

ВЕСТНИК

**МОРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА**

**Серия
Судостроение и судоремонт**

Вып. 79/2017

УДК 629.5.083.5(06)

Вестник Морского государственного университета. Серия : Судостроение и судоремонт [Текст] : сб. науч. тр. – Вып. 79/2017. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – 138 с.

ISBN 978-5-8343-1063-1

Настоящий выпуск научных трудов Морского государственного университета имени адмирала Г. И. Невельского представляет собой сборник статей преподавателей, научных сотрудников, аспирантов, курсантов и студентов по результатам научных исследований, связанных с

- анализом проблем современного судоремонта;
- технологиями восстановления деталей судовых технических средств;
- анализом факторов, влияющих на работоспособность деталей судовых технических средств;
- регенерацией отработанного моторного масла.

Рассмотренные вопросы представляют научный и практический интерес для инженерно-технических работников судоремонтных предприятий, пароходств, проектно-конструкторских организаций, баз технического обслуживания, а также для преподавателей, аспирантов, курсантов и студентов университета.

Редакционная коллегия:

- В. М. Ходаковский, к.т.н., доцент (отв. ред.);
- А. В. Арон, к.т.н., доцент;
- Г. П. Кича, д.т.н., профессор;
- Л. Б. Леонтьев, д.т.н., профессор;
- В. В. Тарасов, к.т.н., профессор;
- Е. П. Патенкова, к.т.н., доцент (отв. секретарь).

ISBN 978-5-8343-1063-1

© Морской государственный университет
имени адмирала Г. И. Невельского, 2017

И.И. Кулешов, В.М. Ходаковский

РЕЗУЛЬТАТЫ ОБСЛЕДОВАНИЯ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ СУДОВОГО МОД 8ДКРН35/105-10 Т/Х «СВЯТОЙ ПЁТР»

Наиболее подверженной износу частью головки поршня судового малооборотного дизеля (МОД) являются опорные поверхности поршневых канавок. Принято считать, что при работе дизеля поршневая канавка имеет износ «под конус» верхней и нижней поверхности вследствие того, что поршневое кольцо под действием давления газов приобретает опрокидывающий момент. Опорой для кольца служит торец нижней поверхности поршневой канавки. Следствием такого вида работы сопряжения «поршень – кольцо – втулка» является, в частности, износ поршневой канавки по высоте на 0,01 мм за 1 тыс. ч. работы [1].

Целью данного исследования было установление технического состояния головок поршней судового МОД типа 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр», а также обоснование установленного характера износа.

Обследование выполнялось применительно к шести головкам главного дизеля типа 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр» имеющим 9948 часов наработки (коэффициент технического использования при этом составил 0,85). Обследование выполнялось 15.10.16 и проводилось с целью определения величины износа поршневых канавок головок поршней, а также для определения общего технического состояния поршня.

Головка поршня судового МОД типа 8ДКРН35/105-10 представляет собой поршень с масляным охлаждением, которая выполнена как головка с опёртым днищем. По периферии головки имеется протока для демонтажа головки из двигателя. В поршне установлено 4 поршневых кольца. Общий вид головки поршня представлен на рис. 1, маркировка приведена на рис. 2.

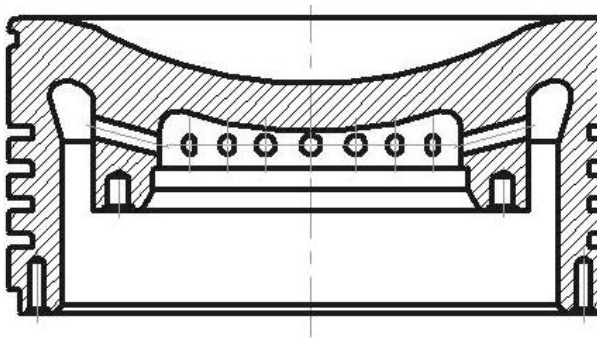


Рис. 1. Общий вид головки поршня судового МОД типа 8ДКРН35/105-10



Рис. 2. Маркировка головки поршня

В ходе обследования выполнены:

- визуальный анализ головок поршней;
- измерительный контроль головок поршней.

На основании результатов вышеперечисленных работ определено техническое состояние головок поршней. Это дало возможность определить условия, в которых работали данные поршни, а также приблизительно определить величины износа поршневых канавок в зависимости от наработки.

Визуальный анализ показал, что на днище головок поршней имеются значительные отложения нагара, причём нагар имеет цвет близкий к белому. Отложения на днище поршня показаны на рис. 3.

Также установлена значительная закоксовка первой и второй поршневых канавок в большей степени, третьей и четвёртой – в меньшей (рис. 4).



Рис. 3. Нагар на днище поршня



Рис. 4. Закоксовка поршневых канавок

На внутренней охлаждаемой полости со стороны подвода охлаждающего масла имеются следы побежалости (пригар масла) (рис. 5).



Рис. 5. Следы побежалости на охлаждаемой полости головки поршня

Измерительный контроль головок поршней выполнялся применительно к поршневым канавкам с целью определения величин их износа. Измерительный контроль выполнялся в следующей последовательности:

- замер зазора между концевой мерой высоты (8 мм, ГОСТ 9038–90) и поршневой канавкой в среднем сечении ширины поршневой канавки;
- замер зазора между концевой мерой высоты и поршневой канавкой на периферии канавки;
- определение величин износа поршневых канавок (табл. 1).

Таблица 1

Результаты обмеров

№ поршня	№ канавки	Величина износа канавки, мм			
		Вертикальная плоскость		Горизонтальная плоскость	
		<i>a</i>	<i>a</i> ¹	<i>b</i>	<i>b</i> ¹
1	1	8,60 (8,65)	8,58 (8,60)	8,55 (8,65)	8,60 (8,65)
	2	8,55 (8,60)	8,55 (8,57)	8,57 (8,62)	8,55 (8,60)
	3	8,23 (8,50)	8,24 (8,45)	8,30 (8,45)	8,33 (8,45)
	4	8,23 (8,41)	8,23 (8,40)	8,23 (8,42)	8,23 (8,40)
2	1	8,50 (8,60)	8,55 (8,63)	8,50 (8,57)	8,54 (8,55)
	2	8,43 (8,58)	8,40 (8,55)	8,40 (8,55)	8,37 (8,60)
	3	8,33 (8,50)	8,30 (8,45)	8,30 (8,46)	8,33 (8,45)
	4	8,25 (8,45)	8,27 (8,45)	8,25 (8,40)	8,25 (8,35)
3	1	8,62 (8,67)	8,60 (8,65)	8,58 (8,70)	8,55 (8,65)
	2	8,50 (10,60)	8,47 (9,65)	8,55 (9,80)	8,56 (9,70)
	3	8,30 (8,35)	8,32 (8,35)	8,30 (8,50)	8,25 (8,50)
	4	8,25 (8,35)	8,25 (8,40)	8,25 (8,50)	8,25 (8,45)
4	1	8,48 (8,75)	8,45 (8,70)	8,51 (8,80)	8,51 (8,70)
	2	8,44 (8,60)	8,40 (8,65)	8,43 (8,65)	8,40 (8,65)
	3	8,30 (8,45)	8,33 (8,40)	8,30 (8,40)	8,27 (8,42)
	4	8,25 (8,35)	8,25 (8,30)	8,25 (8,40)	8,25 (8,37)
5	1	8,50 (8,68)	8,54 (8,65)	8,58 (8,67)	8,60 (8,60)
	2	8,45 (8,50)	8,40 (8,50)	8,39 (8,45)	8,35 (8,45)
	3	8,25 (8,45)	8,27 (8,40)	8,26 (8,40)	8,25 (8,37)
	4	8,25 (8,35)	8,25 (8,40)	8,25 (8,40)	8,25 (8,40)
6	1	8,55 (8,75)	8,54 (8,70)	8,58 (8,70)	8,55 (8,67)
	2	8,49 (9,55)	8,45 (9,50)	8,45 (9,30)	8,40 (9,20)
	3	8,45 (8,50)	8,43 (8,55)	8,40 (8,45)	8,35 (8,40)
	4	8,25 (8,35)	8,25 (8,35)	8,25 (8,30)	8,25 (8,35)

Измерение зазора проводилось с использованием набора пластинчатых щупов ГОСТ 882–75. Схема измерений приведена на рис. 6.

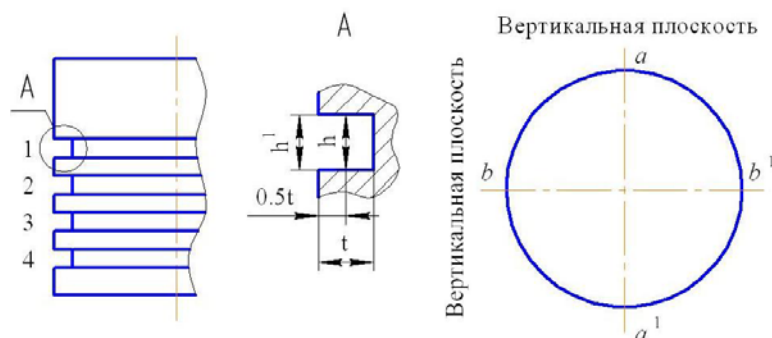


Рис. 6. Схема выполнения замеров:
 h – высота канавки на длине $0,5t$; h^1 – высота канавки на периферии
 (размер в скобке)

Номинальные размеры и предельные величины зазоров приведены на рис. 7.

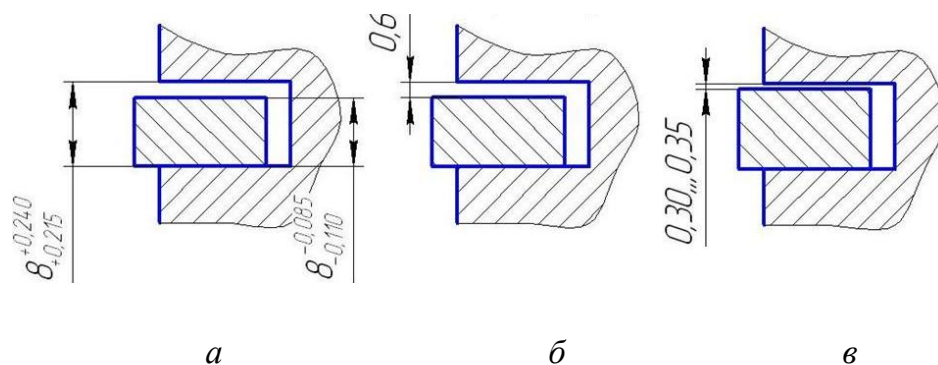


Рис. 7. Установленные величины размеров (а)
 и зазоров поршневой канавки и кольца (б, в):

- а – номинальный размер канавки и кольцо;
- б – предельно-допустимый зазор между новым кольцом и изношенной канавкой;
- в – допустимый зазор между новым кольцом и восстановленной канавкой

Анализом рис. 7, установлено, что максимально допустимый размер изношенной канавки составляет 8,52 мм. При сравнении данной величины с измеренными величинами (табл. 1) можно заключить, что все шесть головок находятся в неисправном техническом состоянии, так как действительные размеры зазоров между кольцом и канавкой превышают допустимую величину. Однако, не во всех канавках зазор превысил допустимый. Так зазоры в третьей и четвёртой канавке у всех поршней не превысили допустимое значение. Однако зазоры в первой и второй канавках выходят за допустимые пределы. Причём характер выработки канавок имеет увеличение от тела поршня к периферии с образованием своего рода «конуса» (рис. 8), который в центральной части имеет ступенчатый переход (рис. 9).

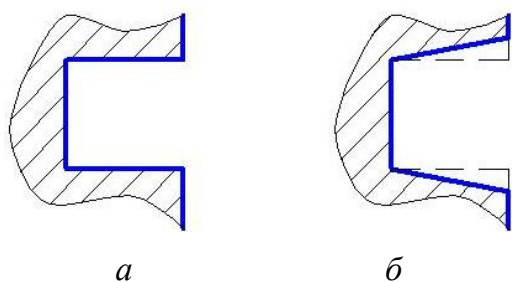


Рис. 8. Поршневая канавка номинального размера (а) и изношенная (б)

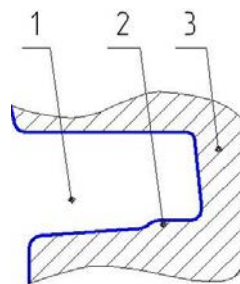


Рис. 9. Форма изношенной поршневой канавки
1 – поршневая канавка;
2 – ступенчатая выработка;
3 – головка поршня

Ступенчатая выработка поршневых канавок приведена на рис. 10.



а



б

Рис. 10. Ступенчатая выработка первой (а) и второй (б) поршневых канавок головки поршня № 3

Необходимо отметить, что выработка второй поршневой канавки головок поршней № 3, 6 имеет наибольшие значения, относительно других головок. Вид изношенной второй поршневой канавки головки поршня № 3 приведён на рис. 10, 11, головки поршня № 6 на рис. 12.

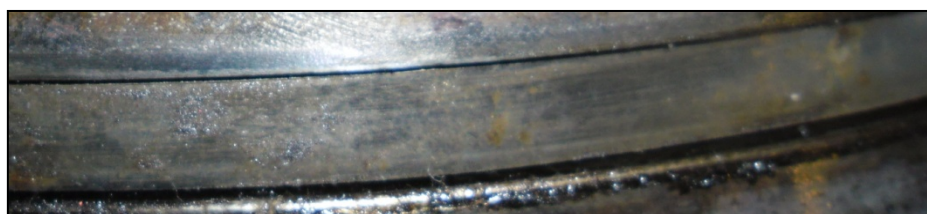


Рис. 11. Выработка второй поршневой канавки головки поршня № 3

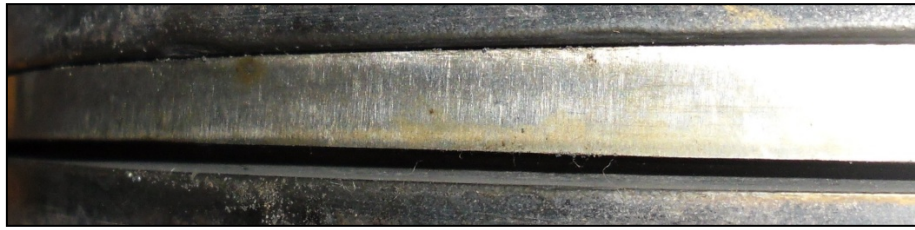


Рис. 12. Выработка второй поршневой канавки головки поршня № 6

Выработка второй канавки головок поршней № 3 и № 6 превышает износ первой поршневой канавки, что нехарактерно для данного вида износа в связи с тем, что данная канавка является менее нагруженной [2]. Для того, чтобы установить причину наибольшей интенсивности выработки данных канавок необходимо провести металлографические исследования материала головки, однако, данная процедура является невозможной по причине текущей эксплуатации данных головок.

Также установлено, что первое и второе кольца у обследуемых головок поршней уменьшились по радиальной ширине. Замеры ширины колец приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты обмеров радиальной ширины первого и второго поршневых колец

Наиб. ширина, мм	№ поршня											
	1		2		3		4		5		6	
	№ кольца											
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
	11,46	11,65	11,34	11,62	10,57	8,65	11,27	11,58	10,94	11,05	11,54	9,05

Номинальные и предельные размеры поршневых колец приведены на рис. 13.

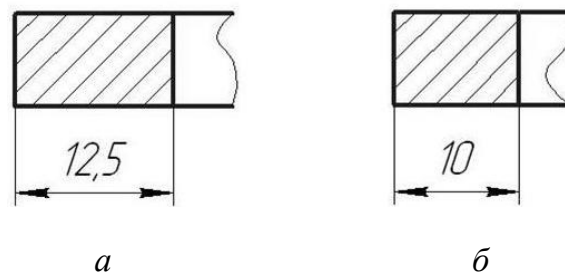


Рис. 13. Радиальная ширина кольца номинальная (*a*) и минимально-допустимая (*б*):

a – номинальная ширина кольца, мм;

б – минимально-допустимая ширина кольца, мм

В работе [1] автор указывает, что средняя высота канавки поршня увеличивается на 0,01 мм за 1 тыс. ч. На рис. 14 приведён график увеличения средней высоты канавок рассматриваемых в работе поршней.

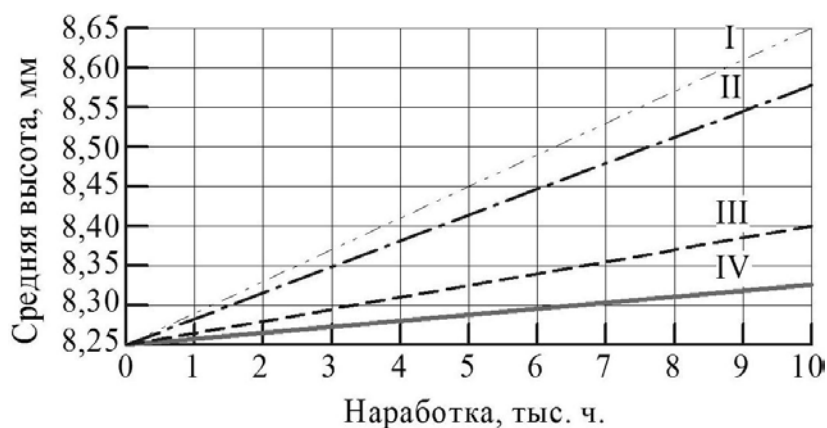


Рис. 14. Зависимость увеличения средней высоты первой (I), второй (II), третьей (III), четвёртой (IV) поршневых канавок от наработки

В соответствии с графиком (рис. 14) определено, что средняя высота поршневых канавок (мм) в период наработки дизеля типа 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр» за 9948 часов в среднем за 1 тыс. часов составила:

- для первой канавки 0,035;
- для второй канавки 0,030;
- для третьей канавки 0,015;
- для четвёртой канавки 0,005.

Головка поршня работает в довольно тяжёлых условиях, так как она подвергается воздействию как механических нагрузок от давления газов, так и термических нагрузок вследствие отвода теплоты от головки в охлаждающую среду [3].

Значительные отложения нагара, которые имеет цвет близкий к белому (рис. 3) позволяют сделать вывод о том, что в качестве смазочного масла использовалось масло с низким содержанием серы и с высоким содержанием щёлочи, так называемое «щелочное масло».

Следы побежалости (пригар масла), которые присутствуют на внутренней охлаждаемой полости со стороны подвода охлаждающего масла (рис. 5), свидетельствуют о том, что рассматриваемые головки работали в условиях нарушенного температурного режима, т. е. головки в процессе работы были перегреты.

Характерный вид износа с приобретением некоторой «конусообразности» нижней поверхности поршневой канавки может быть объясним тем, что в процессе работы на поршневое кольцо действует рабочее давление газов (P_i), которое создаёт на кольце некоторый опрокидывающий момент. В результате такого воздействия поршневое кольцо прижимается своей нижней опорной поверхностью к канавке не полностью, а к торцу канавки

(рис. 15). Уменьшение опорной поверхности приводит к тому, что возрастает удельное давление на площадь, а также уменьшается путь трения сопряжения «кольцо – канавка» [4]. Результатом данного процесса будет износ с приобретением «конусообразности» нижней опорной поверхности поршневой канавки.

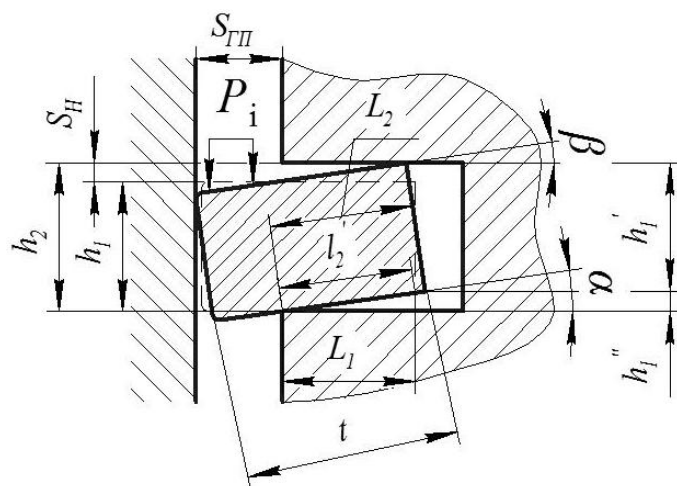


Рис. 15. Схема опрокидывания кольца в канавке от действия давления P_i :
 L_1 – путь трения поршневой канавки; L_2 – путь трения поршневого кольца;
 l_2 – фактический путь трения поршневого кольца; t – ширина поршневого кольца;
 h_1 – высота поршневого кольца; h_2 – высота поршневой канавки;
 h_1' – длина проекции внутренней стенки кольца при наклоне в канавке;
 h_1'' – высота подъёма нижней кромки кольца в канавке;
 a – угол горизонтального наклона кольца; β – угол вертикального наклона кольца;
 S_H – зазор между кольцом и канавкой; $S_{ГП}$ – зазор между втулкой и поршнем

Таким образом, при работе кольца в канавке с некоторым перекосом необходимо определить площадь контактирующей поверхности поршневого кольца и площадь контактирующей поверхности поршневой канавки. Для этого целесообразно воспользоваться формулами, приведёнными ниже [4]:

путь трения поршневой канавки (мм), можно воспользоваться следующим выражением:

$$L_1 = t_2 - S_{ГП}; \quad (1)$$

путь трения поршневого кольца, мм:

$$L_2 = \frac{h_1''}{\sin \alpha}; \quad (2)$$

высота подъёма нижней кромки поршневого кольца в канавке, мм:

$$h_1'' = h_1 - h_1'; \quad (3)$$

длина проекции внутренней стенки кольца при наклоне в канавке, мм:

$$h_1' = h_2 - \sin \beta; \quad (4)$$

угол вертикального наклона кольца, град:

$$\sin\beta = \frac{L_1}{l'_2}; \quad (5)$$

угол горизонтального наклона кольца, град:

$$\sin\alpha = \frac{S_H}{l'_2}; \quad (6)$$

фактический путь трения поршневого кольца, мм:

$$l'_2 = \sqrt{S_H^2 + L_1^2}; \quad (7)$$

отсюда путь трения поршневого кольца, мм будет определяться, как:

$$L_2 = \frac{h_1[S_H^2 + (t_2 + S_H)^2]^{0,5} - h_2(t_2 + S_H)}{S_H}; \quad (8)$$

номинальная площадь контакта поверхности поршневой канавки, мм²:

$$F_{a1} = k\pi(R_{\Pi}^2 - r_{BK}^2); \quad (9)$$

где k – коэффициент, учитывающий упругость поршневого кольца;

r_{BK} – внутренний радиус поршневого кольца, мм;

R_{Π} – радиус поршня, мм;

номинальная площадь контакта поверхности поршневого кольца, мм²:

$$F_{a2} = k\pi[(r_{BK} + l'_2)^2 - r_{BK}^2]. \quad (10)$$

где k – коэффициент, учитывающий упругость поршневого кольца;

r_{BK} – внутренний радиус поршневого кольца, мм.

Для определения силы, возникающей при давлении газов сгорающей топливо-воздушной смеси, действующей на поршневую канавку P_{i1} и поршневое кольцо P_{i2} , представляется возможным использовать следующие выражения [4], МПа:

$$P_{i1} = \left(0,5 \left(1 - \frac{2 \cdot \tau_2}{\sigma_{S2}}\right) + \left(\frac{r_2}{h_{max2}}\right)\right)^{3v_2} \cdot (HV_2 \cdot b_2)^3 \cdot \frac{F_{a1}^{x_2} \cdot \Gamma_2^2 \cdot R_{b1}^2}{8^{2x_2}}, \quad (11)$$

$$P_{i2} = \left(0,5 \left(1 - \frac{2 \cdot \tau_1}{\sigma_{S1}}\right) + \left(\frac{r_1}{h_{max1}}\right)\right)^{3v_1} \cdot (HV_1 \cdot b_1)^3 \cdot \frac{F_{a1}^{x_1} \cdot \Gamma_1^2 \cdot R_{b1}^2}{8^{2x_1}}. \quad (12)$$

где τ_1 и τ_2 – удельная сила трения канавки (1) и кольца (2), Н;

σ_{S1} и σ_{S2} – предел текучести материала канавки и кольца, МПа

r_1 и r_2 – радиус скругления трущихся поверхностей канавки и кольца, мм;

h_{max1} и h_{max2} – максимальная высота неровностей трущихся поверхностей канавки и кольца, мм;

HV_1 и HV_2 – микротвёрдость материала канавки и кольца, МПа;

b_1 и b_2 – константы, характеризующие геометрию поверхностей

канавки и кольца в зависимости от вида механической обработки;

- F_{a1} и F_{a2} – площади контакта поршневой канавки и кольца, мм²;
 x_1 и x_2 – величины, зависящие от распределения неровностей трущихся поверхностей канавки и кольца по высоте;
 Γ_1 и Γ_2 – упругие постоянные материала канавки и кольца, МПа⁻¹;
 R_{b1} и R_{b2} – радиусы волны неровностей трущихся поверхностей канавки и кольца, мм.

Износ поршневой канавки (i_1 , мм) и кольца (i_2 , мм) в упрощённом виде будет определяться следующим образом:

$$i_1 = L_1 \cdot I_1; \quad (13)$$

$$i_2 = L_2 \cdot I_2; \quad (14)$$

где I_1 и I_2 – интенсивность изнашивания канавки (1) и кольца (2), мм/мм.

Преобразуя уравнения (13, 14), износ нижней опорной поверхности канавки i_1 и нижней опорной поверхности кольца i_2 можно определить следующим образом:

$$i_1 = 2 \cdot \left| \left(\frac{(v_2 + \varepsilon_2)^{0,5}}{2 \frac{2v_2^2 + 6v_2x_2 - 3v_2}{2}} \right) \left(\frac{\frac{1}{P_a^{2v_2}} \cdot F_a \frac{1-2v_2+2v_1x_1-x_1}{2v_2}}{(v_2+1) \cdot n \cdot HV_1} \right) \left(\frac{\sigma_{S_1} - 2\tau_1}{\sigma_{S_1}} \right)^{\frac{6v_2-3}{2}} \times (h_{max_2}^{2-3v_2} \cdot r_2^{3v_2-2}) (HV_2 \cdot b_2)^{\frac{6v_2-3}{2v_2}} (\Gamma_2 \cdot R_{b_2})^{\frac{2v_1-1}{v_2}} (t_2 - S_{\Gamma\Pi}) \right|, \quad (15)$$

$$i_2 = 2 \cdot \left| \left(\frac{(v_1 + \varepsilon_1)^{0,5}}{2 \frac{2v_1^2 + 6v_1x_1 - 3v_1}{2}} \right) \left(\frac{\frac{1}{P_a^{2v_1}} \cdot F_a \frac{1-2v_1+2v_1x_2-x_2}{2v_1}}{(1+1) \cdot n \cdot HV_2} \right) \left(\frac{\sigma_{S_2} - 2\tau_2}{\sigma_{S_2}} \right)^{\frac{6v_1-3}{2}} \times (h_{max_1}^{2-3v_1} \cdot r_1^{3v_1-2}) (HV_1 \cdot b_1)^{\frac{6v_1-3}{2v_1}} (\Gamma_2 \cdot R_{b_2})^{\frac{2v_1-1}{v_1}} \left(\frac{h_1 [S_H^2 + (t_2 + S_H)^2]^{0,5} - h_2 (t_2 + S_H)}{S_H} \right) \right|, \quad (16)$$

где ε_1 и ε_2 – безразмерная величина, характеризующая относительное сближение поверхности канавки (1) и кольца (2);

v_1 и v_2 – степень чистоты механической обработки материала канавки (1) и кольца (2).

Таким образом, принимая предположение, что кольцо в канавке работает с некоторым перекосом, за истину, используя уравнения (1–16) можно определить, что нижняя опорная поверхность поршневой канавки будет иметь характер износа «под конус». Справедливым будет и то, что при таком режиме работы, при котором поршневое кольцо работает с перекосом, а, соответственно, площадь контактирования с канавкой мала, кольцо будет иметь в

месте контактирования значительную кольцевую выработку по радиальной ширине. При обследовании поршневых колец было установлено, что у колец первой и второй канавки у всех головок поршней имеется кольцевая выработка (рис. 16).



