

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ХИМИЧЕСКИХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ ПУТЕМ СОВМЕЩЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ ПО ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМЕ

© 2006 Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, А.А. Стручков

Орловский государственный технический университет

Совмещение подшипников качения и скольжения по схеме с разделением скоростей позволяет повысить долговечность опорного узла за счет разделения функций опор на различных режимах работы и улучшить динамические характеристики путем большей variability параметров, определяющих жесткость и демпфирование.

В настоящее время лидеры автомобильной промышленности активно инвестируют проекты, направленные на создание двигателей на химических топливных элементах (ДТЭ), рассматриваемых как альтернатива двигателям внутреннего сгорания (ДВС). Необходимость создания ДТЭ с показателями мощности соизмеримыми с ДВС диктуется их несомненным преимуществом по экологической безопасности вследствие того, что побочными продуктами химической реакции сгорания кислорода и водорода является вода и пар.

В общем виде схема ДТЭ включает в себя (рис. 1) электродвигатель, который приводит во вращение основной компрессор. Воздух, сжатый до определенного значения

давления  $p_{осн}$ , разделяется и подается на катод и бензиновый процессор, где происходит химическая реакция по получению водорода. Оттуда компоненты попадают в камеру сгорания и выработанная энергия приводит во вращение движитель. Отработанные газы попадают на турбину-эспандер, на которой расположено колесо компрессора, осуществляющего забор воздуха из окружающей среды и сжимающего его до некоторого промежуточного значения давления  $p_{промеж}$  ( $p_{осн} > p_{промеж}$ ). Такая конструкция позволяет использовать дополнительную энергию за счет продуктов сгорания и, тем самым, повысить КПД двигателей на химических топливных элементах.

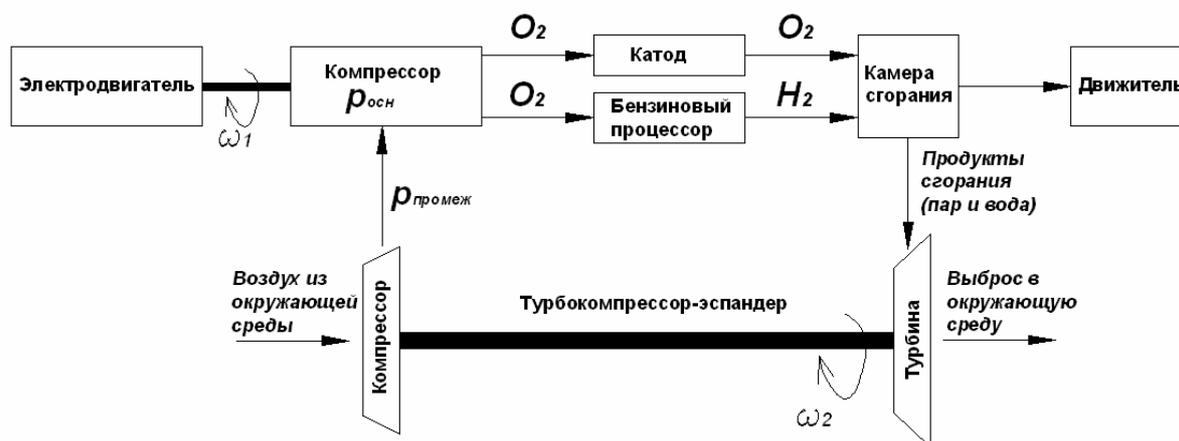


Рис. 1. Схема двигателя на химических топливных элементах

Процесс проектирования турбомашин машины очень сложен и многообразен и требует последовательного выполнения условий работоспособности, основными среди которых являются: анализ динамики ротора, анализ работоспособности подшипниковых узлов, исследование теплового состояния и подбор приводного двигателя. Примени-

тельно к турборагегатам, входящих в состав ДТЭ, существуют определенные противоречия. Традиционная технология высокоскоростных лопаточных центробежных машин (такие машины применяются в автомобильном турбонаддуве), обеспечивает высокую их компактность, однако высокий КПД при этом достигается лишь в близких

окрестностях расчетного режима, при удалении от расчетного значения частоты вращения эти показатели падают. Вытеснительные (объемные) машины плоскоспиральной конструкции обладают высоким КПД в широком диапазоне рабочих режимов, однако габариты и масса существенно выше, чем у высокооборотных центробежных лопаточных.

