение - ψ , относительное удлинение - δ , микротвердость -

H), трещиностойкости (вязкость разрушения- K_{Ic}) осуществлялась в соответствии с требованиями ГОСТов и стандартов [8, 9].

Результаты проведенных исследований представлены в табл.1. Из анализа данных (табл.1) установлено, что увеличение температуры отпуска стали 60С2 (до $T_0 = 300^\circ\text{C}$) сопровождается незначительным уменьшением предела прочности σ_B , а при T_0 более 400°C и 500°C очень существенно. Микротвёрдость H поверхности при этом монотонно уменьшается, показатели пластичности материала (относительное удлинение δ и относительное сужение ψ) при тех же самых условиях, увеличиваются. То есть, другими словами, при переходе структуры стали 60С2 от низкотемпературного к высокотемпературному отпуску происходит уменьшение прочности материала и повышение его пластичности.

Особого внимания, по нашему мнению, заслуживают полученные результаты изменения величины $\sigma_{0,2}$. При увеличении температуры отпуска (до 300°C), происходит увеличение $\sigma_{0,2}$ к максимальному значению (2090 МПа), дальнейшее увеличение T_0 сопровождается значительным его уменьшением (до 1350 МПа при $T_0 = 500^\circ\text{C}$).

Таблица 1

Механические характеристики стали 60С2 с различным структурным состоянием

Механические характеристики	Температура отпуска стали 60С2			
	200°C	300°C	400°C	500°C
σ_B , МПа	2500	2465	2170	1565
$\sigma_{0,2}$, МПа	1900	2090	1630	1350
δ , %	0,53	1,28	2,42	2,95
ψ , %	0,41	11,9	26,0	34,1
H , МПа	58	54	49	45
K_{Ic} , МПа·√м	20	27	64	90

Для лучшего понимания полученного результата рассмотрим факторы, которые влияют на величину $\sigma_{0,2}$. Исследуя механизмы торможения субмикродфектов в материалах, Тушинский [1] составил общее уравнение границы прочности:

$$\sigma_T = \sigma_{II} + \sigma_D + \sigma_P + \sigma_\Phi + \sigma_C, \quad (1)$$

где σ_{II} - напряжение трения решётки (сила Пайерлса-Набарро), существенным образом зависит от температуры; σ_D - укрепление материала за счет взаимодействия дислокаций; σ_P - укрепление за счет увеличения концентрации раскрытых в матрицы элементов замещением; σ_Φ - укрепление дисперсными фазами (карбиды, нитриды, интерметаллиды и пр.); σ_C - укрепление структурными барьерами или границами зерен по модели Холла-Петча.

Таким образом величина границы текучести зависит и определяется многими факторами. Количественная оценка вклада каждого в отдельности взятого механизма в общее значение $\sigma_{0,2}$ требует сложных исследований. Однако, с достаточной уверенностью, по результатам проведенных исследований, можно утверждать, что структурное состояние стали 60С2, которое получается в результате закалки и отпуска при $T_0 = 300^\circ\text{C}$ (мартенсит отпуска), разрешает достичь такого соединения внутренних характеристик материала, при котором размер $\sigma_{0,2}$ имеет максимальное значение.

Для удобства и наглядности сравнения, найденных механических характеристик стали 60С2 с ее интенсивностью изнашивания (I), были построены зависимости этих параметров от температуры отпуска (рис. 1), из которых видна взаимосвязь между

характеристиками $\sigma_{0,2}$ и I , максимальному значению $\sigma_{0,2}$ отвечает минимальная скорость изнашивания I ($T_O = 300^\circ\text{C}$). Уменьшение или увеличение температуры отпуска сопровождается уменьшением $\sigma_{0,2}$ и увеличением I .

Таким образом, можно считать, что оптимальной с точки зрения показателей конструктивной прочности, является структура отпущенного мартенсита при $T_O = 300^\circ\text{C}$.

Процессы трения и изнашивания включают процессы накопления энергии и ее диссипации материалами пар контакта и средой. Диссипация энергии материалами пар трение может происходить путем пластической деформации, различных физико-химических явлений в зоне контакта, отделением частей сноса. Очевидно, увеличение размера условной границы текучести стали 60С2 со структурой мартенсита отпуска, оказывает содействие диссипации энергии из зоны трения с самой малой степенью повреждения материала. Чем, по нашему мнению, и можно объяснить самую малую интенсивность изнашивания стали 60С2, закаленной и отпущенной при температуре 300°C .

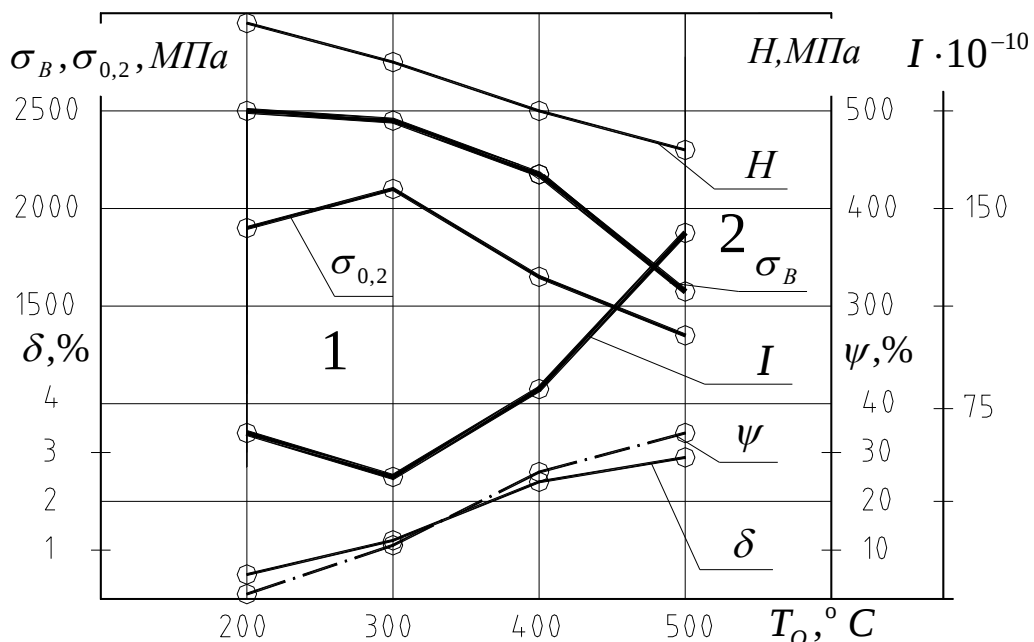


Рис. 1 Изменение механических характеристик ($\sigma_B, \sigma_{0,2}, \psi, \delta, H$) и интенсивности изнашивания (I) стали 60С2 от температуры отпуска

Другие исследуемые характеристики механической прочности (граница прочности σ_B , относительное остаточное удлинение δ , относительное остаточное сужение ψ , микротвёрдость H), стали 60С2 с различным структурным состоянием, наверное, имеют меньшее влияние на интенсивность изнашивания материала, чем граница текучести $\sigma_{0,2}$.

Т.е. величину $\sigma_{0,2}$ рационально использовать для возможного прогнозирования износоустойчивых характеристик материалов, без проведения продолжительных и сложных испытаний пар трения. Поэтому представляет особый интерес исследование трещиностойкости стали 60С2 в зависимости от структурного состояния и ее взаимосвязи со скоростью изнашивания $-I$.

Анализ зависимостей конструктивной прочности материала и интенсивности изнашивания от структурного состояния стали 60С2 свидетельствует о существовании двух зон (см. рис. 1). Зона 1, что находится левее точки пересечения кривых $\sigma_{0,2}$ и $I = f(T_O)$, и зона 2 - правее точки пересечения. Процесс релаксации напряжений в зоне 1 происходит

путем образования и развития трещин, а в зоне 2 - путем пластической деформации, что и наблюдалось при испытаниях на трение и изнашивание низко- и среднеотпущенных сталей. При трении в зоне контакта возникают высокие касательные напряжения, релаксация которых возможна двумя основными путями в зависимости от уровня приложенных деформаций и структурного состояния материала: пластической деформацией (зона 2) или хрупким разрушением (зона 1).

Известно, что вязкость разрушения материала (сопротивление хрупкому разрушению) определяет надежность работы узла и детали, и поэтому исследование трещиностойкости стали 60С2 и ее влияние на интенсивность изнашивания материала является необходимым и целесообразным. При повышении предела прочности материала, вязкость разрушения снижается и релаксация напряжений, которые возникают при трении, происходит преимущественно путем хрупкого разрушения (зона 1). И, наоборот, у материалов с невысокой границей прочности и высокой вязкостью - разрушение преимущественно пластической деформацией (зона 2, рис.1).

