

Влияние тепловых эффектов и механических повреждений на работоспособность гидродинамических упорных подшипников скольжения ГПА

М.К. Абессоло
аспирант

П.С. Кунина
д.т.н., заведующая кафедрой

А.А. Паранук
к.т.н. ассистент
rambi.paranuk@gmail.com

А.В. Поляков
к.т.н. доцент

Кубанский Государственный Технологический Университет, Краснодар, Россия

В данной работе рассматривается влияние механических повреждений и тепловых эффектов на работоспособность упорных подшипников скольжения. Термодинамический анализ, учитывающий местные тепловые эффекты и механические повреждения, сделан на 8-сегментную пята.

Материалы и методы
Термодинамический анализ.
Компьютерное моделирование.

Ключевые слова
упорный подшипник скольжения, тепловые эффекты, термодинамический анализ, термоэластодинамические параметры, механические деформации, тепловой баланс, конечные разности, упорные колодки, распределение давлений

Главной целью гидродинамической смазки является максимальное снижение износа механизмов [1]. Однако увеличение температуры очень влияет на характеристики упорных подшипников скольжения. Для сильно нагруженных подшипников (упорных подшипников вертикальных роторов), механические деформации, вызванные полями давления, очень значительные. В этом контексте максимальное давление очень большое и критическими параметрами являются минимальная толщина смазки и максимальное давление. Изнашивание поверхностей баббитов влияет на геометрию смазочного слоя, то есть на работоспособность конструкции в целом. В этой работе мы проведем термодинамический анализ (ТГД), необходимый для оценки этих изменений. На рис. 1 изображена система координат пяты.

Для дальнейшего анализа нам необходимо написать обобщенное уравнение Рейнольдса для течения вязкой жидкости [10] также уравнения энергии и теплового баланса в полярной системе координат (O, r, θ, z) пяты.

Уравнение Рейнольдса имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(G_1 r \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(G_2 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = r \omega \frac{\partial G_2}{\partial \theta}. \quad (1)$$

Функции G_1 и G_2 определены как

$$G_1 = \int_0^h \frac{h}{\mu} \left(z - \frac{l_2}{J_2} \right) dz \text{ и } G_2 = \frac{1}{J_2} \int_0^h \frac{h}{\mu} dz,$$

где $l_2 = \int_0^h z dz$ и $J_2 = \int_0^h 1 dz$.

Энергия данной системы выражается уравнением:

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] + K_h \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}, \quad (2)$$

где, $T(r, \theta, z)$ — температура в любой точке масляного слоя;

ρ — плотность смазочной жидкости (кг/м³);

C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении (Дж/(К.кг));

μ и ν — динамическая и кинематическая вязкости смазочной жидкости (Па.с) и (м²/с);

K_h — коэффициент теплопроводности (Вт/(м.к)).

Каждая сторона данного уравнения характеризует один из основных теплообменов, происходящих в масляном слое:

- левая сторона уравнения характеризует конвекцию;
- первое слагаемое правой стороны характеризует вязкую диссипацию, а второй — теплопроводность.

Описанное течение является стационарным. В этом случае уравнение теплового баланса имеет вид:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T_p}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} = 0. \quad (3)$$

В связи с тем, что смазка производится разбрызгиванием, давление на границах пяты равно атмосферному. На поверхности контакта «смазка-пята» теплообмен происходит по проводимости с учетом того, что размеры масляного слоя гораздо меньше, чем размеры пяты. Допускаем, что температуры смазки и пяты одинаковые на всей поверхности зоны контакта. За пятой теплообмен происходит по конвекции.

Механическая деформация контактных поверхностей при смазке влияет на геометрию смазочного слоя и на работоспособность упорного подшипника в целом. Поэтому анализ местных механических изменений твердых тел является актуальным вопросом в трибологии. Наилучшим способом для проведения этого исследования является анализ термоэластогидродинамических параметров (ТЭГДП) [2].