Уменьшение габаритов роторных машин без потери мощности достигается увеличением частоты вращения, что существенно ужесточает требования к опорным узлам роторов. Высокие частоты вращения обуславливают неприменимость стандартных подшипников качения и предъявляют повышенные требования проектирования, монтажа и доводки подшипников скольжения (в основном аэродинамических лепестковых подшипников, смазываемых перекачиваемым воздухом). К тому же условия эксплуатации автомобиля обуславливают повышенное число циклов «пуск-останов», что еще больше ужесточает требования к работоспособности подшипников скольжения, так как основной их износ происходит имен-

но в режиме сухого трения при пусках и остановах.

Одним из вариантов повышения ресурса и динамических характеристик высокоскоростных опорных узлов является применение комбинированных опор с разделением скоростей, которые представляют собой совмещенные подшипники качения и скольжения по последовательной схеме (рис. 2). Это позволяет использовать достоинства и исключить недостатки, присущие обоим типам опор. Надежная работа опоры достигается путем разделения и дублирования функций подшипников качения и скольжения на различных режимах работы, что исключает основные факторы износа обоих типов опор и позволяет увеличить долговечность всего узла в целом. Комбинированная опора с разделением скоростей (КОРС) обеспечивает вращение ротора в режиме пуска-останова в ПК, а по мере увеличения скорости вращения и роста давления в трактах ПС, опора качения из работы выключается – передача нагрузки на корпус осуществляется через смазочный слой ПС.

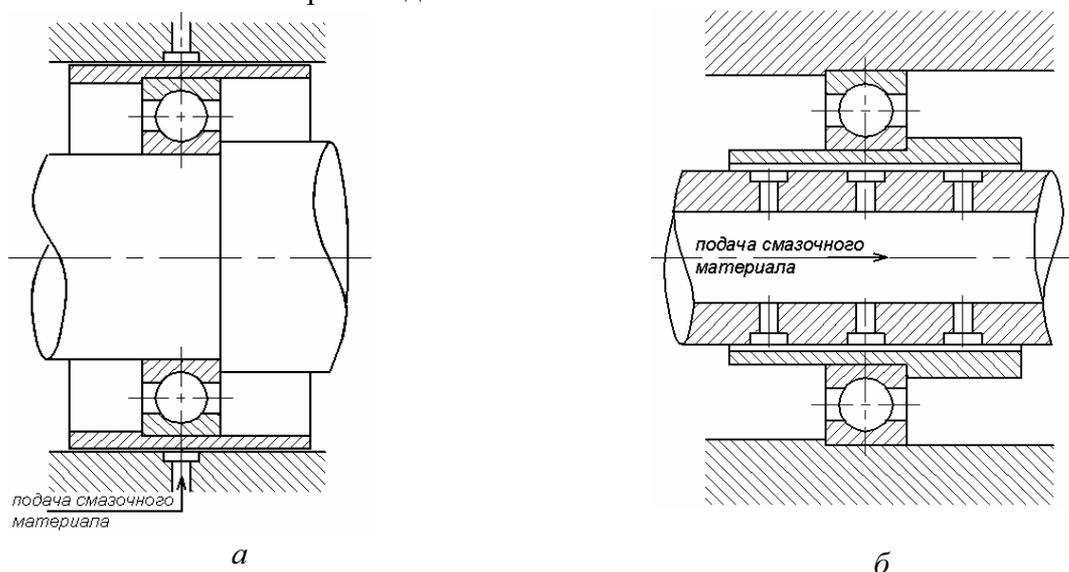


Рис. 2. Схема комбинированных опор с разделением скоростей

Особенности конструктивного исполнения и функционирования КОРС обеспечивают возможность улучшения эксплуатационных показателей высокоскоростных опорных узлов по следующим направлениям: 1) уменьшение моментов трения, действующих на втулку подшипника скольжения во время переходных режимов, что обеспечивает повышение ресурса всего опорного узла;

