УДК 519.6

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЯВЛЕНИЯ ЭФФЕКТА П.А. РЕБИНДЕРА В МАСЛЯНОМ СЛОЕ С ПОВЕРХНОСТНО-АКТИВНЫМИ ВЕЩЕСТВАМИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

[1]Кобзев Р.А., [1]Кудашева И.О., [2]Мамаев Д.С.

[1]БИТИ НИЯУ «МИФИ Балаковский инженерно-технологический институт» – ФГАОУ ВПО «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», Балаково, e-mail: kudarina@mail.ru, cobzev.roman@yandex.ru;

[2]ВВИМО «Вольский военный институт материального обеспечения (филиал)» Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва, Вольск, e-mail: denmamai77@yandex.ru

В статье рассмотрена математическая модель поведения масляного слоя в подшипнике скольжения с эффектом П.А. Ребиндера и решена задача повышения несущей способности и эксплуатационной надежности подшипника скольжения шатуна комбинированного форсированного дизеля снижением динамики ударного нагружения масляного слоя применением ПАВ, нанесённого на приработочное покрытие вкладыша с рабочей стороны. Установлено, что коэффициент динамичности, как критерий эффекта П.А. Ребиндера в масляном слое подшипника скольжения шатуна форсированного дизеля при сгорании топлива, зависит от приведённого коэффициента сопротивления, учитывающего потери энергии при перемещении сервовитной плёнки относительно приложенной массы колеблющейся системы, массы сервовитной плёнки и частоты собственных колебаний системы. Приведены расчётные значения эффекта П.А. Ребиндера через коэффициент динамичности, который показывает, что при использовании ПАВ в масляном слое подшипника скольжения при сгорании топлива колебательный процесс нейтрализуется за счёт демпфирующей способности сервовитной плёнки до значений, определяемых погрешностью измерительной аппаратуры.

Ключевые слова: подшипник скольжения, гидродинамические колебания, поверхностно-активные вещества, масляная пленка, динамика нагружения, коэффициент динамичности

MATHEMATICAL MODEL OF MANIFESTATION OF THE REBINDER-EFFECT IN THE OIL LAYER OF SURFACTANT PLAIN BEARINGS FORCED DIESEL ENGINES

[1]Kobzev R.A., [1]Kudasheva I.O., [2]Mamaev D.S.

[1]BITI NRNU «MEPHI Balakovo Institute of Engineering and Technology» – Branch Federal State Autonomous Educational Institution Higher Professional Education «National Research Nuclear University «MEPHI», Balakovo, e-mail: kudarina@mail.ru, cobzev.roman@yandex.ru;

[2]VVIMO «Wolsk Military Institute of material support (branch)» of the Military Academy of Logistics named Army General A.V. Hrulev, Volsk, e-mail: denmamai77@yandex.ru

In the article the mathematical model of the behavior of the oil film in the sleeve bearing with the Rebinder-effect and solved the problem of increasing carrying capacity and operational reliability of the bearing sliding combination of forced reduction in diesel shock loading dynamics of the oil layer using PAV surfactant coating deposited on the running-liner with the working party. It was found that the dynamic factor, as a measure of the effect of P.A. Rebinder in the oil layer of the plain bearing forced diesel fuel combustion, depends on the given resistance coefficient, which takes into account the energy loss when moving servovitnoy film relative to the applied mass of the oscillating system mass servovitnoy film and frequency of natural oscillations of the system. Shows the calculated values of the effect of P.A. Rebinder through dynamic factor, which shows that when using a surfactant in the oil layer of the plain bearing vibration process during combustion is neutralized due to the damping capacity servovitnoy film to a value determined by an error of measurement equipment.

Keywords: plain bearing, hydrodynamic oscillations, surfactants, oil film, loading dynamics, dynamic factor

Доказано [7], что природа гидродинамических колебаний в масляном слое подшипника скольжения заложена в механических колебаниях КШМ. Существующая в мировом дизелестроении тенденция применения в высокофорсированных дизелях шатунов и подшипников скольжения с относительно малым соотношением l/d (l – ширина подшипника, d – диаметр шейки коленчатого вала) способствует резкому торцовому истечению масла из подшипника, что, как это отмечено в работе [3], в сочетании с динамической нагрузкой может значительно снизить толщину смазочного слоя h_{MIN} и несущую способность подшипника.