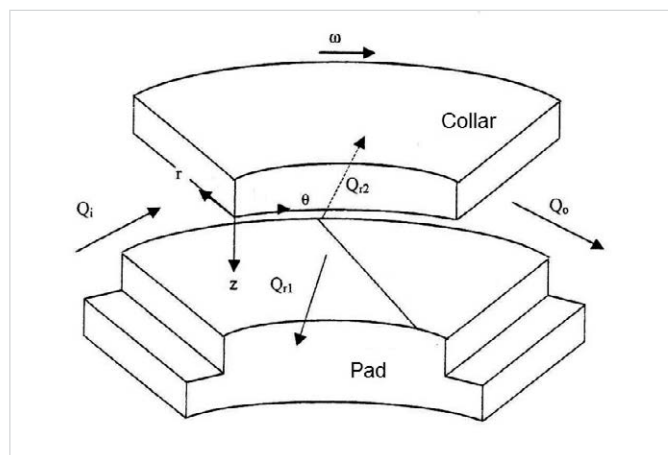


Рис. 1 — Система координат пяты

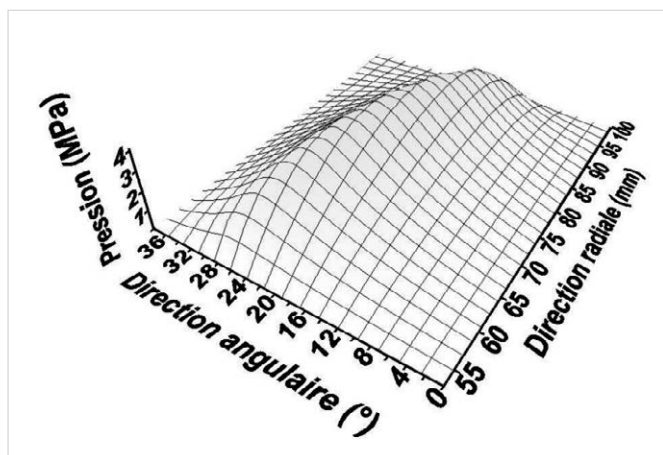


Рис. 2 — Распределения давлений, рассчитанных на поверхности сегмента 8-сегментного упорного подшипника для нагрузки $w=25кН$ и частота вращения $\omega=2600об/мин$

Поля гидродинамического давления и температуры получены методом конечных разностей [11]. Поля перемещений поверхностных сегментов и колодок получены методом конечных элементов. Для того, чтобы решить вопрос о ТЭГДП, в компьютерном моделировании были использованы кубические элементы (ячейки).

Результаты и дискуссии

Рабочие характеристики и условия:

внешний радиус гребня $R_{\text{вне}} = 0,100$ м, внутренний радиус $R_{\text{вну}} = 0,053$ м и радиус колодки $R_k = 0,120$ м. Упорная колодка сделана из бронзы (CUN8P) и сегменты из стали. Одна из первых попыток при моделировании основных рабочих характеристик упорного подшипника впервые была получена Добровольским [3]. Используя его метод, мы получили для наших исследований основные характеристики, представленные ниже.

Распределение давлений представлено на рис. 2, и зависит от радиального и тангенциального направлений. Гидродинамическое давление измеряли в 5 разных точках для нагрузки 8 кН и для угловой скорости колодки 2600 об/мин. В точке P_2 ($r = 77,5$ мм, $\theta = 19^\circ$) давление достигает своего максимального значения. На рис. 3 изображено изменение давления в этой точке при различных нагрузках. В ходе исследований были выполнены сравнение между распределениями давлений по теориям (ТГД) и (ТГЭДП) с учетом механических деформаций, также измерения в точке p_2 .

Сообщая частоту вращения 2600 об/мин, соответствие результатов (ТГЭДП) и эксперимента удовлетворено. Для нагрузок от 1 до 8 кН были получены интервалы от 7,8 до 21,5%. Однако при увеличении нагрузки в точке p_2 , модель рассчитанной (ТГЭДП) постепенно отклоняется от теоретической (ТГД). Методика (ТГЭДП) хорошо подтверждает полученные результаты (отличие около 2%).

Минимальная толщина масляной пленки

На рис. 4 представлено сравнение толщины масляной пленки по методу расчетов Ямпольского С.Л. [4] с полученной нами при компьютерном моделировании по (ТГД) и (ТГЭДП). Минимальная толщина смазочного слоя, оцененная теорией (ТГД) больше тех, полученных опытом и расчетом (ТГЭДП). Однако кривые отличаются мало.