2) снижение центробежных нагрузок в подшипнике качения за счет разделения скоростей в элементах комбинированного узла; 3) отстройка от автоколебательных режимов, характерных для движения ротора в ПС; 4) расширение возможностей для обеспечения необходимых динамических характеристик опорного узла с целью прохождения резонансных зон с допустимыми ам-

плитудами колебаний; 5) повышение надежности опорного узла в аварийных ситуациях и при неустойчивой работе за счет дублирования функций ПК и ПС.

Эффективное применение КОРС, как перспективной альтернативы решения проблемы повышения надежности и увеличения срока эксплуатации высокоскоростных опорных узлов, требует всестороннего изучения их динамических характеристик: ус-

ловий переключения с ПК на ПС, функций разделения скоростей, коэффициентов жесткости и демпфирования, АЧХ всей роторно-опорной системы.

Примем к рассмотрению КОРС, в состав которой входят: радиально-упорный подшипник качения (рис. 3,а) и гидростатодинамический подшипник (ГСДП) с прямоугольными камерами питающими камерами (рис. 3,б).

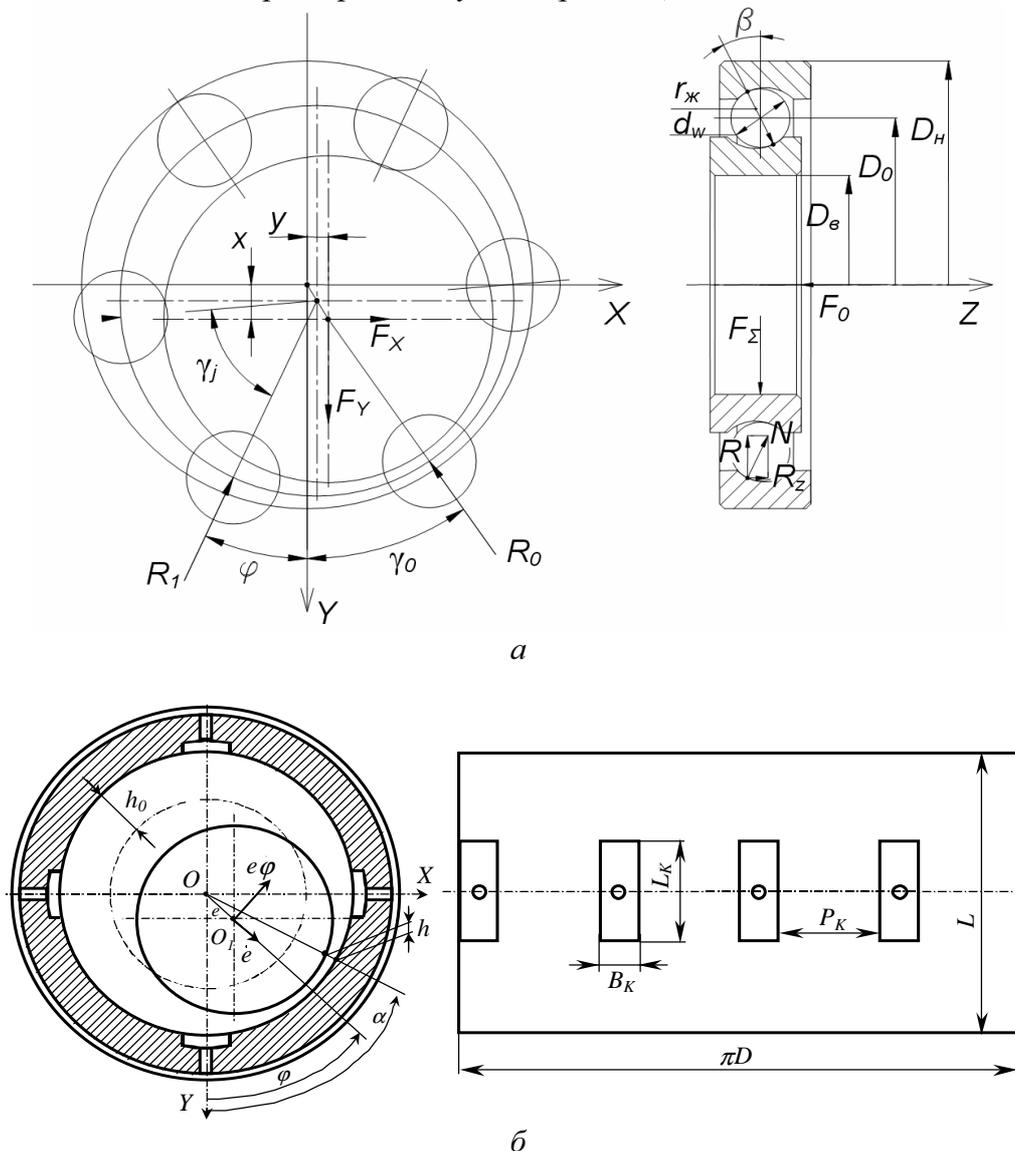


Рис. 3. Схемы совмещаемых подшипников:  
а) подшипник качения; б) подшипник скольжения

Построение математической модели данной КОРС требует совместного рассмотрения упругой задачи для ПК [1] и гидродинамической задачи для ПС [2]. При этом используются обычные в таких случаях допущения: ПК имеет идеальные геометрические параметры, материалы контактирующих тел однородны и идеально упруги; для ПС пре-

