

УДК 621.43

Численное моделирование при решении задачи гидродинамики подшипника скольжения

Журавлев С.Д., магистрант

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Поршневые двигатели»*

Научный руководитель: Маластовский Н.С., к.т.н., доцент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана

bauman@bmstu.ru

В современном двигателестроении наметилась устойчивая тенденция к повышению мощностных показателей двигателей, в первую очередь, за счет интенсификации рабочего процесса в камере сгорания, что приводит к росту механических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма. На сегодняшний день, ряд компаний активно разрабатывает двигатели со значениями среднего эффективного давления около 35-45 бар (рисунок 1) в частности в работе [1] проведена модификация стандартного двигателя под $p_e = 40$ бар, при этом значение максимального давления в цилиндре двигателя достигает величины в 400 бар.

В этой связи особо остро встает вопрос обеспечения необходимых режимов работы подшипников скольжения, в том числе и пары коленчатый вал - блок цилиндров. Оценивая перспективы роста максимального давления создающегося в слое смазки в подшипнике, в работе [2] отмечается, что в ближайшем будущем ожидается рост величин с 250 МПа (текущие значения давлений) до значений в 350-400 МПа (рисунок 2). Подобный уровень нагрузок предъявляет повышенные требования, как к самой конструкции, так и методам ее анализа. В этих условиях приобретает принципиальное значение разработка новых совершенных методик расчета подшипникового узла, опирающихся на численно моделирование.

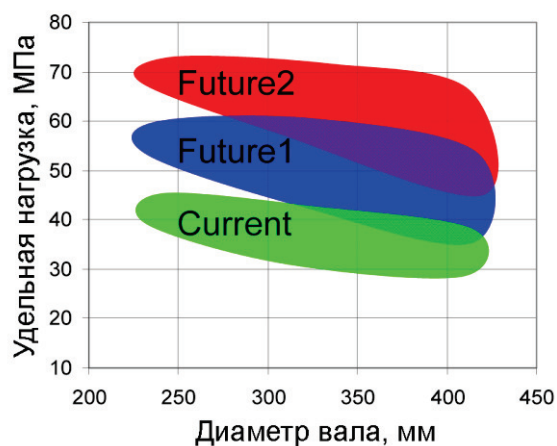


Рис. 1. Удельная нагрузка в подшипниках скольжения в зависимости от диаметра вала

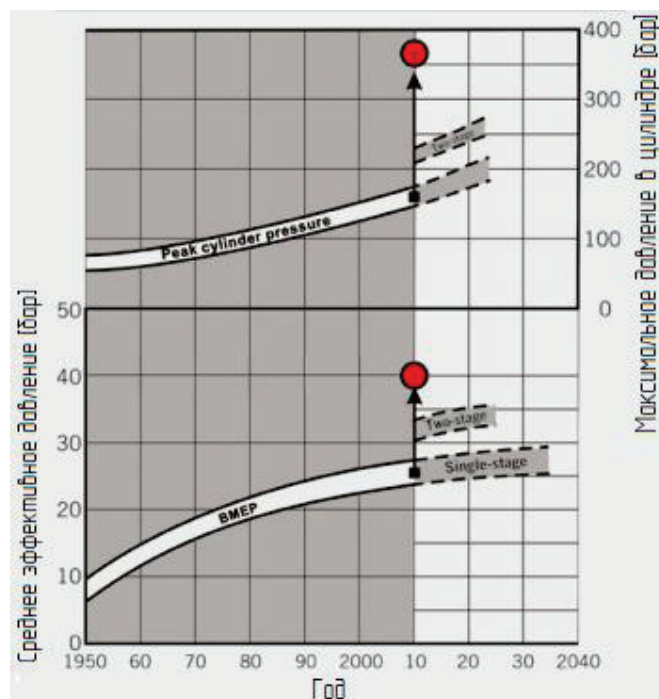


Рис. 2. График тенденции к увеличению максимальных давлений в цилиндре с течением времени

Основным критерием работоспособности опор скольжения является износостойкость, то есть сопротивление узла изнашиванию [3]. Износ подшипника скольжения происходит при условии недостатка смазки между подшипником и коренной опорой вала, вследствие чего возникает контакт между трущимися поверхностями (схема сопряжения вал – вкладыш изображена на рисунке 3). Он возможен как в условиях сухого трения (полное отсутствие смазки между трущимися поверхностями, режим 1 на рисунке 4), так и граничного трения (наличие слоя смазки, не превышающего по толщине суммарную величину неровностей трущихся поверхностей, режим 2 на рисунке 4).