Если рассмотреть набор экспериментальных данных при нагрузке меньше 8 кН, модель (ТГЭДП) адекватна. Между результатами обеих моделей получены отклонения от 0,14 до 22,06%. При нагрузках меньше 8 кН, модель (ТГЭДП) отличается от экспериментальных данных в интервал от 0,14 до 21,59%. Уменьшение минимальной толщины смазочного слоя происходит постепенно в зависимости от действующей нагрузки.

Распределение температуры

Распределение температуры на активную поверхность пяты в литературе была рассмотрена многими авторами [5, 6, 7]. Среди них, отличился Подольский М.Е [8]. Распределение получают с помощью 10 термопар типа К (Хромель-Алюмель) [9]. Максимальная температура получена на выходе внешнего радиуса (соответствующая термопара расположена в точке t_9 с координатами $r = 92,5$ мм, $\theta = 35^\circ$ С). На рис. 5 показаны полученные кривые при разных измеренных температурах в точке t_9 . Самое хорошее соответствие модели (ТГЭДП) с экспериментом получили для наибольших нагрузок (от 6 кН). При меньшей нагрузке частота вращения почти не влияет на максимальную температуру, так как сдвиг смазки незначителен.

На рис. 6 и 7 изображены распределения температуры на активной поверхности пяты в зависимости от номера узла кубической решетки в режимах (ТГД) и (ТГЭДП). Мы отметили общее охлаждение пяты с момента учета механических повреждений. Максимальная температура достигнута при $\omega = 2600$ об/мин и $W = 25$ кН (предельные условия работы). Это прямое следствие интенсивного нагружения горячей смазки. В этом случае, тангенциальная скорость велика и минимальная толщина смазочного слоя очень маленькая.

Итоги

В работе было изучено влияние тепловых эффектов и механических повреждений в гидродинамическом упорном подшипнике скольжения.

Теоретические результаты, полученные на основе расчетов моделирования, сравнивались с экспериментальными данными.

Выводы

1. Учет механических повреждений элементов упорного подшипника необходим для

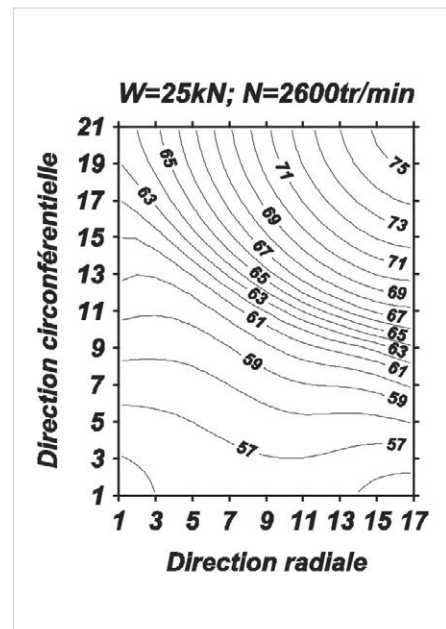


Рис. 6 — Распределение температур на поверхность сегмента при (ТГД)

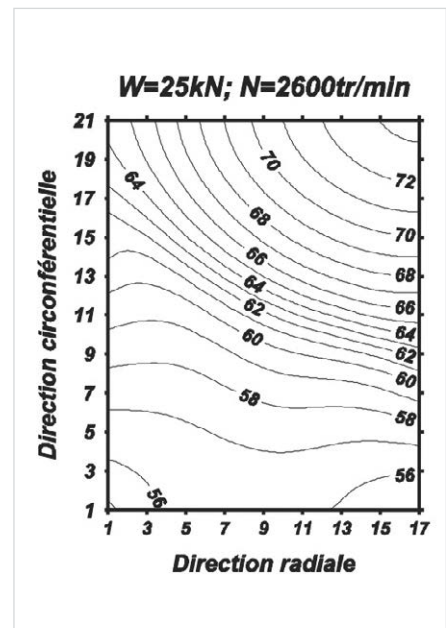


Рис. 7 — Распределение температур на поверхность сегмента при (ТГЭДП)