небрегаем кривизной смазочного слоя, отсутствуют осевые перемещения цапфы, изменение давления и термодинамических параметров по толщине смазочного слоя незначительны, а на опорных поверхностях действуют условия прилипания.

Динамическая модель КОРС (рис. 4) представляет собой двухмассовый осцилля-

тор с шестью степенями свободы: плоские перемещения ротора под действием сил тяжести, неуравновешенности и реакций ПК; вращение ротора под действием момента движущих сил и момента трения ПК; плоские перемещения наружного кольца ПК под действием реакций ПК и ПС; вращение наружного кольца ПК под действием моментов трения ПК и ПС. Важной характеристикой КОРС, определяющей эффективность ее функционирования, как следует из механизма работы, является функция перераспределения скоростей вращения ротора между подшипниками качения и скольжения. Для вращательного движения ротора и наружного кольца подшипника качения справедливы следующие уравнения (трением внешней среды пренебрегаем):

$$\begin{aligned} I\ddot{\phi} &= M_{\text{дв}} - M_{\text{тр}}^{\text{ПК}}; \\ i\ddot{\Omega} &= M_{\text{тр}}^{\text{ПК}} - M_{\text{тр}}^{\text{ПС}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $I, i$  – соответственно, приведенные полярные моменты инерции ротора и наружного кольца подшипника качения с втулкой;  $\dot{\phi}, \dot{\Omega}$  – угловые скорости ротора и наружного кольца ПК;  $M_{\text{дв}}, M_{\text{тр}}^{\text{ПК}}, M_{\text{тр}}^{\text{ПС}}$  – соответственно, моменты движущих сил, сил трения подшипника качения и скольжения.