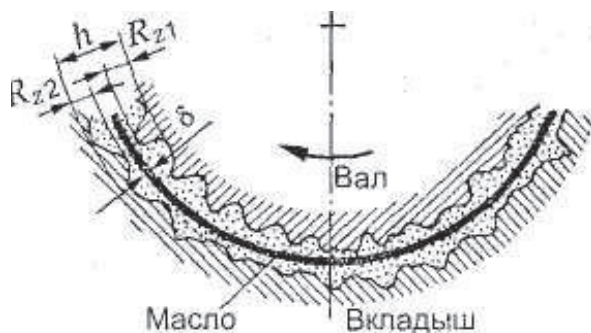


Рис. 3. Схема сопряжения вал – опора

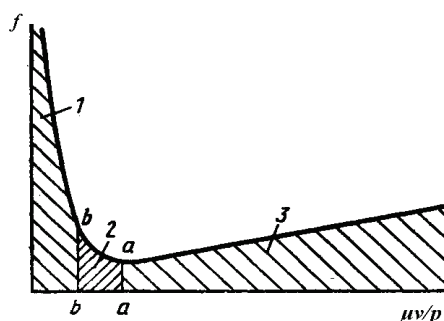


Рис. 4. Режимы трения подшипника скольжения

Коренная опора вала и коренной вкладыш соприкасаются в следующих случаях:

- 1) В момент пуска двигателя
- 2) При недостаточной величине расхода масла через подшипник
- 3) При низком коэффициенте вязкости масла

Основной характеристикой подшипника скольжения является его несущая способность, то есть возможность подшипника создавать подъемную силу в масляном клине во время вращения цапфы вала. При этом совокупность определяющих параметров при известном уровне нагружения определяется соотношением:

$$Pr = \frac{\mu \cdot \omega \cdot d \cdot l}{\psi^2} \cdot \Phi, \quad (1)$$

где μ – вязкость масла; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; d – диаметр подшипника; l – ширина подшипника; ψ – относительный диаметральный зазор между подшипником и цапфой вала; Φ – коэффициент нагруженности подшипника.

В этой связи стремятся получить минимальные размеры при условии сохранения требуемого зазора в опорах подшипникового узла, обеспечивая допустимый коэффициент запаса по толщине масляной пленки:

$$S_n = \frac{h_{\min}}{(h_{ksh} + h_{vkl})}, \quad (2)$$

h_{ksh} , h_{vkl} – высота микронеровностей соответственно на поверхности коренной шейки и на поверхности вкладышей подшипника;

$h_{\min}$ – минимальная толщина смазочного слоя между цапфой вала и подшипником.

Важнейшей задачей при расчете несущей способности (1) является учет изменения вязкости масла вследствие роста температуры из-за действующих в зазоре сил трения (уравнение Френкеля – Андраде):

$$\mu = C \cdot e^{\frac{W}{k \cdot T}} \quad (3)$$

Температура в (3) определяется исходя из теплового баланса при постоянной прокачке новых порций охлажденного масла через подшипник и работы сил трения: $Q_{тр} = Q_m$, (4)

где $Q_{тр}$ – кол-во теплоты, выделяющееся в подшипнике за счет работы сил трения

Q_m – кол-во теплоты, отводимое с вытекающим из подшипника

$$(\mu \cdot \omega^2 \cdot d^2 \cdot l) \cdot \frac{C_T}{2 \cdot \psi} = C_i \cdot \rho_i \cdot V_i \cdot (T_{вых} - T_{вх}), \quad (5)$$

где d – диаметр коренной шейки коленчатого вала;

μ – динамическая вязкость масла;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

l – ширина подшипника;

C_T – коэффициент, характеризующий положение цапфы внутри подшипника;

ψ – относительный диаметральный зазор

c_m – удельная теплоемкость масла;

ρ_m – плотность масла;

V_m – объемный расход масла, прокачиваемый через подшипник;

$T_{\text{вых}}, T_{\text{вх}}$ – температура масла соответственно на выходе и входе в подшипник)

Полученные поправки по вязкости (3) используются при решении задачи гидродинамики подшипника скольжения в методе, основанном на решении дифференциального уравнения Рейнольдса для слоя смазки:

$$U \cdot \frac{dh}{dx} = \frac{d}{dx} \cdot \left(\frac{h^3}{6\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dz} \cdot \left(\frac{h^3}{6\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \right) \quad (6)$$

Применительно к осесимметричным задачам, таким как подшипники, уравнение (6) решается в полярных координатах и позволяет определить подъемную силу масла:

$$dp = \left[\frac{6 \cdot \mu \cdot \omega}{\psi^2} \cdot \chi \cdot \frac{\cos \varphi - \cos \varphi_0}{(1 + \chi \cdot \cos \varphi)^3} \right] d\varphi \quad (7)$$

φ – текущий угол; φ_0 – угол сечения, в котором давление масла максимально;

χ – относительный эксцентриситет;

По данной методике был выполнен расчет подшипника скольжения коренной опоры перспективного среднеоборотного дизеля типа ЧН 26.5/31.

Геометрические параметры исследуемого подшипника:

$D = 300,25$ мм – диаметр внутренней поверхности подшипника;

$d = 300$ мм – диаметр коренной опоры коленчатого вала;

Угловая скорость вращения цапфы вала $\omega = 115$ рад/с,

Изменение давления в цилиндре было получено с использованием программного комплекса Diesel – RK, разработанного на кафедре «Поршневые двигатели», и изображено на рисунке 5.

Средняя за цикл величина давления, оказываемого на цапфу вала определена путем проведения динамического расчета двигателя и составила $p_{\text{ср}} = 18,6$ МПа (рисунок 6).