Рис. 16. Кольцевая выработка поршневого кольца по радиальной ширине

Вид износа «под конус» верхней поршневой канавки в основном обуславливается тем, что в процессе работы кольцо имеет некоторое перемещение от нижней части поршневой канавки к верхней. Уравнение (17) определяет относительное перемещение кольца в канавке поршня [5]:

$$m \frac{d^2 x_{\text{отн}}}{dt^2} = P_{j_{\text{пер}}} + P_{\Gamma} + P_f + P_T. \quad (17)$$

- где m – масса кольца, кг;
 $\frac{d^2 x_{\text{отн}}}{dt^2}$ – относительное ускорение кольца в канавке, мм/с²;
 t – время, с;
 $P_{j_{\text{пер}}}$ – сила инерции, Н
 P_{Γ} – результирующая сила давления газов, Н;
 P_f – результирующая сила трения, Н;
 P_T – сила тяжести, Н.

Важно отметить, что в периоды цикла до и после верхней мёртвой точки, когда переносная сила инерции $P_{j_{\text{пер}}}$ отрицательна (направлена вверх) и превышает равнодействующие силы давления газа P_{Γ} , трения P_f и тяжести P_T , правая часть уравнения (17) отрицательна и, следовательно, отрицательное относительное ускорение $\frac{d^2 x_{\text{отн}}}{dt^2}$. При этом кольцо перемещается по направлению к верхней поверхности канавки. Таким образом, кольцо под действием сил имеет относительное перемещение в канавке иногда в противоход движению поршня до соударения с той или иной поверхностью канавки. Тогда для того, чтобы определить износ поршневого кольца следует воспользоваться уравнением (18) [5]:

$$I = K_2 \cdot 15^{\frac{2t_y}{5}} \cdot \alpha \cdot K_{tv} \cdot p \cdot E^{\frac{2t_y}{2}-1} \cdot \tau_0^{0,5} \cdot \frac{1}{\alpha_{\Gamma}^{0,5}} \cdot \left(\frac{kf_m}{\sigma_0} \right)^{t_y}. \quad (18)$$

где K_2 – множитель, определяемый геометрической конфигурацией и расположением по высоте единичных неровностей на поверхности твёрдых тел (обычно $\approx 0,2$);

K_{tv} – поправочный коэффициент, учитывающий число циклов до отделения частиц износа;

α – коэффициент перекрытия

$$\alpha = A_a / A_r,$$

где A_a – номинальная площадь контакта, мм²;

A_r – фактическая площадь контакта, мм²;

E – модуль упругости материала;

τ – удельная сила трения;

t_y – параметр кривой фрикционной усталости;

k_{fm} – коэффициент, определяющий молекулярную составляющую коэффициента трения;

σ_0 – номинальные напряжения.

Характер износа с приобретением конусообразности и ступенчатого перехода (рис. 9) наиболее вероятно обусловить тем, что в процессе работы происходит выработка поршневых колец по радиальной ширине, что, в купе с «перекошенным» режимом работы поршневого кольца, и является причиной появления ступенчатого перехода. В наибольшей степени данному виду износа подверглись вторые поршневые канавки головки поршней № 3 и № 6, где наряду со сравнительно наибольшей величиной конусообразности нижней поверхности поршневой канавки присутствует и ступенчатый переход в районе средней ширины канавки (рис. 10, 11, 12). Также установлено, что поршневые кольца головок поршней № 3 и № 6 имеют наименьшую радиальную ширину.

Наиболее вероятно, что в процессе эксплуатации судового МОД типа 8ДКРН35/105-10 не были соблюдены правила технической эксплуатации дизеля, что и привело к неисправному техническому состоянию шести рассматриваемых головок поршней. Также важно отметить, что головки поршней № 3 № 6 имеют износы значительно большие в сравнении с остальными рассматриваемыми поршнями.

Выводы

1. Определено техническое состояние головок поршней судового малооборотного дизеля типа 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр».

2. Установлено, что при работе преимущественным видом износа поршневых канавок головок поршней является выработка канавок с приобретением некоторой конусообразности.

3. Предложено теоретическое обоснование «конусообразного» характера износа опорных поверхностей поршневых канавок.

4. Для наиболее целостного исследования причин неисправностей головок поршней требуются более глубокие их исследования, включающие

металлографический анализ, анализ рабочих жидкостей рассматриваемого дизеля, а также моделирование напряжённо-деформированного состояния головок с использованием программного комплекса.

Список использованных источников

1. Возницкий, И. В. Двигатели модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация и техническое обслуживание / И. В. Возницкий. – СПб. : Моркнига, 2008. – 260 с.
2. Орлин, А. С. Двигатели внутреннего сгорания / А. С. Орлин и др., 1957.
3. Ваншейдт, В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ван-шейдт. – Л. : Судостроение, 1977.
4. Марьин, Д. М. Теоретическое обоснование снижения износа деталей сопряжения «поршневая канавка-поршневое кольцо» / Д. М. Марьин, А. Л. Хохлов, А. А. Глущенко // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. – 2015. – № 4 (32). – С. 178–182.
5. Загайко, С. А. Имитационное моделирование изнашивания поршневого кольца двигателя внутреннего сгорания / С. А. Загайко // Вестник УГАТУ. – 2008. – №2 (29). – С. 84–89.
6. УР 31-452-648-84. Технические условия на ремонт (Дизели типа ДКРН 35/105).

УДК 669:629.5.083.5

И. И. Кулешов, В. М. Ходаковский

ВЛИЯНИЕ ОБРАБОТКИ ТРЕНИЕМ НА МИКРОТВЁРДОСТЬ И СТРУКТУРУ ЗОНЫ ЛАЗЕРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ЧУГУННЫХ ДЕТАЛЕЙ

Для изготовления большинства ответственных литых деталей судовых энергетических установок (СЭУ) применяется обыкновенный серый чугун (СЧ). К таким деталям можно отнести: цилиндры паровых машин блоки цилиндров, рамовые подшипники вспомогательных механизмов и распределительных валов, маслоты для поршневых колец двигателей внутреннего сгорания (ДВС), втулки цилиндров ДВС и компрессоров, шевронные колёса грузовых лебёдок и т. д. [1]. В процессе работы рабочие поверхности чугунных деталей, работающие как на трение, так и на ударные нагрузки, подвержены интенсивному износу вследствие накопленных остаточных напряжений. Наиболее современным методом упрочнения чугунных деталей, позволяющим получить наиболее износостойкие рабочие поверхности, является метод лазерного упрочнения. В свою очередь, лазерное упрочнение можно разделить на упрочнение без оплавления поверхности [2, 3, 4] и с оплавлением [5, 6, 7]. При этом лазерное упрочнение без оплавления характеризуется малым значением глубины упрочнённой зоны (до 0,3 мм). Однако, в упрочнённой зоне, в основном, преобладают

аустенитно-мартенситные структуры, обладающие достаточно высокой микротвёрдостью (800...1100 HV). Лазерное упрочнение с оплавлением сопровождается значительной глубиной зоны упрочнения (до 1 мм). Упрочнённая зона представляет собой ледебурит с включениями мелкоячеистого аустенита, микротвёрдость которого составляет 648...756 HV. Также при лазерном упрочнении с оплавлением в упрочнённой зоне присутствует значительное количество остаточного аустенита (30...50 %), микротвёрдость которого варьируется от 545 до 585 HV. Наличие большого количества остаточного аустенита, а также структура остальной зоны, представленная в виде ледебурита с включениями мелкоячеистого аустенита, представляют возможным проведение дополнительных операций по повышению микротвёрдости зоны упрочнения.

Методом, позволяющим в процессе упрочнения получить структуры повышенной микротвёрдости, является метод пластического деформирования [8, 9, 10]. Наибольший интерес представляет метод упрочнения трением в контролируемой среде. Данный метод является наиболее технологичным в виду отсутствия необходимости в специализированном оборудовании, а также наименее трудозатратным.

Целью данной работы являлось установление изменения микротвёрдости материала детали после проведения операции упрочнения трением в контролируемой среде. При этом деталь предварительно была упрочнена способом лазерной обработки без оплавления и с оплавлением поверхности. В качестве исходного материала был использован серый перлитный чугун.

Металлографическое исследование проводилось на микроскопе Leica DM4000 M при увеличениях от $\times 50$ до $\times 1000$ раз до травления и после травления в 4 % растворе азотной кислоты в спирте.

Измерение твёрдости проводилось на микротвердомере МНТ-10 при нагрузке 150 Н и увеличении $\times 500$.

Лазерное упрочнение проводилось на установке «Комета-2» на режимах, приведённых в табл. 1.

Таблица 1

Режимы лазерной обработки

Параметр	Вид лазерной обработки	
	с оплавлением	без оплавления
Плотность полезной мощности q , Вт/мм ²	160	140
Скорость перемещения лазерного луча v , м/с	0,02	0,04

Обработка трением в контролируемой среде проводилась на универсальной машине трения с высокотемпературной камерой (УМВКТ). Регулировка рабочих параметров производилась на преобразователе частоты с

управлением вектора потока EI-9011. Обработка проводилась при следующих режимах:

- | | |
|---|-------------|
| – нагрузка F , Н/мм ² – | 14,7...29,4 |
| – скорость обработки контртелом V , м/с | 0,38 |
| – время обработки t , с | 300 |
| – условия смазки – граничная, 10...12 капель в минуту (масло моторное). | |

Металлографические исследования структуры серого чугуна в исходном состоянии показали, что его структура состоит из равномерно распределенных включений пластинчатого графита прямолинейной формы, длина отдельного включения 250...500 мкм; металлической основы: перлит пластинчатый в количестве от 92 % с межпластинчатым расстоянием 0,3...0,8 мкм; площадь занятая цементитом ледебурита 5...15 мкм², площадь наибольшего включения цементита ледебурита 10000...16000 мкм² (рис. 1):

ПГф1–ПГр5–ПГд750–ПГ10–Пт1–П92–Пд0,3–Ц10–Цп13000.

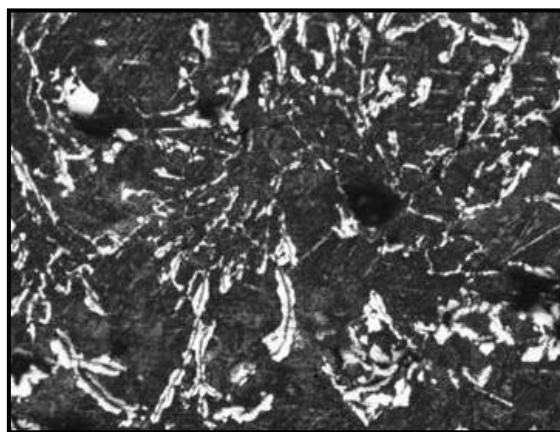


Рис. 1. Микроструктура чугуна в исходном состоянии, $\times 100$

В металлической основе материала присутствуют включения цементита ледебурита, обладающие высокой твёрдостью, варьирующейся от 768 до 975 HV, среднее значение 835,4 HV. Твёрдость металлической основы составляет 334 HV до травления и 302,7 HV после травления.

При лазерном упрочнении детали из серого перлитного чугуна в месте обработки формируется зона термического воздействия (ЗТВ), которая характеризуется наличием в структуре мартенсита, остаточного аустенита, графита и фосфидной эвтектики.

При лазерном упрочнении детали из серого перлитного чугуна с оплавлением поверхности в зоне оплавления (ЗО) формируется структура, состоящая из мелких дендритов аустенита, выросших при кристаллизации расплавленного металла и окружённых дисперсным ледебуритом. Графит растворяется в расплаве. Главные оси дендритов ориентированы в сторону отвода тепла, т. е. к кромке дорожки оплавления.

Общий вид зоны термического воздействия без оплавления (*a*) и с оплавлением (*б*) приведена на рис. 2.

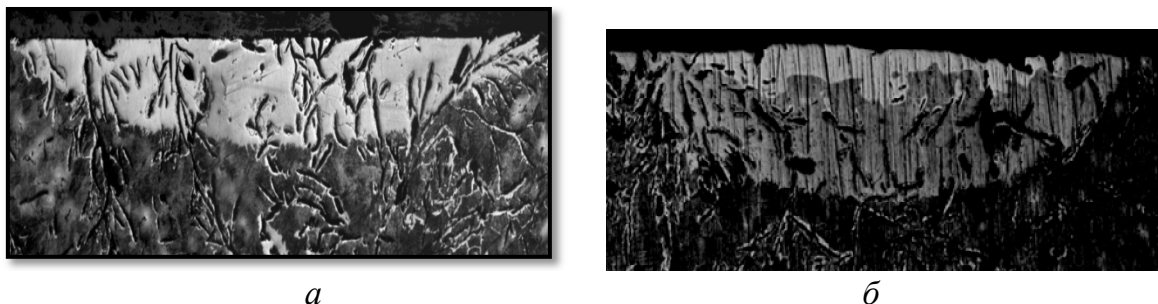


Рис. 2. Общий вид ЗТВ без оплавления (*a*) и с оплавлением (*б*) поверхности, $\times 50$

Микроструктура ЗТВ без оплавления (*a*) и с оплавлением (*б*) приведена на рис. 3.

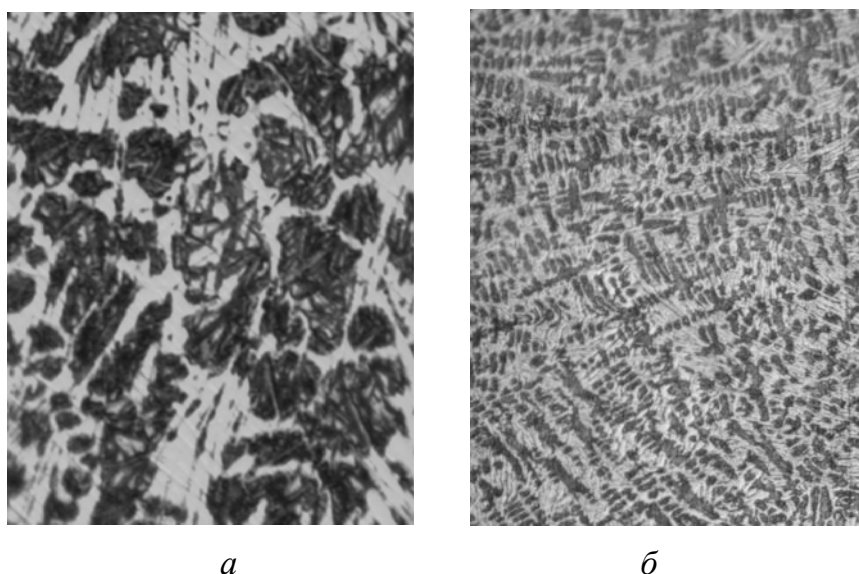


Рис. 3. Микроструктура ЗТВ без оплавления (*a*), $\times 1000$, $\times 2$ и с оплавлением (*б*) поверхности, $\times 1000$

Сравнительные результаты исследования микротвёрдости зоны термического воздействия при лазерной обработке с оплавлением и без оплавления приведены в табл. 2.

Исследование структуры после упрочнения трением в контролируемой среде

Известно, что при трении происходит структурная приспособляемость материалов, т. е. перестройка исходной структуры материалов в новую в направлении максимального упрочнения. При этом происходит ориентация структуры относительно направления действия силы трения. Считается, что структурная приспособляемость носит универсальный характер, так как наблюдается при трении любых материалов в определенном

диапазоне внешних условий (скоростей, давлений и др.). При этом снижается интенсивность изнашивания, и она приобретает нормальный характер.

Таблица 2

Сравнительные результаты исследования

Параметр	Состояние материала		
	Исходное	Без оплавления	С оплавлением
Микротвёрдость металлической основы средняя, HV	334	708	756
Строение фосфидной эвтектики	Тройная игольчатая + тройная с пластинками цементита	Преобладает тройная с пластинками цементита	Ледебурит + мартенсит + аустенит остаточный
Микротвёрдость фосфидной эвтектики, HV	708	836	852
Глубина ЗТВ, мкм	–	265	438
Глубина ЗО, мкм	–	–	214,25

В процессе обработки трением в зоне термического воздействия установлено изменение как микротвёрдости, так и структуры в зоне контакта контртела и исследуемого материала. Следует отметить, что исследованием образца, который подвергался лазерной обработке без оплавления, после трения значительных изменений структуры ЗТВ установлено не было. ЗТВ образца, подвергнувшегося лазерной обработке с оплавлением, претерпела значительные структурные изменения. На рис. 4 показана микроструктура ЗТВ до (а) и после (б) упрочнения трением образца, упрочнённого лазерной обработкой с оплавлением. На рис. 5 показана микроструктура ЗТВ до (а) и после (б) упрочнения трением образца, упрочнённого лазерной обработкой без оплавления.

Изменение микротвёрдости металлической основы образцов в процессе упрочняющей обработки приведены в табл. 3.

Общий вид упрочнённой трением зоны приведён на рис 6.

Зона оплавления получается при закалке из жидкого состояния.

Неоднородность зоны оплавления обусловлена кратковременностью лазерного воздействия, не позволяющего получать однородный по составу (прежде всего по углероду) жидкий раствор в расплавленном объеме. Этому способствует и одновременное расплавление участков гетерогенной структуры. Графит обладает большой теплопроводностью, особенно в нагретом состоянии, кроме того, графит – практически абсолютно черное тело, что способствует поглощению лазерного излучения. Тепло легко про-

никает по пластинкам графита и вызывает расплавление металлической основы вокруг пластинок графита (эффект контактного плавления). Расплавление металлической основы эвтектоидного состава запаздывает, а кристаллизация её начинается раньше. Главным фактором, определяющим конечную структуру этого слоя, является количество растворенного графита за время оплавления [11].

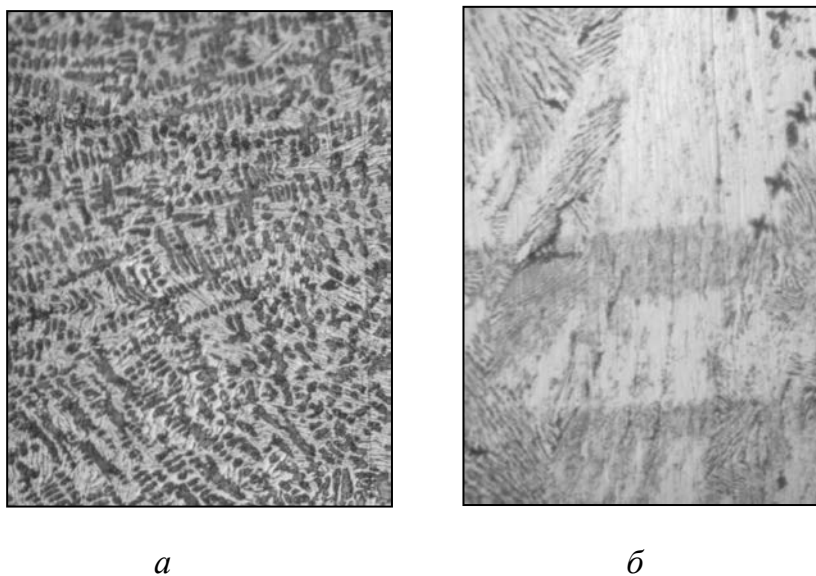


Рис. 4. Микроструктура ЗТВ обработки с оплавлением до трения (*a*) и после трения (*б*), $\times 1000$

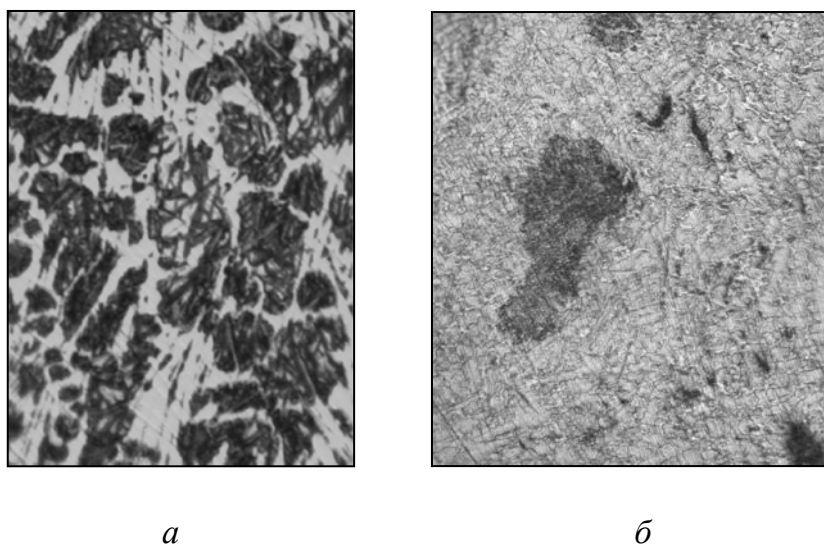
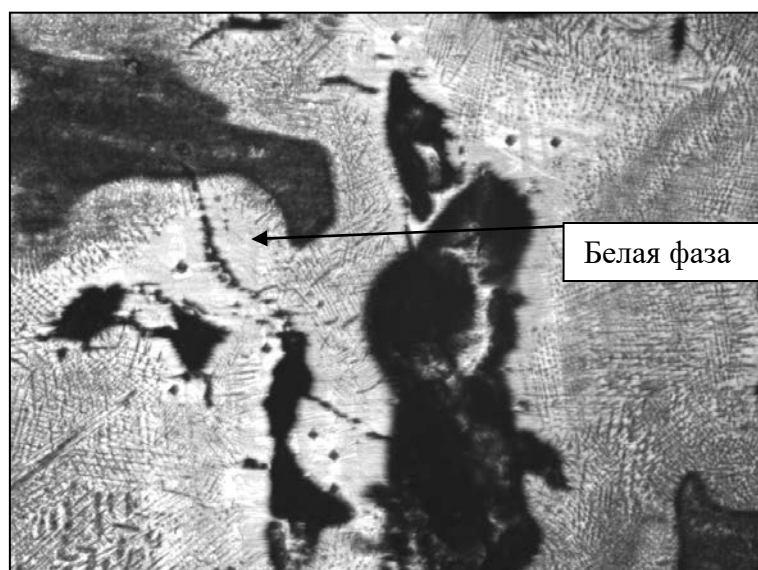


Рис. 5. Микроструктура ЗТВ обработки без оплавления до трения (*a*), $\times 1000, \times 2$ и после трения (*б*), $\times 1000$

Изменение микротвёрдости

Параметр	Состояние материала		
	исходное	без оплавления	с оплавлением
Микротвёрдость металлической основы средняя, HV	334	708	756
Микротвёрдость металлической основы после трения средняя, HV		902	1117

Рис. 6. Общий вид зоны трения при обработке с оплавлением, $\times 100$

Проведенные исследования показали, что в результате лазерной обработки без оплавления поверхности структура ЗТВ состоит из мартенсита, аустенита остаточного, графита и фосфидной эвтектики.

Металлографические исследования образцов после обработки трением показали, что в зоне трения присутствуют участки двух видов:

- участки слабой травимости структуры (начала формирования белой фазы);
- участки белой фазы.

При этом установлено, что наибольшее воздействие на изменение структуры зоны трения и микротвёрдость было зафиксировано у образца, подвергнутого лазерной обработке с оплавлением. Это можно объяснить тем, что в ЗО данного образца присутствует значительное количество включений ледебурита и аустенита, которые претерпели изменения. Анализ изменения микротвёрдости (табл. 3) показал, что значения микротвёрдость белой фазы поверхности, предварительно упрочнённой лазером с оплавлением, на порядок выше, чем у образца без оплавления поверхности. Дальнейшие обсуждения будут отнесены только к определению изменений в материале образца, подвергнутого лазерному упрочнению с оплавлением поверхности.

Участки, на которых структура проявляется недостаточно чётко, не имеют ярко выраженной границы. Вероятно, времени воздействия внешних факторов было недостаточно и структурные превращения не прошли полностью, поэтому структура слабо травится, а твёрдость ниже, чем у остальной зоны трения (600...700 HV) (рис. 7). На этих участках белая фаза ещё не сформировалась.

На других участках, вероятно, внешнего воздействия было достаточно для того, чтобы образовалась белая фаза. Участки с такой структурой имеют ярко выраженные границы. Микротвёрдость на этих участках колеблется от 750 до 1117 HV (рис. 8).



Рис. 7. Микроструктура участка формирования белой фазы, $\times 500$



Рис. 8. Микроструктура участка белой фазы, $\times 1000$

Процесс образования белой фазы до сих пор является малоизученным и до сих пор причиной структурных изменений поверхностных слоёв считались высокотемпературные фазовые превращения, протекающие в результате интенсивного скольжения и трения между телами.

В работах [12–15] приводится информация, что при нагреве выше 700 °C в месте контакта возможно формирование аустенита и растворение

карбидов. При отсутствии контакта между телами в результате быстрого охлаждения в поверхностном слое имеет место мартенситное превращение. Однако, в работах [8, 16–18] приводится доказательство того, что основной причиной сильного изменения поверхностных слоёв материала является формирование твёрдых наноструктурных слоёв, обладающих высокой износостойкостью. Важно отметить, что при проведении исследования температура в зоне контакта при трении не превышала 70 °С. Данной температуры недостаточно для начала каких-либо фазовых превращений. Наиболее вероятной причиной изменений структуры и микротвёрдости зоны трения является нанокристаллизация слоёв с образованием белой фазы, обладающей повышенной твёрдостью [8, 16–18].

Необходимо понимать, что при проведении обработки трением в контролируемой среде важным фактором, влияющим на качество получаемого слоя будет чистота и ровность поверхности трения. Ввиду того, что некоторые составляющие структуры ЗО обладают большими удельными объёмами, эти составляющие имеют большую высоту. Следовательно, в процессе трения участвуют только эти участки ЗО. В итоге это влияет на размер площади зоны контактирующих площадей при трении

Выводы

1. Определено, что методом, позволяющим получить детали с достаточной глубиной упрочнённой зоны, является лазерное упрочнение с оплавлением поверхности.

2. Ввиду наличия значительного количества остаточного аустенита в зоне оплавления, упрочнённый слой может быть подвергнут дальнейшим операциям упрочнения.

3. Методом, позволяющим получить структуры, обладающие высокой микротвёрдостью и износостойкостью является метод упрочнения трением в контролируемой среде.

4. Необходимо проведение дальнейших исследований в области упрочнения трением с целью определения глубины белой фазы, а также оптимизации технологических режимов получения данной фазы.

Список литературы

1. Блинов, И. С. Справочник технолога механо-сборочного цеха судоремонтного завода. / И. С. Блинов. – М. : Мор. транспорт, 1960. – 589 с.

2. Матвеев, Ю. И. Формирование структур серого чугуна в зоне лазерного воздействия / Ю. И. Матвеев, С. С. Казаков // Вестник НГИЭИ. – 2011. – Т. 2. – №. 1 (2).

3. Матвеев Ю. И. Особенности лазерной обработки поршневых колец судовых среднеоборотных дизелей / Ю. И. Матвеев, С. С. Казаков // Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – 2010. – №2. – С. 34–38.

4. Ходаковский, В. М. И. Исследование влияния режима лазерной обработки на глубину и структуру упрочнённой зоны чугунных деталей судовых ДВС /

В. М. Ходаковский, Е. П. Патенкова, И. И. Кулешов // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т. – 2016. – Вып. 74. – С. 28-36.

5. Григорьянц, А. Г. Методы поверхностной лазерной обработки / А. Г. Григорьянц, А. Н. Сафонов. – М. : Высш. шк., 1987. – 191 с.

6. Сафонов, А. Н. Особенности лазерной закалки поверхности графитизированных сталей и чугунов / А. Н. Сафонов // Вестник машиностроения. – 1999. – №4. – С. 22–26.

7. Кулешов, И. И. Повышение работоспособности поршневых канавок головок поршней судовых малооборотных двигателей / И. И. Кулешов, В. М. Ходаковский // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. – 2016. – №6 (40).

