

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВТОРИЧНОЙ КИНЕМАТИКИ ПОРШНЯ В ЦИЛИНДРЕ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

RESULTS OF MODELING THE SECONDARY KINEMATICS OF THE PISTON IN THE CYLINDER OF A HIGH-SPEED DIESEL ENGINE

С.В. ПУТИНЦЕВ¹, д.т.н.
А.Г. КИРИЛЛОВ², к.т.н.
А.С. РАТНИКОВ²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия,
² Владимирский государственный университет
им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, Владимир, Россия,
putintsev50@yandex.ru

S.V. PUTINTSEV¹, DSc in Engineering
A.G. KIRILLOV², PhD in Engineering
A.S. RATNIKOV²

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow,
Russian Federation
² Vladimir State University named after Alexander
and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russian Federation,
putintsev50@yandex.ru

Актуальность исследования процессов вторичной кинематики поршня в цилиндре ДВС обусловлена как сильным их влиянием на такие показатели, как механические потери, износ, шум, вибрация, расход масла, так и их недостаточной изученностью применительно к быстроходным поршневым двигателям. Цель работы состояла в оценке влияния на характер вторичной кинематики поршня быстроходного ДВС факторов конструкции, режима работы и смазочного материала и поиске на этой основе вариантов улучшения условий смазки и трения в сопряжении «цилиндр – юбка поршня». Задачи, решаемые для достижения цели исследования, состояли в выявлении наиболее влияющих на вторичную кинематику поршня показателей конструкции, режима работы и свойств смазочного материала, получении диаграмм вторичной кинематики поршня в зависимости от изменения значений влияющих показателей, а также анализе полученных результатов и выработке рекомендаций, направленных на снижение трения и изнашивания в ЦПГ. Объектом исследования был выбран поршень быстроходного дизеля 1СН 8,5/8,0, имеющий в серийном исполнении бочкообразный профиль юбки поршня и отрицательный дезаксиал поршневого пальца. Метод исследования – математическое моделирование с помощью расчетной программы PISTON-DHT. Обсуждение полученных результатов позволило выявить два наиболее влияющих на характер вторичной кинематики поршня параметра: дезаксиал поршневого пальца и профиль юбки поршня. Варьированием знака и значений этих показателей было установлено целесообразность перехода с отрицательного на положительный дезаксиал и применение рационального профиля юбки поршня. Для двух наиболее динамически нагруженных тактов рабочего цикла «Сжатие» и «Расширение» было отмечено доминирование движения поршня в положении скребка по отношению к прилегающей стороне стенки цилиндра. Носящие обобщенный характер рекомендации, направленные на устранение доминирования указанной нежелательной ситуации, могут быть приняты во внимание и использованы при конструировании и доводке поршней быстроходных ДВС с целью минимизации механических потерь и износа.

Ключевые слова: поршень, юбка поршня, профиль юбки поршня, дезаксиал, цилиндр, вторичная кинематика.

The relevance of the investigation of the processes of secondary kinematics of the piston in the internal combustion engine's cylinder is due to their strong influence on such indicators as mechanical losses, wear, noise, vibration, oil consumption, and their insufficient knowledge concerning high-speed piston engines. The purpose of the research was an assessment of the influence on the character of the secondary kinematics of the piston of the high-speed internal combustion engine design factors, operating conditions and lubricant and on this basis finding the ways to improve the lubrication and friction conditions in coupling of the «cylinder-piston skirt». The tasks to be performed to achieve the research goal were in an identification the most significant parameters of the construction on the piston's secondary kinematics, mode of operation and properties of the lubricant; obtaining diagrams of the piston's secondary kinematics depending on the change in the values of the influencing factors, as well as the analysis of the obtained results and the development of recommendations aimed at reducing friction and wear in the piston-cylinder-unit. For the subject of the research the piston of the high-speed diesel engine 1CH 8,5/8,0, having a barrel-shaped profile of the piston skirt in the serial production and a negative dezaksial of piston pin, was chosen. The research method is mathematical modeling using the calculation program PISTON-DHT. Discussion of the obtained results made it possible to reveal the two most influential parameters on the character of the secondary kinematics of the piston: the dezaksial of piston pin and piston skirt profile. The variation of the sign and the values of these indicators were established an expedience to switch from a negative one to the positive dezaxial and an application of rational profile of the piston skirt. For the two most dynamically loaded strokes of the working cycle «Compression» and «Expansion», the dominance of the piston movement in the position of the scraper relative to the adjacent side of the cylinder wall was highlighted. The generalized recommendations aimed at eliminating the dominance of this undesirable situation can be taken into account and used in the design and completion of high-speed internal combustion engines pistons in order to minimize mechanical losses and wear.