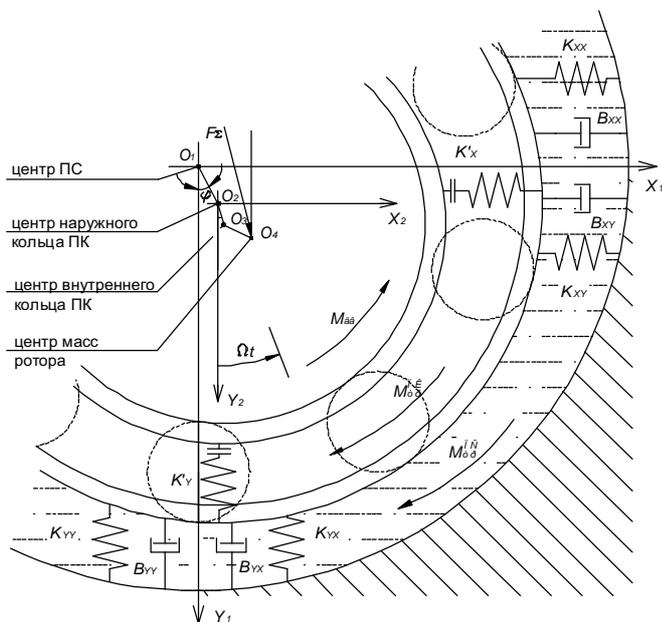


Рис. 4. Динамическая модель КОРС

Точное интегрирование полученных уравнений вращательного движения ротора (1) не представляется возможным ввиду отсутствия аналитических зависимостей для момента трения ПС. Поэтому решение осу-

ществлялось численным интегрированием по методу Адамса-Башфорта-Моултона [3]. На рис. 5 представлены характерные кривые распределения скоростей в КОРС. Частота вращения наружного кольца ПК зависит от момента трения ПС, который является определяющим для КОРС на основном режиме работы. В том случае, когда вязкость смазочного материала относительно мала (например, при  $\mu = 0.001$  Па·с), можно достичь режима полного разделения скоростей. Тогда при достижении рабочей частоты вращения скорость комплекта тел качения становится равной нулю. При большей вязкости увеличивается момент трения ПС и скорость промежуточной втулки останавливается на некотором определенном значении.

Это актуально при использовании гидростатодинамических подшипников, реакция которых на основном рабочем режиме, в значительной мере, формируется за счет гидродинамической составляющей [4].

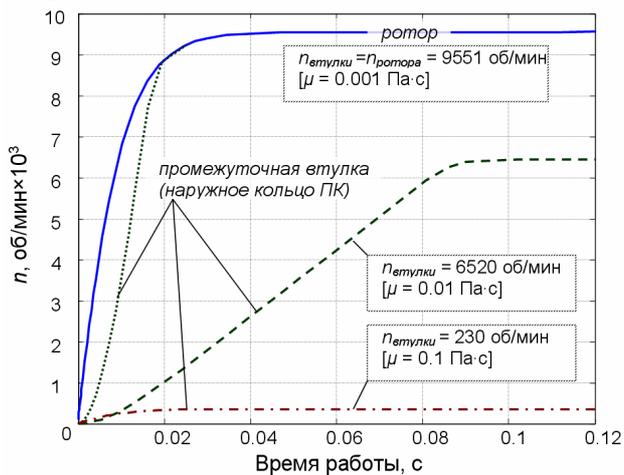


Рис. 5. Разделение скоростей в КОРС

Необходимо отметить некоторую общность данного вывода, т.к. при других сочетаниях рабочих и геометрических параметров роторно-опорного узла при вязкости  $\mu = 0.001$  МПа режима полного разделения скоростей может не быть. Данное положение необходимо рассматривать как постановку одной из задач дальнейшего теоретического исследования КОРС, а именно применения безразмерного критериального анализа.

При полном разделении скоростей в КОРС или значительном уменьшении частоты вращения тел качения существенно снижаются величины действующих в под-

шипнике качения центробежных нагрузок  $F_{цб}$  (рис. 6).

