

ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ / PROCESSES AND MACHINES OF AGROENGINEERING SYSTEMS

УДК 621.43:620.178.16

DOI: 10.15507/2658-4123.030.202002.188-199



Расчетно-теоретический анализ размерных цепей при восстановлении посадочного гнезда под бурт гильзы по глубине двигателей Д-245, Д-260

П. В. Сенин*, Н. В. Раков, А. В. Смольянов,
А. М. Макейкин

ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (г. Саранск, Россия)

*vice-rector-innov@adm.mrsu.ru

Введение. До 23 % всех блоков цилиндров бывших в эксплуатации двигателей Д-245, Д-260 имеют износы гнезд под бурт гильзы по глубине и подлежат выбраковке. Поэтому основной задачей исследования являлось повышение долговечности блоков цилиндров вышепредставленных двигателей за счет обработки посадочных мест в ремонтный размер с последующей установкой регулировочных шайб.

Материалы и методы. В статье для решения поставленных задач использовался метод размерного анализа. На основании данных, представленных в технической документации, произведен расчет размерных цепей при движении поршня к нижней и верхней мертвым точкам.

Результаты исследования. Благодаря проведенным исследованиям размерных цепей было установлено, что при движении поршня к нижней и верхней мертвым точкам с зазорами в соединениях, соответствующих новым агрегатам, расстояние между днищем поршня и головкой блока может составлять от 0,488 до 1,592 мм, а с зазорами, соответствующими допустимым при эксплуатации, – от –0,035 до 1,15 мм. По результатам расчетов глубина гнезда под бурт гильзы в процессе расточки должна находиться в пределах $9,4^{+0,08}_{+0,04}$ мм, то есть в интервале 9,44...9,48 мм.

Обсуждение и заключение. В результате исследования размерным анализом установлено, что допустимая величина на фрезерование привалочной плоскости блока составляет 0,35 мм, а глубина обработки бурта гильзы при установке регулировочной шайбы толщиной 0,4 мм должна составлять от 9,45 до 9,47 мм.

Ключевые слова: блок цилиндров двигателей, поверхность под бурт гильзы, износ, размерный анализ, восстановление, глубина обработки, допуск

Для цитирования: Сенин, П. В. Расчетно-теоретический анализ размерных цепей при восстановлении посадочного гнезда под бурт гильзы по глубине двигателей Д-245, Д-260 / П. В. Сенин, Н. В. Раков, А. В. Смольянов [и др.]. – DOI 10.15507/2658-4123.030.202002.188-199 // Инженерные технологии и системы. – 2020. – Т. 30, № 2. – С. 188–199.

© Сенин П. В., Раков Н. В., Смольянов А. В., Макейкин А. М., 2020



Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Theoretical Analysis of Dimension Chains when Restoring the Landing Socket for Liner Sleeve Collar in the Depth of the Engines D-245 and D-260

P. V. Senin*, N. V. Rakov, A. V. Smolyanov, A. M. Makeykin
National Research Mordovia State University (Saransk, Russia)

*vice-rector-innov@adm.mrsu.ru

Introduction. Up to 23% of all cylinder blocks of used engines D-245 and D-260 have worn out sockets for the liner sleeve collar in-depth and shall be discarded. The aim of the study was to increase the durability of the cylinder blocks of the mentioned above engines by processing the sockets in the repair size with the subsequent installation of adjusting washers.

Materials and Methods. In the article, the method of dimensional analysis was used to solve the problems. Based on the data presented in the technical documentation, the dimension chains were calculated when the piston moves to the lower and upper dead center.

Results. The conducted studies of dimension chains found that when the piston moves to the lower and upper dead center with gaps in the joints corresponding to the new units, the distance between the bottom of the piston and the head of the unit can be from 0.488 to 1.592 mm, and with gaps corresponding to the permissible during operation – from –0.035 to 1.15 mm. According to the results of calculations, the depth of the socket under the liner collar in the boring process should be within $9.4^{+0.08}_{-0.04}$ mm, i.e. in the range of 9.44...9.48 mm.

Discussion and Conclusion. As a result of the study, the dimensional analysis found that the permissible value for milling the block stopping plane is 0.35 mm, and the depth of the liner collar when installing the adjusting washer with a thickness of 0.4 mm shall be from 9.45 to 9.47 mm.

Keywords: cylinder block head, surface for liner sleeve collar, wear, dimensional analysis, rehabilitation, treatment depth, tolerance

For citation: Senin P.V., Rakov N.V., Smolyanov A.V., et al. Theoretical Analysis of Dimension Chains when Restoring the Landing Socket for Liner Sleeve Collar in the Depth of the Engines D-245 and D-260. *Inzhenernyye tekhnologii i sistemy* = Engineering Technologies and Systems. 2020; 30(2):188-199. DOI: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.030.202002.188-199>

Введение

В процессе эксплуатации двигателей Д-245, Д-260 нередко происходит завоздушивание системы охлаждения или отрыв бурта гильзы с характерным расположением трещины – разлом начинается от радиуса под буртом и идет примерно под углом 30° вверх. Причиной данных дефектов является износ гнезд (поверхностей) под гильзы по глубине. Возникновение износов обусловлено значительными нагрузками и колебательными движениями от протекания рабочего процесса в цилиндре. Вследствие чрезмерной перегрузки машины, неправильной настройки топливной аппаратуры, некачественного

топлива, циклических температурных нагрузок и перегревов гильза получает некоторую свободу движения, приводящую к возникновению износов на буртах гильзы и блока. Это влечет за собой, в самом легком проявлении, к локальным износам посадочного места под бурт гильзы и последующему завоздушиванию системы охлаждения или же в крайнем случае к износу значительной части посадочного места под бурт гильзы и к обрыву бурта гильзы.