Изнашивание материалов можно рассматривать как процесс отделения частей износа с поверхностей контакта вследствие внешнего влияния, а характеристиками его трещиностойкости определяется легкость или сложность отделения материала, образование новых поверхностей, роста трещин и, соответственно, износа. Однако такое соображение не всегда справедливо. Да, при механохимическом изнашивании, на рабочих поверхностях пар трения образуются вторичные структуры, которые и определяют

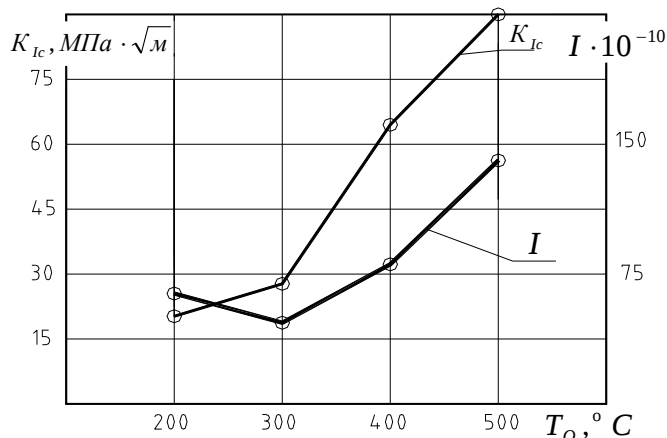


Рис. 2 Изменение трещиностойкости (K_{Ic}) и скорости изнашивания (I) стали 60С2 в зависимости от температуры отпуска

износ материалов. Причем, по химическому составу и структуре, как было показано ранее, они отличаются от исходного состояния. Разрушение этих вторичных структур зависит от их трещиностойкости, которая не может коррелировать с трещиностойкостью исходного материала. Корреляция между трещиностойкостью и износостойкостью, вероятно, будет наблюдаться при физической схожести процессов, которые приводят к разрушению при изнашивании и механическом нагружении.

Однако, несмотря на это, взаимосвязь характеристик вязкости разрушения материала (трещиностойкости) и его износостойкости, по нашему мнению, необходимо учитывать с целью возможного прогнозирования его изнашивания и более полного понимания процессов, которые протекают в зоне контакта.

Значения K_{Ic} приведен в табл.1 и рис.2. Необходимо отметить, что полученные значения K_{Ic} на образцах со структурой троостита и сорбита отпуска (T_O 400 и 500 $^\circ\text{C}$) незначительно превышают значения трещиностойкости, полученные для материалов с похожими свойствами [10].

Увеличение температуры отпуска до 300 $^\circ\text{C}$ сопровождается незначительным изменением K_{Ic} (от 20 до 27 МПа $\cdot\sqrt{\text{м}}$), при дальнейшем росте T_O наблюдается интенсивное увеличение K_{Ic} (до 64 МПа $\cdot\sqrt{\text{м}}$ при $T_O = 400^\circ\text{C}$ и до 90 МПа $\cdot\sqrt{\text{м}}$ при $T_O = 500^\circ\text{C}$). Сталь 60С2 со структурой низкоотпущенного мартенсита и мартенсита отпуска (T_O 200 и 300 $^\circ\text{C}$) более склонна к хрупкому разрушению, чем со структурой троостита и сорбита отпуска (T_O 400

и 500°C), что подтверждалось и наблюдениями характера излома образцов в процессе проведения испытаний.

Взаимосвязь характеристик трещиностойкости и износостойкости стали 60С2 представлена на рис. 2, из которого следует, что метастабильные структуры, обладая минимальным значением вязкости разрушения, характеризуются минимальной скоростью изнашивания. Увеличение температуры отпуска сопровождается увеличением вязкости разрушения (K_{Ic}) и интенсивности изнашивания материала.

Для стали 60С2 со структурой отпуска до 200-400°C релаксация напряжений, которые возникают в поверхностных слоях трущихся материалов, осуществляется, вероятно, преимущественно путем хрупкого разрушения и поэтому на трущихся поверхностях наблюдаем сетку микротрещин. При увеличении T_O выше 400°C, происходит изменение механизма релаксации напряжений. Кроме того, нельзя не заметить симпатный характер зависимостей интенсивности изнашивания (I) и вязкости разрушения (K_{Ic}) (см. рис. 2), что указывает на явную корреляционную связь этих двух характеристик.

Большое влияние на трение и изнашивание материалов оказывает исходное состояние контактирующих поверхностей, которое определяет поведение материала при действии внешних нормальных и касательных напряжений. Процессы, которые протекают при трении в поверхностных слоях материалов, не контролируются свойствами, которые определяют их сопротивление значительным пластическим деформациям (твердость, ударная вязкость, прочность и прочее). К структурным изменениям материала высокую чувствительность имеют свойства, которые отвечают малым пластическим деформациям, к которым можно отнести микропластичность. Сопротивление микропластическим деформациям является одной из важных характеристик материалов. От степени развития микропластических деформаций в приповерхностных слоях материала зависят не только его усталостная прочность [11, 12-14], размерная стабильность [15], различные релаксационные явления [11, 15], но и их износостойкость [16,17]. Поэтому определение взаимосвязи трибологических характеристик материала с его показателями микропластичности и возможностью использования их для прогнозирования износостойкости является злободневной и актуальной проблемой.

Исследование микропластических деформаций проводили по методике [18, 19] на плоских консольно закрепленных образцах, выполненные в виде балки равного сопротивления.

На рис.3 представлены полученные зависимости микропластичности стали 60С2 от температуры отпуска, из которых были определены значения критического напряжения σ_3 , показателя деформационного упрочнения A_2 и были построены зависимости этих величин от температуры отпуска (рис.4). Показатели микропластичности (σ_3 и A_2) имеют высокую структурную чувствительность, что свидетельствует о степени закрепления дислокаций и, при определенном структурном состоянии, они имеют максимальные значения для стали 60С2 со структурой мартенсит отпуска, при $T_O = 300^\circ\text{C}$.

Таким образом: увеличение температуры отпуска стали до 300°C сопровождается сохранением игольчатой ориентации мартенсита и более полным распадом остаточного аустенита, что деформируется в объеме структуры мартенсита. Кроме того, наблюдается выделение ε -карбидов, которые являются эффективными барьерами на пути движения дислокаций (пластической деформации), и все это связано с увеличением сопротивления стали 60С2 микродеформациям. При этом наблюдается максимум величины критического напряжения σ_3 и показателя деформационного упрочнения A_2 (рис.4). Дальнейшее повышение температуры отпуска (выше 300°C) сопровождается коагуляцией и сфероидизацией карбидов, дислокации приобретают повышенную подвижность, что создает условия для уменьшения показателей σ_3 и A_2 и одновременно - увеличению микропластичности. При температуре отпуска 200°C сталь 60С2 имеет структуру

мартенсита отпуска и значительное количество остаточного аустенита, поскольку кремний увеличивает устойчивость аустенита к отпуску. Такое структурное состояние приводит к росту критического напряжения σ_3 и параметра A_2 , по сравнению с закаленным состоянием и оказывает содействие протеканию микродеформаций.

Для удобства сравнения показателей микропластичности (σ_3 и A_2) и износостойкости отпущенной при различных температурах стали 60С2 на рис. 4 приведена кривая интенсивности изнашивания. Как было показано ранее [5, 6, 7], изменение условий испытаний не изменяет качественный характер зависимости интенсивности изнашивания I стали 60С2 от температуры отпуска, поэтому для сравнения была выбрана кривая, полученная при условиях $V = 0,2$ м/с и $P = 10$ МПа.

Из анализа кривых, рис. 5, вытекает, что увеличение сопротивления материала микродеформациям (увеличение σ_3 и A_2) оказывает содействие уменьшению I и максимум σ_3 и A_2 отвечает минимуму I ($T_o = 300^\circ\text{C}$). Уменьшение сопротивления материала микродеформациям (увеличение микропластичности) сопровождается уменьшением его износостойкости (температура отпуска выше и ниже 300°C).