Keywords: piston, piston skirt, piston skirt profile, dezaksial, cylinder, secondary kinematics.

Введение

Изучению так называемой вторичной кинематики, или вторичного движения поршня (от немецкого *Kolbensekunddrbewegung*) с учетом (или в пределах) зазоров в цилиндре следует уделять пристальное внимание, поскольку это движение, не охватываемое классической кинематикой ДВС, где зазорами пренебрегают, оказывает определяющее влияние на такие процессы в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) как трение и изнашивание, расход масла на угар, нагарообразование, шум и вибрация [1–5].

Под воздействием сил и моментов, приложенных к поршню, последний совершает в цилиндре сложное движение, характеризующееся в общем случае четырьмя-пятью степенями свободы. Однако главными вторичными перемещениями поршня в пределах зазоров в цилиндре следует признать линейное перемещение в плоскости качания шатуна по нормали к оси цилиндра и угловое перемещение (опрокидывание) относительно оси поршневого пальца. Эти перемещения часто называют поперечной и угловой перекадками поршня. Поперечная и, в особенности, угловая перекадка как порознь, так и совместно сильно влияют на процесс формирования гидродинамической несущей способности (ГНС) смазываемой юбки поршня. ГНС в свою очередь определяет трение и изнашивание сопряженных поверхностей поршня и цилиндра. Поэтому знание характера вторичной кинематики поршня позволяет корректировать профиль поверхности юбки в целях минимизации трения, изнашивания, шума, вибрации и кавитационных процессов в ЦПГ [6].

На процесс вторичной кинематики поршня в цилиндре влияет большое количество факторов. В большинстве ранее выполненных работах по этой теме исследовалось в основном влияние дезаксиала поршневого пальца и длины поршня, при этом степень вовлеченности в процесс вторичного движения поршня профиля его юбки, а также скоростного и нагрузочного режимов не была выяснена. Недостаточно изученным является также влияние на характер перекадок поршня свойств моторного масла, главным из которых выступает вязкость.

Цель и задачи исследования

Цель исследования состояла в оценке влияния на характер вторичной кинематики поршня быстроходного ДВС факторов кон-

струкции, режима работы и смазочного материала и поиске на этой основе вариантов улучшения условий смазки и трения в сопряжении «цилиндр – юбка поршня».

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

- выявление наиболее влияющих на характер вторичной кинематики поршня показателей конструкции, режима работы и свойств смазочного материала;
- получение и анализ диаграммы вторичной кинематики поршня в цилиндре при изменении значений наиболее влияющих показателей;
- сопоставление характера вторичной кинематики поршня в цилиндре с условиями его маслоснабжения;
- выработка рекомендаций для минимизации трения и изнашивания в ЦПГ на основе улучшения характера вторичной кинематики поршня и условий его маслоснабжения в цилиндре.

Материалы и метод исследования

Объектом исследования был выбран серийно выпускаемый быстроходный малоразмерный дизель с воздушным охлаждением 1С 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д).

Частным объектом моделирования был взят поршень указанного выше дизеля, общий вид и характерные размеры которого показаны на рис. 1.

Метод исследования – математическое моделирование на основе использования расчетной программы PISTON-DHT [7, 8].