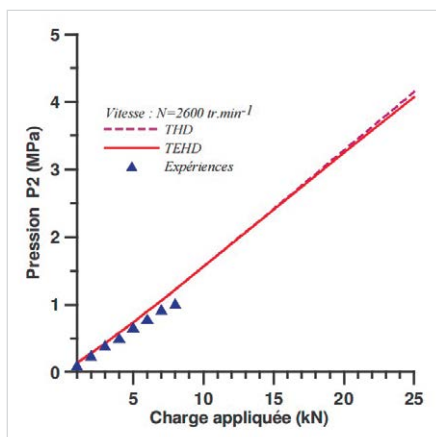


Рис. 3 — Изменение давления p_2 в зависимости от нагрузки

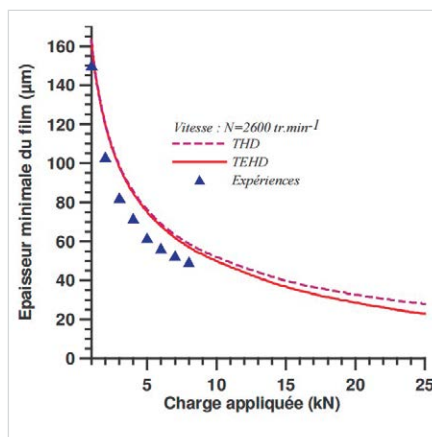


Рис. 4 — Изменение минимальной толщины пленки в зависимости нагрузки

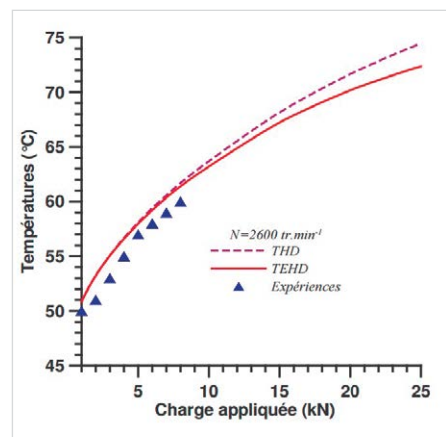


Рис. 5 — Изменение максимальной температуры (t_9) в зависимости от нагрузки

- эффективного прогнозирования различных рабочих характеристик.
2. Механические деформации сильно зависят от повреждений колодок. Ими нельзя пренебречь особенно при очень значительных нагрузках (например, при эксплуатации газоперекачивающих агрегатов).
 3. Мы рекомендуем использовать более износостойкие материалы для колодок. Таким образом, ширина колодок очень важный параметр и нужно его оптимизировать.

Список литературы

1. Старосельский А.А., Гаркунов Д.Н. Трение, изнашивание и смазка. М.: Машиностроение, 1967. 297 с.
2. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. Казань: Фэн, 1998. 430 с.
3. Добровольский В.А. Детали машин. Теория: конструкция и расчеты. М.: Mashgiz, 1939. 656 с.
4. Ямпольский С.Л. Экспериментальные исследования работоспособности и надежности упорных подшипников турбоагрегатов. Автореферат дисс. канд. техн. наук. Калуга, 1966. 26 с.
5. Альпин А.Я. Исследование упорных подшипников скольжения с неплоской рабочей поверхностью подушек. Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. тех. наук. Л.: Северо-западный заочный Политехнический Институт, 1968. 20 с.
6. Дьячков А. К. Расчет давлений в масляном слое подушек упорного подшипника при неизотермическом процессе // Машиноведение. 1966. №2. С. 100–111.
7. Трифонов Е.В. Исследование работы быстроходных упорных подшипников. В кн.: Развитие гидродинамической теории смазки применительно к упорным подшипникам скольжения. М.: АН СССР, 1959. С. 116–131.
8. Подольский М.Е. Гидродинамическая теория смазки упорных подшипников скольжения, работающих на нестационарных режимах. Автореф. канд. дисс. Л.: Ленингр. ин-т водного транспорта. 1962. 22 с.
9. ГОСТ Р 8.585-2001 ГСИ. Термомпары. Номинальные статические характеристики преобразования.
10. Dowson D. History of Tribology. Tribology International. 1979, issue 12 (3), 146 p.
11. Curnier A. Méthodes numériques en mécanique des solides. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 1993, 352 p.