Обзор литературы

Исследования ряда авторов, направленные на оценку технического состояния дизельных двигателей, применяемых в сельском хозяйстве, показывают,

что вероятность износа гнезда под бурт гильзы по глубине для блоков двигателей Д-245, Д-260 составляет до 23 % [1–4].

Анализ отечественных источников научно-технической литературы показал, что достоверной информации в виде технических рекомендаций по устранению данного дефекта нет¹ [5–7]. Производители грузовых автомобилей, такие как Scania, MAN, Volvo, DAF Trucks NV, предлагают производить расточку посадочных мест под гильзу в блоке цилиндров, для чего в качестве запасных частей поставляют гильзы с увеличенными буртами, а для регулировки выступания гильзы над плоскостью блока используют медные регулировочные кольца [8–11].

В связи с этим необходимо решить ряд технологических задач.

Первая задача заключается в обосновании глубины фрезерования коробленной привалочной плоскости блока цилиндров с целью наилучшего базирования инструмента при расточке гнезда под бурт гильзы по глубине.

В случае установки регулировочного кольца целью *второй задачи* будет являться обоснование номинального размера и допуска на глубину при расточке гнезда под бурт гильзы блоков двигателей Д-245, Д-260.

Для решения данных задач применяется расчетно-теоретический анализ размерных цепей, позволяющий определять допустимые значения величин замыкающих размеров [12–15].

Материалы и методы

Решение *первой задачи* сводится к расчету размерной цепи кривошипно-шатунного механизма двигателя Д-245, представленного на рисунке 1. В размерной цепи A_Δ замыкающим звеном

является расстояние между головкой цилиндров и днищем поршня при положении его в верхней мертвой точке.

Размерная цепь A_Δ имеет в качестве замыкающего звена величину A_Δ , которая определяется из уравнения²:

$$A_\Delta^H = A_1 + A_2 + A_3 - A_4 + A_5 - A_6 + A_7 + A_8 - A_9,$$

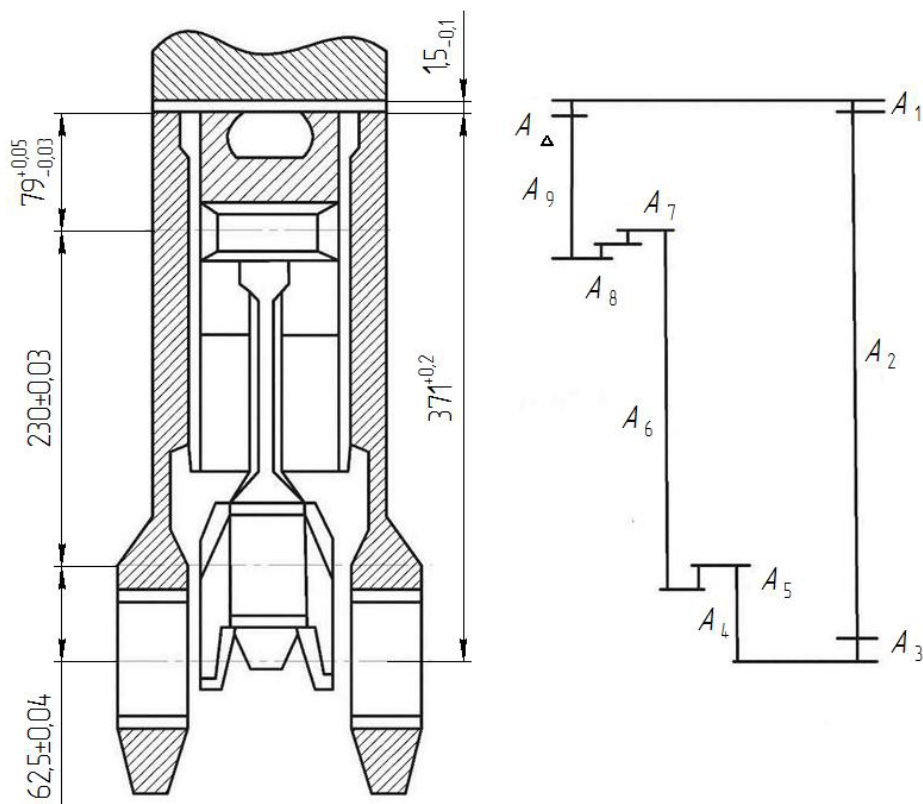
где $A_1...A_2$ – составляющие звенья (знак «–» указывает, что звенья уменьшающие; «+» – увеличивающие); A_1 – толщина прокладки, $A_1 = 1,5_{-0,1}^{+0,1}$ мм [5]; A_2 – расстояние от оси коренных опор в блоке до привалочной плоскости с головкой блока, по чертежу $A_2^H = 371_{-0,2}^{+0,2}$ мм, допустимый $A_2^D = 370,5$ мм; A_3 – зазор в сопряжении коленчатый вал – подшипник коренной, по чертежу $A_3^H = 0,126_{+0,072}^{+0,126}$ мм, допустимый $A_3^D = 0,130$ мм; A_4 – радиус кривошипа, $A_4 = 62,5 \pm 0,04$ мм; A_5 – зазор в сопряжении вкладыш шатуна – коленчатый вал, по чертежу $A_5^H = 0,115_{+0,067}^{+0,115}$ мм, допустимый $A_5^D = 0,120$ мм; A_6 – расстояние между осями отверстий верхней и нижней головок шатуна, $A_6 = 230 \pm 0,03$ мм; A_7 – зазор в сопряжении втулка шатуна – поршневой палец, по чертежу $A_7^H = 0,020_{+0,036}^{+0,020}$ мм, допустимая $A_7^D = 0,050$ мм; A_8 – зазор в сопряжении поршневой палец – бобышка поршня, $A_8 = 0,003_{+0,015}^{+0,003}$ мм; A_9 – расстояние от оси отверстия под палец до верхнего торца поршня, $A_9 = 79_{-0,03}^{+0,05}$ мм.