8. Лалазарова, Н. А. Упрочнение твердосплавных резцов для обработки деталей из высокопрочного чугуна методами поверхностного пластического деформирования / Н. А. Лалазарова, Л. И. Путятин, А. В. Щукина // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2006. – № 33.

9. Жигалкин, В. М. Экспериментальное исследование деформации полухрупких материалов. Сообщение II: Упрочнение и разрыхление при сложном нагружении / В. М. Жигалкин, О. М. Усольцева // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2002. – № 6. – С. 39–46.

10. Ковальчук, Б. И. О деформировании полухрупких тел / Б. И. Ковальчук // Проблемы прочности. – 1982. – № 9. – С. 51–57.

11. Фетисов, Г. П. Материаловедение и технология металлов / Г. П. Фетисов, М. Г. Карпман, В. М. Матюнин и др.; под ред. Г. П. Фетисова. – М. : Высш. шк., 2002. – 638 с.

12. Ходаковский, В. М. Особенности формирования структуры серого чугуна в процессе лазерного оплавления и пластического деформирования трением / В. М. Ходаковский, Е. П. Патенкова, А. Г. Рогулин // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т. – 2013. – Вып. 60. – С. 3–7.

13. J. Moyar and D. H. Stone, *Wear*, 144: 117 (1991).

14. M. W. Grabski and R. Korski, *Phil. Mag.*, 22: 707 (1970).

15. T. S. Eyre and A. Baxter, *Tribol. Int.*, 5: 256 (1972).

16. Васильев, М. А. Нанокристаллизация металлических поверхностей методами интенсивной пластической деформации / М. А. Васильев, Г. И. Прокопенко, В. С. Филатова // Успехи физ. мет. – Киев : Институт металлофизики им. Г. В. Курдюмова НАН Украины. – 2004. – Т. 5. – С. 345–399.

17. G. Baumann and H.-J. Fecht, *Nanostruct. Mater.*, 7: 237 (1996).

18. G. Baumann, H. Fecht, and S. Liebelt, *Wear*, 191: 133 (1996).

В. Н. Кучеров, Е. П. Патенкова, Г. В. Загинайло, Ю. Г. Щукин

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ДИЗЕЛЯ 6ЧН 18/22

Дизелестроительный завод «Дальдизель» выпускал двигатели размерностью 18\22 более 40 лет. За этот период было освоено большое число модификаций от безнаддувного дизеля 6Ч18\22 со средним эффективным давлением (P_{me}) 5,24 бара и мощностью 110 кВт до наиболее форсированной модели ДРА600 с мощностью 463 кВт.

Мощностной ряд содержит дизели с параметрами:

Мощность эффективная, кВт	100 – 165 – 232 – 463
Частота вращения, об\мин	750 – 750 – 750 – 1000
Средн. эффективное давление, бар	5,24 – 7,86 – 11,05 – 16,54
Показатель форсировки рабочего процесса	14,4 – 21,62 – 30,4 – 60,6
Рост форсировки в процентах, %	100 – 150 – 211 – 421
Назначенный ресурс до первой переборки и капитального ремонта,	18000 – 16000 – 14000 – 15000 60000 – 55000 – 50000 – 50000

С ростом форсировки повышаются требования к совершенству и качеству всех элементов и особенно поршневых колец.

Как видно из заданных ресурсов до первой переборки и капитального ремонта они не понижены заводом-изготовителем [1].

Относительно дизелей 6ЧН 18\22 (кроме ДРА600) в статистических исследованиях Карпова Л.Н. [2]отмечается: «...хорошо работают кольца двигателей 6ЧН 18\22, где замены производят в среднем через 20000 часов...»

И в последующем высокое качество продукции завода «Дальдизель» было отмечено наградами:

- сертификат «Лидер Российской экономики» (1995 г.);
- «Золотая звезда за качество» (Мадрид, 1995 г.);
- «Золотой глобус» (Хельсинки, 1996 г.) [1].

В связи с низкой работоспособностью поршневых колец неизвестных производителей на дизелях ЧН18\22, поступило предложение оценить их состояние и качество.

Оценка внешнего состояния колец, конструктивных параметров, браковочных признаков, технологической обработки рабочих поверхностей была выполнена на кафедре «Судовые ДВС» МГУ им. адм. Г.И. Невельского.

Рассматривались новые и работавшие кольца от двух эксплуатирующихся предприятий: образцы (1–8) и (9–12).

Анализ внешнего состояния, конструктивных параметров, браковочных признаков и технологической обработки поршневых колец

ПЕРВЫЙ КОМПЛЕКТ

1. Кольцо компрессионное клинообразное трапецеидального сечения, новое светлое, замок прямой, скручивание замков 4,0 мм. Зазор в замке в свободном состоянии 20,6 мм, не изменяется при трехкратном сжатии кольца до касания кромок, радиальная толщина 6,9 мм, высота по зеркалу 4,4 мм, с внутренней стороны 3,6 мм. Поверхность кольца яркая, без хона, по форме кромок похожа на хромированную. Упругость кольца хорошая. С внутренней стороны на кольце виден четкий «хон» (плотный тонкий след от резца). Маркировка затерта, но видна цифра 15,0 или, возможно, 18,0.

2. Кольцо компрессионное одинакового сечения, замок прямой, раскрытие замка в свободном состоянии 17,5 мм, скручивание 2,5 мм, высота сечения по зеркалу 4,6 мм, на внутренней стороне 3,5 мм. Кольцо светлое, маркировки нет. Кольцо работало, контакты с зеркалом неполные, но хон местами сохранился. Зазор в свободном состоянии уменьшился на 19 % после трехкратного сжатия до нулевого зазора в замке, хотя остаточная упругость удовлетворительная, жёсткость кольца существенно потеряна. Исходная радиальная толщина 7,15 мм, остаточная толщина у замков 7,1 мм, в средней части напротив замка – 7,0 мм. На внутренней поверхности кольца нет тонких следов от резца "хона" – есть грубая обработка резцом.

3. Кольцо комбинированное маслосъёмно-компрессионное с наружным уступом. Кольцо новое, скручивание замков 2,0 мм. Замок прямой, высота уступа 2,5 мм, высота полная – 4,0 мм, зазор в замке в свободном состоянии 14,8 мм, маркировки нет. На рабочей стороне кольца хона нет, поверхность яркая, твёрдая, по виду кромок похожа на хромированную, радиальная толщина 6,9 мм. На тыльной стороне кольца следы резца.

4. Маслосъёмное кольцо. Новое, чёрное, высота – 6,0 мм, замок прямой. Скручивания нет, маркировка отсутствует. Раскрытие в замке с эспандером 26,7 и без него 20,4 мм, изменения зазора после трехкратного сжатия не наблюдается, радиальная толщина 5,0, высота маслосъёмных кромок 1,5 и 1,2 мм.

5. Кольцо верхнее новое, скручивание по замкам отсутствует, цвет тёмный, на рабочей стороне похоже есть хромирование, раскрытие замка 20,4 мм и при сжатии практически не изменяется, жёсткость хорошая, радиальная толщина 7,0 мм, высота по зеркалу 4,5 мм с внутренней стороны 3,6 мм, маркировка «окружность со стрелкой и далее 15,0 мм». На внутренней стороне кольца есть хон.

6. Кольцо верхнее новое, скрученное у замков на 7,0 мм. Есть хон с обеих сторон, цвет тёмный. Жёсткость высокая, раскрытие в замке 22,0 мм и при трёхкратном сжатии практически не изменяется (21,1). Высота кольца по зеркалу 4,4 мм, с внутренней стороны 3,7 мм, радиальная толщина 7,0 мм, маркировка ОТК – кружок со стрелкой 180 – ВЕРХ".

7. Кольцо с уступом новое, скручивание у замков 6,0 мм. Рабочая поверхность яркая, возможно хромированная, раскрытие замка 25,2 мм с уменьшением до 24,3 мм после трёхкратного сжатия, высота полки 2,6 мм, общая высота 4,0 мм, радиальная толщина 6,9 мм, маркировка – "ОТК". Внутренняя часть кольца имеет хон.

8. Кольцо маслосъёмное новое, светлое, маркировка "ОТК", скручивания нет, раскрытие замка без эспандера 20,5 мм и не изменилось при трёхкратном сжатии. Высота кольца 6,1 мм, Высота маслосъёмных кромок 1,1 и 1,0 мм, рабочая поверхность вероятно хромированная.

ВТОРОЙ КОМПЛЕКТ. КОЛЬЦА ОТРАБОТАЛИ 1000 часов

9. Кольцо скручено на 14,0 мм. Приработка яркая, полосами по очень тонкому хону. Упругость высокая, раскрытие замка 22,5 мм с уменьшением до 21,5 мм после трёхкратного сжатия. Высота рабочей части 4,5 мм, внутренней – 3,7 мм. Радиальная толщина у замка с левой стороны 7,0 мм и 6,9...7,0 мм на правой. У правого замка тёмная полоса налёта сажи на кольце с газовой стороны длиной около 40 мм. На рабочей поверхности по кепу на расстоянии 9 мм от правого замка на длине 65 мм наблюдается отсутствие полного контакта по ширине с максимальной величиной до 60 %. В средней части кольца радиальная толщина 7,0 мм, маркировки нет. Внутренняя часть кольца имеет хон.

10. Компрессионное кольцо. Скручено на 3,0 мм, рабочая поверхность яркая, раскрытие у замка 22,4 мм, после сжатия – 20,4 мм, высота рабочей части кольца 4,4 мм, на внутренней стороне 3,8 мм, радиальная толщина кольца равна 7,0 мм. Налёт сажистый, у правого замка 24,0 мм и около 5,0 мм у левого замка со стороны камеры сгорания. На обратной стороне, контактной с кепом, сажистого пятна нет, но имеется зашлифованный очаг адгезийного схватывания с точечным питтингом длиной 12 мм и многочисленные единичные точки питтинга по всей поверхности. На тыльной стороне кольца имеется хон. По яркой рабочей поверхности кольца хон не просматривается на участках, где еще нет приработки и она похожа на хромированную.

11. Кольцо с уступом не скручено, маркировки нет, раскрытие 20,6 мм, после проверки на упругость – 20,0 мм, высота уступа 2,0 мм, общая высота 4,5 мм, радиальная толщина 7,0 мм. Рабочая поверхность по втулке имеет сопоставимую твёрдость с тыльной стороной, имеющей хон. На рабочей стороне по контактной поверхности с поршневой канавкой имеются два очага адгезионного схватывания с зашлифовкой и следами питтинга. Один очаг длиной 12,0 второй 13,0 и еще два по 2 мм.

12. Маслосъёмное кольцо скручивания не имеет. Раскрытие в районе замка без эспандера 20,5 мм и не изменилось после проверки на упругость сжатием. Высота кольца 6,0 мм, радиальная толщина 5,0 мм, ширина маслосъёмных поясков по 1,0 мм.

Выводы и заключение

Как следует из анализа, геометрические размеры колец практически одинаковые. Раскрытие замков в свободном состоянии и их упругие свойства различаются. Основным и наиболее строгим показателем низкой работоспособности колец является их скручивание и потеря упругости. Не работавшие кольца могли получить деформацию на последних этапах термической обработки. Устанавливать такие кольца на двигатель нельзя.

Большое влияние на работоспособность колец оказывает износ и геометрия канавки поршня. При большом износе канавок и их внешних кромок поршневые кольца работают на скручивание. Помимо возросших напряжений и деформаций нарушается загрузка давлением закольцованного пространства с последующим развитием пневматических процессов, радиальной вибрации колец и потере упругих свойств колец. Неплоские торцовые поверхности канавок вследствие износа, перекося этих поверхностей по отношению к оси поршня вследствие коробления от нагрева приводят к деформации колец и потере их работоспособности [3].

На верхних компрессионных кольцах отработавших всего 1000 часов видны характерные признаки работы в изношенных канавках.

По результатам проведённых обследований на предмет последующей закупки колец можно сделать вывод, что неплохие характеристики имеют кольца № 1, 3, 5, 8 12. Кольца №№ 9, 10 также имеют неплохие показатели, но их отказ явно связан с состоянием кепов.

Воспроизвести технологию изготовления оригинальных колец завода-изготовителя, которые отличались высокой работоспособностью теперь невозможно.

При заказе колец у потенциальных изготовителей желательно ориентироваться на фирмы, изготавливающие кольца из вермикулярного, либо из высокопрочного чугуна с хромированной рабочей поверхностью по зеркалу цилиндра и графитизированными поверхностями для пары трения в канавках поршня.

Металлографические исследования поршневых колец

Исследование серого чугуна поршневых колец проводилось на металлографическом микроскопе Leica DM4000 M после травления в 4 %-ном растворе азотной кислоты в спирте. Микроструктура колец из серого чугуна оценивалась по ГОСТ 3443–77 «Отливки из чугуна с различной формой графита» [4].

Микротвёрдость металлической основы серого чугуна измерялась на микротвердомере МНТ-10 при нагрузке 150 Н.

Результаты металлографических исследований сравнивались с требованиями ГОСТ 9515–81 «Кольца поршневые металлические поршневых компрессоров. Технические условия» [5]. Структура поршневых колец должна удовлетворять требованиям, приведённым в табл. 1.

Таблица 1

Требования для структуры поршневых колец

Оцениваемый параметр	Обозначение шкалы по ГОСТ 3443–87	Обозначение оцениваемого параметра колец диаметром, мм		
		до 160	от 160 до 500	св. 500
Графит: форма включений	1	ГФ1; ГФ2; ГФ4; ГФ5	ГФ1; ГФ2; ГФ4; ГФ5; ГФ6	ГФ1; ГФ2; ГФ4; ГФ5; ГФ6
размер	2	Граз 25; Граз 45; Граз 90; Граз 180	Граз 25; Граз 45; Граз 90; Граз 180	Граз 25; Граз 45; Граз 90; Граз 180; Граз 360; Граз 750
распределение включений	3	Гр1; Гр7*; Гр6*; Гр3; Гр2; Гр4*	Гр1; Гр7*; Гр6*; Гр3; Гр2; Гр4*	Гр1; Гр7*; Гр6*; Гр3; Гр2; Гр4*
количество включений	4	Г4; Г6; Г10	Г4; Г6; Г10	Г4; Г6; Г10; Г12
Мет. основа: тип структуры	5	Пт1	Пт1	Пт1
количество перлита	6	П; П96; П92**	П; П96; П92**	П; П96; П92**
степень дисперсности	7	Пд 0,3; Пд 0,5; Пд 1,0; Пд 1,4	Пд 0,3; Пд 0,5; Пд 1,0; Пд 1,4	Пд 0,3; Пд 0,5; Пд 1,0; Пд 1,4; Пд 1,6
Фосфидная эвтектика: распределение	8Б	Фр1; Фр2	Фр1; Фр2	Фр1; Фр2
диаметр ячеек сетки	8В	Фраз250; Фраз400; Фраз650	Фраз250; Фраз400; Фраз650	Фраз250; Фраз400; Фраз650
площадь наибольших включений	8Г	Фп2000; Фп6000; Фп13000	Фп2000; Фп6000; Фп13000; Фп20000	Фп2000; Фп6000; Фп13000; Фп20000

* Допускается при условии отсутствии феррита в центре розетки.

** Допускается при условии сохранения остальных характеристик материала.

Исследуемые поршневые кольца имели диаметр 170 мм.

Металлографические исследования микроструктуры поршневых колец показали, что они изготовлены из обыкновенного серого чугуна.

Графит – пластинчатый гнездообразной формы (рис. 1), в основном распределение неравномерное, длина включений колеблется от 15 до 250 мкм. У образцов колец № 2, 4, 6, 8 содержание графита 8...10 %, а у остальных более 12 %.

Металлическая основа – это перлит пластинчатый в количестве более 98 % и дисперсностью до 1,4 мкм (рис. 2).



Рис. 1. Форма графита (образец № 7), ×100



Рис. 2. Микроструктура металлической основы (образец № 5), ×500

Фосфидная эвтектика – тройная мелкозернистая. Она равномерно распределена в образцах № 4–6, 8, 12 (рис. 3); в виде разорванной сетки – образцы № 3, 7, 11 (рис. 4); в виде сплошной сетки – образцы № 1, 9, 10 (рис. 5).

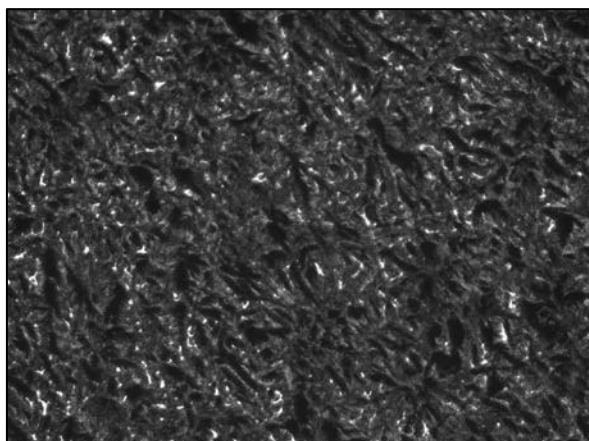


Рис. 3. Равномерное распределение фосфидной эвтектики (образец № 5), $\times 50$

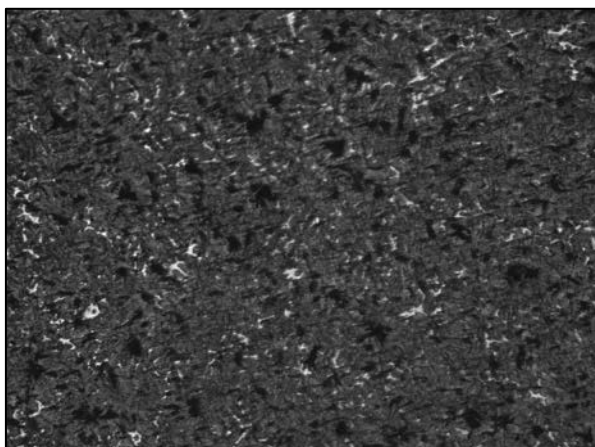


Рис. 4. Распределение фосфидной эвтектики в виде разорванной сетки (образец № 7), $\times 50$

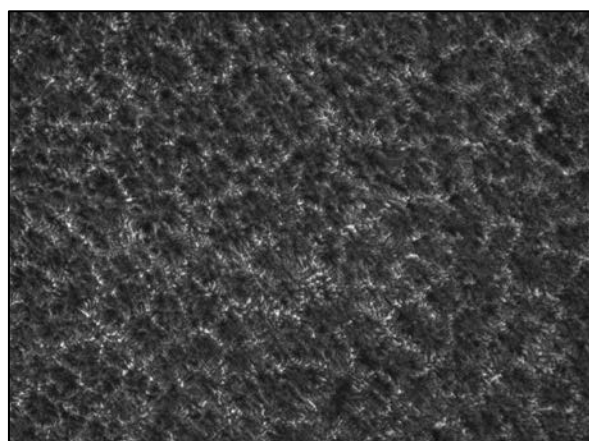


Рис. 5. Распределение фосфидной эвтектики в виде сплошной сетки, (образец № 1), $\times 50$

В образце № 2 нет фосфидной эвтектики, но присутствуют включения цементита ледебурита (рис. 6) в количестве более 2 %. Площадь наибольшего включения цементита ледебурита составляет до 2000 мкм².

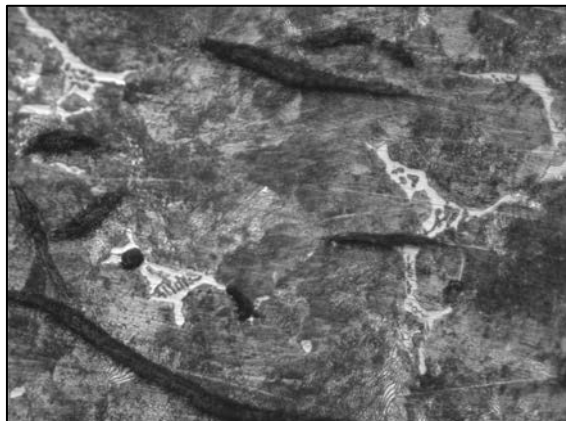


Рис. 6. Включения ледебурита (образец № 2), ×500

В образцах № 3, 6, 7, 8 в структуре серого чугуна присутствуют мелкие включения цементита ледебурита площадью менее 2000 мкм² в количестве до 1 % поэтому их можно расценивать как «следы» (рис. 7).



Рис. 7. Включения ледебурита и фосфидной эвтектики (образец № 8), ×500

Микротвёрдость металлической основы колеблется в пределах 327...428 HV.

Результаты металлографических исследований и средние значения микротвёрдости металлической основы приведены в табл. 2.

Анализ результатов проведённых металлографических исследований образцов поршневых колец и сравнение результатов с требованиями ГОСТ 9515–81 показал, что микроструктура только поршневого кольца № 4 соответствует требованиям. Микроструктура остальных колец не соответствует требованиям из-за сетки фосфидной эвтектики, присутствия цементита ледебурита и очень большого количества графита.

Таблица 2

Сводная таблица результатов исследования

Оцениваемый параметр	Номер образца кольца												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
ГРАФИТ													
Форма	ПГф4	ПГф1	ПГф4										
Распределение	ПГр7	ПГр2	ПГр4	ПГр2				ПГр3	ПГр2				
Длина, мкм	ПГд25	ПГд90	ПГд25	ПГд180	ПГд90	ПГд25	ПГд90	ПГд45	ПГд90				
Количество, %	ПГ12	ПГ10	ПГ12	ПГ10	ПГ10	ПГ12	ПГ10	ПГ12					
МЕТ.ОСНОВА													
Строение	Пл1 (перлит пластинчатый)												
Дисперсность	Пд0,3	Пд0,5	Пд0,3	Пд1,0	Пд1,4	Пд0,3	Пд1,4	Пд0,5	Пд0,3	Пд0,3	Пд0,5	Пд0,5	
Содержание	П (более 98 % перлита)												
ФОСФИДНАЯ ЭВТЕКТИКА													
Строение	ФЭ3	ФЭ3											
Распределение	ФЭр3	Ледебурита до 2 %, П2		ФЭр2	ФЭр1	ФЭр2	ФЭр1	ФЭр2	ФЭр3	ФЭр2	ФЭр1	ФЭр1	
Диаметр ячеек, мкм	ФЭд25			ФЭд1000	–	ФЭд250	–	ФЭд250	ФЭд400	–			
Площадь включения, мкм²	ФЭп2000	Цп2000		ФЭп2000									ФЭп2000
ИВ мет.основы	369	360	356	337	335	374	340	327	377	396	428	428	

Согласно проведенным исследованиям, структура и механические показатели всех образцов (кроме № 12) не соответствуют требованиям ГОСТ.

Список литературы

1. Техническая информация завода «Дальдизель».
2. Карпов, Л. Н. Надёжность и качество судовых дизелей / Л. Н. Карпов. – М. : Судостроение, 1975. – 232 с.
3. Возницкий, И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Т.1. / И. В. Возницкий. – М. : Моркнига, 2007. – 284 с.
4. ГОСТ 3443–77. Отливки из чугуна с различной формой графита. – Введ. 1988-01-07. – М. : Издательство стандартов, 1988. – 10 с.
5. ГОСТ 9515–81. Кольца поршневые металлические поршневых компрессоров. Технические условия. – Введ. 1982-01-01. – М. : Издательство стандартов, 1982. – 14 с.

УДК 621.899

Н. Н. Таращан, В. Н. Даничкин

ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОЛНОПОТОЧНОЙ ТОНКОЙ ОЧИСТКИ МОТОРНОГО МАСЛА В СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ КОМБИНИРОВАННЫМ ФИЛЬТРОВАНИЕМ

Грубая очистка моторного масла предусматривает установку одного фильтра с тонкостью фильтрации 38...45 мкм. Она не является достаточной для современных двигателей с прецизионными узлами, экстремальными условиями эксплуатации и большими интервалами технического обслуживания. Учитывая общие тенденции развития двигателестроения можно утверждать, что данный вопрос будет актуален и в будущем.

Опыт эксплуатации моторных масел показывает, что наибольший вред парам трения наносят частицы размером менее 45 мкм. Даже самое качественное масло может терять свои свойства, если в него попадают абразивные примеси.

Классический масляный фильтр удаляет до 95 % механических частиц, размер которых составляет от 38 до 45 мкм. Примеси меньшего размера почти беспрепятственно проходят сквозь поры фильтровальной перегородки и попадают в масляную магистраль. Так, в случае запуска двигателя при температуре –5 °С масло прогревается до 70 °С в течении 25...30 минут. Большую часть времени перепускной клапан открыт и неочищенное масло протекает мимо фильтрующего элемента. При этом возможно смывание загрязнений, нафильтрованных ранее, с поверхности фильтра и их последующее попадание в масляную магистраль.

Известны конструкции фильтров, предусматривающие защиту перепускного клапана. При помощи дополнительного фильтрующего элемента масло очищается от примесей размером более 100 мкм. Более мелкие частицы остаются в масле, ускоряя износ двигателя.

Сильное загрязнение дополнительного фильтрующего элемента приводит к необходимости его замены. Если данную операцию не осуществить вовремя, то это может привести к масляному голоданию двигателя и серьёзным аварийным последствиям.

Холодный пуск двигателей с подобными фильтрами может вызывать сухое трение даже в случае открытия перепускного клапана. Всё дело в том, что дополнительный фильтрующий элемент не очень хорошо пропускает масло, предварительно загустевшее на морозе.

Не все обращают внимание на тот факт, что мелкие примеси в больших концентрациях могут приводить к такому же сильному износу, как и крупные частицы в больших концентрациях.

Наиболее опасной считается «абразивная полировка», в результате которой масляная плёнка уже не может удержаться на поверхности цилиндров.

В случае работы двигателя на старом масле и низкой температуре механические частицы могут создавать серьёзные проблемы при пуске двигателя, не выполняя при этом в полной мере возложенные на них смазочные функции. Чтобы не допустить подобных явлений, двигатели с потенциально большим моторесурсом оборудуют дополнительными устройствами для снижения концентрации микрочастиц. Технически это реализуется путём установки частичнопоточного масляного фильтра тонкой очистки в масляный контур. Таким образом, дополняется действие полнопоточного фильтра грубой очистки.

Около 10 % от основного потока масла поступает в фильтр тонкой очистки. Чтобы обеспечить нужный уровень фильтрации частиц размером меньше 1 мкм, подбирают фильтрующий материал тоньше, чем у фильтра грубой очистки. Скорость же фильтрации в фильтре тонкой очистки должна быть меньше.

К преимуществам фильтра тонкой очистки можно также отнести удаление частиц небольшого размера, которые беспрепятственно проходят через фильтр грубой очистки, увеличивая при этом износ пар трения.

Существует также возможность использования комбинированной системы фильтрации масла, что позволяет примерно в два раза увеличить рабочий ресурс полнопоточных фильтров. Однако она увеличивает общую стоимость двигателя.

В литературе приводятся результаты исследований, которые позволяют утверждать, что при использовании комбинированных систем фильтрования износ подшипников коленчатого вала двигателя примерно в 2...3 раза ниже, чем при эксплуатации традиционного полнопоточного фильтра.

В тронковых двигателях внутреннего сгорания последнего поколения

доминирующее положение в системах тонкой очистки моторного масла (ММ) занимают полнопоточные и комбинированные схемы. Это обусловлено следующими обстоятельствами:

- возрастанием форсировки дизелей;
- использованием топлив низкого качества;
- улучшением эксплуатационных, в первую очередь моюще-диспергирующих и стабилизирующих, свойств смазочных масел [7, 8, 9].

Полнопоточная тонкая очистка ММ пришла на смену частичнопоточной в 80-е годы прошлого столетия и обусловлена появлением на рынке масел с высокими диспергирующими свойствами. Распространённые в то время щелевые фильтры типа ДАСФО и ЭФКП, устанавливаемые в системе смазки двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по байпасной схеме, не способны были эффективно удалять мелкодисперсные нерастворимые продукты загрязнения масла. Шламование отфильтровывание их нарушалось [10]. Защита дизеля от абразивного изнашивания осуществлялась только полнопоточными фильтрами грубой очистки, эффективность которых была недостаточна для сохранения высоких ресурсных показателей дизелей [4, 10].