В качестве расчетного режима по нагрузке и частоте вращения был выбран номинальный режим работы дизеля в составе дизель-генераторной установки, соответствующий эффективной мощности 7 кВт, достигаемой при скоростном режиме 3000 мин⁻¹. Соответству-

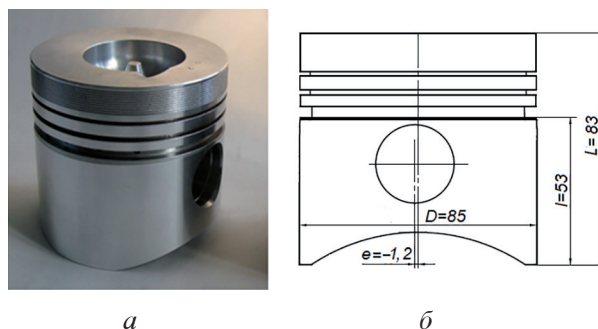


Рис. 1. Общий вид (а) и характерные размеры (б) поршня дизеля 1С 8,5/8,0

ющая данному режиму и являющаяся атрибутом входных данных программы PISTON-DHT индикаторная диаграмма была получена с помощью обращения к известному расчетному комплексу Дизель-РК [9] (рис. 2).

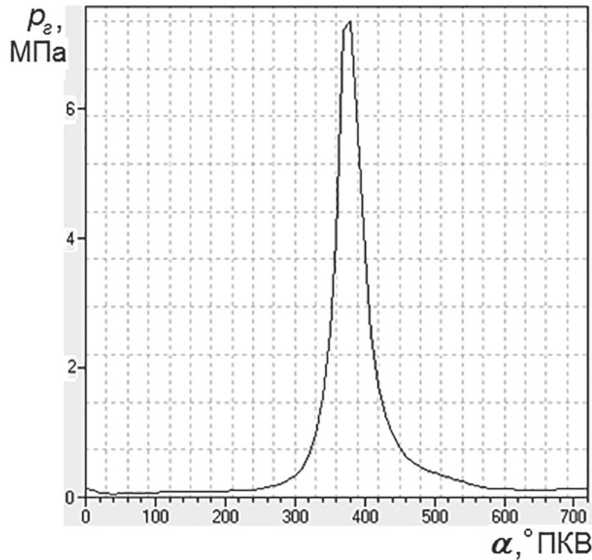


Рис. 2. Индикаторная диаграмма, полученная с помощью программного комплекса Дизель-РК для режима работы дизеля 1Ч 8,5/8,0: $N_c = 7$ кВт; $n_c = 3000$ мин⁻¹

В качестве основных входных данных, необходимых для построения диаграмм вторичной кинематики поршня в цилиндре, программа PISTON-DHT предоставляет возможность получения значений следующих параметров в функции угла поворота коленчатого вала (ПКВ): минимальная толщина слоя масла (минимальный зазор) в сопряжении «цилиндр – юбка поршня» h ; радиальная координата смещения центральной оси поршня относительно центральной оси цилиндра ξ ; углом опрокидывания поршня γ (рис. 3).

Эти три параметра рассматривались далее в качестве контрольных выходных величин, определяющих положение поршня в цилиндре.

Согласно используемой в программе PISTON-DHT системе знаков, для контрольных величин (рис. 3) принимали во внимание, что положительному значению:

- угла опрокидывания поршня γ соответствует поворот поршня относительно оси поршневого пальца против часовой стрелки и наоборот;
- радиальной координате смещения центральной оси поршня относительно центральной оси цилиндра ξ ставится в соответствие направление

поперечной перекладки поршня к ненагруженной стороне стенки цилиндра и наоборот.

Минимальная толщина слоя масла (минимальный зазор) в сопряжении «цилиндр – юбка поршня» h , согласно рис. 3, не может быть знакопеременной, при этом по умолчанию подразумевается, что речь идет о толщине слоя масла на той стороне стенки цилиндра, к которой смещен или наклонен поршень в рассматриваемый момент времени.

С целью оценки степени влияния на представленные на рис. 3 контрольные выходные величины вторичной кинематики поршня в качестве исследуемых входных величин было выбрано семь параметров, отражающих конструкцию ЦПГ, режим работы двигателя и свойства его смазочного материала. При этом, для повышения информативности результатов значения каждого из семи входных параметров рассматривались как точки плана численного эксперимента (табл. 1).