Номинальный размер замыкающего звена A_Δ определяется по выражению:

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1-n} \bar{A}_i - \sum_{i=1}^n \bar{A}_i,$$

¹ Дизели Д-245.7Е2, Д-245.9Е2, Д-245.30Е2. Руководство по эксплуатации 245Е2-0000100 РЭ [Электронный ресурс]. URL: <http://www.po-mmz.minsk.by/catalogue/engines/view/26/> (дата обращения: 03.04.2020).

² Там же.



Р и с. 1. Схема линейной размерной цепи кривошипно-шатунного механизма A_{Δ}
 F i g. 1. Scheme of linear dimension chain of crank-rod mechanism A_{Δ}

где m – число составляющих звеньев рабочей цепи; n – число уменьшающих звеньев; i – порядковый номер звена.

Верхнее ES и нижнее EI – отклонения замыкающего звена [12]:

$$ES_{\Delta H} = \sum_{i=1}^{m-1-n} \overline{ES}_i - \sum_{i=n}^n \overline{EI}_i, \quad (3)$$

$$EI_{\Delta H} = \sum_{i=1}^{m-1-n} \overline{EI}_i - \sum_{i=n}^n \overline{ES}_i, \quad (4)$$

где \overline{ES}_i и \overline{EI}_i – верхнее и нижние отклонения i -го составляющего увеличивающего звена; \overline{ES}_i и \overline{EI}_i – верхнее и нижние отклонения i -го составляющего уменьшающего звена.

Теоретически можно предположить, что в процессе работы кривошипно-шатунного механизма зазоры в сопряжениях попеременно принимают минимальные или максимальные значения. Так, при движении поршня к нижней мертвой точке величины зазоров принимают максимальные значения, а замыкающее звено A_{Δ} будет описываться выражением (1), при движении к верхней мертвой точке зазоры примут минимальные значения, а замыкающее звено A_{Δ} будет описываться выражением:

$$A_{\Delta}^B = A_1 + A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 - A_7 - A_8 - A_9. \quad (5)$$

Рассмотрим размерную цепь кривошипно-шатунного механизма, представленную на рисунке 3, при движении поршня к нижней мертвой точке, а затем к верхней мертвой точке. В качестве составляющих звеньев примем зазоры в соответствии с заводскими предельными отклонениями (размеры по чертежу), а затем с допустимыми отклонениями при эксплуатации.

Для решения второй задачи была составлена схема линейной размерной цепи соединения блока цилиндров – гильза через регулировочную шайбу B_{Δ} . На рисунке 2 приведена схема исследуемого узла и его технологическая размерная цепь.

Компенсация растачиваемого слоя осуществляется регулировочными шайбами толщиной от 0,2 до 1,0 мм с шагом 0,1 мм. В расчетах в качестве примера используется шайба толщиной 0,4 мм. Величина глубины бурта гильзы для блоков двигателей Д-245, Д-260, установленная заводом изготовителем,

должна быть равна $B_2 = 9^{+0,07}_{-0,04}$ мм [5]. В технологической размерной цепи звенья B_1 и B_2 являются увеличивающими.

Контрольным параметром расточки служит величина выступания гильзы над поверхностью блока на величину 0,05...0,11 мм. Допускается расхождение выступания по цилиндрам на 0,04 мм. В процессе измерения гильза прижимается с усилием 10...15 Н·м.

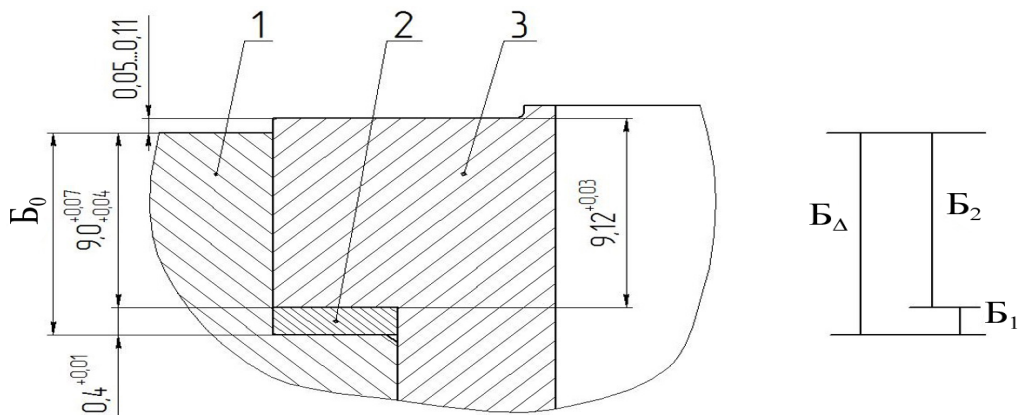
Для решения поставленной задачи прибегаем к решению размерной цепи методом обратной задачи.