Установка в системе смазки дизелей на полном потоке фильтров тонкой очистки масла способствовала повышению надёжности защиты их пар трения от опасных частиц загрязнения и обеспечивала низкую концентрацию нерастворимых продуктов в ММ, ускоряющих его окисление [3, 4]. Пропускание через полнопоточный фильтр с поверхностными фильтрующими элементами (ФЭ) всего потока масла, идущего во внутреннюю магистраль (рамовые подшипники) дизеля, способствовало повышению интенсивности его очистки от общих и зольных нерастворимых продуктов (НРП).

Полнопоточная тонкая очистка ММ, когда через фильтр проходит всё масло, идущее во внутреннюю маслораспределительную магистраль, практически вытеснила системы очистки с подключаемыми байпасно (на ответвлении) частичнопоточными фильтрами. Это обусловило надёжную защиту фильтром тонкой очистки масла полнопоточного (ФТОМП) пар трения дизеля от абразивных частиц, соизмеримых по диаметрам с толщиной масляного клина (смазочной плёнки). Применение ФТОМП способствовало также снижению общего загрязнения ДВС углеродистым отложением, так как обеспечивало поддержание концентрации мелкодисперсных нерастворимых продуктов в ММ групп B_2 и Γ_2 на уровне, не вызывающем его интенсивное старение.

Неплохие результаты по этому показателю имели комбинированные маслоочистительные комплексы (КМОК), сочетающие фильтры грубой очистки (ФГО) с центробежными очистителями (ЦО) и центробежными сепараторами (ЦС). Таким образом, можно констатировать, что в настоящее время большинство ДВС, особенно быстроходных и повышенной частоты вращения, имеют особенность, когда через фильтр, устанавливаемый в нагнетательной магистрали системы смазки (СС) перед масляным

холодильником, проходит весь поток масла, идущий на смазку деталей двигателя. Исходная номинальная толщина отсева применяемых фильтровальных материалов (ФМ) обычно составляет 25...50 мкм. Это значит, что в пары трения дизеля частицы с размерами выше указанных практически не попадают. Основные характеристики полнопоточных фильтров рассматриваемого типа, элементов к ним и современных отечественных ФМ приведены в работах [1]. Эффективность ФТОМП в сравнении с фильтрами грубой очистки (ФГО) и комбинации последних с частичнопоточными очистителями типа ДАСФО показаны на рис. 1. Как видно из приведенного рисунка, наименьший износ *I* деталей ДВС наблюдается при применении полнопоточных фильтров тонкой очистки масла.

Наибольшее влияние по этому показателю фильтры масляные, полнопоточные (ФМП) оказывает на состояние вкладышей мотылёвых и рамовых подшипников и соответствующих шеек коленчатого вала двигателя, что связано с более интенсивной циркуляцией абразивных частиц через эти узлы по сравнению с другими. Скорость изнашивания вкладышей и шеек коленвала при применении ФТОМП при этом была в 1,85 раза меньше, чем при очистке масла частичнопоточными фильтрами в комбинации с ФГО (см. рис. 1).

Если же в дизеле осуществляется только грубая очистка, то разница в износе сравниваемых вариантов была еще разительнее – в 2,44 раза.

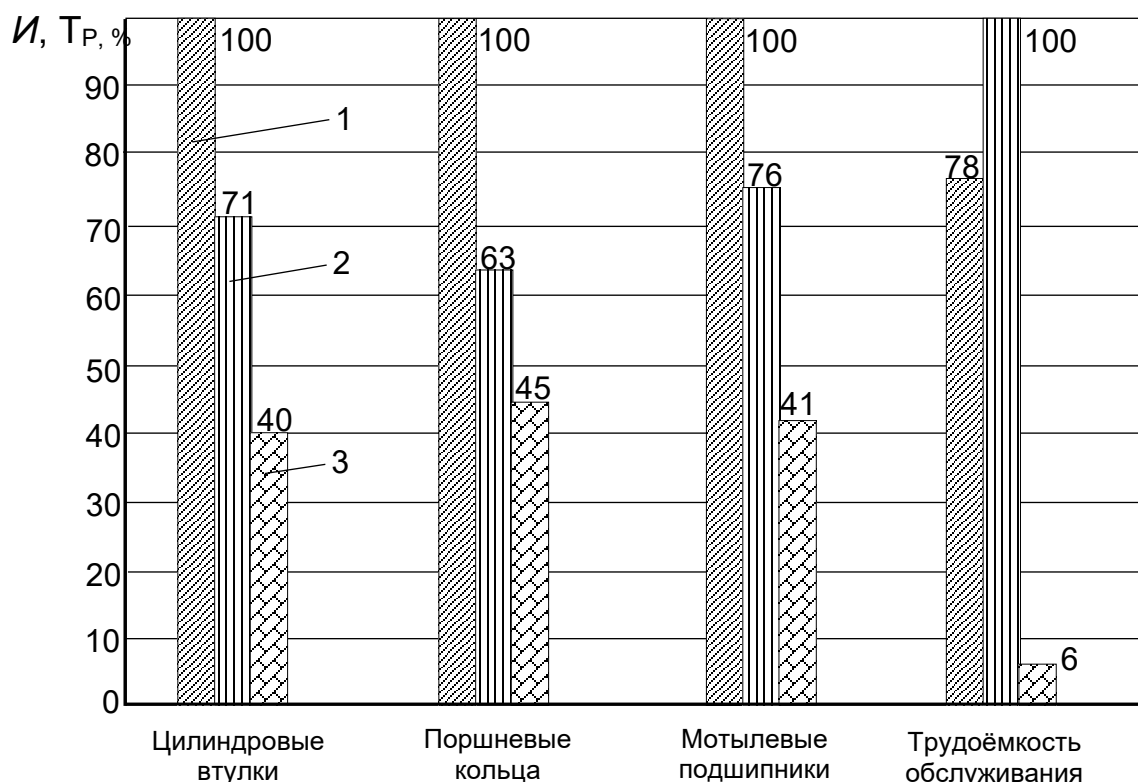


Рис. 1. Износ основных деталей дизелей и трудоемкость обслуживания маслоочистителей при очистке масла фильтрами:

1 – грубой очистки; 2 – частичнопоточными; 3 – полнопоточными

По поршневым кольцам эффект от действия полнопоточного тонкого фильтрования по сравнению с частичнопоточным в комбинации с ФГО не так значителен. Зафиксировано уменьшение скорости изнашивания этих деталей всего в 1,4 раза. По сравнению с грубой очисткой дополнительное подключение частичнопоточных фильтров снижает изнашивание поршневых колец на 37 %. Применение ФТОМП уменьшает *И* этих деталей относительно ФГО на 56 % (см. рис. 1).

Сопоставление данных по скорости изнашивания цилиндрических втулок показывает, что тонкая очистка ММ по сравнению с грубой улучшает этот показатель в 1,4...2,1 раза. Верхний предел улучшения *И* соответствует применению полнопоточной схемы тонкой очистки масла, нижний – частичнопоточной.

Приведенное сопоставление эффективности различных систем очистки ММ относится к судовым тронковым дизелям. Оно показало, что в рассматриваемом варианте эффект от применения ФТОМП по сравнению с другими фильтрами несколько ниже чем в опубликованных данных, например по сравнению с автомобильными двигателями. [4, 5] Применение ФТОМП для автомобильных двигателей показывает более высокие значения, является более результативной. Такое явление обусловлено более интенсивным загрязнением ММ автомобильных ДВС абразивными частицами кварцевой пыли. Поэтому здесь грация фильтров по эффективности очистки масла проявляется ярче.

Попытка увеличения интенсивности очистки масла ФТОМП от общих и зольных НРП не привела к успеху по причине мелкодисперсности загрязнений при применении масел с высокими диспергирующими свойствами. Это хорошо видно на примере уменьшения номинальной тонкости отсева ФТОМП в дизеле с системой смазки, в которой переливной клапан расположен во внутренней маслораспределительной магистрали. Достоинство такой СС состоит в поддержании давления масла перед потребителями (подшипниками) на постоянном уровне.

В последние годы полнопоточная тонкая очистка ММ в быстроходных и среднеоборотных дизелях малой и средней мощности доминирует (рис. 2). При модернизации СС она вытеснила ФГО в дизелях выпуска 70–80 гг. прошлого столетия. Однако в форсированных ДВС последнего поколения, особенно эксплуатирующихся на низкосортных топливах, эффективность ФТОМП не достаточна для обеспечения заданных техническими условиями ресурсных показателей двигателей [12]. Это обусловлено повышением интенсивности старения ММ в этих дизелях из-за их форсировки, более высокой скоростью загрязнения масла НРП. Последнее вызвано увеличением сажеобразования при снижении полноты сгорания утяжелённых топлив [5]. Так же этому процессу способствует углубление переработки нефти.

Обобщая приведённые данные по эффективности использования ФТОМП в различных условиях эксплуатации ДВС можно констатировать:

– полнопоточная тонкая очистка ММ в судовых дизелях фильтрованием является самым распространенным и эффективным методом надёжной защиты их пар трения от наиболее опасных частиц механических примесей;

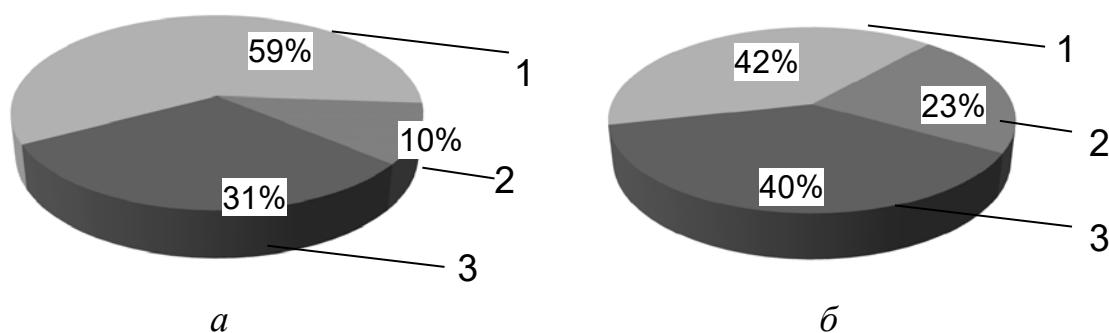


Рис. 2. Распределение маслоочистки в судовых тронковых дизелях:
а – по количеству двигателей; б – по мощности; 1 – ФТОМП;
2 – саморегенерирующий фильтр; 3 – КМОК (ФГО+ЦО или ЦС)

– глубина очистки смазочного масла ФТОМП от мелкодисперсных нерастворимых примесей во многих случаях, особенно при применении в форсированных дизелях остаточных топлив, не достаточна для торможения старения ММ и перевода их в разряд долгорботающих;

– выявлена область функционирования ФТОМП, для которой требуется увеличение интенсивности очистки масла от НРП и снижение грязевой нагрузки на полнопоточный фильтр;

– наибольшее влияние на эффективность ФТОМП, оказывают диспергирующе-стабилизирующие свойства и угар масла, скорость поступления в систему смазки нерастворимых загрязнений.

Список литературы

1. Таращан, Н. Н. Идентификация области рационального использования комбинированной тонкой очистки моторного масла в судовых дизелях / Н. Н. Таращан, Г. П. Кича // Вестник морского государственного университета. – Владивосток : Мор. гос. ун-т., – 2012. – Вып. 52. – С. 46–54.
2. Венцель, С. В. Применение смазочных материалов в двигателях внутреннего сгорания / С. В. Венцель. – М. : Химия, 1979. – 240 с.
3. Гидродинамика и сепарация в гидроциклонах / А. А. Кузнецов, А.М. Кутепов, Е. А. Непомнящий, Н. Г. Терновский // Изв. вузов. Химия и химическая технология. – 1983. – Т. 26. – Вып. 3. – С. 373–377.
4. Григорьев, М. А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания / М. А. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1983. – 147 с.
5. Григорьев, М. А. Тенденции развития систем смазки автомобильных двигателей : обзорная информация / М. А. Григорьев, Г. А. Бабкин, Ю. М. Рогозин. – М. : НИИИНАВТОПРОМ, 1979. – 87 с.
6. Гулин, Е. И. Справочник по горюче-смазочным материалам в судовой технике / Е. И. Гулин, В. А. Сомов, Н. М. Чечот. – Л. : Судостроение, 1981. – 320 с.
7. Кича, Г. П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г. П. Кича, Б. Н. Перминов, А.В. Надёжкин. – Владивосток : Мор. гос. ун-т., 2011. – 372 с.

8. Осипов, О. В. Повышение эффективности очистки моторного масла в судовых тронковых дизелях при конвертировании их на низкосортные топлива : дис. канд. техн. наук: 05.08.05 / Осипов Олег Владимирович. – Владивосток, 2001. – 276 с.

9. Перминов, Б. Н. Научно-технические основы эффективного маслоиспользования в судовых тронковых дизелях / Б. Н. Перминов. – Владивосток : Мор. гос. ун-т., 2005. – 378 с.

10. Никифоров, О. А. Повышение эффективности масляных систем быстросходных судовых дизелей / О. А. Никифоров. – Л. : Судостроение, 1970. – 224 с.

11. Сомов, В. А. Повышение долговечности судовых дизелей / В. А. Сомов, Б. С. Агеев, В. В. Чурсин, Ю. М. Шепельский. – М. : Транспорт, 1983. – 167 с.

12. Kuhn, N. Olfilterkombination 100FOR1-1 und 250FOR1-2 / N. Kuhn // KFT. – 1975. – N 9. – S. 266–268.

УДК 621.43.05 : 621.43 : 629.5

Н. Н. Таращан, А. С. Гольдербайн, В. Г. Листовский

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ НА СОВРЕМЕННОМ КОММЕРЧЕСКОМ ФЛОТЕ ГАЗОТОПЛИВНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Новые требования Международной Конвенции МАРПОЛ требуют более тщательного планирования и выбора судового оборудования в целях соблюдения баланса между выполнением нормативных требований и экономической эффективностью эксплуатации судна.

Система международных стандартов устанавливает, что для судов, построенных после 1 января 2011 г., должно быть обеспечено снижение выбросов окислов азота на 20 % по отношению к уровню 2000 г., а для судов, построенных после 1 января 2016 г. – на 80 % (рис. 1).

При этом наиболее жёсткие требования устанавливаются для районов контроля выбросов вредных веществ (Emission Control Areas – ECA), к числу которых относятся Балтийское и Северное моря, прибрежные воды США и Канады, Карибское море, Средиземное море, побережье Японии, Малаккский пролив и др. В этих районах новые экологические требования поэтапно вводятся в действие в первую очередь. Для России переход на новые экологические стандарты имеет особую актуальность, т. к. маршруты основной части её морских грузоперевозок проходят через районы контроля выбросов, в частности через Балтийское и Северное моря

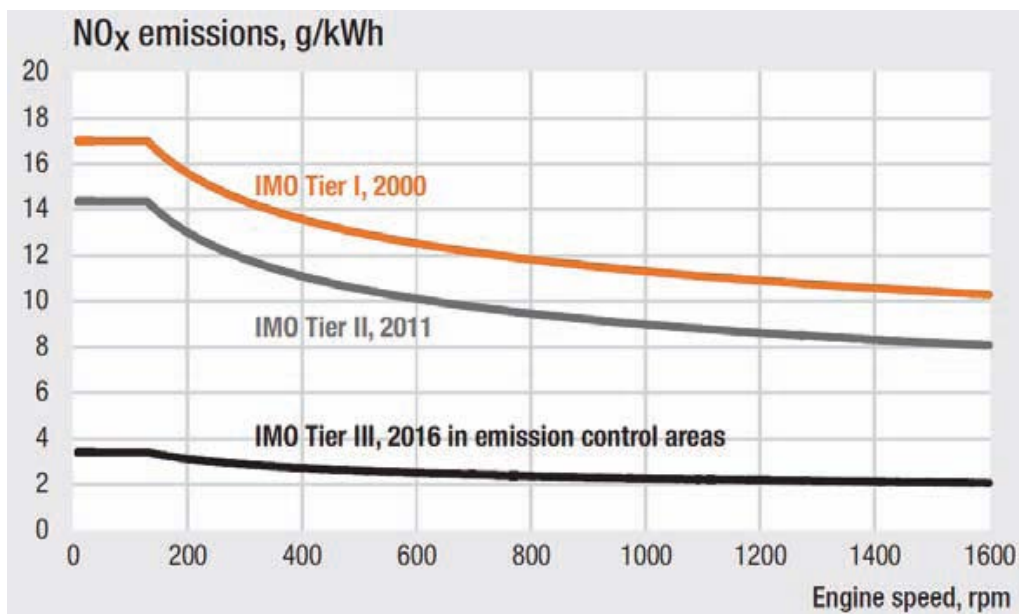


Рис. 1. Требования Международной морской организации (ИМО) к количеству вредных выбросов NO_x в окружающую среду (2000 г., 2011 г., 2016 г. соответственно)

В сложившейся ситуации судовладельцы, операторы судов и бункерные компании сформировали три основных варианта решения данной проблемы:

- переход на более чистый и дорогостоящий вид топлива (дистилляты, в том числе газойль);
- использование оборудования по очистке судовых выхлопов (скрубберы);
- использование газомоторного топлива.

Каждый из указанных вариантов имеет недостатки.

Среди основных недостатков перехода судов на газойль необходимо отметить, что для части торгового флота это затруднено вследствие изношенности топливной судовой аппаратуры. Кроме того, цена на газойль имеет тенденцию к росту, которая будет усиливаться с увеличением спроса на этот вид топлива.

Основными недостатками скрубберов (устройство, используемое для очистки твёрдых и газообразных сред от примесей в различных химико-технологических процессах) являются:

- большие размеры и вес устройства, что позволяет их использовать только на крупногабаритных судах;
- высокая стоимость устройства;
- требуются технические решения по системе сепарации и снижению веса устройства.

Использование на судах газомоторного топлива даёт ощутимый экономический и экологический результат. Однако этот результат сопряжён рядом факторов и недостатков, с которыми необходимо считаться.

Основными факторами, ограничивающими использование сжиженного природного газа (СПГ) в качестве моторного топлива на судах, являются:

- отсутствие береговой инфраструктуры для поставки и хранения СПГ;
- приспособление к работе на газе главных двигателей и энергетической установки;
- дополнительная кубатура для хранения бункера СПГ на судне;
- создание специальных газотопливных систем;
- необходимость переподготовки плавсостава на судах.

На основе анализа зарубежного опыта использования газомоторного топлива (действующие и перспективные проекты судов) установлено, что газомоторное топливо может использоваться в пяти типах судовых энергетических установок: дизельных (четырёхтактных, двухтактных и газовых), газовых и паровых турбинах.

Разработка дизельных установок (двух- и четырёхтактных), работающих на газомоторном топливе, для крупнотоннажных судов активно начала внедряться в жизнь ведущими мировыми производителями судовых дизельных двигателей (MAN, Wartsila) в начале 2000-х годов. Характеристика основ смесеобразования, принципа воспламенения и регулирования судовых газотопливных двигателей внутреннего сгорания изложена в табл. 1.

Таблица 1

Классификация газотопливных двигателей внутреннего сгорания

Двигатели, работающие на природном газе		
По способу смесеобразования	По типу воспламенения топливно-воздушной смеси	По принципу регулирования
Двигатели с внешним смесеобразованием	Газовые двигатели с принудительным воспламенением от электрической искры	Двигатели с количественным регулированием
Двигатели с внутренним смесеобразованием (раздельная подача газа и воздуха в цилиндрах)	Газовые двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	Двигатели с качественным смесеобразованием регулированием
	Газодизели с самовоспламенением от запальной дозы дизельного топлива	Двигатели со смешанным регулированием

Основным вопросом при постройке крупнотоннажных судов, использующих газотопливный двигатель, является выбор типа и места расположения ёмкостей для хранения газомоторного топлива, которое требует в

четыре раза большего объёма по сравнению с дизельным топливом. Размещение ёмкостей для газомоторного топлива рассматривается в двух вариантах – в корпусе судна и на открытых палубах.

Преимущества использования газового топлива:

- сокращение выбросов в атмосферу;
- снижение влияния цены топлива на общие эксплуатационные расходы;
- повышение эффективности работы двигателей;
- снижение расхода топлива;
- соотношением теплотворной способности (LCV) мазута и природного газа: LCV мазута – 9,700 ккал/кг. LCV природного газа – 11,940 ккал/кг. Соотношение – 1 : 0,56. Теплотворная способность газа на 43 % выше теплотворной способности мазута.

На сегодняшний день ведущие мировые двигателестроительные фирмы предлагают два типа многотопливных двигателей – многотопливный двигатель с подачей газомоторного топлива высокого давления и многотопливный двигатель с подачей газомоторного топлива низкого давления.

Преимущества многотопливного двигателя с подачей газомоторного топлива *высокого* давления:

- впрыск газового топлива под большим давлением обеспечивает высокую эффективность как двухтактных, так и четырёхтактных дизелей;
- отсутствуют выбросы несгоревшего метана;
- допускается различный состав топливных смесей;
- переоборудование существующих дизелей для работы на газомоторном топливе не требует существенных объёмов работ по модернизации.

Недостатки:

- требуется принятие дополнительных мер по снижению уровня выбросов окислов азота NO_x до требований соответствующего этапа III;
- подача газомоторного топлива под давлением до 350 бар требует дополнительной компрессии.

Преимущества многотопливного двигателя с подачей газомоторного топлива *низкого* давления:

- давление подачи газовой смеси 4...5 бар;
- высокая энергоэффективность при высоких нагрузках;
- низкий уровень выбросов окислов азота NO_x , соответствующий нормативам этапа III;
- допускает различный состав топливных смесей.

Недостатки:

- возможен выброс несгоревшего метана в атмосферу;
- ограничена возможность контроля процессов сгорания в цилиндрах;
- переоборудование существующих дизелей для работы на газе требует существенных объёмов работ по модернизации.

Для устойчивой и надёжной работы газотопливного двигателя почти всеми ведущими фирмами предлагается двухтопливный режим работы.

Так, фирма Energy Conversion указывает на то, что дизель может работать в двухтопливном режиме, на котором используется природный газ с незначительным количеством дизельного топлива в качестве запального. Проблема возможной детонации, ограничивающей возможность сжатия газозвушной смеси в цилиндре, решается путём использования обеднённой газозвушной смеси, – чем беднее газозвушная смесь, тем большее сжатие допустимо в цилиндре.

Фирма Rolls-Royce предлагает двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Отто на «бедной» смеси с внешним источником воспламенения (форкамерно-факельный процесс). Это позволяет значительно увеличить цилиндговую мощность двигателя при высоких значениях экономичности.

После того как дизелестроительные фирмы организовали производство двухтопливных ДВС, работающих на природном газе по циклу Дизеля с воспламенением топлива в цилиндре от сжатия, этот тип двигателя стал получать всё большее распространение на судах-газовозах, а затем – и на судах других типов, использующих газ в качестве топлива.

Существенным преимуществом газодизельного цикла является то, что мощность источника зажигания в нём значительно больше, чем в двигателе с искровым зажиганием, кроме того, рабочая смесь поджигается не в одной точке у холодной стенки, а в центре заряда.

Благодаря этому одной из важных особенностей газодизельного процесса является возможность надёжной работы двигателя на обеднённой рабочей смеси. При таком способе сохраняется возможность быстрого перехода с газового топлива на дизельное и обратно.

У быстроходных дизельных двигателей расход жидкого топлива, используемого для воспламенения и полного сгорания газозвушной смеси, составляет 10...20 % количества, расходуемого при обычном дизельном процессе.

В средне- и малооборотных двигателях требуется лишь 5...8 % дизельного топлива для воспламенения.

В настоящее время уже есть опытные модели двигателей, использующие 1 % пилотного топлива, и ведутся работы по дальнейшему уменьшению его количества. Именно такой способ воспламенения реализован фирмой Wärtsilä в двухтопливном двигателе 20 DF.

Газодизельный процесс при внутреннем смесеобразовании с непосредственным впрыском газа в цилиндр реализован фирмой MAN в двигателе L 51/60 DF. В конструкции двигателя L 51/60 DF предусмотрен впрыск в цилиндр газового топлива и жидкого дизельного топлива, причём минимальное необходимое количество жидкого топлива зажигания (пилотного) уменьшено до 1 % от общего потребления.

Помимо экономии жидкого топлива уменьшение пилотного топлива очень важно для уменьшения выбросов NO_x . Так, при работе на газовом топливе двигатель L 51/60 DF выделяет всего 1,5 г/(кВт/ч) NO_x , что полностью соответствует требованиям Приложения VI к МК МАРПОЛ (уровень Tier III) для особых районов контроля выбросов NO_x . Аналогичный показатель для двигателей с 6 % пилотного топлива составляет 14 г/(кВт/ч) NO_x .

В мире на газомоторном топливе работают уже 38 судов-негазовозов: автомобильно-пассажирские паромы (20 ед.), суда обеспечения буровых платформ (12 ед.), химовозы (1 ед.), ролкеры (1 ед.), сухогрузы (1 ед.), патрульные суда (3 ед.).

По данным DNV, в июле 2013 года заказаны 30 судов, использующих СПГ в качестве второго топлива для главных двигателей: 5 паромов, 7 судов обеспечения буровых платформ, 4 буксира, 4 судна Ro-Ro, 3 пассажирских ролкера, 2 контейнеровоза, 2 газовоза, 1 судно для генеральных грузов, 1 портовое судно и 1 патрульный катер.

В целом это обусловлено тем, что газомоторное топливо позволяет полностью исключить выброс окислов серы и твёрдых частиц, снизить на 90 % выбросы окислов азота и на 30 % уменьшить выбросы углекислого газа.

Список литературы

1. Завлин, М. Я. Современное состояние и задачи дальнейшего исследования смесеобразования в дизеле / М. Я. Завлин // Двигателестроение. – 1991. – № 5. – С. 52–56.

2. Брандобовский, С. С. Проблемы исследования природного газа в качестве моторного топлива / С. С. Брандобовский // Информационное обозрение. Серия: Природный газ в качестве моторного топлива. Использование газа. – М. : ИРЦ. Газпром, 1996. – 37с.

3. Аринин, И. Н. Управление работоспособностью газодизельного двигателя 12 ГД Ч 26/26, работающего в условиях стационара / И. Н. Аринин // Известия высших учебных заведений. – М. : Машиностроение. – 2007. – № 2. – С. 38–41.

4. Лисицин, Е. Б. Повышение эффективности использования газового топлива в газодизельных двигателях : дис. канд. тех. Наук / Е. Б. Лисицин. – М. : 2010.

6. Епифанов, В. С. Эксплуатация судовых энергетических установок на природном газе / В. С. Епифанов. – М. : ТрансЛит, 2010. – 212 с.

Кулешов И. И., Фокин С. М., Чернаткин И. И.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ПЛУНЖЕРОВ ТНВД МЕТОДОМ ДВУХСЛОЙНОГО ХРОМИРОВАНИЯ

В процессе эксплуатации значительное снижение надёжности и долговечности топливных насосов высокого давления (ТНВД) связано с износом узлов трения, т. е. плунжерных пар, в результате которого большая часть насосов преждевременно выходит из строя. Основными причинами отказов ТНВД является чрезмерный износ, что снижает его производительность, вызывает падение давления подачи топлива. Это вызывает падение мощности судового двигателя внутреннего сгорания (СДВС) и затрудняет его запуск.

Плунжерные пары ТНВД являются прецизионными деталями. Назначение плунжерной пары ТНВД заключается в создании требуемого давления для впрыска топлива форсункой. Для этого требуется создать такое давление, которое преодолет усилие пружины форсунки. С этой целью ТНВД должен создавать давление топлива в пределах от 10 до 20 МПа. При работе плунжерной пары промежуточные уплотнители не используются. Герметичность такого насоса достигается за счёт малых зазоров (5...20 мкм) в паре втулка-плунжер. В процессе работы происходит износ трущихся поверхностей. Соответственно возрастает зазор в сопряжении. Следствием этого является падение давления подачи топлива насоса, что влечёт за собой снижение давления на форсунку, снижение мощности двигателя. Так как величины износов сравнительно малы, то, практически, единственным способом восстановления плунжерной пары является пористое хромирование плунжера с последующей притиркой во втулке. Важно отметить, что процесс хромирования применяется не только для восстановления изношенных деталей, но и для повышения надёжности новых.