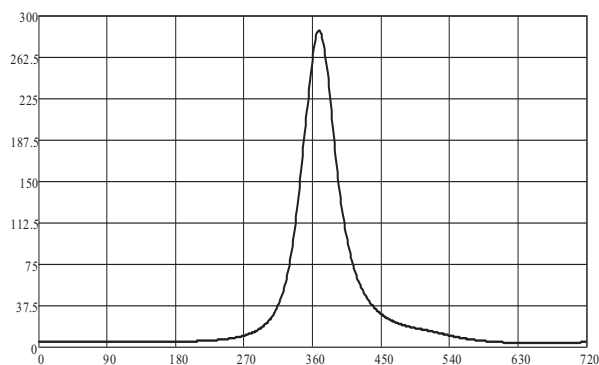


Рис. 5. Индикаторная диаграмма дизельного двигателя, полученная в программе Diesel-RK

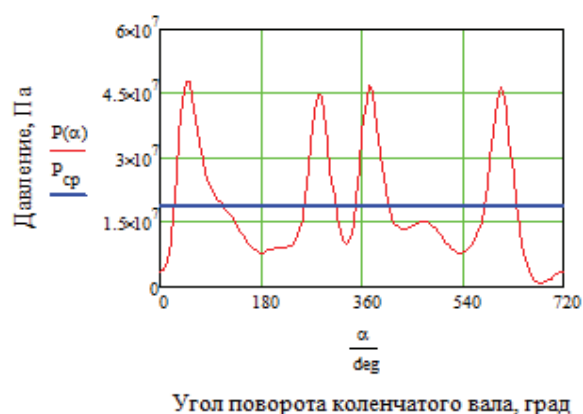


Рис. 6. График изменения давления на цапфу вала за цикл ($P(\alpha)$ – давление на цапфу от угла поворота коленчатого вала, $P_{ср}$ – среднее за цикл давление на цапфу)

При решении (4) получена действительная температура масла, равная $T = 80^{\circ}\text{C}$, которой соответствует вязкость масла $\mu = 0,065 \text{ Па}\cdot\text{с}$

По результатам расчета, основанного на решении уравнения Рейнольдса, минимальная толщина масляной пленки составила $h_{\min} = 4 \text{ мкм}$, а значение эксцентриситета соответственно – $e = 121 \text{ мкм}$.

Коэффициент безопасности (2) при данной минимальной толщине масляной пленки для поверхностей, имеющих шероховатости 1.25 мкм , составил $S_n = 1.6$, что является приемлемым.

Описанный метод оценки обладает существенным недостатком, который заключается в его двухмерной постановке (рисунок 7), вследствие которой невозможно оценить влияние реальной геометрии подшипника (рисунок 8) на результаты расчета, например, влияние геометрии и расположения масляных каналов, нижней канавки подшипника, формы внутренней поверхности подшипник.

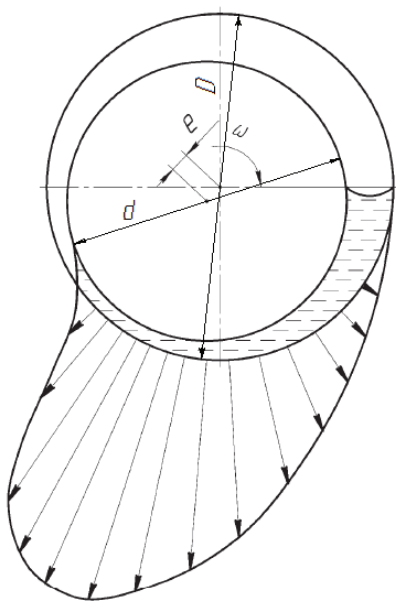


Рис. 7. Расчетная модель идеального случая подшипника скольжения



Рис. 8. 3D модель подшипника скольжения

Также его недостатком можно считать то, что оценка работоспособности подшипника производится по осредненной за цикл величине нагрузки на цапфу вала $p_{\text{ср}}$.

Вследствие перечисленных недостатков, целесообразным является решение гидродинамической задачи подшипника скольжения с использованием численных методов в программном комплексе ANSYS, который позволяет учитывать как сложную геометрию реальных подшипников, так и сложную постановку граничных условий, меняющихся во времени.

Целью работы являлось уточнение результатов гидродинамического расчета, основанного на решении уравнения Рейнольдса, в частности, определение локальных величин давления в радиальном зазоре подшипника и действующей на цапфу вала уравновешивающей силы, возникающей при условии известной величины эксцентриситета.

Перед непосредственным проведением гидродинамического расчета исследуемого подшипника в программном комплексе ANSYS Fluent, необходимо провести ряд тестовых расчетов, которые позволят оценить влияние:

- количества конечных элементов расчетной сетки на точность решения задачи;
- количества конечных элементов расчетной сетки на скорость сходимости задачи по невязкам;
- краевых эффектов расчетной модели на точность решения;

В качестве тестовой выбрана задача, поставленная А. Мичелем [4] и выполненная для уточнения математической теории Рейнольдса и Зоммерфельда применительно к случаям геометрии конечных размеров.

Задача заключается в определении подъемной силы, возникающей в масляном слое, при движении вдоль горизонтальной плоскости с постоянной скоростью клина конечных геометрических размеров (рисунок 9).

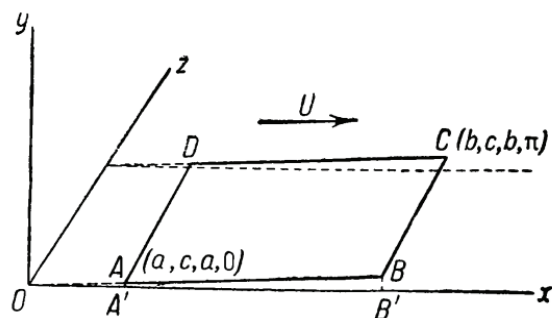


Рис. 9. Схема задачи А.Мичеля [3]

Для численного моделирования взяты следующие определяющие параметры:

1) скорость движения клина $U = 0.5$ м/с,

2) геометрические размеры - $AD = BC = AB = DC = 10\pi$ мм.