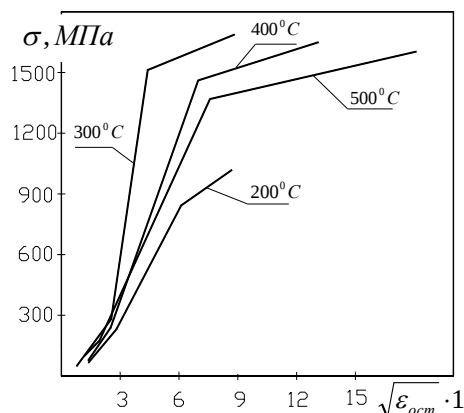


Рис. 3. Влияние температуры отпуска стали 60С2 на сопротивление микротекучести

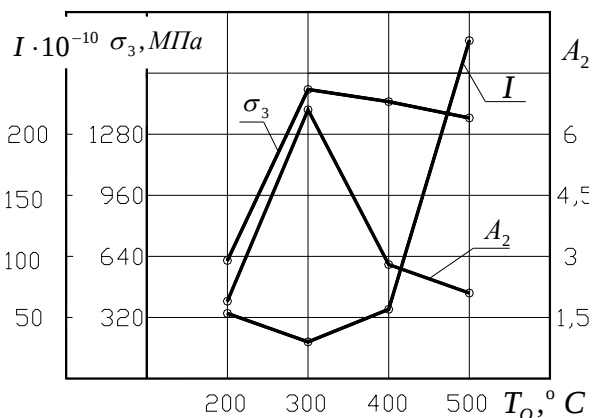


Рис. 4. Влияние температуры отпуска стали 60С2 на характеристики микропластичности (σ_3 и A_2) и интенсивность изнашивания (I) ($V = 0,2$ м/с, $P = 10$ МПа)

Из анализа кривых, рис. 4, вытекает, что увеличение сопротивления материала микродеформациям (увеличение σ_3 и A_2) способствует уменьшению I и максимум σ_3 и A_2 отвечает минимуму I ($T_o = 300^\circ\text{C}$). Уменьшение сопротивления материала микродеформациям (увеличение микропластичности) сопровождается уменьшением его износостойкости (температура отпуска выше и ниже 300°C).

Приведенное сопоставление показывает, что уровень микропластичности материала, показателями которого есть параметры микротекучести (σ_3 и A_2), может быть использован как фактор, который влияет и определяет его износостойкость. Таким образом, можно сделать вывод, что чем меньше микропластичность материала после соответствующего отпуска (чем большая граница упругости), тем более он будет износоустойчивый и наоборот.

Трибологические характеристики материала в значительной мере определяются состоянием его поверхности, что находится в контакте, так как поверхностный слой имеет особые физические, химические и механические свойства, которые отличаются от свойств материала по глубине.

Прочность поверхности материала, оцениваемую по величине ее микротвёрдости, определяют на стандартном оборудовании (например: микротвердомер *ПМТ*). Однако

определение твердости методом проникновения дает характеристику локальных объемов поверхностей и очень чувствителен к масштабному фактору. Поэтому для оценки прочности поверхности образцов из стали 60С2 с различным структурным состоянием, было использовано сеч-метод, разработанный на кафедре износостойкости и надежности машин Хмельницкого национального университета [20, 21]. Сущность метода состоит в определении прочности поверхности материала σ_{TK} при царапании ее пирамидой Виккерса. Кроме того, определялась величина коэффициента трения f алмаза по стали 60С2. Поля рассеивания, полученных значений σ_{TK} и f , по всем проведенным испытаниям не превышали 4%, что указывает на достаточную точность результатов. Из полученных данных определяли среднее арифметическое значение величин σ_{TK} и f , которое использовалось в дальнейшем анализе.

На рис.5 представлены зависимости σ_{TK} и f стали 60С2 в зависимости от температуры отпуска. Увеличение T_O до 300°C сопровождается повышением границы прочности поверхности σ_{TK} стали 60С2 и при $T_O = 300^\circ\text{C}$ она имеет максимальное значение. Дальнейшее повышение температуры отпуска сопровождается уменьшением σ_{TK} . Величина напряжения σ_{TK} оценивает прочность поверхности материала при сжатии во время царапания и, соответственно, полученных нами результатов, рис.5, структурное состояние, которое имеет сталь 60С2 после закалки и отпуска 300°C (мартенсит отпуска), обеспечивает наибольшее значение этой характеристики.

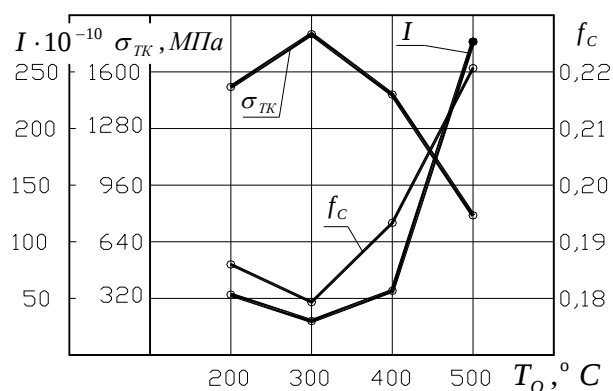


Рис. 5. Влияние температуры отпуска стали 60С2 на поверхностную прочность σ_{TK} и коэффициент трения f

отпуска, он принимает максимальное значение ($f = 0,221$). Для сравнения полученных результатов прочности поверхности σ_{TK} , коэффициента трения f с трибологическими характеристиками, на рис. 5 приведена кривая интенсивности изнашивания (получена при нагружении трением при $V = 0,2$ м/с и $P = 10$ МПа).

Анализируя эти кривые, можно отметить, что I довольно хорошо коррелирует с величиной σ_{TK} , материал со структурой мартенсита отпуска имеет самое большое значение величины предельной прочности поверхности σ_{TK} и, соответственно, самую малую интенсивность изнашивания. Изменение структурного состояния приводит к уменьшению σ_{TK} и сопровождается увеличением I .

Кроме того, нельзя не заметить качественно аналогичный характер зависимостей интенсивности изнашивания стали 60С2 и коэффициента трения от ее структурного состояния, что явным образом, указывает на взаимосвязь этих двух характеристик материала. Очевидно, материал с самым малым значением f будет иметь меньшую I и, следовательно, больше износоустойчивый, и, наоборот, материал с большим f будет менее износоустойчивым.

Изменение величины коэффициента трения f граней алмазной пирамиды целиком обратно изменению σ_{TK} (см. рис. 5). С увеличением температуры отпуска стали 60С2 происходит уменьшение величины f и для структурного состояния $T_O = 300^\circ\text{C}$ он имеет самое меньшее значение ($f = 0,179$). Дальнейшее повышение температуры отпуска (выше 300°C) приводит к увеличению коэффициента трения и, для структурного состояния стали 60С2 троостит отпуска и сорбит

С физической точки зрения, полученные результаты можно интерпретировать таким образом: при нагружении трением в зоне контакта возникают пиковые напряжения, релаксация которых может сопровождаться разрушением материала и, соответственно, его изнашиванием. В материалах с относительно небольшим значением величины σ_{TK} (со структурой мартенсита отпуска + остаточного аустенита, троостита отпуска) релаксация пиковых напряжений, которые возникают при трении, происходит преимущественно путем большего разрушения его поверхности, что сопровождается интенсивным изнашиванием.

Результаты статистической обработки полученных осциллограмм изменения усилий сопротивления перемещению индентора в результате царапания поверхности стали 60С2 с различным структурным состоянием сведены в таблицу 2, где σ_S - среднее квадратическое отклонение случайной величины S , D_S - дисперсия случайной величины, ν_S - коэффициенты вариации величины S .

В качестве основной относительной характеристики отклонения случайной величины S от среднего есть коэффициент вариации ν_S . Из таблицы 2 вытекает, что для стали 60С2 со структурой мартенсит отпуска + остаточный аустенит и мартенсит отпуска, T_O 200 и 300°C, соответственно, коэффициенты вариации на втором и третьем проходах увеличиваются. При структурном состоянии стали 60С2 троостит отпуска и троостит + сорбит (T_O 400 и 500°C) на втором проходе происходит уменьшение ν_S , а на третьем он увеличивается.

Таблица 2

Результаты статистической обработки осциллограмм

Температура отпуска и номер прохода индентора		σ_S	D_S	ν_S
200°C	первый	1,237	1,551	0,429
	второй	1,575	2,585	0,483
	третий	1,506	2,301	0,517
300°C	первый	1,474	2,184	0,462
	второй	1,789	3,243	0,506
	третий	1,91	3,768	0,591
400°C	первый	1,574	2,507	0,474
	второй	1,915	3,687	0,464
	третий	1,955	3,826	0,542
500°C	первый	1,71	2,953	0,484
	второй	2,126	4,536	0,477
	третий	1,984	3,94	0,491

Объяснить полученные результаты изменения коэффициента вариации можно путем анализа процессов, которые происходят при царапании. При первом проходе индентора образование канавки происходит за счет пластической деформации, резание и трение по граням, и изменение величины сопротивления царапанию происходит благодаря неоднородности структуры материала и рассеяния коэффициента трения по поверхности. В следующих повторных проходах составная пластической деформации, как правило, отсутствует, и увеличение коэффициента вариации объясняется отсутствием сил деформации и резания на передней грани, которые выполняют роль демпфера.