Примечание: профили юбки поршня «Опытный 1» и «Опытный 2» в табл. 1 представляли собой, соответственно, двухпорный и рациональный бочкообразный варианты модернизации конструкции поршня с бочкообразной юбкой (профиль «Серийный») дизеля 1Ч 8,5/8,0 в нагретом состоянии деталей.

Критерием существенности влияния входного параметра на характер вторичной кинематики поршня были выбраны:

- изменение знака контрольной величины;

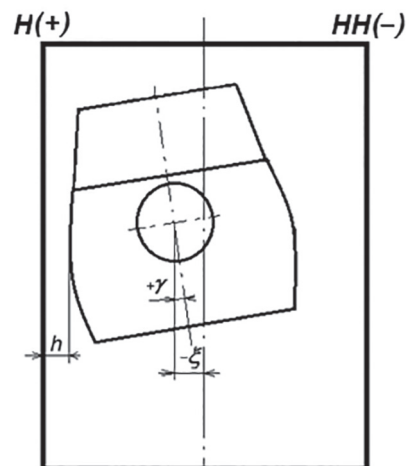


Рис. 3. Графическая интерпретация параметров вторичной кинематики и принятая в программе PISTON-DHT система их знаков для идентификации положения поршня: H , HN – соответственно, признак нагруженной и ненагруженной сторон стенки цилиндра

Таблица 1

Наименования и значения входных параметров

№	Наименование входного параметра, размерность	Точки плана, значения или характеристика входного параметра		
		-1	0	+1
1	Дезаксиал пальцевого отверстия поршня e , мм	-1,2	0,0	+1,2
2	Длина юбки поршня l , мм	50	53	56
3	Профиль юбки поршня $u(x)$, мкм	Опытный 1	Серийный	Опытный 2
4	Минимальный радиальный «горячий» зазор в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» Δ , мкм	28	34	40
5	Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	2400	3000	3600
6	Среднее индикаторное давление p_i , бар	7,5	8,0	8,5
7	Исходная кинематическая вязкость моторного масла при 100 °С ν_{100} , сСт	10	14	18

– значимое (более 5 % по значению угла α) смещение графика контрольной величины по оси абсцисс;

– значимое (более 5 %) изменение контрольной величины.

За базу отсчета при сопоставлении (вычислении относительной разницы) принимали значение контрольной величины для входных данных, соответствующих центру плана.

Результаты исследования и их обсуждение

Анализ полученных данных расчета показал, что из всего перечня представленных в табл. 1 входных показателей критерию существенности при условии одновременного влияния на все три контрольные величины отвечают три входных показателя: дезаксиал пальцевого отверстия, профиль юбки поршня и частота вращения коленчатого вала.

Понимание того, что скоростной режим работы двигателя (частота вращения коленчатого вала) способен достаточно однозначно и предсказуемо влиять на контрольные величины, увеличивая при своем росте в основном только их модуль, позволило обоснованно вывести этот входной показатель из дальнейшего рассмотрения, оставив в качестве исследуемых показателей только два наиболее эффективно влияющих на контрольные величины:

- дезаксиал пальцевого отверстия;
- профиль юбки поршня.

Обработка значений контрольных величин по специальному алгоритму, замена формы поршня его условной пиктограммой и принятие во внимание (вслед за рекомендациями работы [10]) только двух наиболее динамически нагруженных тактов рабочего цикла

четырёхтактного дизеля («Сжатие» и «Расширение») позволили упростить процесс построения диаграмм вторичной кинематики поршня, а сами диаграммы сделать информативными и удобными для анализа.

Влияние как дезаксиала поршневого пальца, так и профиля юбки поршня на вторичную кинематику последнего исследовали при соблюдении принципа прочих равных условий, т.е. при использовании нулевой точки плана численного эксперимента в табл. 1 для значений всех остальных, не участвующих в оценке влияния, входных параметров.