Расстояние между плоскостями ABCD и xOz в точке x, y – $h = 3,26$ мм, угол наклона между ними - $\theta = 3^\circ$.

3) поверхности разделены слоем масла с коэффициентом вязкости $\mu = 0,065$ Па*с и плотностью $\rho = 890$ кг/м³

4) Граничные условия:

$p = 0$, если $x = 31,4$ мм или $x = 62,8$ мм для всех значений z и

$p = 0$, если $z = 0$ или $z = 31,4$ мм для всех значений x .

Давление p между обеими поверхностями AC и xOz должно удовлетворять дифференциальному уравнению Рейнольдса (6)

Основными разрешающими уравнениями для задач гидродинамики являются уравнения сохранения [5]:

Сохранения массы

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla (\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (8)$$

Уравнение Навье - Стокса

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \vec{V}) + \nabla (\rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{V}) = -\nabla p + \nabla (\vec{\tau}) + \rho \cdot \vec{g} + \vec{F} \quad (9)$$

где

$$\vec{\tau} = \mu \left[\nabla \vec{V} + \nabla (\vec{V})^T \right] \quad (10)$$

Для решения данной задачи модели турбулентности не применялись. Гидравлический диаметр для поперечного сечения данного потока ($a = 3.26$ мм, $b = 31.4$ мм) составил 6 мм, а число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_r}{\mu} = 41.1, \quad (11)$$

что характерно для ламинарного течения [4].

Конечноэлементная модель, состоящая из 535440 элементов приведена на рисунке 10.

Задача решалась в системе координат, связанных с клином, т.е. клин принимался неподвижным, а масло подавалось со скоростью $U = 0,5$ м/с.

На границах расчетной сетки было задано граничное условие $p_{изб} = 0$, т.е. на границах задавалось нулевое относительное давление. На поверхности, прилегающей к пластине было задано условие непроницаемой границы с прилипанием прилежащего слоя масла. Нижней поверхности расчетной сетки было присвоено условие непроницаемой границы с проскальзыванием слоя масла.

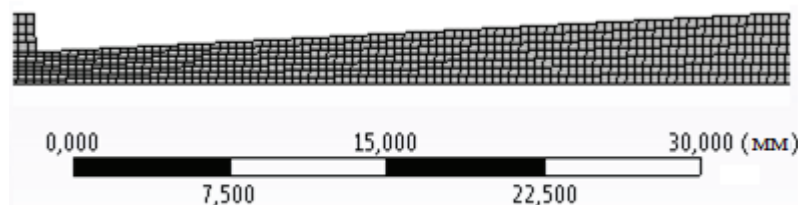


Рис. 10. Расчетная сетка модели

Результатами расчета являются поле скоростей и давлений в расчетной области. Значения давления на поверхности клина (рисунок 11) по форме и характеру совпадают с данными Мичеля (рисунок 12) и представляют собой пятно распределения давлений. Максимальное значение давления на поверхности пластины составило $p_{max} = 0.156$ МПа.

Расчет длился $t_{расч} = 47$ мин

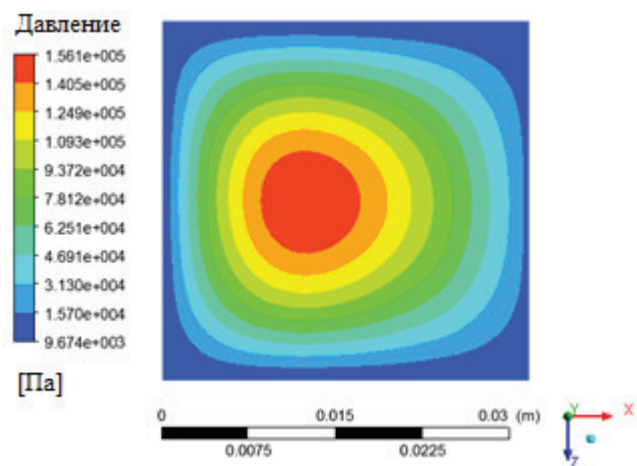


Рис. 11. Распределение давлений, полученное в ходе численного моделирования задачи

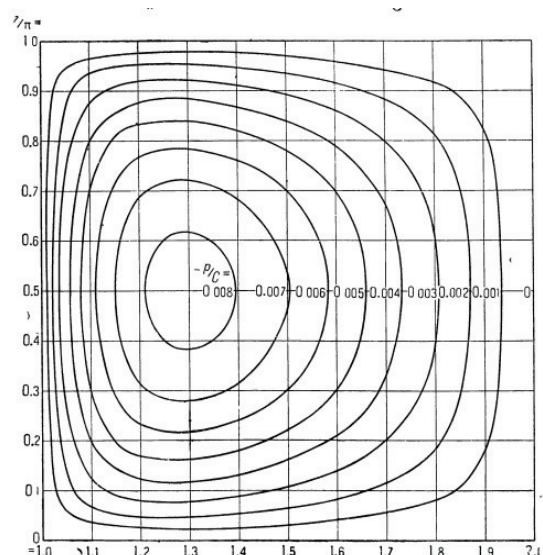


Рис. 12. Распределение давлений, полученное А.Мичелем

На рисунке 13 и 14 (график I – случай квадратной пластины) приведены графики изменения давления (полученные на оси симметрии поверхности масляного клина) от расстояния до края клина. Абсолютные величины давления совпадают с точностью 3,75 %.