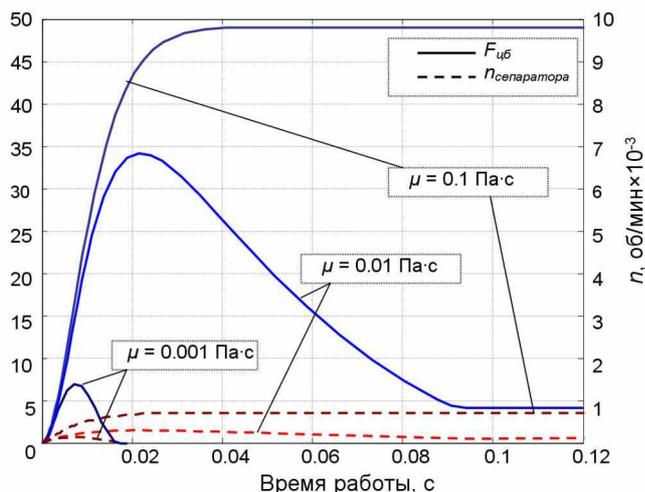


Рис. 6. Уменьшение центробежных нагрузок в ПК при его работе в КОРС

Но, несмотря на очевидные достоинства совмещения ПК и ПС, применение комбинированных опор носит разовый и экспериментальный характер. Так в 70-х годах 20 века NASA (США) положило начало научно-исследовательской программе Space Shuttle Main Engine Long-life bearing (подшипники повышенной долговечности для двигателя корабля многоразового использования Шатл), направленную на создание опор роторов агрегатов топливоподачи ракетных двигателей с возможностью многократных запусков и повышенным ресурсом.

В работе [5] приводятся результаты исследований и проектирования комбинированной опоры с разделением скоростей (рис. 7) для ротора трехступенчатого центробежного турбонасоса МК48 с рабочей скоростью вращения 95 000 1/мин.

Основным выводом результатов экспериментальных исследований является то, что совмещение подшипников качения и скольжения по схеме с разделением скоростей позволяет повысить долговечность опорного узла за счет разделения функций опор на различных режимах работы и улучшить динамические характеристики путем большей variability параметров, определяющих жесткость и демпфирование. Также можно отметить подобные теоретические и экспериментальные исследования Хановича М.Г. [6], в Харьковском авиационном институте [4] и Казанском государственном техническом университете [7].

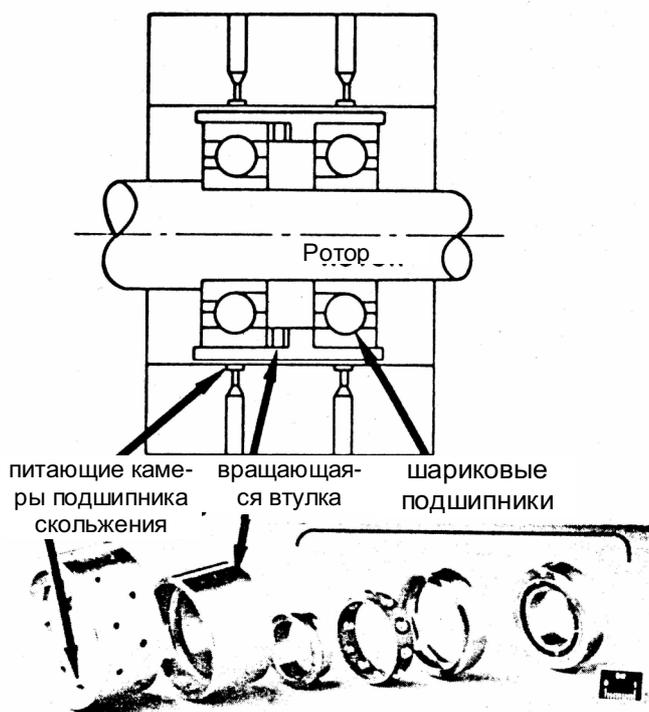


Рис. 7. Комбинированная опора ротора турбонасоса МК48

На рис. 8 показаны экспериментальные данные по разделению скоростей в комбинированной опоре ротора турбонасоса МК48 [5] и расчетная зависимость, построенная на основе полученных математических моделей для рабочих и геометрических параметров данного турбонасоса (таблица 1).