Способ хромирования рекомендуется для устранения износа до 0,3 мм. Хром наращивают на изношенную поверхность детали, которую затем обрабатывают под размер сопрягаемой детали [1, 2]. Однако, при проведении ремонта плунжерных пар возникают ситуации, когда износ превышает максимальную толщину хромового покрытия, а другие методы не являются решением для данной ситуации. В данном случае целесообразно использовать метод двухслойного хромирования [3].

Целью данной работы является исследование возможности восстановления плунжера ТНВД судового СОД типа MAN 5L21/31 методом двухслойного хромирования. В качестве раствора для хромирования предложен

следующий состав электролита: хромовый ангидрид (CrO_3) – 250 г/л; серная кислота (H_2SO_4) – 2,5 г/л. Аноды выполнены в виде цилиндрических прутков (свинец-сурьма). Соотношение площадей анодов и детали 2:1 [1, 3].



Рис. 1. Общий вид втулки ТНВД

Перед проведением исследования определялось техническое состояние плунжерной пары. Общий вид втулки ТНВД представлен на рис. 1. При проведении определения состояния было определено:

– во втулке над окнами присутствуют следы водородного изнашивания (рис. 2);

– присутствуют следы задиров на головке плунжера, при этом плунжер был хромирован (рис. 3).

Визуальный осмотр позволил установить, что втулка и плунжер находятся в неработоспособном состоянии. В данном случае следы изнашивания втулки ТНВД распространяются на значительную площадь, а также глубину. Плунжер также имеет глубокие следы задиров. Установлено, что плунжер до выполнения данного исследования был восстановлен методом хромирования. Для того чтобы установить глубину задиров, было принято решение о съёме покрытия.



Рис. 2. Износ окон втулки ТНВД

Съём хрома выполнялся в ванне электрохимического обезжиривания следующего состава: едкий натрий – 15...25 г/л; углекислый натрий – 15 г/л; тринатрийфосфат – 15 г/л; жидкое стекло – 3 г/л. Режим работы: плотность тока 10 а/дм², температура электролита – 60...80 °С. Электрохимическое обезжиривание проводилось в два этапа: вначале деталь вешивалась в качестве катода на время до удаления хромового покрытия, затем в качестве анода на 1...2 мин. Этим устраняется возможность насыщения обрабатываемой поверхности водородом [3]. Переключение полюсов постоянного тока производится двухполюсным переключателем. После снятия хрома с плунжера установлено, что задиры распространяются только на хром. Основной металл не повреждён. Для того, чтобы устранить следы износа втулки, использован метод растирания втулки разрезным чугуном притиром. Обработка втулки разрезным притиром велась до полного удаления дефекта втулки (рис. 4)



Рис. 3. Следы задира плунжера



Рис. 4. Растёртая штука ТИВД

После притира втулки и снятия хрома с плунжера зазор в сопряжении увеличился. Для определения действительных размеров втулки и плунжера использовались калибры. Один из калибров (рис. 5, а) применяют для измерения отверстий во втулках, а другой (рис. 5, б) – для измерения диаметров плунжеров.

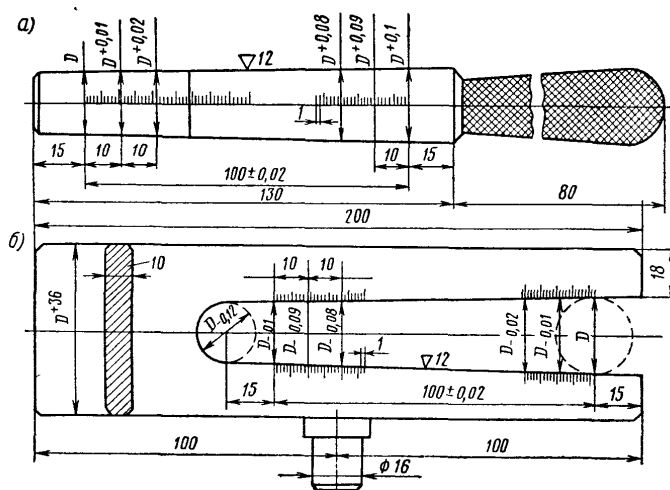


Рис. 5. Конусные калибры для замера диаметров втулки (а) и плунжера (б)

Зазор между втулкой и плунжером должен составлять 5...7 мкм. После проведения притирки и снятия хрома зазор в сопряжении составил 0,49 мм. Как уже было отмечено, технология восстановления деталей хромированием позволяет наносить покрытия толщиной до 0,3 мм. Зазор в паре превышает максимальную толщину электролитического покрытия хрома. Для того чтобы избежать перепаривания втулки плунжера принято решение восстановления пары методом двухслойного хромирования [3]. Технология получения двухслойного хромового покрытия заключается в следующем: первый слой молочного хрома осаждается при температуре 50...55 °С и плотности тока – 30 А/дм²; второй слой осаждается при режиме твёрдого пори-

стого хромирования, когда температура электролита составляет 55...60 °С, а плотность тока – 55 А/дм².

Вначале деталь, покрытая хромом, обрабатывается в хромовом электролите на аноде при плотности тока 25...35 А/дм² в течение 10...20 с. Затем деталь переключается на катод и хромирование ведётся, начиная с минимального тока (практически с нуля) с постепенным увеличением плотности тока и доведением её в течение 5 мин до требуемого значения. Такая методика хромирования позволяет получать прочно сцепленное покрытие даже в тех случаях, когда осаждение первого слоя велось много времени назад.

При таком способе хромирования на первой ступени обеспечивается получение беспористого молочного осадка, на второй – наиболее износостойкого для данной температуры электролита покрытия. Применением реверсирования тока в конце процесса двухслойного хромирования можно получить поверхностную пористость хрома – покрытие хромом, пригодное для деталей машин при трении в жёстких условиях, при недостаточной смазке и т. д. [3].

Вторая ступень двухслойного хромирования характеризуется получением требуемого вида хрома. Для плунжеров ТНВД наиболее приемлемым является пористый хром. При этом, в основном, используется покрытие с порами канальчатого типа. Однако, существует также способ хромирования с получением пористости точечного типа [3, 5]. В работе рассматривается хромирование с получением пор точечного типа.

Хромирование плунжера выполнялось при режимах, приведённых в табл. 1.

Таблица 1

Параметры двухслойного хромирования

	Плотность тока, А/дм ²	Температура электролита, °С	Толщина слоя, мм
Первая ступень	30	50 ± 2	0,30
Вторая ступень	50	58 ± 2	0,22

Для того чтобы после хромирования получить пористость, хромированную поверхность подвергалась анодному травлению (дехромированию). Анодное травление выполнялось после второй ступени хромирования. Режимы анодного травления приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры анодного травления

Тип пористости	Анодная плотность тока, А/дм ²	Температура электролита, °С	Толщина слоя, мм	Время, с
Точечный	50	55 ± 1	0,25	480

Общий вид восстановленного плунжера методом двухслойного хромирования приведён на рис. 6.



Рис. 6. Общий вид восстановленного плунжера

Хромирование с пористостью точечного типа характеризуется высоким значением микротвёрдости. При получении хрома с порами канальчатого типа, твёрдость поверхности варьируется в пределах от 50 до 90 HRC [2, 6]. При этом твёрдость хромового покрытия с порами точечного типа составляет 80...110 HRC. В работах [3, 5, 6] отмечено, что хром с точечными порами наряду с канальчатым пористым хромом обладает высокой износостойкостью и прирабатываемостью.

Для того чтобы определить вид полученного хромового покрытия плунжер был рассмотрен под микроскопом. Исследование проводилось на микроскопе Leica DM4000 M при увеличениях от $\times 50$ до $\times 1000$ раз. Структура хромового покрытия с точечными порами до анодного травления показана на рис. 7.

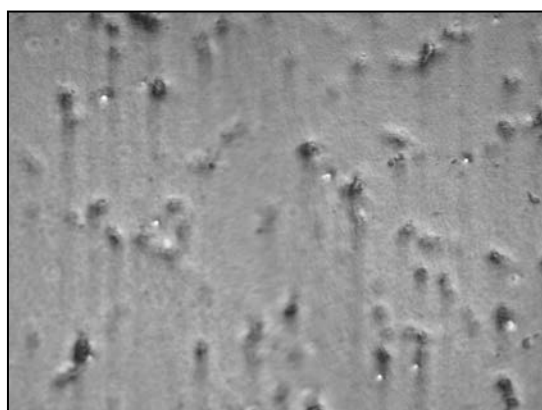


Рис. 7. Структура хромового покрытия с точечной пористостью, $\times 1000$

Для сравнения на рис. 8 приведена структура хромового покрытия с канальчатой пористостью.

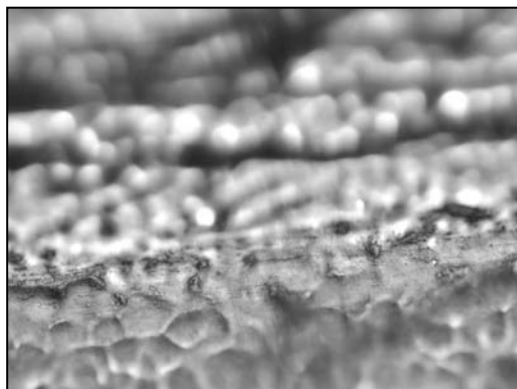


Рис. 8. Структура хромового покрытия с канальчатой пористостью, $\times 1000$

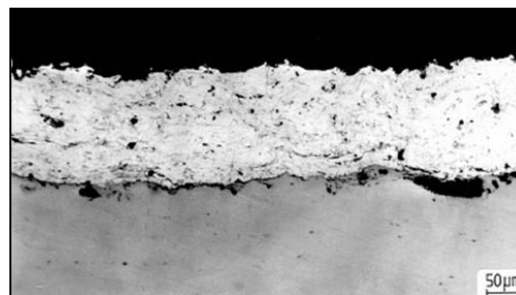


Рис. 9. Поперечный микрошлиф хромового покрытия с точечной пористостью, $\times 1000$

Также было проведено двухслойное хромирование стального образца. Поперечный микрошлиф приведён на рис. 9.

В результате анодного травления точечного пористого хрома расширение пор идёт в ширину, оставляя на поверхности отдельные точки хрома. Данный вид покрытия обладает наилучшей прирабатываемостью [3]. Схема формирования поверхности в процессе получения точечного пористого хрома приведена на рис. 10. Окончание процесса хромирования с точечной пористостью характеризуется наличием очень мелких точечных пор (рис. 10, *а*). Затем, с целью увеличения размера пор проводится анодное травление, характеризующееся увеличением пор по поверхности покрытия (рис. 10, *б*, *в*, *г*).

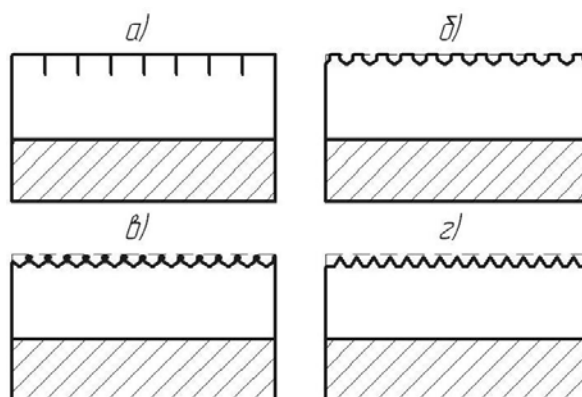


Рис. 10. Схема формирования точечного пористого хромирования

После того, как плунжер был восстановлен и расчехлён, выполнялась его притирка совместно с втулкой. Притирка выполнялась с применением алмазной пасты ГОСТ 25593–83 размером 2/1 на начальном этапе до состояния свободного вращения во втулке и полного покрытия пастой плунжера. На следующем этапе притирка выполнялась с применением пасты размером 3/2 (номинальный зазор) до аналогичного состояния. После этого

проводились гидравлические испытания плунжерной пары в соответствии с ГОСТ 10578–95. Время падения давления с 20 до 10 МПа должно варьироваться в пределах от 20 до 30 с. При проведении испытания было определено, что время падения давления составило 23 с. Следовательно, плунжерная пара находится в исправном состоянии и может быть использована в дальнейшем.

Список литературы

1. Тихненко, В. Г. Технология восстановления изношенных деталей хромированием / В. Г. Тихненко // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2008. – №3. – С. 115–116.
2. Плешаков, В. В. Повышение эффективности процесса восстановления деталей транспортного машиностроения хромированием / В. В. Плешаков // Вестник МГУПИ. – 2012. – № 43. – С. 58–65.
3. Гончаренко, К. С. Пористое хромирование деталей машин / К. С. Гончаренко. – М. : Машиностроение, 1968. – 192 с.
4. Вирбилис, С. Гальванотехника для мастеров / С. Вирбилис. – М. : Металлургия, 1990. – 208 с.
5. Гусев, А. С. Повышение стойкости режущего инструмента с использованием многослойных покрытий / А. С. Гусев, А. А. Поляков // Материалы конференции «Advances in current natural sciences». – 2012. – № 6. – С. 174–175.

УДК 629.5.083.5

С.В. Ворохобин

СОСТОЯНИЕ И ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОГО СУДОРЕМОНТА

Порты Приморского края связывают Россию со странами Азиатско-тихоокеанского региона. В портах работают различные судоходные компании, осуществляющие грузовые и пассажирские перевозки, а также компании по добыче и переработке морепродукции. В процессе эксплуатации суда получают различные повреждения, судовое оборудование выходит из строя. Для поддержания и восстановления работоспособного состояния судовых технических средств и судов в целом функционирует система технического обслуживания и ремонта судов, основой которой являются различные судоремонтные предприятия.

Судоремонтное производство на Дальнем Востоке России появилось в конце XIX века. В первые годы своего становления судоремонтное производство развивалось, в основном, для обеспечения ремонта кораблей Сибирской флотилии (Тихоокеанского военно-морского флота). Первая судоремонтная мастерская была заложена уже в год основания военного поста Владивосток в 1860 г. В 70-х годах на базе судоремонтных мастерских начал создаваться Дальневосточный механический казенный завод (в настоящее время Дальзавод). В 90-х годах в г. Владивостоке появились мастерские для ре-

монта гражданских судов, со временем ставшие судоремонтным заводом Добровольного флота (впоследствии завод № 2 Наркомфлота) [3].

В 1928 г. в г. Владивостоке на базе частных ремонтных мастерских был создан завод «Металлист», который ремонтировал катера, баржи, различное промысловое оборудование. Впоследствии завод изготавливал баржи, горно-шахтное и железнодорожное оборудование. В настоящее время это предприятие не существует [3].

В 1928...1937 гг. началось интенсивное пополнение морского транспортного и рыбопромыслового флотов новыми судами отечественной и зарубежной постройки. Это вызывало необходимость строительства новых судоремонтных заводов в гг. Советская Гавань, Магадан, п. Находка. Кроме ремонта судов заводы строили новые суда (катера, баржи и т. д.), изготавливали запасные части и различную машиностроительную продукцию [3].

В послевоенные годы в связи с интенсивным хозяйственным освоением Тихоокеанского побережья Дальнего Востока, увеличения объёмов морских перевозок, добычи рыбы и морепродуктов, значительно возросла и мощность судоремонтной базы региона. В 1946...1955 гг. были построены новые заводы в гг. Владивостоке и Находке, бухте Гайдамак (п. Ливадия). В течение последующих лет – в гг. Петропавловске-Камчатском, Холмске, Невельске, Охотске, п. Преображение, бухте Славянка и др. [3].

При этом все судоремонтные предприятия управлялись судовладельцами как вспомогательные производства. Все ведомства имеющие флот (Военно-морской флот, Министерство морского транспорта, Министерство рыбного хозяйства и др.) стремились создать и подчинить себе судоремонтные предприятия.

В настоящее время суда ремонтируются на судоремонтных предприятиях независимо от ведомственной или отраслевой принадлежности.

В 90-е годы XX века с падением потребности в ремонте судов в связи со значительным сокращением численного состава национального флота, уровень специализации на многих отечественных судоремонтных предприятиях существенно снизился, а на смену планово-предупредительной системе ремонта пришла система ремонта по фактическому состоянию судов [2].

С этого времени начался распад судоремонтной отрасли Дальнего Востока России. Помимо упомянутого завода «Металлист» прекратили свое существование и другие судоремонтные предприятия г. Владивостока. Так, например, на базе ОАО «Владивостокский судоремонтный завод», который был создан в 1890 году, в настоящее время работает комплекс для перевалки автомобилей.

К саммиту АТЭС 2012 г. часть территории и производственных мощностей ОАО «178 ордена Трудового Красного Знамени судоремонтный завод», история создания которого начинается с 1877 года, объединены с Дальзаводом в рамках образования ОАО «Центр судоремонта «Дальзавод», а часть территории завода подверглась рекультивации в рамках про-

екта «Редевелопмент берегового фасада бухты Золотой Рог», с возведением торговых центров, пивного ресторана, гостиницы и СПА-центров.

На распад судоремонтного производства повлиял и выход на российский рынок представителей южнокорейских верфей, предлагавших короткие сроки ремонта, неплохое качество, быструю поставку запасных частей, сопоставимые цены и более гибкие финансовые условия. Постепенно значительная часть российского рыболовецкого и торгового флота стала ремонтироваться в Республике Корея. Беспшлинные поставки запасных частей для иностранного судового оборудования, совершенствование зарубежных технологий ремонта и быстро развивающаяся южнокорейская инфраструктура привели к перенаправлению финансов из России в Южную Корею [1].

Вслед за Республикой Корея активно развивала судоремонтную и судостроительную промышленность КНР. На сегодняшний день Китай является крупнейшей судостроительной державой в мире, обогнав как Японию, так и Корею. Бурное развитие судоремонта в КНР усилило конкуренцию на судоремонтном рынке, а также привело к перетеканию многих российских трудовых ресурсов за рубеж [1].

Производственные мощности судоремонтных предприятий Дальнего Востока на сегодняшний день не соответствуют потребностям флота. Более 70 % рыболовецкого и торгового флота ремонтируется за рубежом. Необходимо понимание того, что судоремонт является очень специфичным видом промышленности, для которого не применимы принципы организации серийных производств [1].

Для судоремонтных предприятий характерно единичное и мелкосерийное производство, практически отсутствует автоматизация технологических процессов. Номенклатура продукции разнообразна. Преобладают предприятия с универсальным, комплексным производством, включающим цеха и участки, охватывающие практически все стадии изготовления продукции.

Предприятия недостаточно технически оснащены, на них практически не обновляется оборудование. Оснастка, как правило, не отвечает современным требованиям.

В настоящее время существует немало факторов, сдерживающих развитие судоремонтного производства. Наряду со всеобщим спадом промышленного производства, который наблюдается в России, судоремонтные предприятия имеют дополнительные причины спада.

Основой мировой практики государственной поддержки судостроения и судоремонта являются международные соглашения заинтересованных стран и национальные законодательные акты. За рубежом поддержка государством осуществляется в целях привлечения заказов и обеспечения максимально возможной загрузки производственных мощностей судостроительных и судоремонтных предприятий [2].

Созданные российским законодательством экономико-правовые условия направлены, преимущественно, на развитие судостроительных предприятий. Судоремонтные предприятия уже длительное время остаются без существенной поддержки государства [2].

В 2006...2008 годах началось медленное восстановление производства на дальневосточных судостроительных предприятиях, сохранивших свою производственную базу, получивших от государства заказы оборонного характера. Основой этого стало принятие государственных программных актов. Были разработаны и утверждены «Стратегия развития судостроительной промышленности на период до 2020 года и на дальнейшую перспективу» и Федеральная целевая программа «Развитие гражданской морской техники» на 2009...2016 годы [3].

В настоящее время реализуется проект формирования «Дальневосточного центра судостроения и судоремонта» (ДЦСС), которое включает в себя судостроительные и судоремонтные заводы в Дальневосточном федеральном округе. В его состав входят следующие предприятия судостроения и судоремонта на Дальнем Востоке [3]:

1. ОАО «Центр судоремонта «Дальзавод», г. Владивосток.
2. ООО «Звезда – ДСМЕ», г. Владивосток.
3. ОАО «Восток-Раффлс», г. Владивосток, совместное предприятие с сингапурской компанией CIMC Raffles Offshore (Singapore).
4. ОАО «92 ордена Трудового Красного Знамени судоремонтный завод», г. Владивосток.
5. ОАО «Дальневосточный завод «Звезда», г. Большой Камень Приморского края.
6. ОАО «Хабаровский судостроительный завод», г. Хабаровск.
7. ОАО «Амурский судостроительный завод», г. Комсомольск-на-Амуре Хабаровского края.
8. ОАО «Северо-восточный ремонтный центр», г. Вилючинск Камчатского края.

При этом необходимо отметить, что основным направлением деятельности данных предприятий является судоремонт и судостроение кораблей и судов военного назначения, а суда коммерческого флота ими не обслуживаются.

Кроме ДЦСС судоремонт в Приморском крае представлен и частными предприятиями, к которым можно отнести Находкинский судоремонтный завод, Ливадийский ремонтно-судостроительный завод, Судоремонтный комплекс Приморский завод, Приморский межколхозный судоремонтный завод, СК «Первомайское», Славянский судоремонтный завод, судоремонтный цех в бухте Преображение, а также небольшие компании, специализирующиеся на отдельных видах ремонта [1].

Перечисленные частные предприятия также имеют свою специфику. Некоторые полностью или частично загружены гособоронзаказом, заказа-

ми пограничных управлений, кто-то имеет свою, уже годами наработанную клиентскую базу и план работы на год вперед [1].

Количество действующих предприятий Сахалина и Камчатки незначительно. Большая часть из них также загружена гособоронзаказом.

Спад инвестиций и субсидирования в отечественную науку прямо отразился и на развитии науки, обслуживающей потребности судостроения и судоремонта. В России уже почти 2 десятилетия не создавался научный задел, необходимый для проведения разработок любой перспективной техники [3].

В судостроении и судоремонте естественным фактором развития является опережающий реальное производство научно-технический задел. К настоящему времени ранее созданный научно-технический и технологический потенциал в области гражданского судостроения в значительной степени исчерпан. Государственная поддержка научных исследований и разработок недостаточна, происходит старение экспериментальной базы, ощущается недостаток научных кадров, основные производственные фонды многих НИИ и ВУЗов устарели [3].

Говоря о российском законодательстве нельзя не упомянуть о Федеральном законе от 07.11.2011 года № 305-ФЗ «О внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ в связи с реализацией мер государственной поддержки судостроения и судоходства» в котором нет ни слова о судоремонте. Но без судоремонта не будет и судостроения. Раньше много строили и много ремонтировали, при этом модернизировали, сохраняя передовой технический облик отечественных кораблей и судов [4].

Судоремонт всегда востребован, так как с постройкой любого плавучего средства, возникает необходимость его ремонта, но на сегодняшний день судоремонтной промышленности для государства словно не существует.

Судоремонт значительно отличается от других видов промышленности, в том числе и от судостроения, где можно просчитать: энергозатраты, материалы и комплектующие; необходимое техническое оснащение, субподрядные работы и поставки; затраты на персонал и подготовку кадров; необходимые отчисления на НИОКР, финансово-кредитное обеспечение; стоимость проекта и сроки его осуществления, уровень рентабельности; количество и состав зданий и сооружений, станков, машин и аппаратов; а в итоге техническую и экономическую политику судостроительного завода. В судоремонте все вышеназванные расчёты и планирование более затруднительны, так как предстоящие работы малоизвестны по объемам и номенклатуре [4].

И в завершение о кадрах для судоремонта. Рабочие профессии сейчас непопулярны. Быть рабочим не просто тяжело, но еще и не престижно. Можно много говорить об этой проблеме, даже создавать ПТУ, техникумы, вузы, но когда лишь единицы из выпускников вузов идут работать по специальности, что и говорить о рабочих. В ближайшие годы может

наступить момент, когда и старые опытные кадры уйдут на пенсию, а молодежь так и не сможет перенять опыт. Прерывание преемственности приведет либо к исчезновению отрасли, либо к значительно большим затратам на её восстановление [1].

Список литературы

1. Бадодин, Ю. Сделать судоремонт заметным [Электронный ресурс] / Ю. Бадодин. – Режим доступа : <http://fishnews.ru/rubric/lichnoe-mnenie/9208>. – Заглавие с экрана.
2. Кутин, В. М. Состояние и перспективы развития судоремонта в условиях модернизации экономики России. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата экономических наук. – Апатиты, 2012.
3. Осипов, В. А. Проблемы развития судостроительно-судоремонтного комплекса Дальнего Востока России : монография / В. А. Осипов, И. С. Астафурова, Л. Н. Жилина. – Владивосток : Изд-во ВГУЭС, 2014. – 219 с.
4. Чепчугов, А. Д. Проблемы судостроения и судоремонта [Электронный ресурс] / А. Д. Чепчугов. – Режим доступа: http://www.korabel.ru/news/comments/problemy_sudo-stroeniya_i_sudoremonta.html. – Заглавие с экрана.

УДК 629.5.016.7 : 621.436 : 629.5

Г. В. Кузьменко, А. А. Панасенко

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА МОРСКОГО СУДНА И ДИАГРАММЫ НАГРУЗОК СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

При движении судна его корпус, винт и главный двигатель взаимодействуют в составе единого пропульсивного комплекса (ПК). Основными гидродинамическими характеристиками (ГДХ ПК) являются:

- абсолютная поступь винта $h_p = V_s / n$ (м/об), V_s – скорость судна, n – частота вращения винта;
- скольжение винта $S = H - h_p$, H – расчётный шаг винта;
- угол атаки лопастей винта α ;
- относительная поступь $\lambda_p = h_p / D$, D – диаметр винта;
- пропульсивный к.п.д. $\eta_{np} = (N_b / N_v)$, N_b – полезная (буксировочная) мощность, N_v – мощность, подведённая к винту.

Главной гидродинамической характеристикой ПК является абсолютная поступь винта, представляющая фактическое расстояние, которое проходит судно за время одного оборота винта (рис. 1).

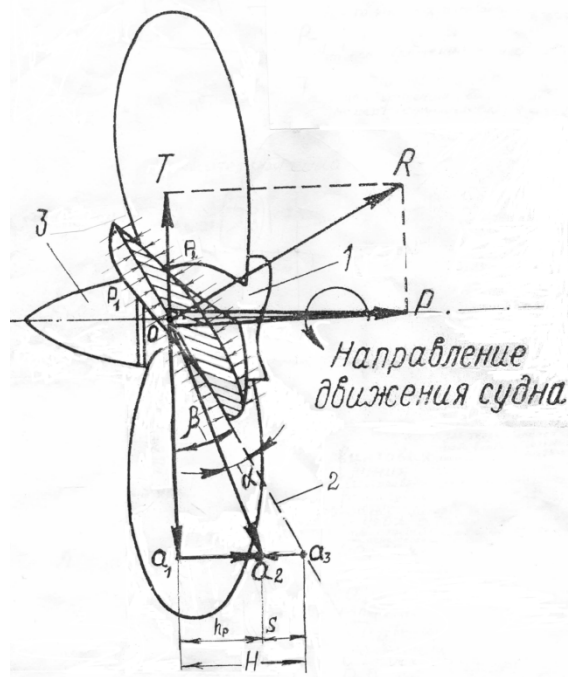


Рис. 1. Схема работы винта фиксированного шага

Исследованиями и опытами испытаний моделей морских транспортных водоизмещающих судов до 70 тыс. тонн и скоростью хода до 16 узлов, а также ходовыми испытаниями таких судов в условиях их движения, когда не изменяются а) осадка, б) состояние корпуса и винта фиксированного шага (ВФШ), в) внешние условия, г) глубина не менее 8...10 осадок судна, доказано, что указанные выше ГДХ ПК (h_p , S , α , λ_p , η_{np}) стабилизируются и сохраняют постоянное значение на любом установившемся скоростном режиме ($V_s = const$ и $n = const$), а потребляемая ВФШ мощность (N_b) соответствует кубической параболы типа

$$N_b = C \cdot n^3, \quad (1)$$

в которой $C = const$.