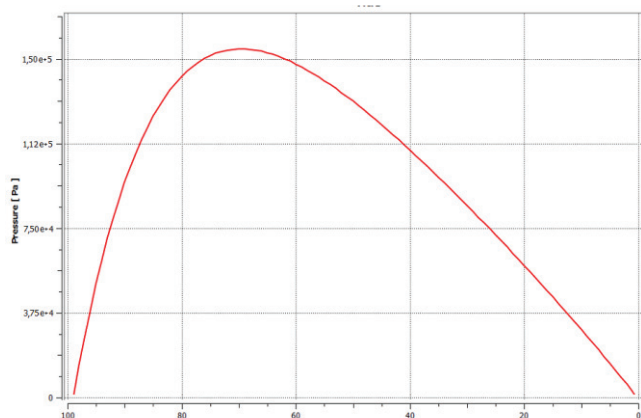


Рис. 13. Распределение давления в плоскости симметрии пластины, полученное численным моделированием задачи.
(случай квадратной пластины)

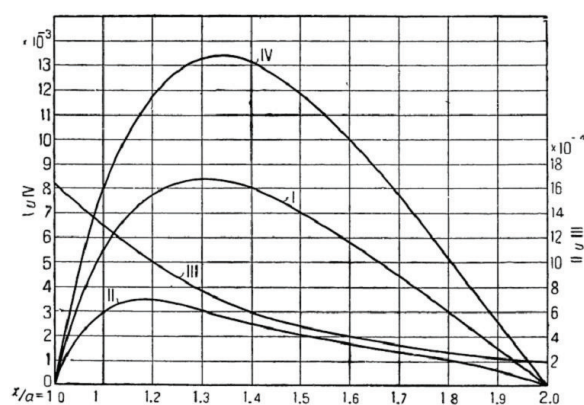


Рис. 14. Распределения давлений в плоскости симметрии пластины, полученные А.Мичелем для разных случаев геометрии пластины

Для сравнения был построен график распределения давлений, изображенный на рисунке 15.

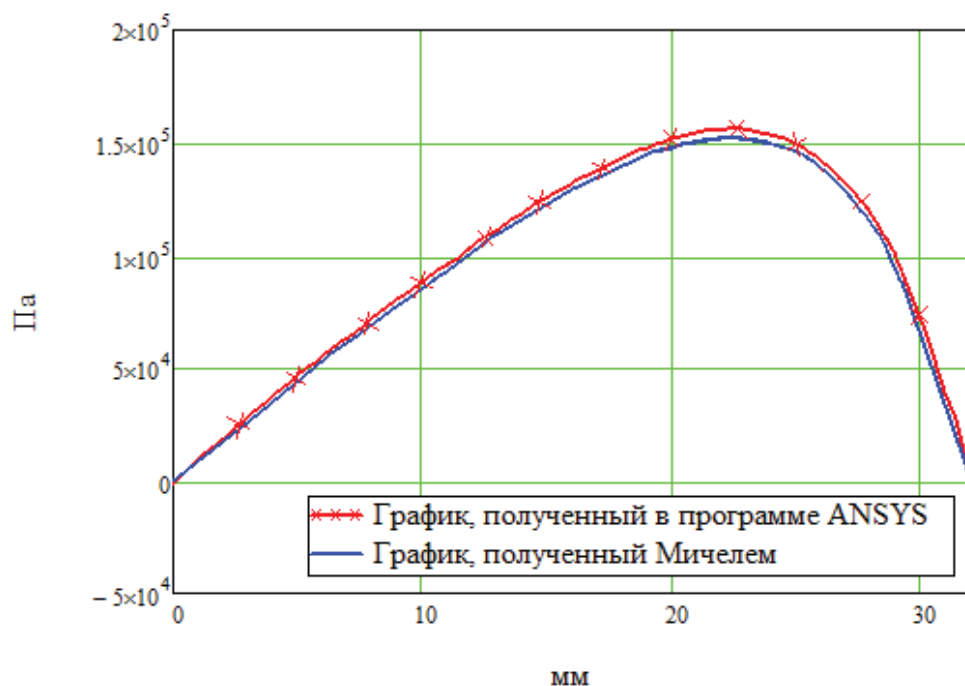


Рис. 15. Сравнение результатов, полученных численным моделированием с результатами, полученными А.Мичелем

Данная задача была решена с различным числом элементов. Результаты решения задачи приведены в таблице.

№ сетки	Количество элементов расчетной сетки	Число итераций до схождения задачи по невязкам	Максимальное давление на поверхности масляного клина, Па	Время расчета, мин
1	267720	8236	156123	47
2	535440	6588	156630	79
3	1070880	5271	156945	136
4	2141760	4516	157067	234

На рисунке 16 построен график зависимости числа итераций до сходимости задачи по невязкам от числа элементов расчетной сетки.