Расчет производили в следующей последовательности [11; 16]:

1. Вычисление номинального размера замыкающего звена B_{Δ} :

$$B_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i B_i, \quad (6)$$

где $i = 1, 2, \dots, m$ – порядковый номер звена; ξ_i – передаточное отношение i -го звена размерной цепи; B_i – номинальный размер i -го звена размерной цепи.



Р и с. 2. Схема линейной размерной цепи соединения блока цилиндров – гильза через регулировочную шайбу B_{Δ} : 1 – блок цилиндров двигателя; 2 – компенсационная шайба; 3 – гильза цилиндров

Fig. 2. Scheme of linear dimension chain for connecting the cylinder block – liner sleeve through an adjusting washer B_{Δ} : 1 – engine block; 2 – compensation washer; 3 – cylinder liner sleeve

2. Определение координаты середины поля допуска Δ_0 замыкающего звена:

$$\Delta_0 = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0_i}, \quad (7)$$

где Δ_{0_i} – координата середины допуска i -го звена размерной цепи равна:

$$\Delta_{0_i} = \frac{\Delta_{B_i} + \Delta_{H_i}}{2}, \quad (8)$$

где Δ_{B_i} и Δ_{H_i} – соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения i -го звена размерной цепи.

3. Нахождение величины поля допуска T_0 замыкающего звена при расчете методом максимума-минимума:

$$T_0 = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i, \quad (9)$$

где T_i – допуск i -го звена размерной цепи, равный:

$$T_i = \Delta_{2_i} - \Delta_{H_i}. \quad (10)$$

4. Расчет предельных отклонений замыкающего звена:

$$\Delta_{2_\Delta} = \Delta_0 + \frac{T_0}{2}, \quad (11)$$

$$\Delta_{H_\Delta} = \Delta_0 - \frac{T_0}{2}. \quad (12)$$

Результаты исследования

Задача 1

Подставив числовые значения в формулу (2) или (5), найдем номинальный размер замыкающего звена A_Δ :

$$A_\Delta = 371 + 1,5 - 62,5 - 230 - 79 = 1 \text{ мм.}$$

Размерная цепь 1: размеры составляющих звеньев и зазоры соответствуют новым агрегатам, поршень движется к нижней мертвой точке, зазоры принимают максимальные значения. Схема размерной цепи представлена на рисунке 3.

В данном случае размерная цепь будет описываться уравнением (1), в этом случае звенья $A_1, A_2, A_3, A_5, A_7, A_8$ будут увеличивающимися, остальные – уменьшающимися.

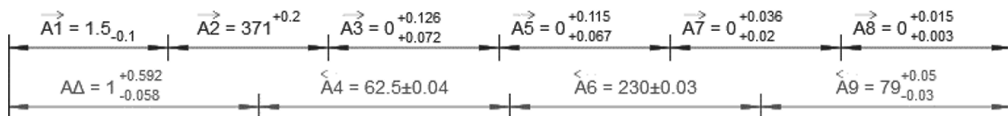
Определим верхнее $ES_{\Delta H}^H$ и нижнее $EI_{\Delta H}^H$ отклонения замыкающего звена, подставив числовые данные в формулы (3) и (4):

$$\begin{aligned} ES_{\Delta H}^H &= 0 + 0,2 + 0,126 - 0,04 + \\ &+ 0,115 - 0,03 + 0,036 + \\ &+ 0,015 - (-0,03) = +0,592 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EI_{\Delta H}^H &= -0,1 + 0 + 0,072 - (0,04) + \\ &+ 0,067 - (0,03) + 0,02 + 0,003 - \\ &- (0,05) = -0,058 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, замыкающее звено при движении поршня к нижней мертвой точке с зазорами, соответствующими новым агрегатам, составит $A_{\Delta H}^H = 1^{+0,592}_{-0,058}$ мм, то есть зазор между днищем поршня и головкой блока должен находиться в интервале 0,942...1,592 мм.

Размерная цепь 2: размеры составляющих звеньев и зазоры соответствуют новым агрегатам, поршень движется к верхней мертвой точке, зазоры принимают минимальные значения.



Р и с. 3. Схема линейной размерной цепи A_Δ при движении поршня к нижней мертвой точке, зазоры соответствуют новым агрегатам

F i g. 3. Scheme of linear dimension chain A_Δ when the piston moves to the lower dead center, the gaps correspond to the new units

Схема размерной цепи представлена на рисунке 4.

При движении поршня к верхней мертвой точке размерная цепь будет описываться уравнением (5), в этом случае звенья A_1, A_2 будут увеличивающими, остальные – уменьшающими.

Подставив значения в формулы (3) и (4), определим верхнее $ES_{\Delta H}^B$ и нижнее $EI_{\Delta H}^B$ отклонения замыкающего звена при движении поршня вверх:

$$ES_{\Delta H}^B = 0 + 0,2 - 0,072 - 0,04 - 0,067 - 0,03 - 0,02 - 0,003 - (-0,03) = +0,138 \text{ мм},$$

$$EI_{\Delta H}^B = -0,1 + 0 - 0,126 - (0,04) - 0,115 - (0,03) - 0,036 - 0,015 - (0,05) = -0,512 \text{ мм}.$$

В данном случае замыкающее звено будет равно $ES_{\Delta H}^B = 1^{+0,138}_{-0,512}$ мм, то есть зазор между днищем поршня и головкой блока составит 0,488...1,138 мм.