Равенство (1) называется "винтовой характеристикой ПК судна" или "законом винта" (Propeller Law) для указанного выше типа судов.

При передаче энергии от ГД на ВФШ по линии валопровода "закон винта" (1) диктует закономерность изменения эффективной мощности главного двигателя (N_e) в соответствии с аналогичной по типу кубической параболой

$$N_e = C \cdot n^3, \quad (2)$$

при $C = const$.

Равенство (2) часто называют "винтовой характеристикой ГД".

Но такое определение является условным, т.к. равенство (2) не зависит от типа ГД и его параметров рабочего процесса (ПРП). Механический к.п.д. валопровода $\eta_{me} = (N_b / N_e)$ на конкретном судне практически не зависит от частоты вращения вала и не изменяет в принципе тип закономер-

ности (1), хотя и учитывается "коэффициентом ВХ ГД" $C = Ne/n^3$ как дополнительная постоянная величина. Поэтому равенство (2) правомерно можно называть "законом винта", как и равенство (1). Такое определение более соответствует физическому смыслу равенства (2). Это определение использует фирма MAN-B&W в последнее время.

В связи с тем, что во многих источниках даются определения понятия "винтовая характеристика ГД", не в полной мере отражающие его физический смысл, необходимо дать доказательство "закона винта" (1, 2).

Такое доказательство базируется на двух закономерностях, подтверждённых опытами испытаний моделей указанных выше судов в специальных бассейнах и ходовыми испытаниями судов при соблюдении условий по пунктам а), б), в) и г):

1. Общее сопротивление движению судна со скоростью V_s , м/с ($R_{общ}$, R_6 , кН) на любом установившемся скоростном режиме соответствует квадратичной зависимости

$$R_{общ} = const_1 \cdot V_s^2, \text{ (кН)}. \quad (3)$$

Соответственно, полезная для движения мощность (буксировочная) определяется по равенству

$$N_6 = R_6 \cdot V_s = const_1 \cdot V_s^3, \text{ (кН} \cdot \text{м/с, кВт)}. \quad (4)$$

2. Скорость судна устанавливается в соответствии с практически линейной зависимостью

$$V_s = const_2 \cdot n, \text{ (м/с)}. \quad (5)$$

Следовательно

$$N_6 = const_3 \cdot n^3. \quad (6)$$

Отношение $N_6/Nв = \eta_{np}$ называется пропульсивным к.п.д.

Следовательно

$$Nв = N_6 / \eta_{np}.$$

Так как по п. 5 $V_s = const_2 \cdot n$, то

$$h_p = V_s / n = const_2. \quad (7)$$

Если абсолютная поступь h_p постоянна, то и относительная поступь $\lambda_p = h_p / D$ также постоянна, т.к. D – диаметр ВФШ, т. е. $\lambda_p = const_4$.

Из теории ВФШ морских судов известно, что для конкретного шагового отношения $H/D = const$ пропульсивный к.п.д. (η_{np}) и относительная поступь (λ_p) взаимосвязаны конкретной "кривой действия винта". Поэтому $\eta_{np} = const_5$.

Следовательно, подводимая к ВФШ мощность $Nв$ определяется по равенству: $Nв = N_6 / \eta_{np} = const_3 \cdot n^3 / const_5$, или $Nв = C \cdot n^3$ при $C = const$.

Таким образом, доказан "закон винта" $Nв = C \cdot n^3$ (1), а также "закон винта" $Ne = C \cdot n^3$ (2), учитывая, что $\eta_{ме} = const$.

Коэффициент пропорциональности в равенстве (2) – $C=(Ne/n^3)=const$ часто называют "коэффициент ВХ ГД". При изменении условий по пп а), б), в) и когда г) глубина под днищем судна менее 8...10 осадок судна, после их стабилизации на новом уровне "коэффициент ВХ ГД" принимает новое постоянное значение, соответствующее новым условиям формирования общего сопротивления $R_{общ}$ по (3) и скорости V_s по (5), т.е. в связи с новыми условиями формирования "нагрузки сопротивления" на весь пропульсивный комплекс ("силы сопротивления" в кН). Поэтому "коэффициент ВХ ГД" $C=const$ правомерно можно называть "коэффициентом нагрузки пропульсивного комплекса".

Для судов других типов показатель степени, в которую возводится частота вращения ВФШ, может варьироваться в пределах от 1,5 до 4,5.

Учитывая, что огромное большинство морских транспортных судов имеет водоизмещение до 70 тыс. тонн и скорость до 16 узлов, "закон винта" $Ne=C \cdot n^3$ широко используется в мировой практике как при теоретических исследованиях главных судовых двигателей, так и при решении различных вопросов, связанных с оценкой характера нагрузки ГД во время их эксплуатации.

В частности, "закон винта" $Ne=C \cdot n^3$ принят за основу при разработке "диаграмм нагрузок двигателей" (Engine load diagram, рис. 2) и диаграмм для планирования нагрузки двигателей (Lay out load diagram, рис. 3).

Диаграммы нагрузок судовых малооборотных дизелей

Характер нагрузки судовых МОД оказывает большое влияние на показатели их надёжности и должен в условиях эксплуатации контролироваться оперативно по сочетанию одного из энергетических параметров рабочего процесса двигателя (ПП), к которым относятся Ne , Pe , $M_{кр}$, с частотой вращения n . Режимные точки Ne , n должны отмечаться на специальных "диаграммах нагрузки двигателей" и сопоставляться при данной частоте вращения с режимными точками на "стендовой винтовой характеристике" $Ne=c_0 \cdot n^3$, которая принимается за основу при оценке нагрузки. Режимные точки Ne , n при этом не должны выходить за пределы ограничительных линий на диаграмме. Такие диаграммы приводятся в инструкциях по эксплуатации двигателей и построены на основе использования понятия "ВХ ГД" ("закон винта") $Ne=C \cdot n^3$. При построении диаграмм используются относительные логарифмические координаты.

На рис. 2 приведена обобщённая "диаграмма нагрузок двигателей" для судовых МОД типа МС фирмы MAN-B&W, взятая из материалов фирмы "Basic Principles of Ship Propulsion".

На вертикальной оси отмечается мощность Ne как $\log(Ne/Ne_{MR})\%$. По горизонтальной оси – частота вращения как $\log(n/n_{MR})\%$. Символами Ne_{MR} , n_{MR} в данном тексте обозначены максимальные длительные нормы (MCR)

для Ne и n , которые указываются в конкретная документации на постройку судна или в каталоге оборудования машинного отделения (МО) на судне (SMCR). Фирма MAN-B&W для таких норм применяет обозначение Specified MCR (SMCR). На данной диаграмме режимная точка Ne_{MR} , n_{MR} , соответствующая норме SMCR Engine load, совмещена с точкой А, которая принята за основу при оценке полной нагрузки ГД на судне (Reference point), как эталонная точка. Через точку А проведена "стендовая винтовая характеристика ГД" $Ne=C_0 \cdot n^3$, в которой "коэффициент ВХ" $C_0 = Ne_{MR}/n_{MR}^3$ рассчитан для точки А и далее принят как величина постоянная. В относительных логарифмических координатах равенство $Ne/Ne_{MR}=(Cn^3)/(C_0n_{MR}^3)$ после его логарифмирования принимает вид $y=3x$, где $y=\log(Ne/Ne_{MR})\%$ и $x=\log(n/n_{MR})\%$.

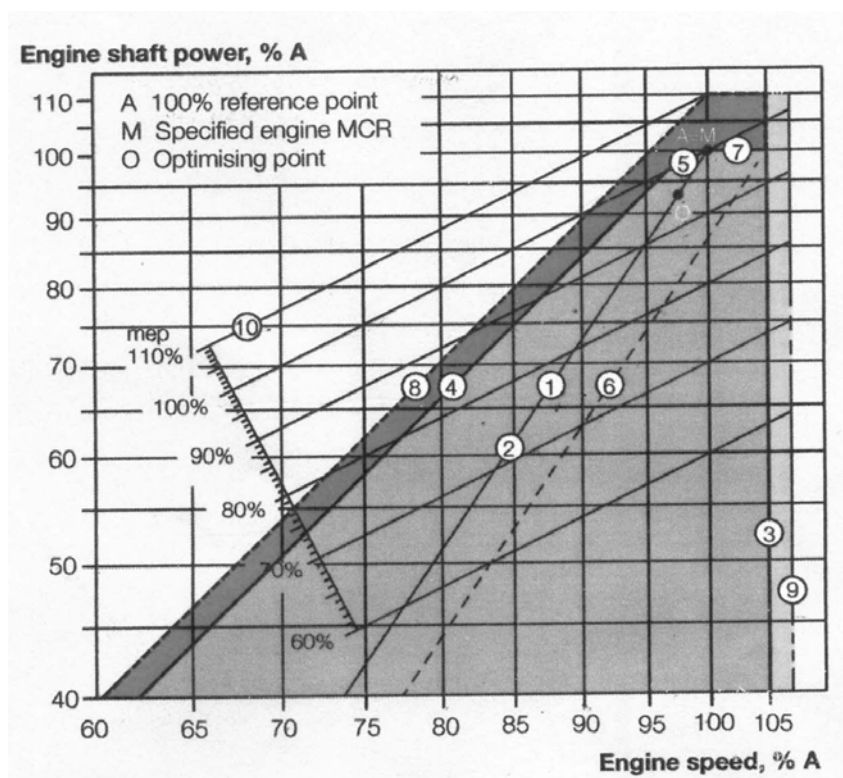


Рис. 2. Диаграмма нагрузок двигателей (Engine load diagram)

Графически равенство $y=3x$ отражается на диаграмме прямой линией 1.

Во время стендовых испытаний двигателя рассчитываются режимные точки Ne , n от $n = n_{min}$ до $n = n_{MR}$, по программе и нагрузка создаётся искусственно. В каждой режимной точке Ne , n регистрируется максимальное количество параметров рабочего процесса (ПРП), влияющих на тепловую и механическую напряжённость деталей двигателя, и с их учётом оценивается характер нагрузки ГД как допустимое безопасное состояние двигателя. Важно заметить, что термин "нагрузка" физически неоднозначен. Не существует единиц измерения нагрузки. Для оперативных целей в эксплу-

атации должно использоваться сочетание Ne (Pe , $Mкр$) и частоты вращения n с последующим сопоставлением режимной точки Ne , n со стендовой ВХ при данной частоте вращения.

Нагрузка, соответствующая стендовой ВХ, проверенная на стенде с учётом всех ПРП, принимается как предельно допустимая в условиях эксплуатации без каких-либо ограничений по времени, но только для постоянных длительно установившихся (стационарных) ходовых режимов, без больших и резких колебаний нагрузки. На экранах мониторов такие режимные точки обозначаются зелёным цветом.

Стационарные режимы ограничены линией 7 по мощности Ne_{MR} и линией 3 по частоте вращения $1,05n_{MR}$.

Режимные точки Ne , n , расположенные левее стендовой ВХ, фирма относит к нестационарным режимам, связанным с перегрузкой ГД относительно стендовой ВХ. Такие режимы, если они не выходят за пределы ограничительных линий 4, 5, допускаются без формального ограничения по времени, но на экранах мониторов обозначаются красным цветом и связаны либо с чрезмерным обрастанием корпуса и винта, когда требуется докование, либо с большими колебаниями нагрузки в штормовых условиях, либо с движением судна в ледовых условиях или при буксировках объектов, при движении судна на мелководье, при повреждениях корпуса и винта. Чем больше степень перегрузки ГД относительно стендовой ВХ (линия 1), тем больше вероятность появления характерных отказов, связанных с повышенной тепловой и механической напряжённостью деталей, особенно деталей ЦПГ, таких как: нарушение нормального функционирования поршневых колец и их коллапс, повышенные износы втулок и колец, поломки колец, задиры цилиндрических втулок и поршней, прогары выхлопных клапанов. В тяжёлых случаях возможны пожары в подпоршневых полостях, трещины втулок, головок поршней. Необходимо принимать специальные меры для снижения вероятности появления этих отказов – такие как: увеличение подачи цилиндрического масла, обеспечение нормальной работы газотурбонагнетателей, системы охлаждения, работы топливной аппаратуры, качества подготовки топлива и др. Важное значение имеет правильная и оперативная оценка степени утяжеления фактической ВХ ГД $Ne = C \cdot n^3$ относительно стендовой ВХ $Ne = C_0 \cdot n^3$ по коэффициенту $k_N = (Ne/Ne_{MR}) \cdot (n_{MR}/n)^3 = (Pe/Pe_{MR}) \cdot (n_{MR}/n)^2$. При $k_N = 1,0$ фактическая ВХ совпадает со стендовой. При, например, $k_N = 1,15$ фактическая ВХ "утяжелена" относительно стендовой на 15 %. При необходимости снижается мощность двигателя и отдельных цилиндров. В особых случаях, связанных с безопасностью экипажа и судна, либо во время приёмо-сдаточных испытаний, допускается кратковременная перегрузка ГД, когда режимные точки выходят за ограничительные линии 4, 5, 7. Но они не должны выходить за пределы линии 8. Условия и время работы в зоне такой чрезмерной перегрузки указываются в инструкции.

Линии 10 на диаграмме проведены исходя из условия, что при $(P_e/P_{eMR})=const$ (%) или $(M_{кр}/M_{крMR})=const$ (%), формула мощности двигателя принимает вид $N_e = const \cdot n$. Используя линии 10, можно определить положение режимной точки N_e, n по сочетанию P_e, n или $M_{кр}, n$.

На рис. 3 представлена "диаграмма для планирования нагрузки двигателя" на стадии проектирования судна и ВФШ (Lay out load diagram), которая построена, как и диаграмма на рис. 2 в относительных логарифмических координатах.

Точка L_1 на этой диаграмме соответствует номинальной максимальной длительной норме для нагрузки базовой модели двигателя (NMCR engine load).

Проектировщик судна, учитывая повышенный спрос на рынке двигателей, предварительно разгруженных и оптимизированных по всем ПРП на более низком уровне нагрузки по сравнению с точкой L_1 (Specified MCR или SMCR), обычно планирует к установке на конкретный тип судов модифицированную модель двигателя выбранного типоразмера (Derated engine), которая имеет более высокие показатели надёжности, экологичности и экономичности в условиях длительной эксплуатации. Конкретизированная максимальная длительная норма (SMCR) на диаграмме (рис. 3) соответствует точке М (MP), положение которой назначает проектировщик судна согласно своим расчётам в поле, ограниченном линиями $L_1-L_3, L_1-L_2, L_2-L_4$ и L_3-L_4 . Пунктирная линия б на диаграмме соответствует проектной облегчённой ВХ, на которой отмечается положение точки PD (Propeller design point), соответствующей расчётной нагрузке (N_e, n), которую будет потреблять ВФШ, обеспечивая проектную скорость при полной осадке судна, чистом корпусе и винте, спокойных внешних условиях.

Далее назначается положение расчётной утяжелённой ВХ, которая проектировщиком считается допустимой для установившихся (стационарных) ходовых режимов (линия 2).

От мощности, соответствующей точке PD, отсчитывается запас по мощности на утяжеление морских условий плавания (Sea Margin, до 15 %). Дополнительно назначается запас по мощности для компенсации старения двигателя (Engine Margin, до 10 %) и определяется максимальная длительная норма для мощности (N_{eMR} , MCR engine power). На пересечении линии N_{eMR} и проектной утяжелённой ВХ (линия 2) определяется положение точки М (MP), в которой норма нагрузки объявляется как SMCR engine load (N_{eMR}, n_{MR}), но только для обеспечения движения судна с ВФШ. Такую норму для нагрузки ГД запрашивает проектировщик судна от изготовителя двигателя.

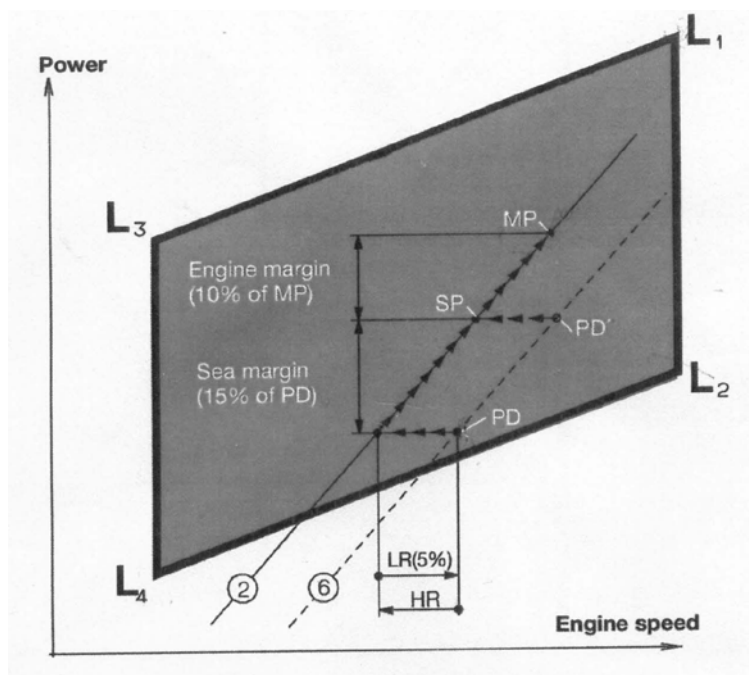


Рис. 3. Диаграмма для планирования нагрузки двигателя (Lay out load diagram)

Если двигатель должен обеспечивать только движение судна с ВФШ, то изготовитель двигателя во время стендовых его испытаний совмещает точку А с точкой МР, как представлено на диаграмме "Engine load diagram" на рис. 2.

Если планируется установка валогенератора или ВРШ, то отдельно назначается дополнительный запас по нагрузке изготовителем двигателя и точка А во время стендовых испытаний смещается соответственно относительно точки М (МР), которую обозначил проектировщик судна для обеспечения только движения судна.

Возможны различные варианты назначения степени гидродинамического облегчения ВФШ по частоте вращения и по запасам на мощность. Поэтому стендовая ВХ (линия 1 на рис. 2) может не совпадать с положением номинальной ВХ, проходящей через т. L_1 на рис. 3.

Список литературы

1. Кацман, Ф. М. Теория и устройство судов : учебник для вузов / Ф. М. Кацман, Д. В. Дорогостайский, А. В. Коннов и др. ; под. общ. ред. Ф. М. Кацмана. – Л. : Судостроение, 1991. – 416 с.
2. Кацман, Ф. М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М. : Транспорт, 1987. – 223 с.
3. Инструкция для дизелей типа 50-98 МС. Эксплуатация. (V, VI) : Издание 40 С MAN B&W Diesel A/S, 1995 г. Копенгаген, Дания. – 341 с.
5. Basic Principles of Ship Propulsion [Электронный ресурс] – Режим доступа <https://yandex.ru/search/?lr=75&msid=1492920343.03485.22890.19068&text=ship%20propulsion>. – Заглавие с экрана

А. Г. Чесноков

КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В УЗЛАХ СУДОВОГО КОРПУСА

Судовые конструкции, в которых при эксплуатации, вследствие концентрации напряжений, образуются усталостные трещины, подлежат ремонту. Применяемый в этом случае метод ремонта – замена с модернизацией [1]. Под модернизацией понимается изменение конструкции с целью предотвращения появления в ней трещин при дальнейшей эксплуатации судна. Модернизация осуществляется на основании рекомендаций, которые должны содержать конструктивную схему оформления предлагаемого узла и расчётное обоснование размеров элементов этого узла.

Если усталостные трещины в конструкциях судов образовались в результате конструктивных ошибок, т. е. несоблюдения проектантом требований Правил Российского Морского Регистра Судоходства (РМРС) или нормативных документов, то при разработке чертежей модернизации повреждаемых конструкций следует воспользоваться этими требованиями. В противном случае необходимо предложить иную конструкцию узла и расчётом её напряженно-деформированного состояния (НДС), например, с помощью метода конечных элементов (МКЭ) или метода граничных элементов (МГЭ), или экспериментально на моделях определить размеры её элементов.

Предлагаемая конструкция узла должна соответствовать требованиям усталостной долговечности, поэтому при её разработке нужно идти по пути снижения в ней концентрации напряжений.

Наиболее сложной задачей при проектировании новых нетиповых узлов корпуса считается их конструктивное оформление. Методические разработки по конструированию узлов при модернизации в настоящее время отсутствуют, что приводит к внедрению на судах конструкций, разработанных, как правило, «на конструкторский глаз», без расчётного обоснования размеров их элементов. Нередко в узлах, разработанных таким образом, вновь появлялись усталостные трещины вскоре после ввода судов в эксплуатацию по окончании ремонта [2].

В настоящей статье на основании обобщения опыта эксплуатации и известных теоретических и экспериментальных исследований НДС многочисленных узлов конструкций судов с концентраторами [3–6] сформулированы методы снижения в них концентрации напряжений, которыми можно руководствоваться при модернизации узлов судовых конструкций.

При модернизации повреждаемых узлов судовых конструкций обычно используют *метод подкрепления (МП)*, заключающийся во введении в эти узлы *дополнительных элементов в виде ребер жёсткости, книц, бракет и*

т. п. Дополнительные элементы устанавливаются в районе концентраторов напряжений, в плоскости действия нагрузки или ей перпендикулярно. В этом случае действующее в узле усилие распределяется на большую площадь, уменьшая, таким образом, в этом узле напряжения. При этом следует обращать внимание на обеспечение плавности переходов между пересекающимися связями, с целью предотвращения новых концентраторов напряжений.

Следовательно, на основании метода подкрепления происходит *усиление* узла с помощью конструктивных элементов без изменения величины передаваемого этим узлом усилия (такой метод можно еще назвать *методом усиления (МУ)*). Например, концентрацию напряжений при общем изгибе корпуса судна можно снизить:

– в углах палубных вырезов – путём увеличения радиуса скругления этих углов, а также с помощью сварных утолщённых листов [7];

– у концов надстроек и продольных комингсов грузовых люков – путём увеличения длины сбег, а также утолщённых сварных листов [8, 9];

– у концов рубок, в районе жёстких точек, образованных пересечением криволинейной в плане лобовой переборки рубки с продольной переборкой корпуса (карлингсом, подкрепленным пиллерсом) – путём установки под палубой корпуса двух книц в плоскости лобовой переборки рубки или установки двух книц в плоскости продольной переборки корпуса (стенки карлингса) на палубе [10].

Необходимо отметить, что такой путь не всегда возможен, так как иногда сопровождается или техническими трудностями, связанными с изготовлением конструкции, или существенными материальными затратами. Поэтому в некоторых случаях целесообразно использовать нетрадиционный подход, заключающийся в *ослаблении* конструкции. Данный подход лежит в основе *метода увеличения податливости (МУП)*, применяемого при модернизации некоторых узлов судовых конструкций [11] (этот метод можно также называть *методом ослабления (МО)*).

Сущность МУП заключается во введении в узел *податливого звена*, с целью *перераспределения* усилий между данным узлом и соседними конструкциями. При перераспределении усилий соседние конструкции нагружаются дополнительно, поэтому применение этого метода возможно, если прочность отмеченных конструкций будет обеспечена.

Податливым звеном может быть или конструктивный элемент в виде пластины, или образуемый путём прорези стержневой элемент, работающие на изгиб. Размеры этих элементов должны быть такими, чтобы они одновременно удовлетворяли как требованиям прочности, так и необходимой податливости.

В работе [11] было доказано, что *для параллельной группы изолированных связей, поддерживающей какую-либо конструкцию, рассматриваемую как абсолютно твёрдое тело, которая в свою очередь загружена внешней*

нагрузкой, силы реакций распределяются между этими связями пропорционально жёсткостям этих связей. На основании этого доказательства, в зависимости от типа деформации связей, нетрудно определить усилия в узлах конструкций судов, а затем и их напряжённое состояние, используя методы строительной механики корабля.

Исследования напряжённого состояния *податливых соединений* в районах жёстких точек у концов рубок [11] показали, что увеличение податливости этих соединений приводит к снижению в них напряжений. Решая соответствующую задачу, можно из условия прочности определить минимальные размеры элементов податливых соединений.

Следует отметить, что принцип ослабления использовался и ранее при проектировании и модернизации судовых конструкций. Например, ослабляя рубку, опирающуюся на поперечные переборки корпуса, расширительными соединениями можно исключить её из общего изгиба, т. е. снизить в ней действующие напряжения [6].

Уменьшение площади поперечного сечения межлюковых перемычек приводит к снижению в ней напряжений [4]. Снижения напряжений в межлюковых перемычках можно также достигнуть с помощью клёпанных соединений [12].

Выводы

В статье на основании обобщения опыта эксплуатации и известных теоретических и экспериментальных исследований НДС многочисленных узлов конструкций судов с концентраторами сформулированы методы снижения в них концентрации напряжений, которыми можно руководствоваться при постройке и ремонте судов – это метод подкрепления (МП) и метод увеличения податливости (МУП).

Список литературы

1. НД 2-020101-012 Правила классификационных освидетельствований судов в эксплуатации
2. Чесноков, А. Г. Систематизация и анализ повреждений конструкций судов в районах некоторых, имеющих особенности, прерывистых связей / А. Г. Чесноков // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2011. – Вып. 47. – С. 77–86.
3. Барабанов, Н. В. Применение подвижных соединений в судовых конструкциях / Н. В. Барабанов, А. Г. Чесноков // Судостроение. – 1987. – № 2. – С. 9–11.
4. Бойцов, Г. В. Прочность и работоспособность корпусных конструкций / Г. В. Бойцов, С. Д. Кноринг. – Л. : Судостроение, 1972. – 264 с.
5. Гарбуз, В. С. Концентрация напряжений в прерывистых связях судового корпуса / В. С. Гарбуз. – Л. : Судостроение, 1967. – 186 с.
6. Сиверс, Н. Л. Расчёт и конструирование судовых надстроек / Н. Л. Сиверс. – Л. : Судостроение, 1966. – 300 с.
7. РД 5.1098-87. Вырезы в палубах и платформах. Правила и нормы проектирования. – М. : Издательство стандартов, 1987. – 13 с.

8. РД 5.1104-86. Узлы корпуса в районе концов надстроек и рубок, декоративные наружные стенки и расширительные соединения. Правила проектирования. – М. : Издательство стандартов, 1986. – 24 с.

9. РД 5.1046-87. Комингсы грузовых люков. Правила проектирования. Конструкции. Методические указания. – М. : Издательство стандартов, 1987. – 38 с.

10. РД 5.1037-72. Набор судовой в районах резкого изменения сечений, изломов оси и узловых соединений. Вырезы в наборе. Нормы и правила проектирования. – М.: Издательство стандартов, 1972. – 75 с.

11. Чесноков, А. Г. Расчётное проектирование судовых конструкций в районах жестких точек, образованных пересечением плоских листовых элементов / А. Г. Чесноков. – Владивосток : Мор. гос.ун-т, 2003. – 100 с.

12. Барабанов, Н. В. Конструкция корпуса морских судов / Н. В. Барабанов. – 3-е изд. – Л. : Судостроение, 1981. – 550 с.

УДК 621.43.013 : 629.3

В.В. Тарасов, Г.П. Кича, Е.М. Деревцов

ВЫБОР И РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ВАКУУМИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА РЕГЕНЕРАЦИИ ОТРАБОТАННЫХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ

При регенерации отработанных моторных масел (ОММ) вакуум применяют в различных технологических процессах, существенно отличающихся друг от друга газовойделением водотопливных фракций из ОММ в единицу времени, предельным допустимым давлением, объемом вакуумных камер, количеством водотопливных фракций в ОММ [1, 2, 4, 6]. В зависимости от конкретных условий регенерационные установки комплектуются теми или иными вакуумными насосами, наиболее приспособленными для этих условий [3, 5, 7]. В установках регенерации ОММ получили распространение вакуумные насосы, которые по принципу действия могут быть объединены в две большие группы:

1. Насосы с вращающимся ротором, действие которых основано на механическом вытеснении газа, заполняющего рабочий объём, движущимися частями [4, 9, 11].