Кроме того, после первого прохода на поверхности канавки происходит дробление и поворот зерен и появляются трещины, особенно в хрупких структурах, что оказывает

содействие увеличению ν_s на втором и третьем проходах, которые мы и получили для стали 60С2, закаленной и отпущенной при температурах 200 и 300°С.

В результате царапания стали 60С2, закаленной и отпущенной при температурах 400 и 500°С, после первого прохода, составляющая пластической деформации исключается, вероятно, не целиком, и появление трещин менее интенсивное, что в свою очередь сопровождается, казалось бы, аномальным уменьшением величины ν_s . После второго прохода сила сопротивления царапанию будет, преимущественно, определяться только силами трения индентора, что подтверждается увеличением значения ν_s .

Преобладающий ход тех или других процессов, по нашему мнению, определяется структурным состоянием материала, чем и можно объяснить полученные нами результаты, изменяющие коэффициенты вариации сил сопротивления царапанию.

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы. Для получения материала с высокими износоустойчивыми показателями необходимо повышать не только его границу текучести, но и изменять критерии его вязкости разрушения (K_{Ic}), причем, вероятно, часть влияния размера вязкости разрушения преобладающее. Кроме того, перспективным, по нашему мнению, есть метод оценки износостойкости материала по характеристикам его вязкости разрушения, в частности, трещиностойкости K_{Ic} .

Показатели микропластичности характеризуют способность материала оказывать сопротивление малым деформациям. При трении в зоне контакта, на микроуровне, происходит деформация поверхностных слоёв, величина которых определяется структурным состоянием исходного материала и будет влиять на их трение и изнашивание. Проведенный анализ показателей микропластичности и износостойкости стали 60С2, подтвердил их взаимосвязь. Увеличение сопротивления материала микродеформациям (увеличение σ_3 и A_2) оказывает содействие уменьшению интенсивности его изнашивания и максимум σ_3 и A_2 отвечает минимуму I (отпуск при температуре 300°С). Уменьшение сопротивления материала микродеформациям (увеличение микропластичности) сопровождается уменьшением его износостойкости (отпуск при температурах выше и ниже 300°С).

Определенные, с помощью скреч-метода, значения поверхностной прочности σ_{TK} стали 60С2 для различного структурного состояния и коэффициента трения f показали их высокую структурную чувствительность и корреляцию с величиной интенсивности изнашивания материала. Исследуемый материал со структурой мартенсита отпуска ($T_O = 300^\circ\text{C}$) имеет самое большое значение величины σ_{TK} и самый малый f и, соответственно, самую малую I . Изменение структурного состояния при температуре отпуска больше 300°С приводит к уменьшению предельной прочности поверхности, увеличение коэффициента трения по боковым граням пирамиды и сопровождается увеличением интенсивности изнашивания материала.

Сравнение между собой кривых изменения показателей микропластичности (σ_3 , A_2) и состояния поверхности материала (σ_{TK} , f), рис. 5 и 6, показывает их явную корреляционную связь. Действительно, мы имеем качественно одинаковый характер кривых с максимумом для стали 60С2 со структурой мартенсита отпуска ($T_O = 300^\circ\text{C}$).

Литература.

1. Тушинский Л.И., Потеряев Ю.П. Проблемы материаловедения в трибологии. - Новосибирск: НЭТИ, 1991. - 64 с.
2. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. - Г.: Машиностроение, 1982. - 212 с.

3. Гаркунов Д.Н. Триботехника. - Г.: Машиностроение, 1989. - 328 с.
4. Польцер Г., Майснер Ф. Основы трения и изнашивания: Пэр. с нем.-М.: Машиностроение, 1984.-264 с.
5. Y. Gladky, R. Silin, S. Bys. Ensuring of spring seal ring dimensional stability. // Technika i technologia montazu maszyn: Materiały IV Międzynarodowej Konferencji Naukowo - Technicznej - 2001. - Rzeszow: Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej. - P.83-88.
6. Гладкий Я.Н., Бись С.С. Взаимосвязь трибологических характеристик материалов с физико-химическими процессами в зоне трения. //Проблемы трибології (Problems of Tribology). - 2001. - №4. - С.203-210.
7. Гладкий Я.М., Бись С.С. Структурні особенности спрацювання пружинної сталі 60С2 в водородній середі. // Машиноведение. - 2001. - №11. - С.21-25.
8. Цупрал И.А., Барабан Н.П., Швайко В.М. Сопротивление материалов. -Киев: Высшая школа, 1978.-193.- 347 с.
9. Механика разрушения и прочность материалов: В 4-х т. / Под общ. ред. В.В. Панасюка. - Киев: Научная мысль, 1988. - Т. 3: Характеристики кратковременной трещиностойкости материалов и методы их определения. - 436 с.
10. Романив О.Н., Гладкий Я.Н., Курощенов А.Н. Воздействие воды на кинетику усталостных трещин у термически упрочненной пружинной стали // ФХММ. - 1976. - №2. - С. 54-60.
11. Рахштадт А.Г. Пружинные стали и сплавы. - Г.: Металлургия, 1982. - 400 с.
12. Браун Н. Наблюдение микропластичности // Микропластичность. - Г.: Металлургия, 1972. - С. 37-62.
13. Шевеля В.В., Гладченко А.Н. Микротекущность и природа физического предела усталости ОЦК-металлов // Физико-химическая механика материалов, 1975. - №5. - С. 28-35.
14. Никитина Н.В., Почивалова Г.П., Дударев Е.Ф. и др. Микропластическая деформация и предел выносливости пружинных сталей // Проблемы прочности, 1979. - №8. - С. 40-44.
15. Хенкин М.Л., Локшин И.К. Размерная стабильность металлов и сплавов в точном машиностроении и приборостроении. - Г.: Машиностроение, 1974. - 255 с.
16. Хенкин М.Л., Никанорова А.И., Ранькова А.Г. и др. Сопротивление микропластическим деформациям подшипниковых сталей // Металловедение и термическая обработка металлов, 1969. - №11. - С. 69-71.
17. Калда Г.С. Процессы контактного взаимодействия и циклическая прочность металлов при фреттинге: Дис... д-ра. техн. наук: 05.02.04. - Хмельницкий, 1999. - 404 с.
18. Ильинский И.И., Шевеля В.В., Круглик А.П. Методика определения параметров микротекущести листовых материалов // Проблемы прочности, 1983. - №2. - С. 105-109.
19. А.с. №536418. Устройство для определения остаточных деформаций в материалах при изгибе пластин равного сопротивления / В.В. Шевеля, А.Н. Гладченко, И.И. Ильинский. - Оpubл. 1976, Бюл. №43.
20. Кузьменко А.Г., Волинский Б.С., Заболотная Л.В. Скрэч-метод определения механических свойств поверхности. В 3-х частях // Проблемы трибологии. - 1998. - №1. - С. 3-82.
21. Волинский Б.С. Скрэч-метод определения трибологических свойств поверхности // 4-й международный симпозиум украинских инженеров-механиков в Львове, МСУІМЛ-4, 19-21 мая 1999 г. - Львов, 1999. - С. 117.

МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ ЗАМКОВОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Копей Б.В., Копей В.Б., Лисканич М.В.
ІФНТУНГ, Карпатська, 15, Івано-Франківськ, Україна, 76019
E-mail: kopeyb@nung.edu.ua

При роботі в свердловині на замкове різьбове з'єднання (ЗРЗ) діють зовнішні навантаження розтягу, на які накладаються вібрації, що виникають від взаємодії долота з вибоєм. ЗРЗ затягують крутним моментом для забезпечення монолітності та герметичності замка [1]. Дія вібрацій може привести до зменшення контактних напружень з стику та порушення монолітності і навіть герметичності з'єднання. Для виявлення характеру розподілу напружень в замковому різьбовому з'єднанні бурильних труб була розроблена комп'ютерна кінцево-елементна осесиметрична модель стандартного замкового з'єднання 3-66 замка ЗН-80 з нормальним прохідним отвором (ГОСТ 5286-75).