Размерная цепь 3: размеры составляющих звеньев и зазоры соответствуют допустимым при эксплуатации ве-

личинам, поршень движется к нижней мертвой точке, зазоры принимают максимальные значения. Схема размерной цепи представлена на рисунке 5.

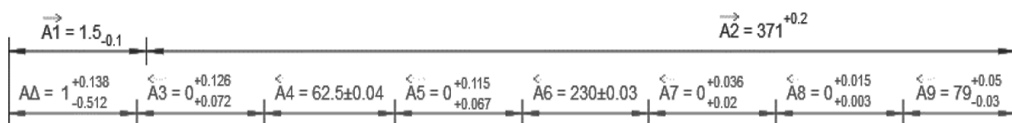
Тогда верхнее $ES_{\Delta H}^H$ и нижнее $EI_{\Delta H}^H$ отклонения замыкающего звена, согласно формулам (3) и (4), составят:

$$ES_{\Delta H}^H = 0 + 0,2 + 0,13 - 0,04 + 0,12 - 0,03 + 0,05 + 0,015 - (-0,03) = +0,615 \text{ мм},$$

$$EI_{\Delta H}^H = -0,1 + (-0,5) + 0,072 - (0,04) + 0,067 - (0,03) + 0,02 + 0,003 - (0,05) = -0,558 \text{ мм}.$$

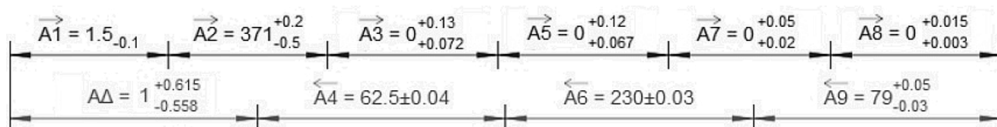
Величина замыкающего звена составит $A_{\Delta H}^H = 1^{+0,615}_{-0,558}$ мм, то есть зазор между днищем поршня и головкой блока будет принимать значения в интервале 0,442...1,615 мм.

Размерная цепь 4: размеры составляющих звеньев и зазоры соответствуют допустимым при эксплуатации величинам, поршень движется к верхней мертвой точке, зазоры принимают минимальные значения. Схема размерной цепи представлена на рисунке 6.



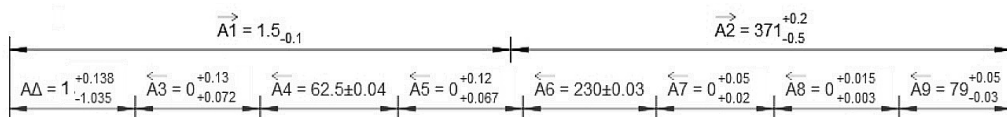
Р и с. 4. Схема линейной размерной цепи A_{Δ} при движении поршня к верхней мертвой точке, зазоры соответствуют новым агрегатам

F i g. 4. Scheme of linear dimension chain A_{Δ} when the piston moves to the upper dead center, the gaps correspond to the new units



Р и с. 5. Схема линейной размерной цепи A_{Δ} при движении поршня к нижней мертвой точке, размеры соответствуют допустимым при эксплуатации величинам

F i g. 5. Scheme of linear dimension chain A_{Δ} when the piston moves to the upper dead center, the gaps correspond to the permissible during operation



Р и с. 6. Схема линейной размерной цепи A_{Δ} при движении поршня к верхней мертвой точке, размеры соответствуют допустимым при эксплуатации величинам

F i g. 6. Scheme of the linear dimension chain A_{Δ} when the piston moves to the upper dead point, the dimensions correspond to the permissible values during operation

Верхнее ES_{Δ}^B и нижнее EI_{Δ}^B – отклонения замыкающего звена, согласно формулам (3) и (4), будут равны:

$$ES_{\Delta}^B = 0 + 0,2 - 0,072 - 0,04 - 0,067 - 0,03 - 0,02 - 0,003 - (-0,03) = +0,138 \text{ мм},$$

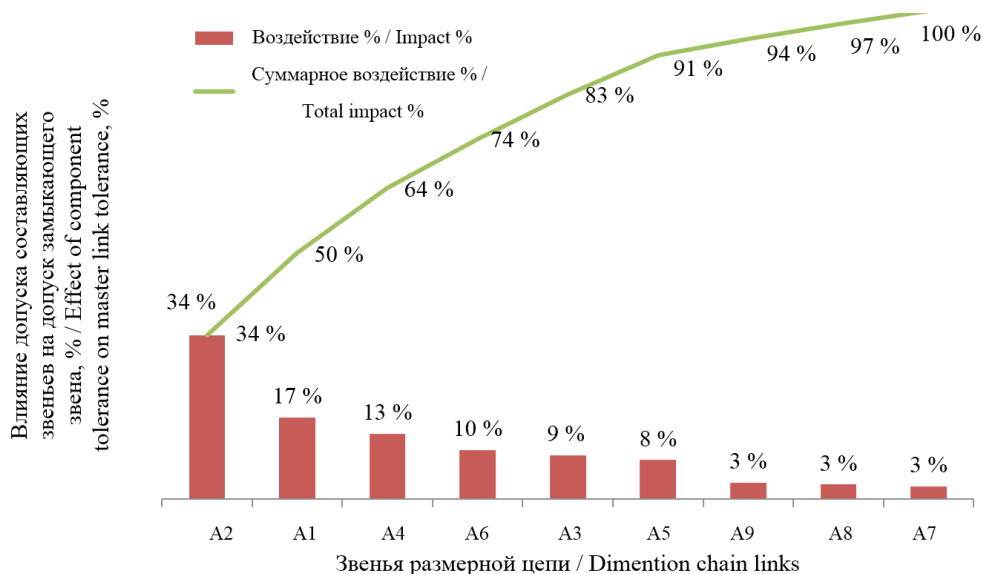
$$EI_{\Delta}^B = -0,1 + (-0,5) - 0,13 - (-0,04) - 0,12 - (0,03) - 0,05 - 0,015 - (0,05) = -1,035 \text{ мм}.$$