Как показали исследования [2, 3], к числу наиболее эффективных мер, позволяющих предотвратить полное выдавливание смазочного материала с рабочих поверхностей шейки вала и подшипника, следует от-

нести применение на трущихся поверхностях подшипников поверхностно-активных веществ (ПАВ) с использованием эффекта П.А. Ребиндера. Изложенное позволяет констатировать, что требуются новые подходы к оценке динамики нагружения с помощью использования эффекта П.А. Ребиндера, учитывающего изменение поведения окисных пленок-эпиламов вследствие адсорбции ПАВ.

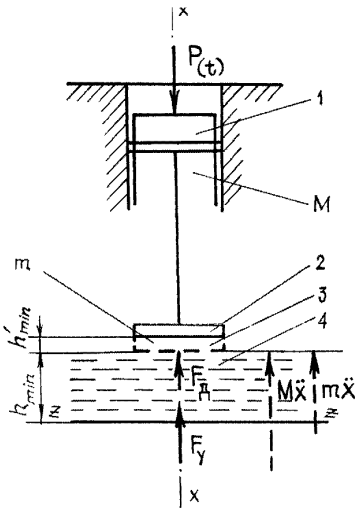

Рис. 1. Динамическое нагружение масляного слоя в условиях использования ПАВ

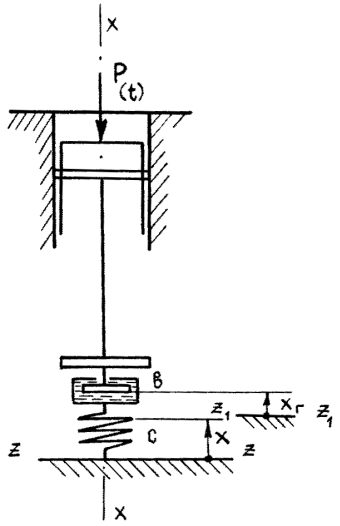

Рис. 2. Максвеллова модель для оценки демпфирующей способности масляного слоя при применении ПАВ

Рассмотрим математическую модель поведения масляного слоя в подшипнике скольжения с эффектом П.А. Ребиндера, приняв допущения, рассмотренные в [1]. Приложенная масса колеблющейся системы 1 жестко опирается на пластину 2, покрытую сервовидной пленкой 3, взаимодействующей с масляным слоем 4 (рис. 1).

Физическую картину масляного слоя подшипника скольжения при применении ПАВ представим максвелловой моделью (рис. 2), состоящей из последовательно включенных идеально упругой цилиндрической пружины, эквивалентной масляному слою, и поршня, перемещающегося в квазисжиженной среде (сервовидная плёнка).

Обозначив силу внешнего воздействия через $P(t)$, реакцию масляного слоя на внешнее воздействие в условиях ПАВ с учётом реакции защитной плёнки на внешнее воздействие можно представить в виде системы уравнений с двумя степенями свободы:

$$\begin{cases} M\ddot{x} + F_Д + F_Y = P(t) \\ m\ddot{x}_Г = F_Д \end{cases}, \qquad (1)$$

где M – приложенная масса колеблющейся системы;

m – масса сервовитной плёнки;

$\ddot{x}$ – ускорение приложенной массы M системы относительно статического равновесия $z - z$;

$x_Г$ – ускорение массы антифрикционной плёнки относительно статического равновесия $z_1 - z_1$;

$F_Д$ – диссипативная составляющая масляного слоя;

F_Y – упругая составляющая масляного слоя.

Систему (1) приводим к виду, приняв

$$F_Д = b(\dot{x} - x_Г),\ F_Y = cx$$

$$\begin{cases} M\ddot{x} = P(t) - b(\dot{x} - \dot{x}_Г) - cx \\ m\ddot{x}_Г = b(\dot{x} - \dot{x}_Г) \end{cases}. \qquad (2)$$

Здесь b – приведённый коэффициент сопротивления, учитывающий потери энергии при перемещении сервовитной плёнки относительно приложенной массы колеблющейся системы;

c – приведённый коэффициент жесткости упругой системы (цилиндрической пружины).