2. Пароструйные вакуумные насосы, в которых используется эжектирующее действие струи пара рабочей жидкости в результате диффузии молекул газа в струю пара или вязкостного их захвата [3, 7].

Выбор типа вакуумирующего устройства

Для обеспечения работы термо-вакуумных испарительных камер регенерационных аппаратов ОММ в качестве вакуумирующего устройства широко используют пароструйные насосы, важным преимуществом которых является отсутствие в них движущихся частей [5, 10].

В связи с этим пароструйные вакуумные насосы более долговечны, как правило, характеризуются высокой производительностью, менее чувствительны к содержанию в откачиваемых газах механических примесей и паров воды и топлива [8, 10].

Пароструйные вакуумные насосы по принципу работы в свою очередь подразделяют на парожетторные и диффузионные. Принцип действия парожетторного вакуумного насоса основан на турбулентном захвате газа струей рабочего пара. Пар, подводимый под давлением 0,5...3,0 МПа в паровую камеру, через специальное сопло истекает в воздушную камеру.

Потенциальная энергия давления пара при этом превращается в кинетическую, и струя пара в воздушной камере движется со сверхзвуковой скоростью. В результате турбулентных завихрений в движение увлекаются близлежащие слои газа. Струя пара и газ попадают в сужающуюся часть диффузора, где скорость движения еще возрастает и происходит более полное перемешивание пара и газа. В плавно расширяющейся части диффузора движение пара и газа постепенно замедляется, и кинетическая энергия струи вновь превращается в потенциальную энергию давления. Вследствие этого между входом в диффузор и выходом из него поддерживается 4...10-кратный перепад давления. Таким образом, одноступенчатый парожетторный вакуумный насос с выхлопом в атмосферу позволяет создавать в воздушной камере разрежение 10,65...20 кПа (80...150 мм рт. ст.). Для получения более низких давлений вакуумный насос должен быть многоступенчатым (рис. 1). Широкое распространение пароструйных насосов объясняется дешевизной водяного пара, его однородностью, возможностью практически неограниченного его потребления, позволяющими проектировать пароводяные эжекторные насосы на любую требуемую скорость откачки газа – вплоть до сотен тысяч литров в секунду. Их можно изготавливать из любых материалов и откачивать любые газы, в том числе агрессивные и загрязнённые пылью, причём установка фильтров перед ними необязательна, и поэтому представляется возможным полностью использовать их производительность. Они очень дешёвы и просты в эксплуатации, могут работать на бросовом отработавшем паре котельных. Для их установки в цехе не требуется дополнительных площадей, так как отдельные элементы насоса могут быть размещены по стенам, колоннам, потолкам как внутри цеха, так и снаружи его [3].

В многоступенчатых насосах с целью увеличения их производительности целесообразно устанавливать за эжекторной ступенью промежуточный конденсатор, в котором пар охлаждается водой и конденсируется, а газ откачивается следующей ступенью. Однако в этом случае давление, создаваемое первой ступенью, зависит от температуры воды в конденсаторе, так как давление на выхлопе не может быть меньше давления насыщенного пара охлаждающей воды в конденсаторе. При температуре воды 25...30° С это давление составляет примерно 4 кПа (30 мм рт. ст.).

Следовательно, при коэффициенте сжатия $4 \dots 10$ давление на входе не может быть получено менее $0,4 \dots 1,07$ кПа ($3 \dots 8$ мм рт. ст.).

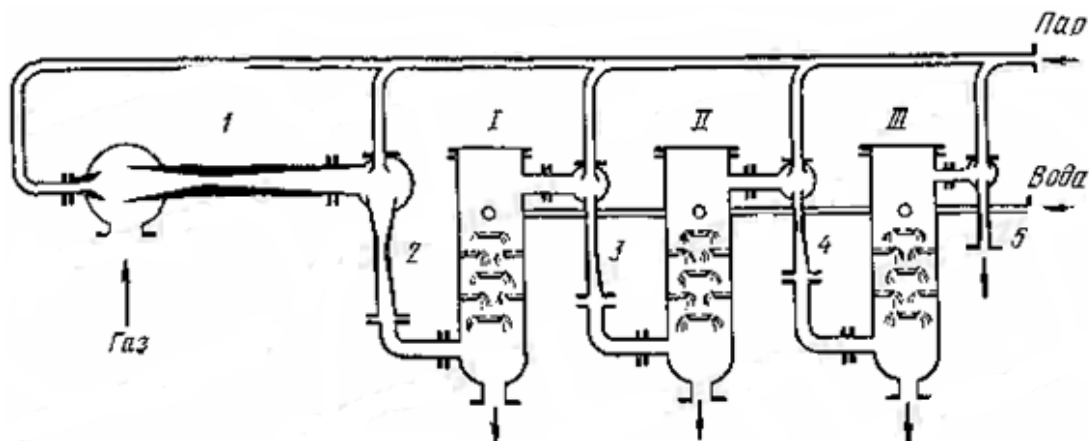


Рис. 1. Схематическое изображение пятиступенчатого парожеторного вакуумного насоса:

1–5 – соответствующие ступени откачки; I–III – промежуточные конденсаторы

Для получения более низкого давления за первой ступенью конденсатор не устанавливают, а давление за ней обуславливается производительностью следующей ступени. Такая установка позволяет получать давление $66,6 \dots 133,3$ Па ($0,5 \dots 1$ мм рт. ст.). Устанавливая два, три и более ступеней без конденсации с помощью пяти, шестиступенчатых насосов, можно получать разрежение до $13,33$ МПа. Но отсутствие конденсаторов существенно увеличивает расход пара. В парожеторных насосных установках наибольшее распространение получили самые простые так называемые барометрические конденсаторы смешения. Недостатком конденсаторов этого типа является необходимость отвода воды по барометрическим трубкам высотой более 10 м, обеспечивающим водяной затвор во избежание прорыва в насос атмосферного давления.

Поэтому эти конденсаторы необходимо размещать на высоте не менее 11 м от уровня воды в дренажном колодце. При включении парожеторных насосов пар подают вначале в последнюю ступень, а затем последовательно включают остальные, заканчивая первой. Многоступенчатые парожеторные насосы широко применяют в установках для промышленной регенерации отработанных смазочных материалов. За рубежом пятишестиступенчатые вакуумные насосы, работающие при давлениях $13,33 \dots 1,33$ Па, применяют как форкамерные в качестве выхлопных ступеней диффузионных насосов (рис. 2).

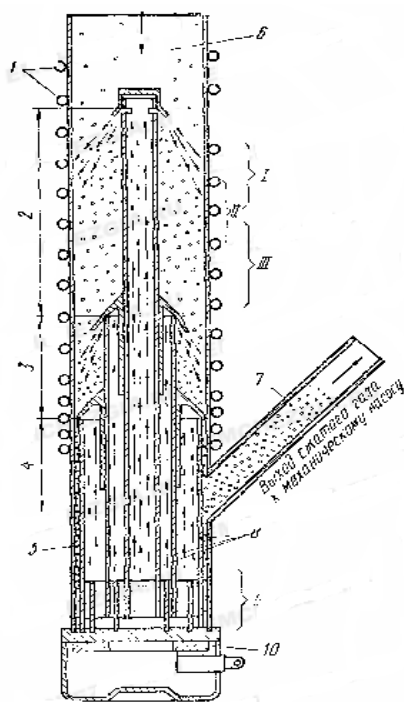


Рис. 2. Диффузионный паромасляный вакуумный насос:

- 1 – система водяного охлаждения корпуса;
 4 – ступени сжатия, 5 – кольцевой канал для возврата масла в кипятильник; 6 – впускной патрубок; 7 – выхлопной патрубок; 8 – концентрические паропроводы, 9 – кипятильник; 10 – электроподогреватель; I – зона эжектирования газа;
 II – зона конденсирования паров масла; III – зона промежуточных давлений, O – газовые молекулы, B – пары масла и воздуха

Паромасляный вакуумный насос (рис. 2) имеет охлаждаемый водой металлический корпус в виде цилиндра с глухим днищем, в которое вставлены паропроводы с соплами. Рабочую жидкость заливают в кипятильник и она подогревается электроподогревателем. Пары жидкости поднимаются по паропроводам к соплам, выходят через них в объём насоса, конденсируются на стенках, и образующийся конденсат по стенкам стекает вниз и вновь попадает в кипятильник. В результате постоянного испарения и конденсации рабочей жидкости между паропроводами и объёмом насоса поддерживается значительный перепад давлений. Вследствие этого, а также вследствие специальной конструкции сопел пар истекает в объём корпуса насоса со сверхзвуковой скоростью. Молекулы откачиваемого газа диффундируют в струю пара, при соударении с более тяжёлыми частицами пара получают направленное движение вниз и к стенкам корпуса и скапливаются в зоне конденсации пара. Там они увлекаются в движение следующей ступенью откачки, последовательно сжимаются каждой ступенью, пока не попадут в зону действия механического насоса и удалятся из диффузионного вакуумного насоса. Предельный вакуум, создаваемый диффузионными насосами, определяется числом ступеней насоса, конструкцией сопел, типом рабочей жидкости и температурой её нагрева. В зависимости от глубины создаваемого разрежения диффузионные насосы могут использоваться как бустерные или как высоковакуумные. В качестве рабочих жидкостей для диффузионных вакуумных насосов, применяемых в установках регенерации смазочных материалов, получило распространение специальное вакуумное масло типа Г, а также марок ВМ-1, ВМ-2, ВМ-3, ВМ-5, ВМ-7, представляющее собой продукты перегонки нефти, и крем-

нийорганические жидкости – силиконы. Серьёзными недостатками нефтяных масел является их чувствительность к перегреву и окисляемость при контакте в разогретом состоянии с воздухом. При перегреве происходит разложение масла с образованием гаммы лёгких углеводородов, в результате чего изменяются упругость паров и характеристики насоса. Окисление масла может вызвать осмоление насоса и резко изменить его характеристики. Силиконовые масла более однородны по составу и выдерживают длительное нагревание на воздухе до температур 150...200 °С, поэтому они более удобны для использования в диффузионных насосах. Однако использование силиконовых масел сдерживается сложностью их получения и более высокой стоимостью.

Исходя из всего вышесказанного, можно сделать вывод о преимуществе вакуумных пароэжекторных насосов перед механическими с вращающимися роторами. Основным преимуществом является отсутствие движущихся частей, которые подвергаются быстрому износу и частой смене. В связи с этим они более долговечны и, как правило, характеризуются высокой производительностью. Они менее требовательны к чистоте откачиваемого газа (не чувствительны к механическим примесям и содержанию в нём паров воды и топлива). Вакуумные пароэжекторные насосы могут работать с агрессивными средами, причём установка фильтров перед ними не обязательна, что в данном случае имеет неоспоримое преимущество. Они очень дешёвы и просты в эксплуатации, отличаются дешёвизной водяного пара, его однородностью, могут работать на отработавшем паре котельных. Вакуумные пароэжекторные насосы, в отличие от механических, можно изготавливать из любых материалов, что существенно снижает их стоимость. Для их установки в цехе не требуется дополнительных площадей, так как отдельные элементы насоса могут быть размещены по стенам, колоннам, потолкам как внутри цеха, так и снаружи его.

На рис. 3 представлен график сопоставления эксплуатационных расходов для пароэжекторного и водокольцевого насосов. Кривые получены при условии, что стоимость 1 кВт·ч электроэнергии составляет 4 пфеннинга, 1 тонна пара – 3 марки, 1 м³ воды – 1 пфеннинг. При удалении сухого воздуха (кривая 2) пароэжекторные насосы выгоднее водокольцевых, начиная с остаточного давления ниже 30 мм рт. ст. При откачке паровоздушной смеси эффективность применения пароэжекторных насосов увеличивается. Так при удалении смеси с содержанием 50 % пара пароэжекторные насосы становятся выгоднее водокольцевых уже при давлениях ниже 40 мм рт. ст. (кривая 3) [9].

Таким образом, для циклонного вакуум-термического испарителя регенерационной установки подберём пароструйные насосы двух видов: пароэжекторный и диффузионный.

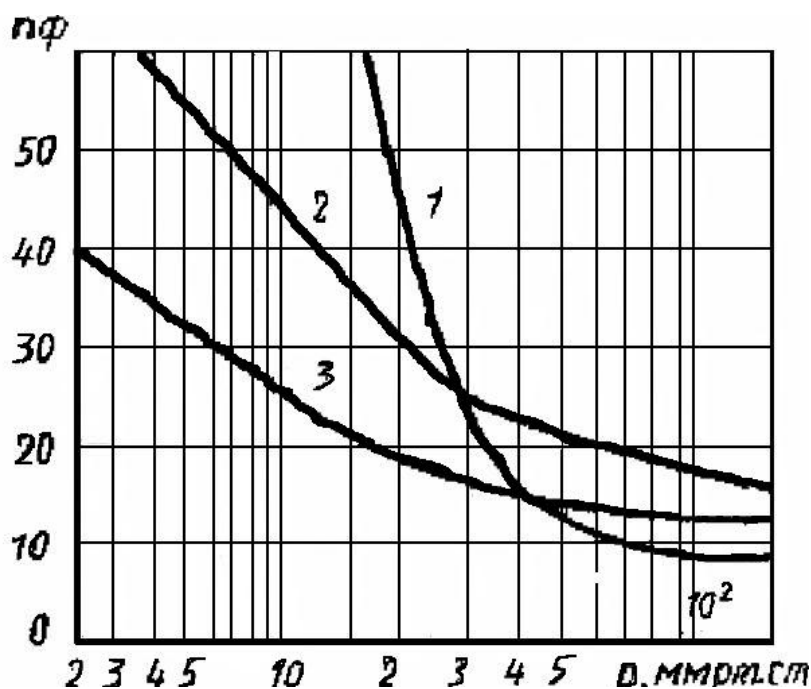


Рис. 3. Зависимость эксплуатационных расходов в расчёте на 10 кг откачиваемой смеси от давления всасывания:
 1 – для водокольцевого насоса; 2 – для парожетторного насоса при отсасывании сухого воздуха; 3 – для парожетторного насоса при отсасывании 50 %-ной паровоздушной смеси

Для наилучшей работы ЦВТИ регенерационной установки отработанного моторного масла необходимо создать давление равное 0,01...0,03 МПа (примерно 80 мм рт. ст) при температуре в циклоне и камере капельного испарения 100...160 °С. Выбираем с такими параметрами одноступенчатый парожетторный насос работающий от атмосферного давления (т.е. без использования форвакуумного насоса). В качестве рабочего пара будем использовать насыщенный водяной пар с судового котла. На судах транспортного и рыбопромыслового флота используются вспомогательные котлы типов КАВ, КВВА, КВГ отечественного производства. Для нашего насоса возьмем например котел серии КВА 0,63/5. Паропроизводительность данного котла составляет 0,63 т/ч при давлении рабочего пара 5 кгс/см² [9].

Из ряда диффузионных пароструйных насосов выбираем паромасляный диффузионный насос (НВДМ). Так как диффузионные насосы создают более глубокий вакуум, то поддерживать высокую температуру в камере капельного испарения и циклоне не имеет смысла. В табл. 1 представлены типоразмеры насосов марки НВДМ. Исходя из габаритных размеров в судовых условиях подойдет насос марки НВДМ 100. На рис. 4 представлены внешний вид парожетторного и диффузионного насосов.

Таблица 1

Параметрический ряд паромасляных диффузионных насосов

Техническая характеристика	НВДМ 100	НВДМ 160	НВДМ 250	НВДМ 400	НВДМ 630
Быстрота действия в диапазоне рабочих давлений, л/с: от $6,6 \times 10^{-4}$ до $1,3 \times 10^{-1}$ Па от $6,6 \times 10^{-4}$ до $6,6 \times 10^{-2}$ Па	340 –	700 –	2350 –	– 5900	– 16250
Предельное остаточное давление при температуре окружающей среды: от 10 до 25°C, Па от 25 до 45°C, Па	$6,6 \times 10^{-5}$ $6,6 \times 10^{-4}$	$6,6 \times 10^{-5}$ $6,6 \times 10^{-4}$	$6,6 \times 10^{-5}$ $6,6 \times 10^{-4}$	$6,6 \times 10^{-5}$ $6,6 \times 10^{-4}$	$6,6 \times 10^{-5}$ $6,6 \times 10^{-4}$
Габаритные размеры, мм не более	250× 170×300	410× 235×340	625,5× 330×530	860× 490×731	1344× 905×1195
Масса (без заглушек и деталей их крепления), кг не более	6,5	16	31,5	80	280

*a**б*

Рис. 4. Внешний вид парожетторного (*a*) и паромасляного диффузионного (*б*) насоса НВДМ–100

Расчёт парожетторного насоса

Несмотря на внешнюю простоту устройства пароструйного эжектора, происходящие в нём термо- и газодинамические процессы сложны и до сих пор не выяснены полностью. Изучению особенностей этих процессов посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ как зарубежных, так и отечественных исследователей. Основная задача исследований – создание метода расчёта и конструирования пароструйных эжекторов.

В настоящее время существует три направления в расчёте пароструйных эжекторов. Одно из них основано на раздельном рассмотрении процессов расширения, смешения и сжатия с детальной качественной оценкой потерь на каждом этапе. Отличительная черта другого направления – отказ от детальной оценки процессов в отдельных частях проточной части эжектора и применение в расчёте газодинамических функций. Расчётные уравнения выводят для установления зависимости между геометрическими и газодинамическими параметрами в двух основных сечениях эжектора: сечения сопла эжектора и сечение цилиндрической части диффузора. Авторы третьего направления – эмпирического – отказываются от выводов громоздких расчётных уравнений. Эмпирическая методика расчёта, основанная на результатах исследования большого количества пароструйных эжекторов, наиболее полно разработана Вингардом [7].

С учётом всех замечаний наиболее целесообразным является совместное использование при инженерных расчётах эжекторных насосов как теоретических, так и эмпирических методик. При определении основных размеров эжектора для заданных параметров удобнее пользоваться простой эмпирической методикой [3, 7].

При конструировании эжектора исходными параметрами для расчёта являются:

- производительность при заданном впускном давлении $G_r = 20$ кг/ч;
- параметры эжектируемого газа $p_r = 760$ мм рт.ст., $t_r = 100$ °С;
- параметры рабочего пара $p_0 = 5$ кгс/см², $t_r = 150$ °С.

Требуется определить размеры эжектора, обеспечивающие получение заданных характеристик.

Одноступенчатый пароэжекторный насос (рис. 5) состоит из сопла 1 для расширения рабочего пара до сверхзвуковых скоростей, камеры разряжения 2 для подвода к эжектирующей струе откачиваемого газа, камеры смешения 3, где подсасывается эжектируемый газ и перемешивается со струей рабочего пара и диффузора 4 для сжатия парогазовой смеси до давления на выходе.

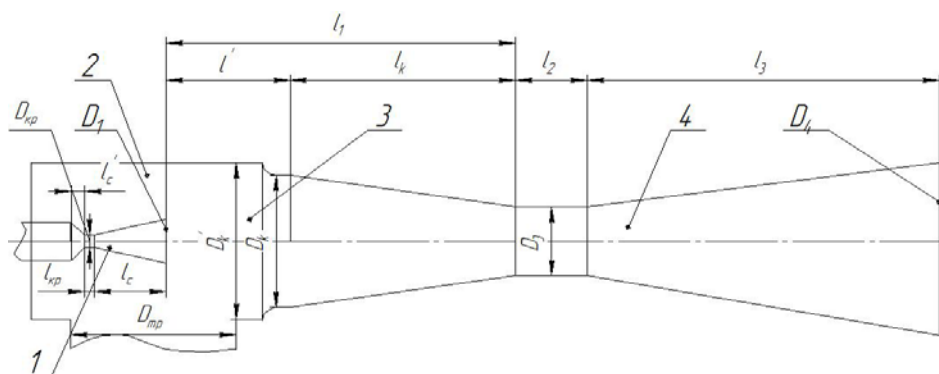


Рис. 5. Принципиальная схема эжектора:

1 – сопло; 2 – камера разряжения; 3 – камера смешения; 4 – диффузор

Наибольшее затруднение в расчёте возникают при определении коэффициента эжекции, т. е. количества рабочего пара, необходимого для обеспечения заданной производительности при заданной степени сжатия. Величина коэффициента эжекции зависит от многих факторов таких, как структура струи, режим работы эжектора, геометрические размеры сопла и камеры смешения и др. Но при предварительном расчёте многие из этих факторов неизвестны, поэтому будем пользоваться эмпирической методикой расчёта, основанной на результатах исследования большого количества пароструйных эжекторов [3, 7].

Расширение пара до расчётного давления всасывания не бывает изотропическими из-за трения и потерь тепла в сопле. Степень расширения рабочего пара, для аппаратов, откачивающих газы из атмосферы, выбираем $E = 100$. Степень сжатия парогазовой смеси выбираем $\varepsilon = 6$. Коэффициент эжекции ν определяется по рис. 6, $\nu = 0,2$.

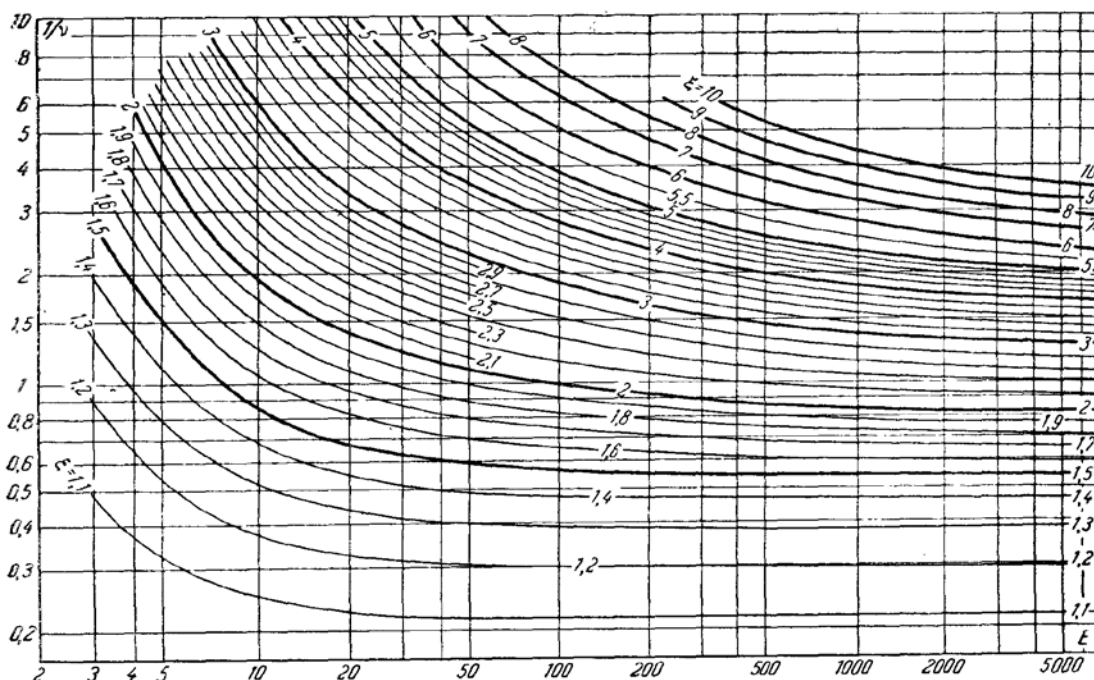


Рис. 6. Диаграмма для определения коэффициента эжекции ν

Установлено, что расход пара в эжекторе зависит от трех величин: давление пара перед соплом p_0 , давление пара за соплом p_1 и давление пара на выходе из диффузора p_4 . Для практических целей удобнее выразить расход пара в зависимости от соотношений между этими величинами, а именно, от степени расширения $E = p_0/p_1$ пара в сопле и степени сжатия $\varepsilon = p_4/p_1$ парогазовой смеси в эжекторе [10]. Из этих соотношений выводим давление p_1 и p_4 :

$$p_1 = \frac{p_0}{E} = 0,05 \text{ кгс/см}^2; \quad (1)$$

$$p_4 = \varepsilon \cdot p_1 = 0,3 \text{ кгс/см}^2. \quad (2)$$

Давление p_4 – наибольшее выпускное давление на выходе из эжектора, а значит наибольшее выпускное давление насоса, что соответствует предельному вакууму. Данный насос создает вакуум равный $0,3 \text{ кгс/см}^2$ ($0,02 \text{ МПа}$) что соответствует заданным условиям.

Расчёт сопла эжектора. Сопло эжектора рассчитывают по формулам адиабатического истечения пара. Задачей расчёта является определение площадей критического и выходного сечений сопла. Углом раскрытия расширяющейся части α обычно задаются. Проанализировав рекомендации разных авторов, угол раскрытия расширяющейся части сопла задаём равным: $\alpha = 20^\circ$. Угол раскрытия в сторону паропровода принимается равным: $\alpha' = 30^\circ$.

Определение критической площади сопла:

$$F_{кр} = \frac{G_1}{3600 \cdot 203 \sqrt{\frac{p_0}{\nu_0}}}, \quad (3)$$

где G_1 – расход рабочего пара, кг/ч;

ν_0 – удельный объём рабочего пара, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Следовательно, диаметр критической части сопла:

$$D_{кр} = \sqrt{\frac{4F_{кр}}{\pi}}, \text{ мм.} \quad (4)$$

Длина критической части сопла:

$$l_{кр} = 0,5D_{кр}, \text{ мм.} \quad (5)$$

Диаметр паропровода рассчитывают по скорости пара ω_0 , которую принимают равной до 20 м/с :

$$D_n = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi}}, \text{ мм.} \quad (6)$$

Длина сужающейся части сопла:

$$l'_c = \frac{D_n - D_{кр}}{2 \text{tg} \frac{\alpha'}{2}} \text{ мм.} \quad (7)$$

Диаметр действительного выходного сечения сопла рассчитываем по формуле:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4\vartheta F_1^p}{\pi}}, \text{ мм,} \quad (8)$$

где ϑ – степень расширения сопла;

F_1^p – расчётная площадь выходного сечения сопла;

$$F_1^p = \frac{G_1 v_1}{3600 \omega_1},$$

G_1 – расход рабочего пара первой ступени, кг/ч;

v_1 – удельный объём пара на выходе из сопла, м³/кг;

ω_1 – действительная скорость истечения пара из сопла, м/с.

Учитывая все термодинамические постоянные рабочего пара, действительная скорость истечения пара из сопла:

$$\omega_1 = 91,5 \varphi_1 \sqrt{i_0 - i_1^{ad}} = 1103 \text{ м/с}, \quad (9)$$

где φ_1 – коэффициент скорости сопла принимаемый равным 0,95;

i_0 – энтальпия рабочего пара, ккал/кг;

i_1^{ad} – энтальпия расширившегося в сопле пара, ккал/кг.

Длина расширяющейся части сопла:

$$l_c = \frac{D_1 - D_{kp}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \text{ мм.} \quad (10)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол раскрытия сопла эжектора.

Расчёт камеры разряжения. Исходным размером для конструирования камеры разряжения является диаметр всасывающего трубопровода (камеры разряжения) $D_{тр}$, скорость эжектируемой смеси ω_3 , которая не должна превосходить 60 м/с (примем $\omega_3 = 50$ м/с). Диаметр трубопровода равен:

$$D_{mp} = \sqrt{\frac{4F_{mp}}{\pi}}, \text{ мм.} \quad (11)$$

Расчёт камеры смешения и диффузора. Диаметр камеры смешения $D'_к$ принимают равным диаметру трубопровода (камеры разряжения) $D_{тр}$:

$$D'_к = D_{mp}, \text{ мм.} \quad (12)$$

Диаметр кольцевого сечения диффузора

$$D_к \approx 0,9 D'_к, \text{ мм.} \quad (13)$$

Диаметр цилиндрического участка диффузора найдём из площади сечения цилиндрического участка диффузора:

$$F_3 = \frac{G_3}{3600 \cdot 199 \sqrt{\frac{p_4}{v_4} \cdot \varphi'}}, \text{ мм}^2, \quad (14)$$

где G_3 – расход эжектируемой смеси, кг/ч;

v_4 – удельный объём парогазовой смеси, м³/кг;

φ – поправочный множитель зависящий от E и ε , (рис. 7).