1. Влияние дезаксиала

Как следует из рис. 4, на подавляющей части такта «Сжатие» поршень с отрицательным дезаксиалом пальца движется прижатым к правой (ненагруженной) стенке цилиндра в состоянии отрицательного угла наклона (поворот по часовой стрелке). Уровень как нагрузки боковой силой, так и опрокидывания поршня – промежуточный, не достигающий максимальных значений. В самом конце такта «Сжатие» боковая сила меняет знак, заставляя поршень начать в последующем такте линейно-поперечное перемещение к противоположной (нагруженной) стенке цилиндра.

В отношении условий смазывания юбки поршня показанное на рис. 4 угловое положение центральной оси поршня свидетельствует о следующем:

– на такте «Сжатие» юбка поршня движется вверх (от НМТ к ВМТ) в положении скребка практически по сухому цилиндру, поскольку излишки смазочного материала были сняты со стенки поршневыми кольцами на предыдущем такте «Впуск» при ходе поршня от ВМТ к НМТ;

– на последующем такте «Расширение» (при движении поршня от ВМТ к НМТ) после завершения поперечной перекладки поршень на протяжении всего хода движется прижатым к нагруженной стороне стенки цилиндра в состоянии наклона под углом того же знака, т.е. снова в положении скребка по отношению к продольной образующей цилиндра.

Использование аксиального варианта расположения поршневого пальца несколько меняет характер вторичной кинематики поршня в более благоприятную сторону с точки зрения условий формирования масляного клина в сопряжении «цилиндр – юбка поршня» за счет того, что протяженность движения поршня в положении скребка на такте «Сжатие» сокращается практически в два раза (рис. 5).

Смена знака дезаксиала поршневого пальца на положительный приводит к еще большему улучшению условий смазывания сопряжения

«цилиндр – юбка поршня» на такте «Сжатие»: знак угла опрокидывания поршня, способствующий формированию масляного клина на юбке, становится доминирующим (рис. 6).

Однако, как можно видеть из диаграмм на рис. 4–6, варьирование как знаком, так и величиной дезаксиала поршневого пальца в заданных пределах не смогло изменить характер вторичной кинематики поршня на такте «Расширение», в течение которого движение прижатого к нагруженной стороне стенки цилиндра поршня в состоянии скребка осталось неизменным. Однако, в отличие от такта «Сжатие», на такте «Расширение» юбка поршня движется по стенке цилиндра, которая имеет определенное количество смазочного материала, не подвергшегося испарению от контакта с раскаленными отработавшими газами и дополненного за счет разбрызгивания и струйной маслоподачи на открытую поршнем поверхность цилиндра.

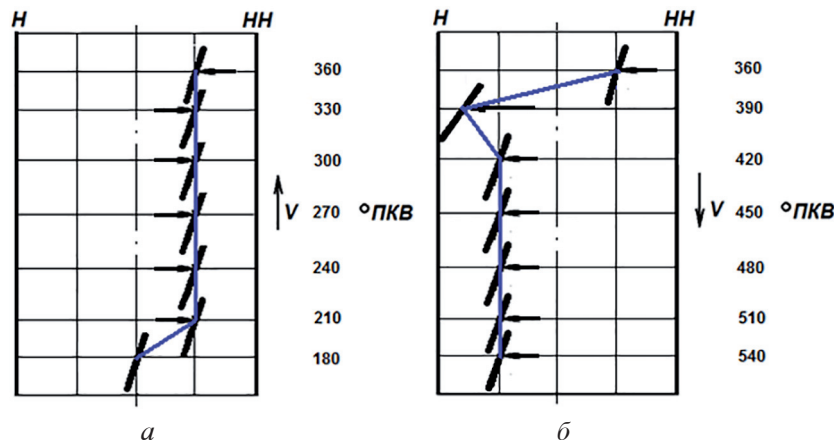


Рис. 4. Диаграммы вторичной кинематики в цилиндре серийного поршня с отрицательным дезаксиалом пальцевого отверстия ($e = -1,2$ мм):

a – такт «Сжатие»; b – такт «Расширение»; горизонтальной стрелкой показано направление и условное значение боковой силы поршня