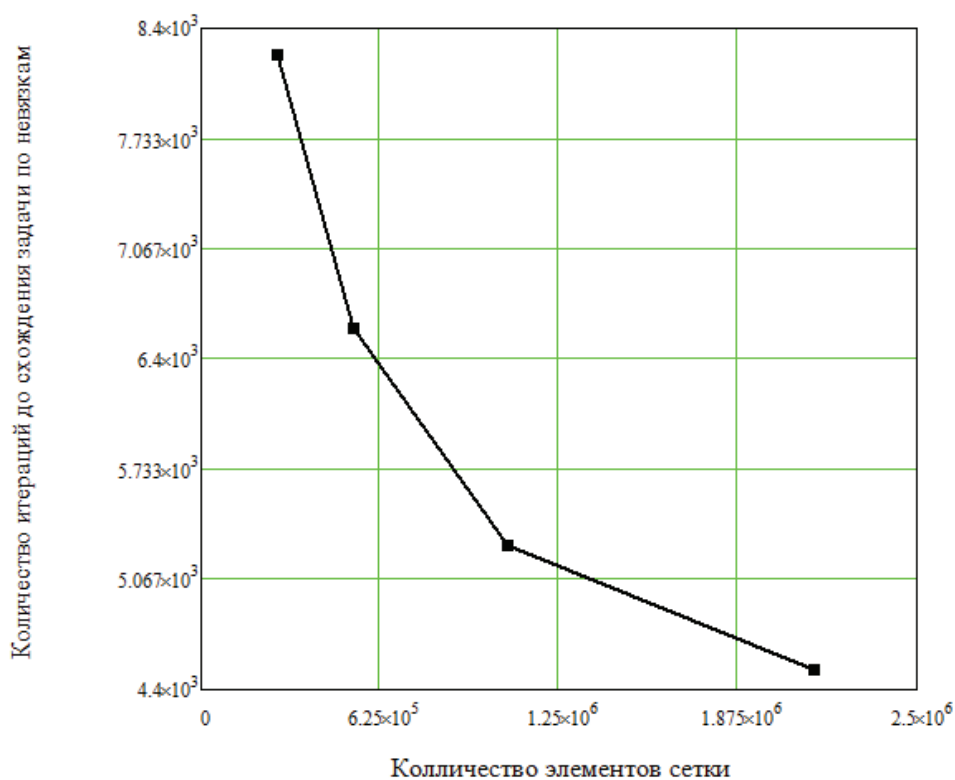


Рис. 16. График зависимости числа итераций до схождения задачи по невязкам от числа элементов расчетной сетки

Из таблицы видно, что задача сошлась с достаточной точностью во всех случаях. Из этого следует, что рациональнее использовать в дальнейшем сетку №1 (с наименьшим количеством конечных элементов) для сокращения машинного времени расчета. Также видно, что для получения точной величины распределений достаточно иметь между пластинами хотя бы 4 слоя конечных элементов (в случае модели с 267720 элементами).

Была выполнена оценка различных вариантов задания граничных условий по торцевым поверхностям клина:

- 1) Сетка, описывающая объем масла непосредственно между пластинами (не учитывающая влияние краевых эффектов), изображенная на рисунке 17;
- 2) Сетка, описывающая объем масла между пластинами, а также некий конечный объем масла вокруг пластины (рисунок 18);

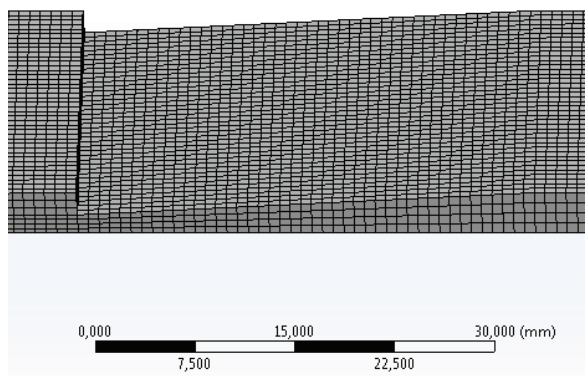


Рис. 17. Расчетная №1

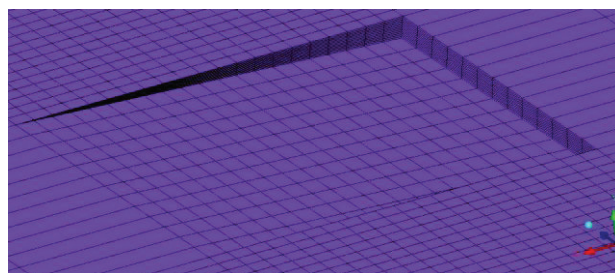


Рис. 18. Расчетная сетка №2

Два варианта были сделаны с целью определения наиболее корректной (удовлетворяющей условиям сходимости и точности) сетки для решения данной задачи. Целью было оценить точность решения задачи, путем смещения от исследуемой области боковых граничных условий.

При использовании второй сетки задача сошлась по невязкам за меньшее число итераций (5238 итераций в сравнении с 8347 итерациями у 1-ой), однако видно, что обе расчетные сетки (результаты показаны на рисунках 19 и 20) дают похожий результат с достаточно малой погрешностью ($\epsilon = 1,01\%$).