То есть величина замыкающего звена составит $A_{\Delta}^B = 1_{-1,035}^{+0,138}$ мм, а за-

зор между дном поршня и головкой блока должен находится в интервале от $-0,035$ до $1,138$ мм.

Оценку влияния составляющих звеньев на замыкающее звено проводили с использованием диаграммы Паретто (рис. 7).

Из рисунка 7 видно, что наибольшее влияние на допуск замыкающего звена оказывает звено A_2 – расстояние от оси коренных опор в блоке до привалочной плоскости с головкой блока. Таким образом, для исключения вероятности касания дна поршня с головкой блока предлагается ужесточить допуск на величину A_2 .



Р и с. 7. Степень влияния допусков составляющих звеньев на допуск замыкающего звена

F i g. 7. Degree of effect of component tolerances on master link tolerance

Задача 2

Подставив числовые значения в формулы (6–12), получим следующие результаты:

1. Номинальный размер замыкающего звена:

$$B_0 = 9,0 + 0,4 = 9,4 \text{ мм.}$$

2. Координаты середины полей допусков:

– составляющих звеньев:

$$\Delta_{0_1} = \frac{0 + 0,01}{2} = 0,005 \text{ мм,}$$

$$\Delta_{0_2} = \frac{0,04 + 0,07}{2} = 0,055 \text{ мм;}$$

– замыкающего звена:

$$\Delta_{0_1} = 0,005 + 0,055 = 0,06 \text{ мм.}$$

3. Допуски:

– составляющих звеньев:

$$T_1 = 0,01 - 0 = 0,01 \text{ мм,}$$

$$T_2 = 0,07 - 0,04 = 0,03 \text{ мм;}$$

– замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = 0,01 + 0,03 = 0,04 \text{ мм.}$$

4. Предельные отклонения замыкающего звена:

$$\Delta_{B_{\Delta}} = 0,06 + \frac{0,04}{2} = 0,08 \text{ мм,}$$

$$\Delta_{H_{\Delta}} = 0,06 - \frac{0,04}{2} = 0,06 \text{ мм.}$$

По результатам расчетов глубина гнезда под бурт гильзы должна находиться в пределах $9,4^{+0,08}_{+0,04}$ мм, то есть в интервале 9,44...9,48 мм. Для исключения неблагоприятного сочетания предельных отклонений составляющих

звеньев размерной цепи назначается допуск на глубину обработки гнезда под бурт гильзы равный $9,4^{+0,07}_{+0,05}$ мм, то есть в интервале 9,45...9,47 мм.

Обсуждение и заключение

В результате проведенных исследований были сделаны следующие выводы.

1. Расстояние между днищем поршня и головкой блока цилиндров двигателей Д-245, Д-260 может находиться в интервале:

– для новых двигателей – от 0,488 до 1,592 мм;

– для двигателей, бывших в эксплуатации, но имеющих допустимые величины размеров, – от –0,035 до 1,615 мм. Данная величина выходит за пределы допуска на 0,035 мм, следовательно, с вероятностью 2,98 % произойдет касание днища поршня с головкой блока. При этом не учитываются изменения мощности, степень сжатия и другие технико-экономические показатели работы двигателя.

2. Для исключения вероятности касания днища поршня с головкой блока предлагается ужесточить допуск на высоту блока за счет увеличения расстояния от оси коренных опор в блоке до привалочной плоскости с головкой блока с допустимого размера 370,5 мм до 370,65 мм. В этом случае допуск замыкающего звена при размерах составляющих звеньев, соответствующих допустимым при эксплуатации, составит $A_{\Delta_{\text{дв}}} = 1^{+0,138}_{-0,885}$ мм, а зазор между днищем поршня и головкой блока будет находиться в интервале от 0,115 до 1,138 мм.

Таким образом, размерным анализом установлено, что допустимая величина на фрезерование привалочной плоскости блока составляет 0,35 мм.

3. Глубина обработки бурта гильзы при установке регулировочной шайбы толщиной 0,4 мм должна составлять от 9,45 до 9,47 мм.