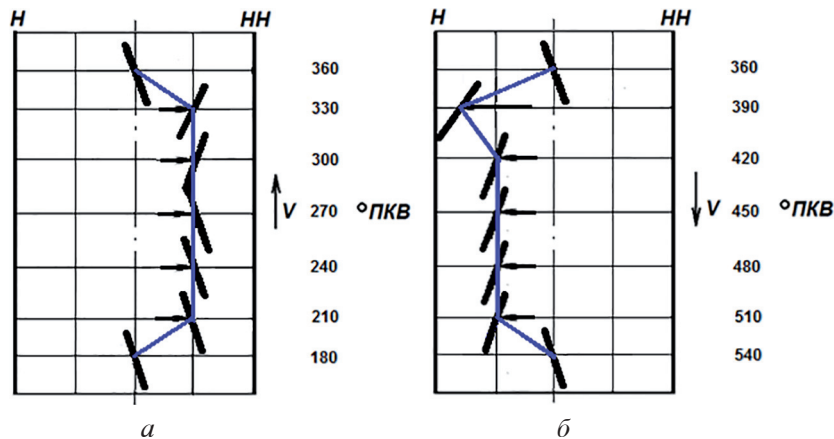


Рис. 5. Диаграммы вторичной кинематики в цилиндре аксиального серийного поршня ($e = 0,0$ мм):

a – такт «Сжатие»; b – такт «Расширение»

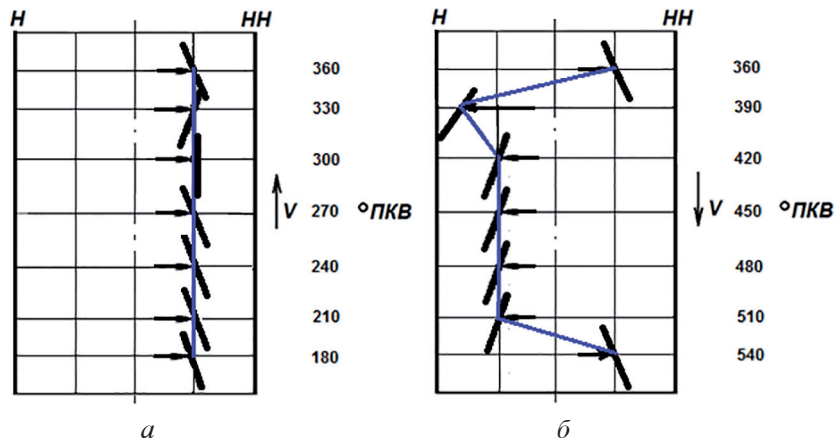


Рис. 6. Диаграммы вторичной кинематики в цилиндре серийного поршня с положительным дезаксиалом пальцевого отверстия ($e = +1,2$ мм):
a – такт «Сжатие»; *б* – такт «Расширение»

2. Влияние профиля юбки поршня

Поскольку, в виду следования правилу прочих равных условий, при оценке дезаксиала использовали профиль «Серийный», то обсуждению подлежат результаты, касающиеся только профилей «Опытный 1» и «Опытный 2», полученные для аксиального варианта расположения поршневого пальца.

Из сравнения характера изменения угла γ на тактах «Сжатие» и «Рабочий ход» вытекает, что поршень с двухопорным профилем юбки («Опытный 1») при прочих равных условиях обладает большей угловой стабильностью при перемещении в цилиндре, чем поршень с серийным бочкообразным профилем юбки (рис. 5). Особенно это заметно при сравнении характера угловой перекладки сравниваемых поршней на такте «Сжатие», на котором угол опрокидывания двухопорного поршня практически равен нулю (рис. 7, *a*). На такте «Расширение» (рис. 7, *б*) картина положений поршня в цилиндре

в целом аналогична таковой для поршня с профилем «Серийный».

Использование рационального бочкообразного профиля юбки поршня («Опытный 2») дало картину вторичной кинематики поршня в цилиндре, аналогичную полученной для аксиального поршня с профилем юбки «Серийный» (рис. 5).