ENGLISH

GAS PRODUCTION

Impact of heat effects and mechanical defects on functional capacity the thrust bearing of gas compressor unit

UDC 621.691

Authors:

Marten K. Abessolo — graduate student
Polina S. Kunina — Sc.D., head of the department
Arambiy A. Paranuk — Ph.D. assistant; rambi.paranuk@gmail.com
Alexey V. Polyakov — Ph.D., associate professor

Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation

Abstract

In this work impact of heat effects and mechanical defects on functional capacity of thrust bearing of gas compressor unit were considered. For this were conducted the thermodynamic analysis of 8-segment thrust collar pivot taking account local mechanical defects.

Materials and methods

Thermodynamic analysis. Computer simulation.

Results

Impact of heat effects and mechanical defects on functional capacity of thrust bearing of

gas compressor unit were studied. Obtained theoretical results based on simulation's calculations were compared with experimental data.

Conclusions

1. The mechanical defects of thrust bearing should be taking account in forecasting different working parameters.
2. Mechanical deformations are dependent on the thrust pad damage. That isn't be neglected especially during significant loads (for example, operation the gas compressor unit).

3. We recommended use of more resistant materials for thrust pads. So width of thrust pads is important parameter and it should be optimized.

Keywords

thrust bearing, thermal effects, thermodynamic analysis, thermo elast dynamic parameters, mechanical deformation, heat balance, finite differences, thrust pads, pressure distribution

References

1. Starosel'skiy A.A., Garkunov D.N. *Trenie, iznashivanie i smazka* [Friction, wear and lubrication]. Moscow: Mashinostroenie, 1967, 297 p.
2. Maksimov V.A., Batkis G.S. *Tribologiya podshpnikov i uplotneniy zhidkostnogo treniya vysokoskorostnykh turbomashin* [The tribology of thrust bearing and fluid friction sealing of high speed turbomachines]. Kazan: Fen, 1998, 430 p.
3. Dobrovolskiy V.A. *Detali mashin Teoriya konstruktsiya i raschety* [Machines details. Theory of construction and calculations]. Moscow: Mashgiz, 1939, 656 p.
4. Yampol'skiy S.L. *Ekspperimental'nye issledovaniya rabotosposobnosti i nadezhnosti upornykh podshpnikov turboagregatov* [Experimental research on working capacity and reliability of turbo aggregates thrust bearing]. Thesis of degree application. Kaluga, 1966, 26 p.
5. Al'pin A.Ya. *Issledovanie upornykh podshpnikov skol'zheniya s neploskoy rabochey poverkhnost'yu podushek* [Research on thrust bearing with pads non-flat working surface]. Thesis of degree application. Leningrad: Severo-zapadnyy zaochnyy Politekhicheskiy Institut, 1968, 20 p.
6. D'yachkov A. K. *Raschet davleniy v maslyanom sloe podushek upornogo podshpnika pri neizotermicheskom protsesse* [The calculation of pressure in the oily layer the pads of thrust bearing at non-isothermal process]. *Mashinovedenie*, 1966, issue 2, pp. 100–111.
7. Trifonov E.V. *Issledovanie raboty bystrokhodnykh upornykh podshpnikov* [The research work of high-speed thrust bearings]. Development of the hydrodynamic lubrication theory as applied to the thrust sliding bearing. Moscow: AN SSSR, 1959, pp. 116–131.
8. Podol'skiy M.E. *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki upornykh podshpnikov skol'zheniya, rabotayushchikh na nestatsionarnykh rezhimakh* [Hydrodynamical theory of thrus]. Thesis of degree application. Leningrad: Leningradskiy institut vodnogo transporta, 1962, 22 p.
9. GOST R 8.585-2001 GSI Thermocouples. Nominal static characteristics of conversion.
10. Dowson D. History of Tribology. Tribology International. 1979, issue 12 (3), 146 p.
11. Curnier A. Méthodes numériques en mécanique des solides. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 1993, 352 p.