Матеріал деталей з'єднання – сталь 40ХН2МА після нормалізації ($E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0.28$). Розрахунок проводився з врахуванням тертя між поверхнями контакту (нелінійна задача). Для моделювання зусилля згвинчування з'єднання між опорним торцем ніпеля і основною частиною муфти було введено ділянку матеріалу, здатного до термічного розширення в осьовому напрямку на величину d_i , яка дорівнює видовженню ніпеля при згвинчуванні:

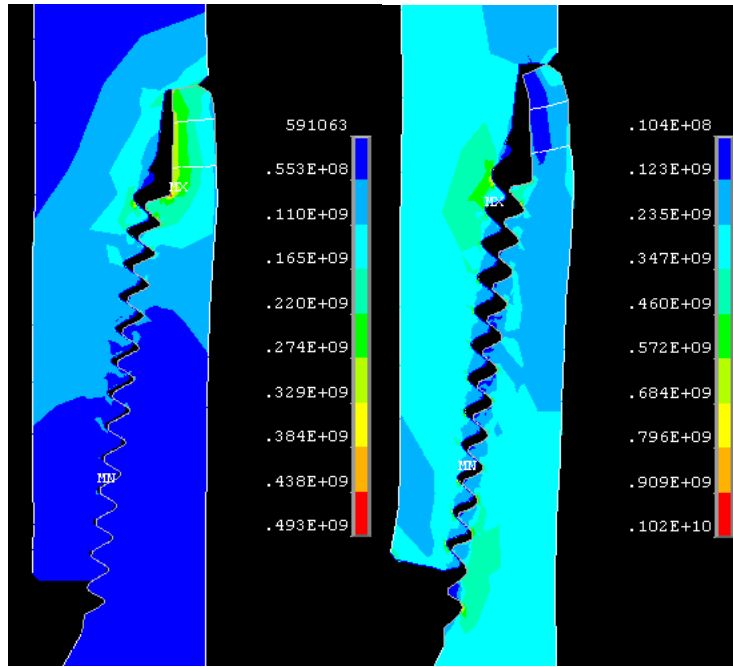
$$d_i = \frac{p \cdot d_c}{\pi \cdot D_f}, \quad (1)$$

де p – крок різьби, d_c – колове зміщення муфти відносно ніпеля при згвинчуванні, D_f – діаметр кола, на якому фіксується зміщення d_c .

На рис. 1 показано напружено-деформований стан замка ЗН-80 при відсутності зовнішнього навантаження (а) та при дії зовнішнього навантаження величиною 1 МН (б). На рисунку деформації умовно збільшено в 100 раз. Локальні напруження таких великих величин (до 1 ГПа) пояснюється застосуванням пружної кінцево-елементної моделі, де не враховуються пластичні деформації.

Видно, що при відсутності зовнішнього навантаження найвищі напруження спостерігаються в першому витку ніпеля, а при дії зовнішнього навантаження величиною 1 МН – в першому витку ніпеля і останньому витку муфти.

Методом кінцевих елементів знайдено власні частоти згвинченого замка ЗН-80: перша – 7480 Гц, друга – 22925 Гц, третя – 37191 Гц. Проведено гармонійний аналіз з'єднання при навантаженні змінною зовнішньою силою величиною 150 кН в діапазоні частот 5000-30000 Гц. З рисунків 2а і 2б випливає можливість розкриття стику з'єднання при першій резонансній частоті 7480 Гц. Крім цього можливе втомне руйнування муфтової частини по останньому витку (рис. 3а). Друга власна частота більш сприятлива для втомного руйнування ніпеля по першому витку (рис. 4б).



а

б

Рис. 1. Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в замковому різьбовому з'єднанні З-66, згвинченого оптимальним крутним моментом, при зовнішньому навантаженні: 0 Н (а), 1 МН (б).

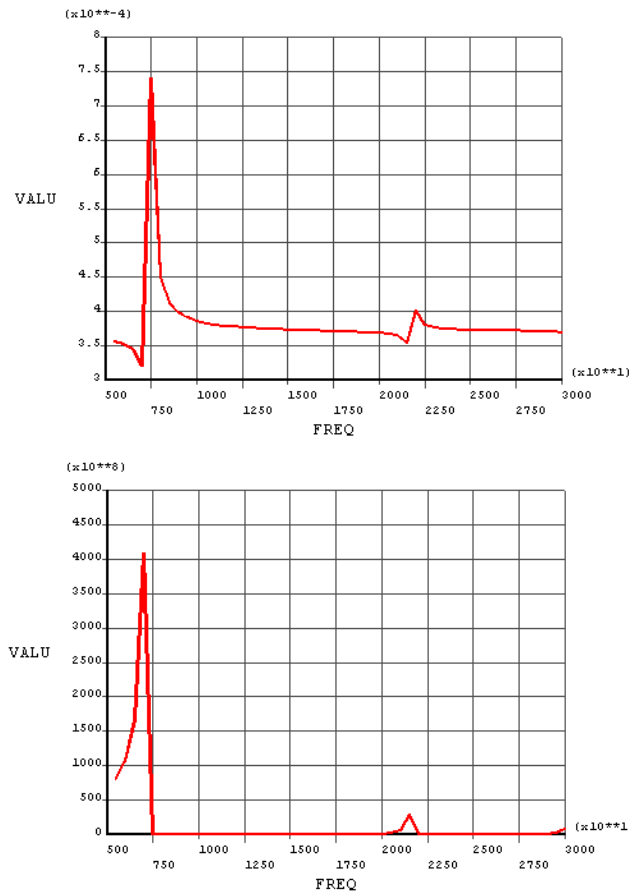


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики бурильного замка ЗН-80:
а – амплітуда відносного переміщення в місці стику (м);
б – амплітуда контактного тиску в місці стику (Па)

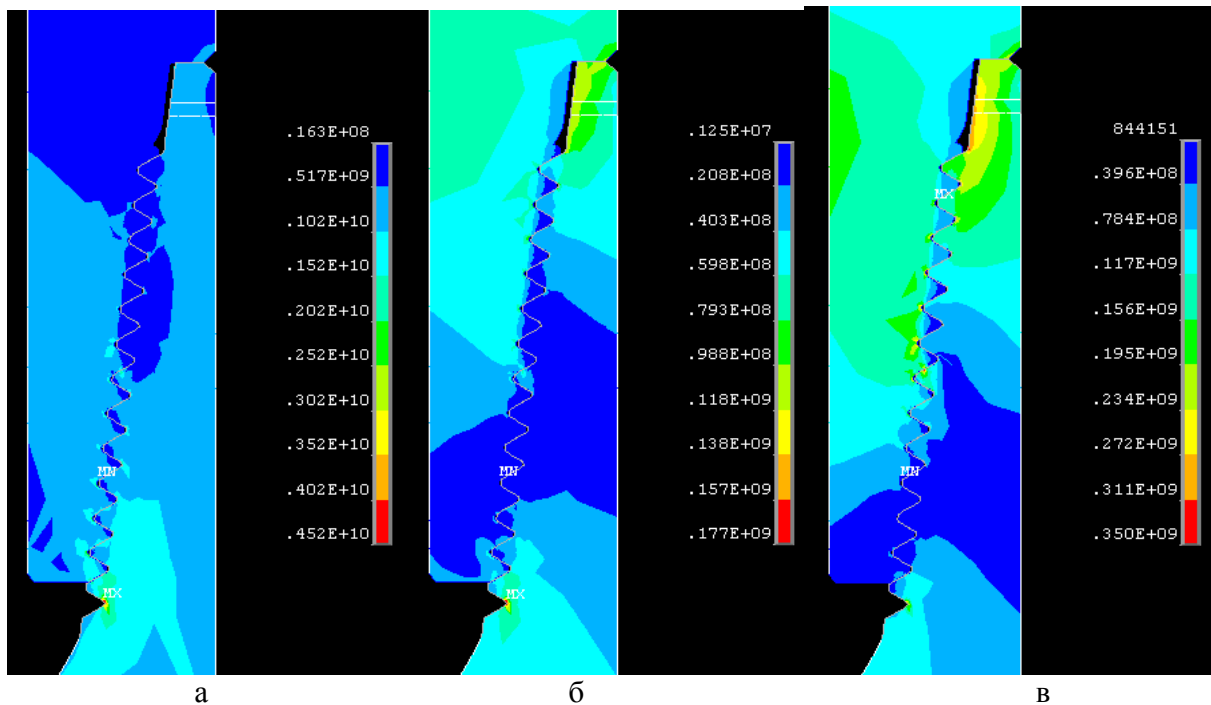


Рис. 3. Амплітуда напружень за критерієм Мізеса (Па) при частотах вимушеного зовнішнього навантаження величиною 150 кН: (а – 7500 Гц; б – 19000 Гц; в – 23000 Гц).