Таким образом, в отличие от двухопорного профиля юбки, влияние вариаций бочкообразного профиля юбки аксиального поршня (профили «Серийный» и «Опытный 2») на характер вторичной кинематики поршня в цилиндре оказалось несущественным.

Выводы

В итоге анализ результатов моделирования вторичной кинематики поршня в цилиндре быстроходного четырехтактного дизеля показал, что в течение двух наиболее динамически нагруженных тактов рабочего цикла – «Сжатие»

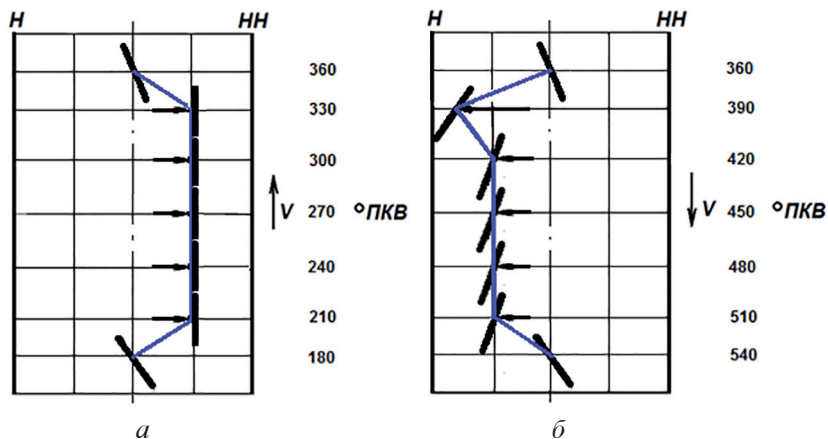


Рис. 7. Диаграммы вторичной кинематики в цилиндре аксиального поршня с двухопорной юбкой (профиль «Опытный 1»):
a – такт «Сжатие»; *б* – такт «Расширение»

и «Расширение» – поршень системно занимает два невыгодных с точки зрения снижения трения и изнашивания положения по отношению к ближайшей к нему стороне стенки цилиндра.

1. На такте «Сжатие», когда поршень движется вдоль ненагруженной стороны стенки цилиндра от НМТ к ВМТ под отрицательным углом атаки в положении скребка, способствуя снятию масла передней (верхней) кромкой юбки. Поскольку на предшествующем прямом ходе поршня (такт «Впуск») масло с поверхности цилиндра удаляется поршневыми кольцами, то при обсуждаемом обратном ходе поршень движется по поверхности цилиндра, имеющей дефицит смазочного материала. Такая ситуация склонна вызывать повышенное трение, изнашивание и, как следствие, чревата появлением натиров и даже задиров поршня. Устранение этой аномалии может быть получено изменением знака угла γ опрокидывания поршня на такте «Сжатие» с отрицательного на положительный путем использования положительного дезаксиала поршневого пальца и/или организацией принудительной подачи смазочного материала в зону трения перед верхней кромкой юбки поршня.

2. На такте «Расширение» при прямом ходе поршня (от ВМТ к НМТ) независимо от знака и значения варьируемых в данном исследовании входных параметров поршень движется прижатой боковой силой к нагруженной стороне стенки цилиндра в положении отрицательного угла атаки, т.е. снова в положении скребка, что, несмотря на имеющийся на стенке цилиндра смазочный материал, доставляемый путем разбрызгивания, снижает гидродинамическую эффективность профилирования (особенно при использовании традиционных бочкообразных профилей юбки), приводя к падению создаваемой юбкой ГНС и, как следствие, интенсификации процессов трения и изнашивания, усугубляемых высокими значениями и постоянным знаком боковой силы, действующими на данном такте. Смягчению жесткости таких условий смазки может способствовать организация дополнительной подачи смазочного материала в зону трения юбки, а также использование технических решений, обеспечивающих изменение знака угла опрокидывания поршня таким образом, чтобы путь (или время нахождения) поршня на этом такте в положении скребка юбки был минимизирован.