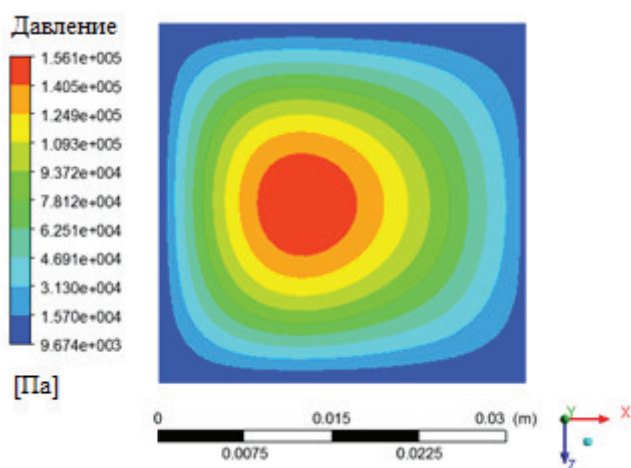


Рис. 19. Распределение давления, полученное при использовании 1-го варианта сетки

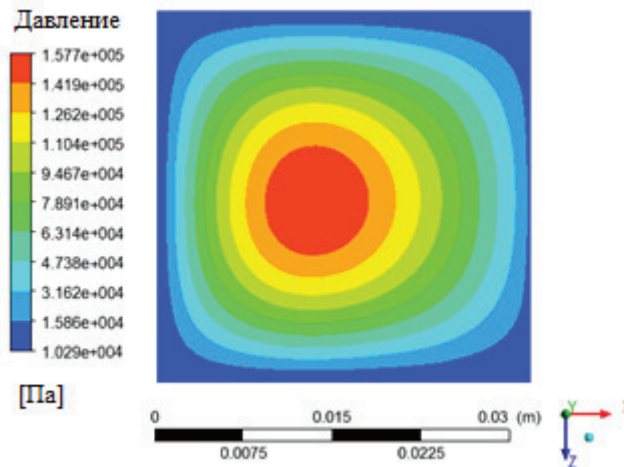


Рис. 20. Распределение давления, полученное при использовании 2-го варианта сетки

Далее выполнено численное решение гидродинамической задачи подшипника скольжения в 2-мерной постановке. Данная задача ставится с целью получения формы и максимальных значений распределения давления в плоском подшипнике.

Для численного моделирования дополнительно задана величина эксцентриситета между центрами подшипника и коренной опоры $e = 121$ мкм полученная в результате решения задачи с помощью уравнения Рейнольдса (7).

Основные параметры расчета, а именно: геометрические параметры подшипника, угловая частота вращения цапфы вала, плотность и динамическая вязкость масла – приняты такими же, как и для расчета, основанного на решении уравнения Рейнольдса.

Для решения задачи численного моделирования в программе Icem CFD была создана двухмерная расчетная сетка, описывающая область масла между подшипником скольжения и цапфой вала. В области минимального зазора между подшипником и цапфой вала сохранялось условие как минимум 4 слоев элементов сетки (рисунок 21).

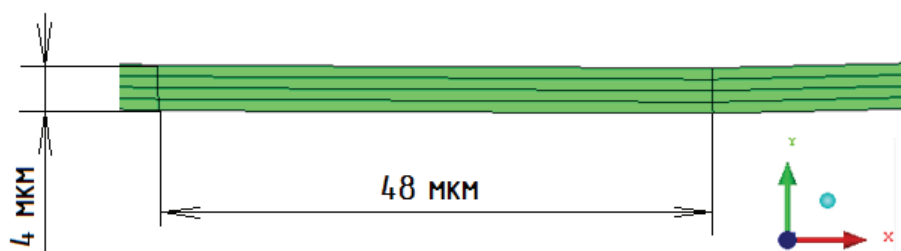


Рис. 21. Увеличенная расчетная сетка

На внутренней поверхности сетки, описывающей поверхность цапфы, задается условие непроницаемой стенки со свойством прилипания прилежащего слоя масла, вращающейся с угловой частотой ω .

На внешней поверхности сетки, описывающей поверхность вкладышей, используется условие непроницаемой стенки со свойством прилипания ($V = 0$).

В результате было получено распределение давлений по поверхности подшипника (рисунок 22 а, а также увеличенные результаты на рисунке 22 б).