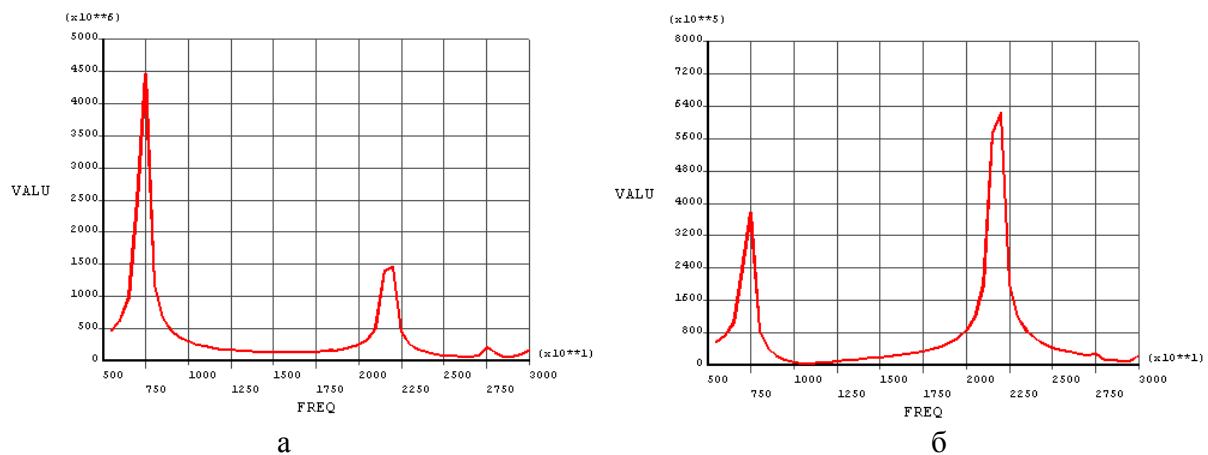


Рис. 4. Амплітуда напружень за критерієм Мізеса (Па) в небезпечних перерізах муфти (а) і ніпеля (б)

На основі виконаних досліджень можна зробити висновок, що замкове різьбове з'єднання при великих осьових навантаженнях та дії вібрацій може входити в резонанс, що сприяє зменшенню напружень стиску в упорних торцях ніпеля і муфти та можливій втраті монолітності і герметичності різьби.

ЛІТЕРАТУРА

1. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу нафтогазового обладнання. Дис... д-ра. техн. наук. ІФДТУНГ, 1996.- 478 с

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРА ТУРБОНАСОСА

Банах Л. Я., Никифоров А. Н.
Институт машиноведения РАН, 101990, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., 4,
тел. (095) 135-55-79, banl@inbox.ru, n.andre@mail.ru

Всеволожский А.И., Попов В.Н., Рудис М. А.
Конструкторское Бюро Химавтоматики, 394066, г. Воронеж, ул. Ворошилова, 20,
тел. (095) 251-29-92.

Конструкции современных турбомашин развиваются в направлении увеличения производительности при одновременном стремлении к уменьшению габаритов. Это приводит к высокой динамической нагруженности и возрастанию роли колебательных процессов. Глубина проникновения в сущность динамических явлений, происходящих в процессе функционирования турбомашин, во многом обеспечивает надежность и требуемые эксплуатационные характеристики. Сегодня для исследования динамики используются методы моделирования, при этом совместно с теоретическими широко применяются экспериментальные исследования, так как экспериментальные испытания позволяют не только проверить теоретические результаты, но и выявить новые закономерности поведения системы в реальных условиях. Развитие электронных вычислительных машин (ЭВМ) и стендов, укомплектованных высокоэффективными периферийными устройствами связи как с исследуемыми объектами, так и с ЭВМ, позволили поднять экспериментально-теоретические исследования на новый качественный уровень.

В настоящей работе исследуется ротор малогабаритного центробежного турбонасоса, разработанный специалистами КБ Химавтоматики для применения в ракетно-космической отрасли в качестве питательного насоса жидкостно-реактивных двигателей (рис.1а).

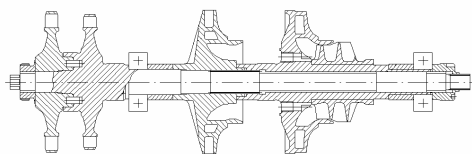


Рис.1а Ротор турбонасосного агрегата ТНАГ

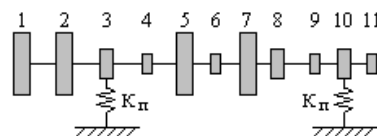


Рис.1б Математическая модель ротора

В связи с высокой номинальной скоростью вращения (125000 об/мин) теоретическому и экспериментальному определению подлежали следующие динамические характеристики ротора: критические скорости, формы изгибных колебаний и амплитуды колебаний в диапазоне скоростей вращения от 0 до 140000 об/мин.

Высокие скорости вращения затрудняют экспериментальное исследование быстровращающихся роторов по двум главным причинам. Во-первых, конструктивно сложно достичь при испытаниях скоростей порядка 100000 об/мин, во-вторых, возможное разрушение ротора может привести к выходу из строя всего разгонно-испытательного стенда.

Проблема большой скорости вращения при экспериментальных исследованиях ротора турбонасоса решена с помощью усовершенствованного стенда фирмы SCHENK с вакуумной камерой (рис.2). Мультипликатор, разработанный Воронежским КБХА, обеспечил требуемый диапазон скоростей вращения. В число мер, направленных на

снижение вероятности разрушения ротора, входили: предварительная балансировка для уменьшения изгибающих усилий в самом роторе и динамических реакций в опорах, и доработка приспособления, удерживающего ротор при испытаниях, с целью увеличения расхода масла, тем самым обеспечивая дополнительное смазывание и охлаждение подшипников.

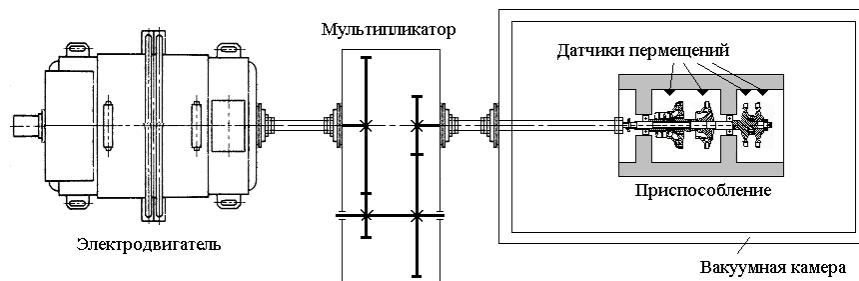


Рис.2 Принципиальная схема экспериментального стенда

Колебания ротора контролировались датчиками, установленными внутри приспособления в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях. Измеренная датчиками вибрация соответствует относительному перемещению ротора и приспособления.

В результате пусков ротора были сняты его экспериментальные амплитудно-частотные характеристики. На рис.(3,4) приведены сигналы датчика перемещений, установленного в плоскости крыльчатки II ступени. Сигналы показывают: уровень вибраций достигает 100 мкм, ротор проходит две резонансные области, частотный спектр на контрольном режиме -37297 об/мин содержит частоты: ≈ 37000 , 70000 об/мин.

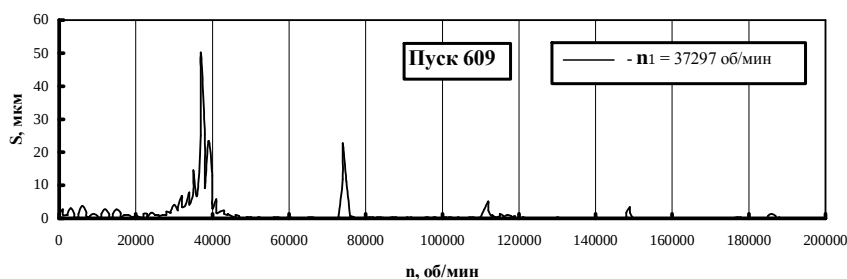


Рис.3 Частотный спектр вибраций при испытании с постоянной скоростью 37297 об/мин