В заключение можно отметить, что новизной результатов исследования яв-



ляются обоснованные размеры на новые ремонтные величины двигателей Д-245, Д-260, так как данную инфор-

мацию завод изготовитель не предоставляет, а она крайне необходима для ремонтных предприятий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. **Бурумкулов, Ф. Х.** Определение полного ресурса блока цилиндров автотракторных двигателей / Ф. Х. Бурумкулов, В. П. Лялякин, В. И. Иванов // Техника в сельском хозяйстве. – 2005. – № 4. – С. 30–33.
2. **Раков, Н. В.** Повышение долговечности блока цилиндров двигателя Д-260 / Н. В. Раков, А. В. Смольянов, П. П. Лезин // Сельский механизатор. – 2017. – № 12. – С. 44–45. – URL: <http://selmech.msk.ru/1217.html> (дата обращения: 03.04.2020). – Рез. англ.
3. **Раков, Н. В.** Оценка условий работы сопряжения отверстие – распределительный вал двигателя Д-260 / Н. В. Раков, А. В. Смольянов // Пермский аграрный вестник. – 2018. – № 4 (24). – С. 16–21. – URL: http://agrovest.psaa.ru/wp-content/uploads/2018/12/agrar_vest424.pdf (дата обращения: 03.04.2020). – Рез. англ.
4. **Денисов, А. С.** Анализ изменения технического состояния ресурсопределяющих элементов дизелей КамАЗ в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Р. Асоян, В. П. Захаров // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2011. – № 8. – С. 32–35.
5. **Денисов, В. А.** Применение ресурсосберегающих технологий для восстановления базовых деталей дизельных двигателей с аварийными дефектами / В. А. Денисов // Труды ГОСНИТИ. – 2013. – Т. 113. – С. 412–419.
6. **Мураткин, Г. В.** Повышение надежности коленчатых валов при ремонте двигателей / Г. В. Мураткин, А. А. Дятлов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2013. – № 5. – С. 25–31. – URL: http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=1864 (дата обращения: 03.04.2020).
7. **Денисов, В. А.** Восстановление базовых деталей зарубежных двигателей с дефектами, приводящими к внезапным отказам / В. А. Денисов // Труды ГОСНИТИ. – 2013. – Т. 111, № 2. – С. 47–50. – Рез. англ.
8. **Арзамасцев, Л. И.** Ремонт блоков цилиндров автомобильных двигателей / Л. И. Арзамасцев, А. Ф. Синельников // Грузовик. – 2006. – № 2. – С. 26–36.
9. **Безбородов, И. А.** Вопросы технологической стратегии обеспечения точности сборки ДВС методом неполной взаимозаменяемости / И. А. Безбородов, А. А. Малышко // Труды ГОСНИТИ. – 2014. – Т. 114, № 1. – С. 157–161.
10. **Завороткин, Е. А.** Особенности конструкций алюминиевых блоков цилиндров современных ДВС / Е. А. Завороткин // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2010. – № 19. – С. 317–322. – Рез. англ.
11. **Сенин, П. В.** Теоретическое обоснование способов восстановления работоспособности привода клапанного механизма головки блока цилиндров / П. В. Сенин, Н. В. Раков, А. М. Макейкин. – DOI 10.15507/0236-2910.027.201702.154-168 // Вестник Мордовского университета. – 2017. – Т. 27, № 2. – С. 154–168. – URL: <http://vestnik.mrsu.ru/index.php/en/articles2-en/52-17-2/309-10-15507-0236-2910-027-201702-001> (дата обращения: 03.04.2020). – Рез. англ.
12. **Маренич, А. Я.** Определение допустимых и предельных величин износов деталей шатунно-поршневого механизма методом решения размерных цепей / А. Я. Маренич, А. В. Чепурин, И. Л. Маренич // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2002. – № 6. – С. 30–34.
13. **Fischer, B. R.** Mechanical Tolerance Stackup and Analysis / B. R. Fischer. – New York : Marcel Dekker, 2004. – 408 p. – ISBN10 0824753798.
14. **Pérez, R.** Concurrent Conceptual Evaluation of Tolerances' Synthesis in Mechanical Design / R. Pérez, J. Ciurana, C. Riba [et al.]. – DOI 10.1177/1063293X11406147 // Concurrent Engineering: Research and Applications. – 2011. – Vol. 19, Issue 2. – Pp. 175–186. – URL: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1063293X11406147> (дата обращения: 03.04.2020).
15. **Sivakumar, K.** Concurrent Design for Nominal and Tolerance Analysis and Allocation of Mechanical Assemblies Using DE and NSGA-II / K. Sivakumar, C. Balamurugan. – DOI 10.1504/IJMTM.2009.024618 // International Journal of Manufacturing Technology and Management (IJMTM). –

2009. – Vol. 18, Issue 1. – Pp. 15–33. – URL: <http://www.inderscience.com/offer.php?id=24618> (дата обращения: 03.04.2020).

16. **Аввакумов, В. Д.** Особенность расчета плоских размерных цепей / В. Д. Аввакумов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2015. – № 11. – С. 37–40. – URL: http://www.mashin.ru/files/2015/sb1115_web.pdf (дата обращения: 03.04.2020). – Рез. англ.