Для решения системы (2) по операторному методу выполняем преобразование Лапласа [1] при нулевых начальных условиях, обозначая изображение переменных функций x, $x_Г$ и $P(t)$ через Y, $Y_Г$ и Z.

$$\begin{cases} Ms^2 Y = Z - cY - bs(Y - Y_Г) \\ ms^2 Y_Г = bs(Y - Y_Г) \end{cases}, \qquad (3)$$

или

$$\begin{cases} (Ms^2 + c + bs)Y - bsY_Г = Z \\ (ms^2 + bs)Y_Г - bsY = 0 \end{cases}. \qquad (4)$$

Отсюда

$$\begin{cases} Y_{\Gamma} = \dfrac{bs}{(Ms^2 + c + bs)(ms^2 + bs) - (bs)^2} \cdot Z \\ Y = \dfrac{ms^2 + bs}{(Ms^2 + c + bs)(ms^2 + bs) - (bs)^2} \cdot Z \end{cases}. \quad (5)$$

Из системы (5) динамические передаточные функции имеют вид

$$\begin{cases} W_{\Gamma} = \dfrac{Y_{\Gamma}}{Z} = \dfrac{bs}{(Ms^2 + c + bs)(ms^2 + bs) - (bs)^2} \\ W = \dfrac{Y}{Z} = \dfrac{ms^2 + bs}{(Ms^2 + c + bs)(ms^2 + bs) - (bs)^2} \end{cases}. \quad (6)$$

Периодическая возмущающая сила $P(t)$ от давления газов на поршень ДВС изменяется по гармоническому закону, и интенсивность её распределения в радиальном сечении кривошипной головки шатуна определяется зависимостью [4]:

$$P(t) = P_0 \cos \omega t. \quad (7)$$

При гармоническом возбуждении (7) комплексные амплитуды гармонических колебаний приложенной массы M колеблющейся системы $A(i\omega)$ и $A_{\Gamma}(i\omega)$ массы износостойкой плёнки m можно определить через частотные передаточные функции и комплексные амплитуды вынуждающей системы [1]:

$$W(i\omega) = A(i\omega)/P_0, \; W_{\Gamma}(i\omega) = A_{\Gamma}(i\omega)P/_0. \quad (8)$$

Полагая, что частотные передаточные функции получаются из динамических заменой S на $i\omega$, получаем

$$\begin{cases} A(i\omega) = P_O \dfrac{m(i\omega)^2 + bi\omega}{[M(i\omega)^2 + c + bi\omega][m(i\omega)^2 + bi\omega] - (bi\omega)^2} \\ A_{\Gamma}(i\omega) = P_O \dfrac{bi\omega}{[M(i\omega)^2 + c + bi\omega][m(i\omega)^2 + bi\omega] - (bi\omega)^2} \end{cases}. \quad (9)$$

Раскрывая скобки, имеем:

$$\begin{cases} A(i\omega) = P_O \dfrac{m\omega^2 + bi\omega}{\Delta_1 + \Delta_2} \\ A_{\Gamma}(i\omega) = P_O \dfrac{bi\omega}{\Delta_1 + i\Delta_2} \end{cases}. \quad (10)$$

Здесь $\Delta_1 = (c - M\omega^2)(-m\omega^2)$, $\Delta_2 = b\omega(c - M\omega^2 - m\omega^2)$ – определители системы (9). Отделяя мнимую часть от действительной, получаем

$$\begin{cases} A(i\omega) = U + iV \\ A_{\Gamma}(i\omega) = U_{\Gamma} + iV_{\Gamma} \end{cases}. \quad (11)$$

Из системы (11) выражения амплитуд A и A_{Γ} имеют вид:

$$\begin{aligned} A &= \sqrt{U^2 + V^2} = P_0 \sqrt{\frac{m^2\omega^4 + b^2\omega^2}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}} = P_0\omega \sqrt{\frac{m^2\omega^2 + b^2}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}} \\ A_{\Gamma} &= \sqrt{U_{\Gamma}{}^2 + V_{\Gamma}{}^2} = P_0\omega \sqrt{\frac{b^2}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}} = P_0\omega b \sqrt{\frac{1}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}} \end{aligned}. \quad (12)$$

Коэффициент динамичности как критерий П.А. Ребиндера в масляном слое подшипника скольжения в условиях применения ПАВ при сгорании топлива

$$K_{Д} = 1 + \frac{A_{\Gamma}}{A} = 1 + \frac{b}{\sqrt{m^2\omega^2 + b^2}}. \quad (13)$$