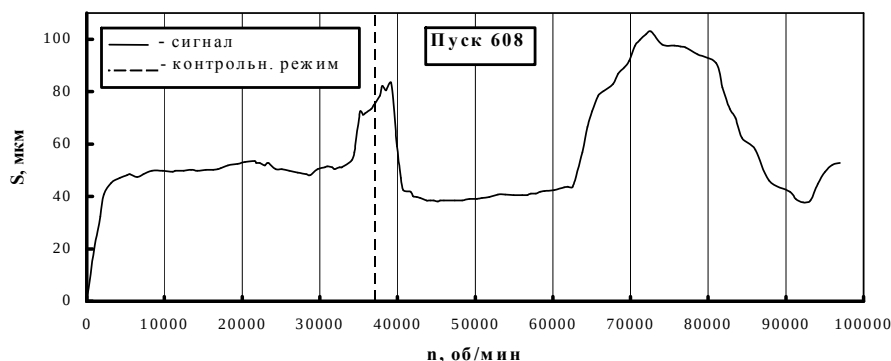


Рис.4 Амплитуда колебаний ротора при испытании

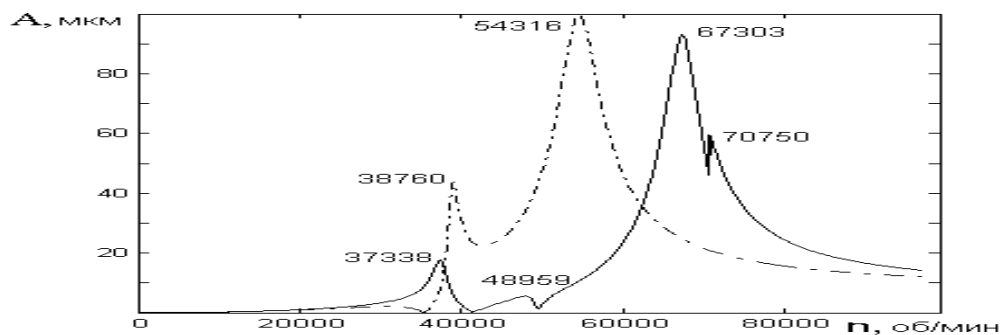


Рис.5 Расчетные амплитуды колебаний ротора

Для теоретического исследования ротора была разработана 11-массовая конечно-элементная математическая модель (рис.1б). Расчетная АЧХ (штрихпунктирная кривая рис.5) ротора характеризуется критическими скоростями -38760 и 54316 об/мин.

Крепление ротора и приспособления (рис.6а) можно представить в виде двухмассовой системы (рис.6б). Ротор турбонасоса имеет массу $m_p = 1.52 \text{ кг}$ и вращается в двух опорах, жесткость каждой опоры равна $k_n = 40 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. При этом, по данным производителя масса приспособления равна $m_{пр} = 35 \text{ кг}$, а жесткость его крепления к стенду - $k_{пр} = 580 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

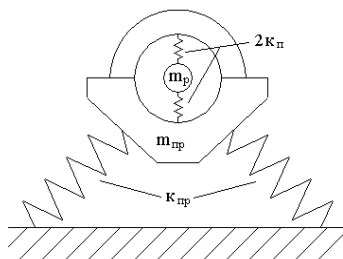


Рис.6а Схема установки ротора в приспособлении

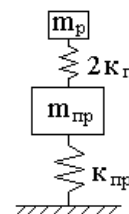


Рис.6б Двухмассовая модель «жесткий ротор-приспособление»

Из частотного уравнения двухмассовой системы:

$$\Delta = \begin{bmatrix} -m_n \lambda^2 + 2k_n & -2k_n \\ -2k_n & -m_{пр} \lambda^2 + k_{пр} + 2k_n \end{bmatrix}$$

получим: $\lambda_1 = 37726 \text{ об/мин}$, $\lambda_2 = 71384 \text{ об/мин}$, т.е. можно сделать вывод, что расхождение экспериментальных и теоретических результатов вызвано вибрациями приспособления.

Для проверки была разработана математическая модель эксперимента, учитывающая изгибные колебания ротора и вибрации приспособления (рис.7). В модели ротор также представляется в виде 10 балочных конечных элементов с 11 сосредоточенными дисками, приспособление – как твердое тело на упругих опорах.

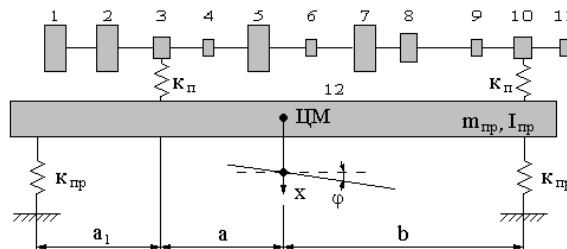


Рис.7 Модель эксперимента «упругий ротор-приспособление»

Компьютерное моделирование показало - система «ротор-приспособление» (рис.5):

- имеет четыре собственные частоты в рассматриваемом частотном диапазоне, причем собственные частоты приспособления поступательных и угловых колебаний, практически равны 70750 и 66835 об/мин;
- в силу связанности колебаний уменьшаются критические скорости ротора: первая 37338 об/мин, вторая 48959 об/мин;
- формы колебаний ротора не изменяются;
- вибрации приспособления приводят к уменьшению амплитуд колебаний ротора, при этом амплитуда угловых колебаний приспособления больше поступательных.

ИНЕРТНОСТЬ И КОЛЕБАНИЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА В БЕСКОНТАКТНОМ ПОДВЕСЕ

Сокол В.М.

Институт прогрессивных исследований, г. Арад, Израиль
Тел. 972 8 9979205; 972 54 7765658. E-mail vmsokol@012.net.il

Согласно классическому определению, инертность физического тела характеризуется распределением масс в нем. Мерой инертности является момент инерции, определяемый как сумма произведений масс m_i материальных точек, образующих материальную систему, на квадрат их расстояний ρ_i от оси вращения ξ [1]:

$$J_{\xi} = \sum_i m_i \rho_{\xi i}^2, \quad (1)$$

Вращение ротора вокруг оси в силу ряда причин сопровождается его угловыми колебаниями относительно оси вращения и радиальными колебаниями. Исходя из этого, будем считать движение ротора движением физического тела с двумя степенями свободы, определяемое системой двух дифференциальных уравнений второго порядка [2]:

$$\ddot{r} + 2\mu_r \dot{r} + \Omega^2 r = \frac{F_0}{m} \sin \phi t, \quad (2)$$

$$\ddot{\phi} + 2\mu_{\phi} \dot{\phi} + \Omega^2 \phi = \frac{M_0}{J} \sin \phi t, \quad (3)$$

где r – радиальная координата, ϕ – угловая координата, $\dot{\phi} = \omega$ – угловая скорость, μ_r и μ_{ϕ} – коэффициенты демпфирования радиальных и угловых колебаний, Ω - резонансная частота,

m – масса ротора, J – момент инерции ротора, t – время, F_0 – модуль вынуждающей силы, M_0 – модуль момента вынуждающей силы.

При условии $\dot{\varphi} = const$, $\ddot{\varphi} = 0$ модуль вынуждающей силы и модуль момента M_0 имеют вид:

$$F_0 = m\varepsilon\omega^2, \quad (4)$$

$$M_0 = F_0\lambda = m\varepsilon\lambda\omega^2, \quad (5)$$

где ε – эксцентриситет массы ротора, λ – радиальное смещение ротора.

В работах [3, 4] показано, что радиальное смещение ротора

$$\lambda = \varepsilon + A, \quad (6)$$

где A – амплитуда вынужденных радиальных колебаний ротора, которая (для случая гармонического возбуждения) может быть найдена при решении уравнения (1) в виде [2, 4]:

$$A = \frac{\varepsilon\omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2\omega^2}}. \quad (7)$$

С учетом (7) радиальное смещение ротора определим в виде:

$$\lambda = \varepsilon \left[1 + \frac{\omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2\omega^2}} \right]. \quad (8)$$

С учетом (3), (5) и (8) найдем амплитуду вынужденных угловых колебаний ротора [2, 4]:

$$\Phi = \frac{m\varepsilon^2\omega^2}{J\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_\varphi^2\omega^2}} \left[1 + \frac{\omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2\omega^2}} \right]. \quad (9)$$

Из (9) найдем момент инерции ротора как функцию его радиальных и угловых колебаний [4]:

$$J = \frac{m\varepsilon^2\omega^2}{\Phi\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_\varphi^2\omega^2}} \left[1 + \frac{\omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2\omega^2}} \right]. \quad (10)$$

Введем коэффициенты динамичности по радиальным и угловым перемещениям [2]:

$$K_r = \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2\omega^2}}; \quad K_\varphi = \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_\varphi^2\omega^2}}. \quad (11)$$

С учетом (11) выражение (10) приобретает вид [4]:

$$J = J_0 + mA^2 \frac{K_\varphi}{\Phi K_r}, \quad (12)$$

где

$$J_0 = K_\varphi \frac{m\varepsilon^2\omega^2}{\Phi\Omega^2}.$$

Выражение (12) согласуется с теоремой Гюйгенса-Штейнера [5], из чего следует, что радиальные и угловые колебания ротора обуславливают колебания момента инерции J , а исследование радиальных и угловых колебаний (при известной массе ротора) позволяет определить его момент инерции [3, 4].