Литература

1. Никишин В.Н. Исследование динамики пары поршень – гильза // Тезисы докладов XI НТК Ярославского правления НТО и объединения «Автодизель». Ярославль, 1976. С. 8–10.
2. Tschoke H., Essers U. Einfluss der Reibung an Kolben und Pleul auf Sekundärbewegung des Kolbens // MTZ, 1983, no 3, S. 89–93.
3. Chucholowski C., Woschni G., Zeilinger K. Simulationsrechnung der Kolbensekundärbewegung // MTZ, 1987, no 4, S. 133–137.
4. Григорьев М.А., Ющенко А.А. Экспериментальное исследование пространственного движения поршня в пределах зазора // Двигателестроение. 1989. № 1. С. 14–16.
5. Костров А.В., Макаров А.Р., Смирнов С.В. Исследование влияния конструкции поршня бензинового двигателя на динамику его движения в цилиндре // Двигателестроение. 1991. № 3. С. 3–6.
6. Никишин В.Н. Профилирование юбки поршня с учетом перекладки поршня: учебное пособие. Набережные Челны: Камский политехнический институт, 1996. 48 с.
7. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС // Двигатель-2007: сб. научн. трудов Межд. конф. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 235–241.
8. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. выпуск сер. «Машиностроение». 2007. С. 150–156.
9. DIESEL-RK is an engine simulation tool. Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru> (дата обращения: 29.10.2017).
10. Путинцев С.В., Аникин С.А., Агеев А.Г. Применение принципа трибоадаптивности для профилирования юбки поршня быстроходного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 5 (662). С. 18–24.

References

1. Nikishin V.N. Investigation of the dynamics of the piston-liner pair. Tezisy dokladov XI NTK Yaroslavskego pravleniya NTO i ob'edineniya «Avtodizel'» [Brief outline reports of the XI STC of the Yaroslavl NTA board and the Association of «Avtodiesel»]. Yaroslavl', 1976, pp. 8–10 (in Russ.).
2. Tschoke H., Essers U. Einfluss der Reibung an Kolben und Pleul auf Sekundärbewegung des Kolbens. MTZ, 1983, No 3, pp. 89–93.

3. Chucholowski C., Woschni G., Zeilinger K. Simulationsrechnung der Kolbensekunddrbewegung. MTZ, 1987, No 4, pp. 133–137.
4. Grigor'ev M.A., Yushchenko A.A. Experimental research of the spatial motion of the piston within the gap. Dvigatelsestroenie. 1989. No 1, pp. 14–16 (in Russ.).
5. Kostrov A.V., Makarov A.R., Smirnov S.V. Research of the influence of the design of the gasoline engine piston on the dynamics of its movement in a cylinder. Dvigatelsestroenie. 1991. No 3, pp. 3–6 (in Russ.).
6. Nikishin V.N. Profilirovanie yubki porshnya s uchetom perekladki porshnya [Forming of the piston skirt subject to the piston shift]: Naberezhnye Chelny: Kamskiy politekhnicheskiiy institute Publ., 1996. 48 p.
7. Putintsev S.V., Anikin S.A., Ivanov O.V. Program PISTON-DHT for calculating the parameters of dynamics, hydrodynamics and tribology of internal combustion engine's piston. Dvigatel'-2007: Sb. nauchn. trudov Mezhd. konf. [The engine-2007: Collection of scientific works of the International conference]. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2007, pp. 235–241 (in Russ.).
8. Putintsev S.V., Anikin S.A., Ivanov O.V. Modeling of the parameters of dynamics, hydrodynamics and tribology of the internal combustion engine's piston. Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Spets. vypusk ser. «Mashinostroenie». 2007, pp. 150–156 (in Russ.).
9. DIESEL-RK is an engine simulation tool. URL: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru> (accessed 29.10.2017).
10. Putintsev S.V., Anikin S.A., Ageev A.G. Application of the principle of triboadaptivity for the forming of the fast-running diesel engine's piston skirt. Izvestiya vuzov. Mashinostroenie. 2015. No 5 (662), pp. 18–24 (in Russ.).