Приведённый коэффициент сопротивления b, который входит в формулу (13), можно определить из зависимости [5]:

$$b = \frac{2mp}{\sqrt{2(2 + \mu)(1 + \mu)}},$$

где p – частота собственных колебаний упругой системы без трения, вызванных квазистатическим колебанием КШМ от крутильных колебаний коленчатого вала;

$$\mu = \frac{m}{M}.$$

Рассчитанный в качестве примера по приведённому методу для масляного слоя подшипника скольжения с ПАВ высокофорсированного дизеля ЧН21/21 (при $M = 27{,}49$ кг, $m = 1{,}925 \cdot 10^{-4}$ кг, $\omega = 6089$ с$^{-1}$, $b = 0{,}1106$ кг·с$^{-1}$, $p = 574{,}536$ с$^{-1}$ [7]) коэффициент динамичности $К_Д = 1{,}094$. Если же учесть, что в процессе применения ПАВ антифрикционная плёнка образуется не только на рабочей поверхности подшипника, но и на шейке коленчатого вала, то демпфирующая способность масляного слоя увеличивается вдвое и, следовательно, коэффициент динамичности снижается в два раза, т.е. в рассматриваемом примере $К_Д = 1{,}047$. Принимая во внимание, что для указанного дизеля $P_{МАХ} = 13{,}5$ МПа минимальная толщина масляного слоя $h_{min} = 15$ мкм [3], а толщина сервовитной плёнки в условиях применения ПАВ $h'_{min} = 1$ мкм [6], коэффициент динамичности в масляном слое шатунного подшипника $К_Д = 1 + 1/15 = 1{,}066$. Приведённое значение $К_Д$ отличается от расчётного ≈ на 2%, что находится в допустимой для практики точности.

В результате решения системы динамических уравнений движения пластины в масляном слое в условиях использования ПАВ установлено, что коэффициент динамичности $К_Д$ как критерий эффекта П.А. Ребиндера в масляном слое подшипника скольжения форсированного дизеля при сгорании топлива зависит от приведённого коэффициента сопротивления, учитывающего потери энергии при перемещении сервовитной плёнки относительно приложенной массы колеблющейся системы, массы сервовитной плёнки и частоты собственных колебаний системы.

В динамической постановке аналитическим методом решена задача определения $К_Д$ как критерия эффективности П.А. Ребиндера в условиях применения ПАВ в системе смазки подшипника скольжения. Приведённые расчёты по изложенной методике для форсированного дизеля ЧН21/21 показывают, что при $P_{МАХ} = 13{,}5$МПа $К_Д = 1{,}047$, что корреспондируется с $К_Д = 1{,}066$, найденным другим методом, и находится в пределах погрешности измерений (10%).

Приведённые расчёты значений эффекта П.А. Ребиндера через критерий $К_Д$ показывают, что при использовании ПАВ в масляном слое подшипника скольжения при сгорании топлива колебательный процесс нейтрализуется за счёт демпфирующей способности сервовитной плёнки до значений, определяемых погрешностью измерительной аппаратуры. В этом случае не требуется уточнение ОСТ 24.040.53 – 80 «Шатуны дизелей и газовых двигателей в части учёта динамических процессов в КШМ при расчёте на прочность и, следовательно, на надёжность».

Список литературы

1. Захаров Р.С., Горбачевский Е.В., Яцковский Е.Н. Влияние свойства масла на работоспособность и надежность подшипников коленчатого вала дизеля 6ЧН 25/34. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 4-70-5. – С. 3–7.

2. Косырев С.П., Гребнев В.М. Гидродинамические колебания в масляном слое шатунного подшипника высокофорсированного дизеля // Двигателестроение. – 1989. – № 2. – С. 10–11.

3. Косырев С.П., Гребнев В.М. Математическая модель гидродинамических колебаний в масляном слое шатунных подшипников высокофорсированных дизелей в условиях динамического нагруженного кривошипно-шатунного механизма // Двигателестроение. – 1988. – № 11. – С. 14–18.

4. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. – М.: Наука, 1988.

5. Носов С.С. Статическая и динамическая прочность элементов шатуна. – М.: ГОСИНТИ, 1958.

6. Патент 2028594 Россия, МКИ G 01 M 15/00. Косырев С.П., Гребнев В.М. Способ измерения толщины масляного слоя шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания // Патент Россия. № 4914621. 1995, Бюл. № 4. 4 с.

7. Фролов К.Ф. Вибрация в технике. Справочник. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6.