Поступила 17.10.2019; принята к публикации 20.11.2019; опубликована онлайн 30.06.2020

Об авторах:

Сенин Петр Васильевич, проректор по научной работе ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), доктор технических наук, профессор, Researcher ID: H-1219-2016, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3400-7780>, vice-rector-innov@adm.mrsu.ru

Раков Николай Викторович, доцент кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), кандидат технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3687-9371>, nikolaymgu@yandex.ru

Смолянов Алексей Викторович, доцент кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), кандидат технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7852-1146>, ffenix2004@rambler.ru

Макейкин Анатолий Михайлович, преподаватель кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4629-0886>, s.f.f@yandex.ru

Заявленный вклад соавторов:

П. В. Сенин – научное руководство, анализ и доработка текста; Н. В. Раков, А. В. Смолянов – подготовка начального текста с последующей доработкой, анализ литературных данных; А. М. Макейкин – подготовка и первичный анализ литературных данных, редактирование текста.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

REFERENCES

1. Burumkulov F.Kh., Lyalyakin V.P., Ivanov V.I. Determination of Total Cylinder Block Life of Autotractor Engines. *Tekhnika v selskom khozyaystve* = Machinery in Agriculture. 2005; (4):30-33. (In Russ.)
2. Rakov N.V., Smolyanov A.V., Lezin P.P. Increasing the Durability of Engine Block D-260. *Selskiy Mekhanizator* = Rural Mechanic. 2017; (12):44-45. Available at: <http://selmech.msk.ru/1217.html> (accessed 03.04.2020). (In Russ.)
3. Rakov N.V., Smolyanov A.V. Assessment of Operating Conditions of Hole – Camshaft Interference in the Engine D-260. *Permskiy agrarnyy vestnik* = Perm Agrarian Journal. 2018; 4(24):16-21. Available at: http://agrovest.psaa.ru/wp-content/uploads/2018/12/agrar_vest424.pdf (accessed 03.04.2020) (In Russ.)
4. Denisov A.S., Asoyan A.R., Zakharov V.P. Analysis of Changes in Technical Condition of Resource-Determining Elements of KamAZ Diesel Engines in the Process of Operation. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = News of Volgograd State Technical University. 2011; (8):32-35. (In Russ.)
5. Denisov V.A. Application of Resource-Saving Technologies for Restoration of Base Parts of Diesel Engines with Emergency Defects. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2013; 113:412-419. (In Russ.)
6. Muratkin G.V., Dyatlov A.A. Reliability Increase of Crankshafts during Engine Repair. *Remont. Vosstanovlenie. Modernizatsiya* = Repair. Restoration. Modernization. 2013; 5:25-31. Available at: http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=1864 (accessed 03.04.2020). (In Russ.)
7. Denisov V.A. Restoration of Basic Parts of Foreign Engines with Defects Leading to Sudden Failures. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2013; 111(2):47-50. (In Russ.)



8. Arzamastsev L.I., Sinelnikov A.F. Repair of Automobile Engine Blocks. *Gruzovik* = Truck. 2006; 2:26-36. (In Russ.)
9. Bezborodov I.A., Malyshko A.A. Issues of Technological Strategy to Ensure the Accuracy of Assembly of an Internal Combustion Engine by the Method of Incomplete Interchangeability. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2014; 114(1):157-161. (In Russ.)
10. Zavorotkin Ye.A. Features of Designs of Aluminium Blocks of Cylinders of Modern Internal Combustion Engines. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* = News of Saint-Petersburg State Agrarian University. 2010; (19):317-322. (In Russ.)
11. Senin P.V., Rakov N.V., Makeykin A.M. A Theoretical Basis for the Methods to Restore Working Capacity of Valve-Actuating Gear of the Cylinder Block Head. *Vestnik Mordovskogo universiteta* = Mordovia University Bulletin. 2017; 27(2):154-168. (In Russ.) DOI: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.027.201702.154-168>
12. Marenich A.Ya., Chepurin A.V., Marenich I.L. Definition of Admissible and Limiting Values of Wear of Details of the Connecting Rod-Piston Mechanism by a Method of the Decision of Dimensional Chains. *Remont. Vostanovlenie. Modernizatsiya* = Repair. Restoration. Modernization. 2002; 6:30-34. (In Russ.)
13. Fischer B.R. Mechanical Tolerance Stackup and Analysis. New York: Marcel Dekker; 2004. 408 p. (In Eng.)
14. Pérez R., Ciurana J., Riba C., et al. Concurrent Conceptual Evaluation of Tolerances' Synthesis in Mechanical Design. *Concurrent Engineering: Research and Applications*. 2011; 19(2):175-186. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1177/1063293X11406147>
15. Sivakumar K., Balamurugan C. Concurrent Design for Nominal and Tolerance Analysis and Allocation of Mechanical Assemblies Using DE and NSGA-II. *International Journal of Manufacturing Technology and Management (IJMTM)*. 2009; 18(1):15-33. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1504/IJMTM.2009.024618>
16. Avvakumov V.D. The Feature of Calculation of Flat Dimensional Chains. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii* = Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making. 2015; (11):37-40. Available at: http://www.mashin.ru/files/2015/sb1115_web.pdf (accessed 03.04.2020). (In Russ.)

Received 17.10.2019; revised 20.11.2019; published online 30.06.2020

About the authors:

Petr V. Senin, Vice-Rector for Science of National Research Mordovia State University (68 Bolshhevistskaya St., Saransk 430005, Russia), D.Sc. (Engineering), Professor, Researcher ID: H-1219-2016, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3400-7780>, vice-rector-innov@adm.mrsu.ru

Nikolay V. Rakov, Associate Professor of Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3687-9371>, nikolaymgu@yandex.ru

Alexey V. Smolyanov, Associate Professor of Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7852-1146>, ffenix2004@rambler.ru

Anatoliy M. Makeykin, Lecturer of Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4629-0886>, s.f.f@yandex.ru

Contribution of the authors:

P. V. Senin – scientific guidance, analysis and text development; N. V. Rakov, A. V. Smolyanov – preparation of the initial text with further refinement, analysis of literary data; A. M. Makeykin – preparation and initial analysis of literary data, editing of text.

All authors have read and approved the final manuscript.