Таблица 1. Параметры турбонасоса МК48

ПК (рис. 3,а)	$D_в=20$ мм, $D_н=39$ мм, $d_w=4,763$ мм, $\beta=26^\circ$ , 10 шариков, 2 ряда
ПС (рис. 3,б)	$D=43.83$ мм, $L=22.86$ мм, $B_k=2.31$ , $L_k=5.89$ мм, $h=56$ мкм
Ротор	сталь ( $\rho=7800$ кг/м <sup>3</sup> ), геометрические параметры указаны в источнике [5], ротор отбалансирован по 4-му классу точности [8], частота вращения модельного ротора $n=95000$ 1/мин.
Рабочая среда	жидкий водород $\mu_0 \approx 1 \cdot 10^{-5}$ , давление на входе $p_0=31.4$ МПа

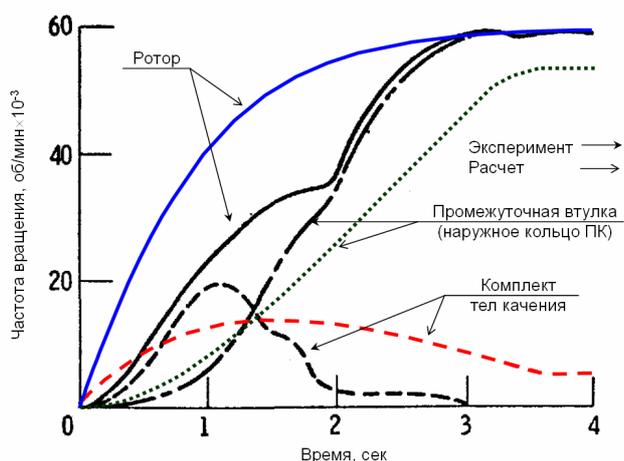


Рис. 8. Разделение скоростей в КОРС ротора турбокомпрессора МК48 [5]

Из графика видно, что идеализация математической модели приводит к достаточно существенной относительной погрешности (более 20%) теоретических результатов относительно экспериментальных. Все это ставит задачи по усложнению математических моделей с целью наибольшего приближения к реальным объектам по следующим направлениям: введение пространственной модели гибкого ротора; решение неизотермической гидродинамической задачи для определения полей давлений в смазочном слое ПК; определение реакций ПК с учетом эластогидродинамического эффекта. Экспериментальное исследование будет вестись не только путем изучения динамических характеристик, но и проведение ресурсных испытаний.

Работа выполняется в рамках гранта РФФИ №06-08-96505 «Теоретические основы расчета комбинированных опор роторов

высокоскоростных турбокомпрессоров водородных топливных элементов».

### Список литературы

1. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 404 с.
3. Мэтьюз Д., Финк К. Численные методы. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 720 с.
4. Артеменко Н.П. и др. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин. – Харьков: Основа, 1992. – 198 с.
5. Butner M. F. Space shuttle main engine long-life bearings. Final report / M. F. Butner, B. T. Murphy // NASA-CR-179455, Rockwell International Corp., 1986. – 163 p.
6. Ханович М.Г. Опоры жидкостного трения и комбинированные / М.Г. Ханович. – Л.: Машгиз. 1960 г. 272 с.
7. Понькин В.Н. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин, принципы конструирования и экспериментальное исследование / В.Н. Понькин, Л.В. Горюнов, В.В. Такмовцев // Казань, 2003. 62 с. (Препринт / Изд-во Казан. гос. техн. ун-та; Казань, ПЗ05).
8. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. 1981, 456 с., ил.

## IMPROVEMENT OF TURBOCOMPRESSOR ROTOR SUPPORTS OF ENGINES WITH CHEMICAL FUEL ELEMENTS BY MEANS OF COMBINATION BALL BEARING AND FLUID-FILM BEARINGS ACCORDING TO A SUCCESSIVE SCHEME

© 2006 R.N. Polyakov, L.A. Savin, A.A. Struchkov

The article analyses possibility of application of high-speed combined bearings in turbomachines of engines with chemical fuel elements. Advantages of using combined bearings in comparison with application only ball bearing or only fluid-film bearing are substantiated. An approach to determination of conditions of bearing switching and function of rotation speeds of bearings on the base of developed mathematical models is proposed. Comparison of obtained results with experimental data of other authors is presented.