Из (8) следует, что $\lim_{\omega \rightarrow \infty} \lambda = 0$, т.е., при бесконечно большом увеличении угловой скорости ω ось вращения ротора совмещается с его осью симметрии независимо от величины ε (эффект самоцентрирования ротора). Тогда главный момент инерции ротора относительно оси вращения ξ может быть определен в виде [3, 4]:

$$J_{\xi} = \lim_{\omega \rightarrow \infty} J = \lim_{\omega \rightarrow \infty} \frac{m\varepsilon^2 \omega^2}{\Phi \sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 \omega^2}} \left[1 + \frac{\omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 \omega^2}} \right] = \frac{2m\varepsilon^2}{\Phi}. \quad (13)$$

В реальных роторных системах из-за ряда конструктивных и технологических причин периодически изменяющаяся вынуждающая сила не является гармонической. В этом случае периодическая вынуждающая сила может быть представлена в виде ряда Фурье [2]:

$$F(t) = \frac{F_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} F_k \sin(k\omega t + \psi_k), \quad (14)$$

где $F_k = \sqrt{F_{1k}^2 + F_{2k}^2}$, $F_{1k} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos k\omega t dt$, $F_{2k} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin k\omega t dt$, $\frac{F_{1k}}{F_k} = \sin \psi_k$,

$\frac{F_{2k}}{F_k} = \cos \psi_k$, T – период вынуждающей силы, k – порядок гармоники.

В работе [4] показано, что при периодическом негармоническом возбуждении амплитуда A_p вынужденных радиальных колебаний ротора и его радиальное смещение λ_p приобретают вид:

$$A_p = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\varepsilon k^2 \omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}}, \quad (15)$$

$$\lambda_p = \varepsilon \left[1 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^2 \omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right]. \quad (16)$$

При этом каждой гармонической составляющей k -го порядка $F_{k\omega} = F_k \sin(k\omega t + \psi_k)$ из уравнения (14) соответствует радиальное смещение

$$\lambda_{k\omega} = \varepsilon \left[1 + \frac{k^2 \omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right]. \quad (17)$$

Для каждой гармонической составляющей $F_{k\omega}$ периодической силы $F(t)$ (14) найдем момент возбуждающей силы в виде:

$$M_{k\omega} = F_{k\omega} \lambda_{k\omega} = m\varepsilon^2 k^2 \omega^2 \left[1 + \frac{k^2 \omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right] \sin(k\omega t + \psi_k). \quad (18)$$

Согласно теореме Вариньона модуль момента периодической вынуждающей силы $F(t)$ может быть найден с учетом уравнений (16) и (18) в виде [4]:

$$M(t) = \frac{m\varepsilon^2 \omega^2}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} m\varepsilon^2 k^2 \omega^2 \left[1 + \frac{k^2 \omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right]. \quad (19)$$

С учетом (19) из решения дифференциального уравнения (3) найдем амплитуду вынужденных угловых колебаний ротора [4]:

$$\Phi_p = \frac{m\varepsilon^2}{J_k} \left\{ \frac{\omega^2}{2\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 \omega^2}} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^2 \omega^2 \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2} + k^4 \omega^4}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2} \cdot \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right\}. \quad (20)$$

Из уравнения (20) находим момент инерции J_k :

$$J_k = \frac{m\varepsilon^2}{\Phi_p} \left\{ \frac{\omega^2}{2\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_\phi^2 \omega^2}} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^2 \omega^2 \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2} + k^4 \omega^4}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_\phi^2 k^2 \omega^2} \cdot \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right\}. \quad (21)$$

Введем коэффициенты динамичности по радиальным и угловым перемещениям:

$$K_{rp} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}}; K_{\phi p} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_\phi^2 k^2 \omega^2}}. \quad (22)$$

С учетом (22) выражение (21) преобразуем к виду:

$$J_k = J_{k0} + mA_p^2 \frac{K_{\phi p}}{\Phi_p K_{rp}}, \quad (23)$$

где
$$J_{k0} = \frac{m\varepsilon^2}{\Phi_p} \left(K_\phi \frac{\omega^2}{2\Omega^2} + \sum_{k=1}^{\infty} K_{\phi p} \frac{k^2 \omega^2}{\Omega^2} \right) \text{ и } A_p = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\varepsilon k^2 \omega^2}{\Omega^2} K_{rp}.$$

Очевидно, что выражение (23) момента инерции, также как выражение (12), согласуется с теоремой Гюйгенса-Штейнера [5], из чего следует, что исследование радиальных и угловых колебаний ротора при периодическом негармоническом возбуждении позволяет определить его момент инерции [4].

В настоящее время широкое распространение получают системы с большим количеством степеней свободы (например, манипуляторы в робототехнических системах). Определение инертности таких систем не может быть ограничено исследованием момента инерции относительно какой-либо одной оси вращения и требует определения тензора инерции системы [5]. В работе [6] показано, что, измеряя при помощи системы датчиков радиальные и угловые колебания ротора относительно осей η , ζ , ξ декартовой системы координат $O\eta\zeta\xi$ и находя согласно (10) или (21) главные моменты инерции J_η , J_ζ , J_ξ относительно этих осей, можно определить тензор инерции ротора как единую физическую величину, независимую от выбора системы координат, в виде:

$$J = \begin{vmatrix} J_\eta & 0 & 0 \\ 0 & J_\zeta & 0 \\ 0 & 0 & J_\xi \end{vmatrix}. \quad (24)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Kirchhoff G.R. Vorlesungen über mathematische Physik. Mechanik. Leipzig, 1874, Zweite Aufl. – Leipzig. 1877. – 466 S.
2. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. – М.: Наука, 1988. – 336 с.
3. Сокол В.М. Определение момента инерции ротора в процессе его балансировки // Автоматизация и современные технологии. – 1995. – № 7. – С. 19-21.
4. Сокол В.М. Момент инерции и колебания статически неуравновешенного ротора // Труды Института прогрессивных исследований. – Вып. 3. – Арад: Изд-во ИПИ, 2003. – С. 7 - 31.
5. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х т. – М.: Наука - 1982. – Том 2. – 640 с.
6. Сокол В.М. Тензор инерции и колебания динамически неуравновешенного ротора // Труды Института прогрессивных исследований. – Вып. 4. – Арад: Изд-во ИПИ, 2004. – С. 13 - 20.

СОДЕРЖАНИЕ

Остафьев В.А., Кокаровцев В.В., Диордица И.Н. Виброакустическая диагностика процесса резания	5
Урьев Е.В., Агапитова Ю.Н. Новое поколение интегрированных в АСУТП блока систем диагностики турбоагрегатов	7
Algimantas Bubulis, Vytautas Jurenas , Kestutis Zebelys. Condition Assessment Of The Low Speed Hydroturbine	9
Ройzman В.П., Ковтун І.І., Петрашук С.А. Акустико-емісійне прогнозування процесу втомного руйнування склопластикових насосних штанг в умовах тестування та експлуатації.	13
Франчук В.П., Анциферов А.В., Егурнов А.И. Развитие методов расчета вибрационного оборудования для дезинтеграции и классификации материалов.	16
Захаров И.С., Сафаров Д.И., Яцун С.Ф. Мехатронные вибрационные технологические машины.	20
Йонушас Р.А., Жебелис К.Ф. Особенности уравнивания роторов в эксплуатационных условиях при помощи специализированной аппаратуры нового поколения.	23
Урьев Е.В., Недошивина Т.А., Жуков С.В. Комплекс работ по совершенствованию методов балансировки роторов на разгонно-балансировочных стендах (РБС).	26
Ройzman В.П., Ткачук В.П. Балансування коліс автомобіля на робочому місці і експлуатаційних швидкостях.	27
Ройzman В.П., Драч І.В. Нове в теорії автоматичного балансування.	31
Богорош А.Т. Физико-химические информационные системы в машиностроении.	36
Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Бобошко Ю. О. Оптимізація проектів дотискних компресорних станцій.	37
Гладкий Я.Н., Бысь С.С. О взаимосвязи параметров конструктивной прочности с эксплуатационными характеристиками материалов.	43
Копей Б.В., Копей В.Б., Лисканич М.В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів.	53
Никифоров А.Н., Банах Л.Я., Всеволожский А.И., Попов В.Н., Рудис М.А. Экспериментально-теоретическое исследование ротора турбонасоса.	56
Сокол В.М. Инертность и колебания неуравновешенного ротора в бесконтактном подвесе.	59