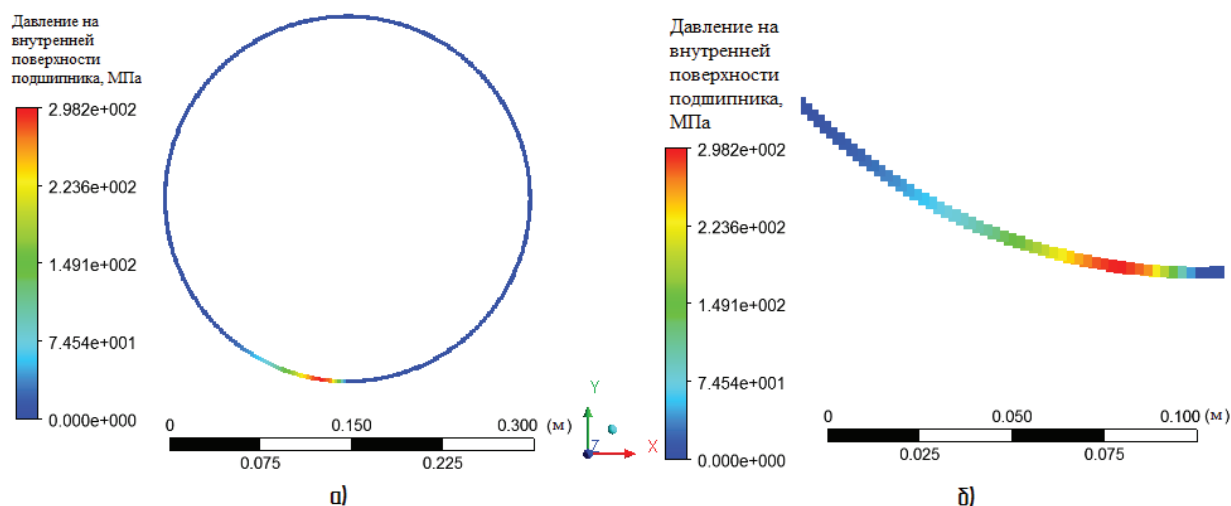


Рис. 22. Результаты численного моделирования задачи в 2-мерной постановке
(а – весь подшипник, б – область минимального зазора)

На рисунках 23 и 24 представлен график распределения, построенный в программе Mathcad. Максимальное давление на поверхности подшипника составило $p_{\max} = 298,2$ МПа.

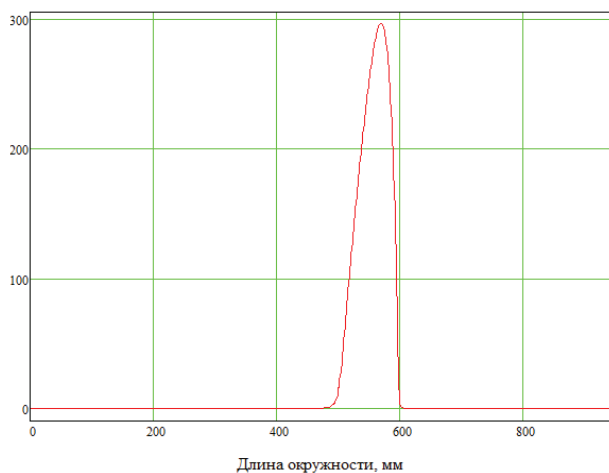


Рис. 23. Распределение давления вдоль окружности подшипника в 2-мерной постановке

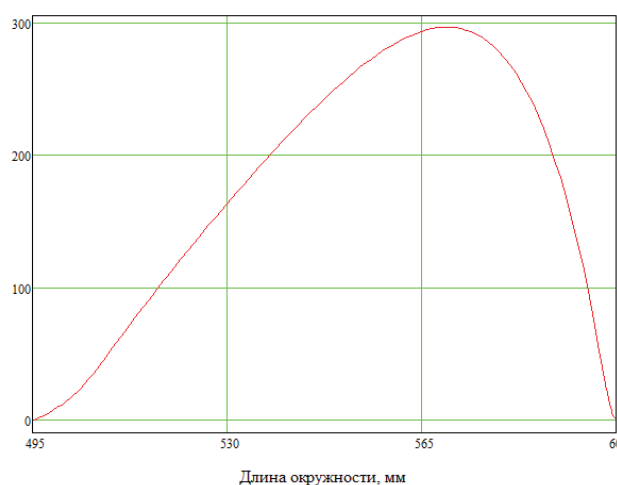


Рис. 24. Участок роста давления (увеличенный)

В работе были получены следующие результаты:

- на основании решения уравнения Рейнольдса для течения вязкой жидкости в малых зазорах определен коэффициент запаса по толщине масляного слоя в подшипнике коленчатого вала исследуемого двигателя и составил величину 1.6;

-выполненные, на основании задачи Мичеля, тестовые расчеты по оценке размерности сетки в области минимального зазора, показали достаточность разрешения сетки в радиальном направлении в четыре элемента;

-задание граничных условий непосредственно на торцевых поверхностях подшипника скольжения не вносит каких либо значительных погрешностей в решение гидродинамической задачи;

-максимальное давление в зазоре для исследуемого двигателя, по результатам расчетов, составило величину 298 МПа.

В заключении следует сделать следующие выводы:

-использование численного моделирования позволяет внести уточнение в существующие методы расчета несущей способности подшипникового узла, в том числе позволяя получать локальные величины давлений в радиальном зазоре;

-предложенный итерационный алгоритм расчета с использованием результатов решения уравнения Рейнольдса, в качестве первого приближения для величины эксцентриситета вала позволяет получать адекватные результаты и может быть в дальнейшем использован при проведении уточненных расчетов в трехмерной постановке.

Список литературы

1. Forstner C., Gleitlager M. Trends in Engine Design and Their Impact on Engine Bearing Design and Performance // CIMAC Congress, Bergen, 2010, No. 193, P. 8.
2. Ruschmeyer K., Berndt B., Rulfs H. The Potential of Extremely High Cylinder Pressures in Diesel Engines // MTZ industrial, 2012, August, pp. 64 - 71.
3. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов ВТУЗов. М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
4. Петров Н.П., Рейнольдс О., Зоммерфельд А., Мичель А., Жуковский Н.Е., Чаплыгин С.А. Гидродинамическая теория смазки. М.: «Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. 576 с.
5. Fluent. Users Manual Version 6.1. Beirut: Fluent Inc., 2003. 1484 p.