Следовательно, диаметр цилиндрической части диффузора:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4F_3}{\pi}} \text{ мм},$$

Длина сужающейся части диффузора:

$$l_{\kappa} = \frac{D_{\kappa} - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2}} \text{ мм}, \quad (15)$$

где $\alpha_1 = 10^\circ$ – угол наклона сужающейся части диффузора.

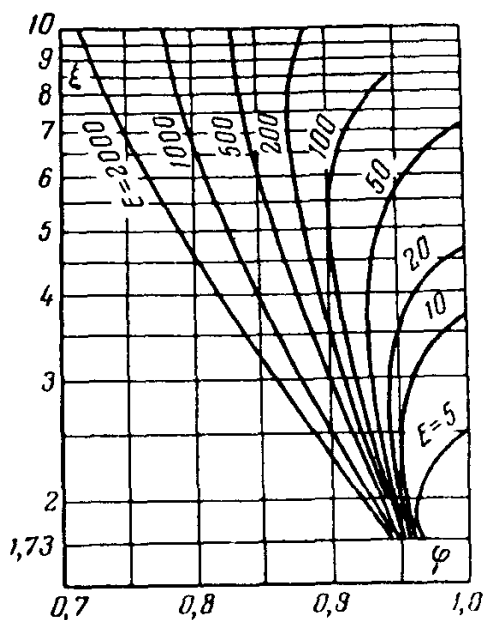


Рис. 7. График для определения φ

Длина цилиндрической части диффузора принимаем равной:

$$l_2 = 1,5D_3, \text{ мм}. \quad (16)$$

Диаметр выходного сечения диффузора принимаем равным:

$$D_4 = 1,6D_3, \text{ мм}. \quad (17)$$

Длина расширяющейся части диффузора:

$$l_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}}, \text{ мм}. \quad (18)$$

где $\alpha_2 = 9^\circ$ – расчётный угол для расширяющейся части диффузора.

Расстояние от сопла до начала цилиндрического участка диффузора принимается равным (в нашем случае 6):

$$l_1 = (6 \div 8)D_3, \text{ мм.} \quad (19)$$

Положение сопла относительно диффузора определяется величиной:

$$l' = l_1 - l_k, \text{ мм.} \quad (20)$$

Все габаритные размеры данного эжектора представлены в табл. 2 и на рис. 5.

Таблица 2

Размеры парожетктора

$D_{кр}$	$l_{кр}$	D_1	D_n	l_c	l_c'	$D_{тр}$	D_k'	D_k	l'	l_k	D_3	l_1	l_2	l_3	D_4
6	3	38	20	59	19	120	120	108	99	375	79	474	118,5	298	126

Расчёт диффузионного паромасляного насоса типа НВДМ–100

Насос представляет собой конструкцию, состоящую из корпуса, паропровода с соплами, маслоотражателя, нагревателя и обводки с охлаждающей водой. Корпус насоса представляет собой цилиндрическую обечайку к которой приварены входной фланец, дно и эжекторный узел с выходным фланцем. Принципиальная схема вакуумного диффузионного паромасляного насоса представлена на рис. 8.

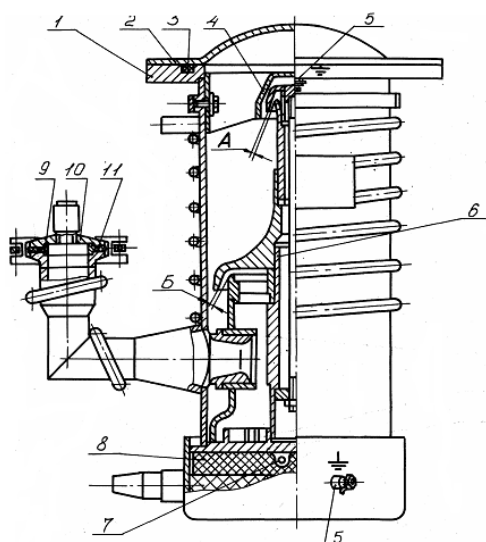


Рис. 8. Насос вакуумный диффузионный паромасляный НВДМ – 100

- 1 – корпус; 2, 10 – заглушка;
 3, 11 – прокладка; 4 – маслоотражатель;
 5 – устройство заземления; 6 – паропровод;
 7 – спираль; 8 – нагреватель; 9 – кольцо

При разработке насоса исходными параметрами являются:

1. Быстрота действия насоса в области рабочих давлений $S = 340$ л/с.
2. Наибольшее выпускное давление $p_{н.в.} = 0,263$ мм рт. ст.
3. Максимальная производительность $G_{max} = 34$ л×мм рт. ст./с.
4. Максимальное впускное давление $p_{max} = 0,1$ мм рт.ст.
5. Потребляемая мощность кипятильника $N = 0,5$ кВт.

В качестве рабочей жидкости для диффузионного паромасленного насоса выбираем минеральное масло VM-1, являющееся продуктом дистилляции медицинского вазелинового масла. Оно имеет относительно малую стоимость и характеристики, соответствующие данному типу насоса (табл. 3).

Таблица 3

Характеристики минерального вакуумного масла VM-1

Рабочая t° в кипятыльнике насоса, $^\circ\text{C}$	200
Теплоёмкость рабочей жидкости, ккал/кг·град	0,5
Удельный вес при 20 $^\circ\text{C}$, г/см ³	0,87
Давление пара при 25 $^\circ\text{C}$, мм рт. ст.	$4 \cdot 10^{-8} - 2 \cdot 10^{-9}$
Скрытая теплота парообразования, ккал/кг	50
Теплота парообразования, ккал/моль	27,4
Предельный вакуум насоса, мм рт. ст.	$2 \cdot 10^{-6}$

Насос НВДМ 100 трехступенчатый: две ступени зонтичного типа, третья – эжекторная.

В процессе конструирования необходимо определить:

- необходимые размеры корпуса насоса;
- размеры сопел;
- размеры паропровода;
- размеры кипятыльника;
- расход охлаждающей воды.

Определение диаметра корпуса насоса. Диаметр входного отверстия насоса находим из формулы удельной быстроты действия во входном сечении насоса:

$$s'_d = \frac{S}{\frac{\pi}{4} D^2}, \quad (21)$$

где $s'_d \approx 3 \dots 4$ л/с·см² для большинства современных высоковакуумных паромасляных насосов. Меньшие цифры соответствуют насосам малой производительности (до 50 л/с), большие цифры – насосом большой производительности (свыше 50 л/с).

Диаметр корпуса насоса (он же является диаметром входного отверстия) равен:

$$D = \sqrt{\frac{4S}{s'_d \pi}}, \text{ мм.} \quad (22)$$

Определение размеров сопел и паропроводящих труб. Схема обращенного сопла зонтичного типа представлена на рис. 9. Пар поступает по паропроводящей трубе, соединенной с подсопельником 1, затем изменяет

направление движения на обратное, проходит через наименьшее сечение сопла, где скорость пара становится равной критической, и далее расширяется с увеличением скорости до сверхзвуковой в кольцевом канале, образуемом подсопельником и зонтом 2.

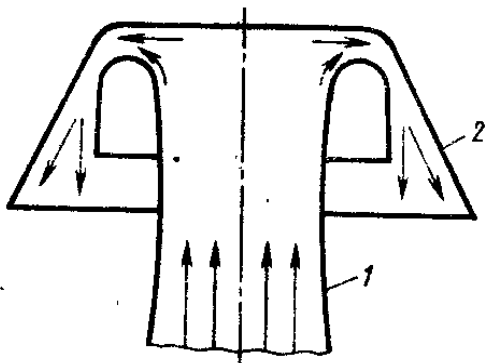


Рис. 9. Схема обращенного сопла зонтичного типа:

1 – подсопельник; 2 – зонт сопла

Учитывая, что быстрота действия насоса пропорциональна площади кольцевой щели между соплом и стенкой корпуса насоса, в качестве критерия подобия может быть принята удельная быстрота действия в кольцевом сечении:

$$s' = \frac{S}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d_c^2)}, \text{ л/с} \cdot \text{см}^2, \quad (23)$$

где $s' \approx 4,5 \dots 5,5$, л/с·см² – для первых ступеней;

$s' \approx 0,1 \dots 0,5$, л/с·см² – для последующих ступеней.

Следовательно, диаметр зонтика сопла равен:

$$d_{c1,2} = \sqrt{D^2 - \frac{4S}{s' \pi}}, \text{ мм.} \quad (24)$$

Паропровод диффузионного паромасляного насоса представляет собой разборную осесимметричную конструкцию. Диаметр паропровода определяем по формуле:

$$d_n = \sqrt{D^2 - \frac{4}{\pi} A_n F_{кр}}, \text{ мм,} \quad (25)$$

где A_n – величина полного расширения струи;

$F_{кр}$ – площадь критического сечения ступени, мм².

Величина полного расширения струи находится из формулы постоянной s'' величины данной рабочей жидкости для данной ступени [12]:

$$c'' = \frac{p_{н.в} \sqrt{T_0} A_n}{p_0}, \quad (26)$$

где $p_{н.в}$ – наибольшее выпускное давление отдельной ступени, мм рт. ст.;

T_0 – абсолютная температура пара перед соплом, К.

Площадь критического сечения ступени равна:

$$F_{кр} = \alpha \frac{G_z \lg \frac{p_{н.в}}{p_1}}{\eta \gamma_0 \sqrt{273 + t_0} [\Lambda + C(t_0 - t_{ст})]}, \text{ мм}^2, \quad (27)$$

где $\alpha = \frac{0,825}{\left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa + 1} R}} = 0,3;$

G_z – производительность насоса, л·мм рт.ст./с;

γ_0 – удельный вес рабочей жидкости, кг/м³;

t_0 – температура пара перед соплом, °С;

$t_{ст}$ – температура конденсата, стекающего в кипятильник, равная температуре охлаждаемой стенки насоса;

C – теплоёмкость рабочей жидкости, ккал/кг·град;

Λ – скрытая теплота парообразования данной рабочей жидкости, ккал/кг;

η – коэффициент полезного действия отдельных ступеней насоса.

Углы наклона зонтов сопел к плоскости, перпендикулярной оси насоса принимаются обычно равными: 70...75° для первой ступени и 60...65° для второй ступени.

Расстояние между ступенями может быть принято на основании следующего полуэмпирического соотношения:

$$h_{n1,2} = (1 \div 1,5) \left(\frac{D - d_{c1,2}}{2} \right) \operatorname{tg} \alpha, \text{ мм}, \quad (28)$$

где $h_{n1,2}$ – расстояние между выходными сечениями сопел, мм;

α – угол наклона зонты сопла к плоскости перпендикулярной оси насоса;

D – диаметр корпуса насоса, мм;

$d_{c1,2}$ – диаметр зонтов сопел, мм.

Для завершения расчёта ступени необходимо определить расширение сопла A_c . Расширение сопла определяет структуру струи за соплом, величины плотности и скорости пара в выходном сечении сопла. Так как паровая струя обладает наибольшим откачивающим действием вблизи сопла, то соотношение между величинами плотности и скорости пара на выходе

из сопла играет решающую роль в работе ступени. Расширение сопла определяем из уравнения:

$$c''' = \frac{p_0}{A_c \sqrt{T_0}}, \quad (29)$$

где T_0 – абсолютная температура пара перед соплом, К;

p_0 – давление пара перед соплом, мм рт. ст.

Следовательно:

$$A_c = \frac{p_0}{c''' \sqrt{T_0}}. \quad (30)$$

Расчёт маслоотражателя. Для уменьшения величины обратного потока паров рабочей жидкости из насоса используется колпачковый отражатель, действие которого основано на срезании линий тока, направленных вверх и

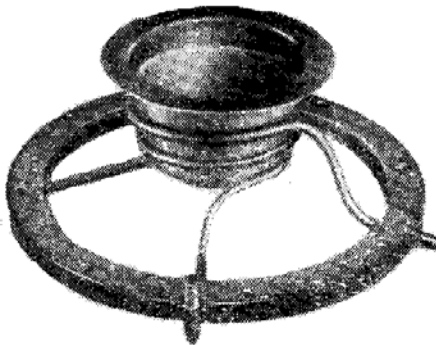


Рис. 10. Внешний вид колпачкового маслоотражателя

не замыкающихся на холодные стенки корпуса. Внешний вид данного маслоотражателя представлен на рис. 10. Колпачковый отражатель является простейшим устройством, задерживающем до 97 % обратного потока рабочей жидкости при минимальном уменьшении быстроты действия насоса. Он представляет собой охлаждаемый водой медный или стальной колпачок, закрепленный на фланце и размещаемый над первым соплом насоса. Следует также заметить, что колпачковый отражатель устраняет такие

источники миграции паров рабочей жидкости, как испарение конденсата с поверхности сопла и вытекание пара через неплотности в креплении сопла.

Для практических расчетов при конструировании колпачкового отражателя используют следующие опытные соотношения (рис. 11):

$$h = 0,3d_{c1} = 13,8, \text{ мм}; \quad (31)$$

$$D_1 = 1,25d_c = 57,5, \text{ мм}; \quad (32)$$

$$D_2 = 1,4d_c = 64,4, \text{ мм}. \quad (33)$$

Расчёт эжекторной ступени. Расчёт эжекторной ступени производится в соответствии с методикой расчёта эжекторов. В отличие от пароводяного эжектора, паромасляный имеет только камеру смешения и не имеет диффузора, несмотря на его существенную роль в работе эжектора. Это де-

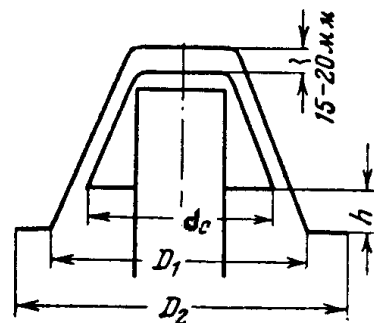


Рис. 11. Основные размеры колпачкового маслоотражателя

лается ради сокращения габаритных размеров и с целью получения высокого значения наибольшего выпускного давления в этих насосах.

Определение критической площади сопла:

$$F_{кр\ c} = \frac{G_1}{3600 \cdot 203 \sqrt{\frac{p_0}{\nu_0}}} = 14,13, \text{ мм}^2, \quad (34)$$

где G_1 – расход рабочего пара, кг/ч;
 ν_0 – удельный объём рабочего пара, м³/кг.

Следовательно, диаметр критической части сопла:

$$D_{кр\ c} = \sqrt{\frac{4F_{кр\ c}}{\pi}}, \text{ мм}. \quad (35)$$

Длина критической части сопла:

$$l_{кр\ c} = 0,5D_{кр\ c}, \text{ мм}. \quad (36)$$

Диаметр действительного выходного сечения сопла рассчитываем по формуле:

$$D_{1c} = \sqrt{\frac{4\vartheta F_{1c}^p}{\pi}}, \text{ мм}, \quad (37)$$

где ϑ – степень расширения сопла;
 F_{1c}^p – расчётная площадь выходного сечения сопла;

$$F_{1c}^p = \frac{G_1 \nu_1}{3600 \omega_{1c}};$$

G_1 – расход рабочего пара первой ступени, кг/ч;
 ν_1 – удельный объём пара на выходе из сопла, м³/кг;
 ω_{1c} – действительная скорость истечения пара из сопла, м/с.

Длина расширяющейся части сопла:

$$l_c = \frac{D_{1c} - D_{кр\ c}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \text{ мм}, \quad (38)$$

где $\alpha=20^\circ$ – угол раскрытия сопла эжектора.

Диаметр входного отверстия камеры смешения примем равным $D'_k = 35$ мм. Как указывалось выше, диффузор у эжекторной ступени высоковакуумного паромасляного насоса отсутствует, а камера смешения данного насоса имеет коническую форму. Коническая камера смешения делается для того, чтобы при увеличении впускного давления струя не отрывалась от стенок камеры смешения, как, например, в цилиндрической, и не начался перетёк газа из области предварительного разрежения на сторону впуска. Камера смешения эжекторной ступени напрямую присоединяется к вы-

ходному патрубку насоса, поэтому длину камеры смешения рассчитаем по формуле сужающейся части диффузора:

$$l_k = \frac{D'_k - d}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2}}, \text{ мм}, \quad (39)$$

где $\alpha_1 = 10^\circ$ – угол наклона сужающейся части камеры смешения;

D'_k – диаметр входного отверстия камеры смешения, мм;

d – диаметр выпускного патрубка насоса, мм.

Расчёт кипятивника. Кипятивник (нагреватель) насоса открытого типа представляет собой металлический корпус с уложенным в него керамическим основанием (рис. 12.) с нагревательным элементом, выполненным в виде спирали из нихромовой проволоки.



Рис. 12. Керамическое основание кипятивника насоса НВДМ-100

Размеры кипятивника выбираем с таким расчётом, чтобы обеспечить свободное кипение рабочей жидкости. Удельная тепловая нагрузка на днище кипятивника при этом не должна превосходить $q = 2 \dots 3 \text{ Вт/см}^2$. диаметр кипятивника, таким образом, может быть подсчитан по уравнению:

$$d_k = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{N}{q}}, \text{ мм}, \quad (40)$$

где N – мощность подогрева, Вт;

q – удельная тепловая нагрузка, Вт/см².

Определение диаметра выпускного патрубка насоса. Размеры выпускного патрубка насоса должны выбираться с таким расчётом, чтобы его проводимость была во много раз больше быстроты действия, необходимой для поддержания выпускного давления за последней ступенью при максимальной производительности насоса.

При выборе диаметра выпускного патрубка следует иметь ввиду, что вспомогательный насос (форвакуумный) присоединяется к высоковакуум-

ному насосу обычно трубопроводом того же диаметра, что и выпускной патрубком.

Уравнение для расчёта диаметра выпускного патрубка:

$$d = 8,64 \sqrt{\frac{G_{\max}}{P_{н.в}^2}}, \text{ мм.} \quad (41)$$

Определение расхода охлаждающей воды. Трубка водяного охлаждения насоса навита снаружи на корпус диффузионного насоса и эжекторный узел. Расход охлаждающей корпус насоса воды может быть подсчитан из теплового баланса с учётом того, что водой уносится: тепло, выделяющееся на стенке корпуса при конденсации пара, истекающего из сопел, излучаемое поверхностью паропровода, и тепло, передаваемое за счет теплопроводности стенки от кипятильника [7].

Расход охлаждающей воды равен:

$$G_v = (70 \div 80)N = 35, \text{ л/ч,} \quad (42)$$

где N – мощность подогрева, кВт.

Данный насос используется совместно с форвакуумным насосом в составе технологической установки. Быстрота действия форвакуумного насоса при наибольшем выпускном давлении в сечении выходного фланца должна быть не менее 2 л/с. При пуске насоса НВДМ в работу необходимо откачать его форвакуумной системой до давления 13,3 Па (0,1 мм рт. ст.). в качестве форвакуумного насоса возьмем пластинчато-роторный насос типа НВР-4,5Д.

Все размеры, найденные расчётным путём, вакуумного диффузионного паромасляного насоса представлены в табл. 4.

Таблица 4

Размеры диффузионного паромасляного насоса НВДМ-100, мм

D	d_{c1}	d_{c2}	d_{n1}	d_{n2}	h_{n1}	h_{n2}	d	d_k	$D_{крс}$	$l_{крс}$	D'_k	$D_{1с}$	l_c	l_k
100	46	90	40	84	150	38	25	120	9	4,5	35	25	10	35

Выводы

В данной статье были рассмотрены варианты обеспечения вакуума для опытной регенерационной установки РУМС-1 отработанного моторного масла. Для этого был проведен анализ всей современной вакуумной техники и сделан вывод о преимуществе в использовании двух основных групп вакуумных насосов – это механические роторные и струйные насосы. Учитывая все преимущества пароструйных насосов, в нашем варианте были рассчитаны два типа данных насосов – диффузионный паромасляный и па-

роэжекторный. Для данных насосов был произведен математический расчёт, на основании которого определены основные размеры деталей данных типов насосов для обеспечения необходимого вакуума для оптимальной работы установки по регенерации отработанных моторных масел в судовых условиях.

Список литературы

1. Тарасов, В. В. Принципиальная схема установки по регенерации отработанного моторного масла в судовых условиях / В. В. Тарасов, П. В. Кулямов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 2. – С. 175–179.

2. Тарасов, В. В. Научные ответы на вызовы современности: техника и технологии : монография / В. В. Тарасов, Г. П. Кича, С. В. Куприенко и др. – Одесса, 2016. – 177 с.

3. Цейтлин, А. Б. Пароструйные вакуумные насосы / А. Б. Цейтлин. – М. : Машиностроение, 1980. – 51 с.

4. Тарасов, В. В. Аппаратное обеспечение вакуума в малотоннажной установке регенерации отработанного моторного масла / В. В. Тарасов, Л. Ю. Манзюкова // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2013. – Вып. . – С. 65–79.

5. Тарасов, В. В. Формирование условий капельного и тонкопленочного испарения водо-топливных фракций из отработанного моторного масла при его регенерации / В. В. Тарасов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 4. – С. 154–161.

6. Розанов, Л. Н. Вакуумная техника : учебник для вузов / Под ред. Л. Н. Розанова. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Высш.шк., 2007. – 391 с.

7. Цейтлин, А. Б. Пароструйные вакуумные насосы / А. Б. Цейтлин. – М. – Л. : Энергия, 1965. – 400 с.

8. Тарасов, В. В. Экспериментальное исследование работы циклонного испарителя регенерационной установки по удалению топливных фракций из отработанного моторного масла / В. В. Тарасов, // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 3. – С 139–143.

9. Данилин, Б. С. Вакуумные насосы и агрегаты : учебник для вузов / Б. С. Данилин ; под ред. Р. А. Нилендера. – М. – Л. : Государственное энергетическое издательство, 1957. – 113 с.

10. Абросимов, Б.З Пароэжекторные вакуумные насосы / Б. З. Абросимов. – М. : Гипронефтемаш, 1965. – 129 с.

11. Фролов, Е. С. Механические вакуумные насосы / Е. С. Фролов, И. В. Автономова и др.– М. : Машиностроение, 1989. – 288 с.

12. Успенский, В. А. Струйные вакуумные насосы / В. А. Успенский, Ю. М. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1973. – 144 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВАКУУМНЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ РЕГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ОТРАБОТАННЫХ МАСЕЛ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР Solid Works

Перед запуском в производство какого-либо агрегата необходимо выполнить его проектирование с помощью компьютерных программ САПР, для большей наглядности и детального изучения конструкции, а также для возможности проведения испытаний модели [2, 4, 5].

Создание отдельных твердотельных деталей конструкции, а затем их полной сборки с помощью современных компьютерных технологий, позволяет выявить имеющиеся недостатки конструкции, несоответствие размеров и устранить их до запуска оборудования в производство, что существенно сократит расходы. Затем с помощью расчётных комплексов, таких как АПМ *3D Structure*, *Solid Works COSMOSXpress* и других, можно будет произвести расчёты, как отдельных деталей, так и всей конструкции в целом на прочность [1, 3, 5].

Для этого рассмотрим рабочие жидкости пароструйных насосов и требования предъявляемые к ним. В качестве рабочих жидкостей пароструйных насосов могут использоваться: водяной пар, минеральные вакуумные масла либо ртуть [1, 6, 7]. Каждая из них имеет свои характеристики, преимущества и недостатки. При выборе рабочей жидкости необходимо учитывать как экономические, так и эксплуатационные характеристики [1, 8].

Для парожеторного вакуумного насоса используем в качестве рабочей жидкости водяной пар. Это обусловлено его простотой как рабочего тела. Он однороден по составу, не разлагается, не окисляется, не загрязняет откачиваемый объём, а с современным уровнем судового котлостроения обладает доступностью и возможностью практически неограниченного его потребления [1, 5]. Последнее обстоятельство наряду с возможностью потребления необходимого количества охлаждающей воды позволяет проектировать пароводяные эжекторные насосы на любую производительность, начиная от нескольких литров до сотен тысяч литров в секунду. Ещё одним немаловажным преимуществом водяного парожеторного насоса в отличие от парортутного или паромасляного является то, что он работает не от собственного кипятильника, а пар подается по магистральным паропроводам напрямую из котельного помещения под повышенным давлением порядка $5 \dots 10$ кгс/см².

Но наряду с преимуществами есть и недостатки водяного пара [1]. Главными проблемами при эксплуатации пароводяных эжекторных насосов является обеспечение насосов паром необходимого качества и при необходимом давлении, а также водой на конденсатор при необходимой температуре. Давление пара в любом случае не должно быть меньше того, на

которое рассчитана нормальная работа насоса. Если в наличии есть пар большего давления, то он может быть дросселирован до рабочего давления насосе либо путём редуцирования вентилем, либо установкой диафрагмы в паропроводящей трубе. При дросселировании пара до рабочего давления, как правило, обеспечивается нормальная работа насоса.

Как уже отмечалось, характеристика насоса существенно зависит от качества пара. Если пар получаемый из котельной, влажный, то перед впуском его в насос на паропроводящей линии необходимо ставить влагоотделитель с конденсационным горшком [1, 6].

Температура воды, подаваемый на охлаждение конденсатора не должна превышать ту, на которую рассчитана его нормальная работа. При этом существенным является, какой водой охлаждаются конденсаторы: артезианской, речной или оборотной. При артезианской воде, температура которой, как правило, оказывается ниже рабочей температуры в конденсаторах насоса, можно экономить пар, редуцируя его с таким расчётом, чтобы не ухудшать характеристики насоса. Если давление пара и температура охлаждающей воды имеют значения, равные рабочим значениям для насоса, то характеристика насоса имеет вполне определенную количественную зависимость нагрузки от впускного давления, измеряемую при её испытаниях.

Работа высоковакуумных насосов существенно зависит от рода рабочей жидкости [1, 4, 5]. Рабочая жидкость для высоковакуумного насоса должна отвечать следующим основным требованиям:

- иметь низкую упругость пара при комнатной температуре. Это обусловлено тем, что пары рабочей жидкости, проникая в откачиваемый объём, могут повышать в нём остаточное давление, если их упругость при комнатной температуре велика;

- иметь вязкость, при которой обеспечивается стекание конденсата в кипятильник по стенке насоса, охлаждаемой водой. Это необходимо для обеспечения циркуляции рабочей жидкости в насосе;

- иметь высокую упругость пара при рабочей температуре в кипятильнике;

- обладать малой удельной теплотой парообразования. Чем она меньше, тем меньше затраты мощности на создание требуемого количества пара в насосе;

- быть однородной по составу. Если жидкость неоднородна, то по мере работы в насосе состав её будет изменяться за счёт улетучивания отдельных компонентов, что приведёт изменению характеристик насоса;

- быть термически стабильной при рабочей температуре в кипятильнике насоса. Если жидкость разлагается при рабочих температурах, то ухудшаются характеристики насоса;

- не взаимодействовать с конструкционными материалами насоса;

- быть стойкой к окислению воздухом при рабочей температуре в кипятильнике насоса, на случай аварий и прочее;

– обладать малой способностью к растворению газов, в противном случае это приводит к ухудшению предельного вакуума насоса [2, 16].

Учитывая требования, предъявляемые к рабочим жидкостям высоковакуумных насосов, а так же все достоинства и недостатки каждой из них была составлена сводная таблица (табл. 1), анализируя данные которой для насоса типа НВДМ–100 было выбрано минеральное вакуумное масло ВМ–1.

На основании анализа требований к качеству рабочих жидкостей вакуумных парожетторных насосов производится подбор материалов для элементов их конструкций. Как правило, материалы, используемые в вакуумной технике, в зависимости от назначения подразделяют на три группы: конструкционные, специальные и технологические.

Элементы конструкций, используемые в качестве тел нагрева, уплотнения и изоляторы изготавливают из специальных материалов: вакуумной резины, графита, тугоплавких металлов, фторопласта.

Легкоплавкие металлы и сплавы используют в качестве припоев и уплотнителей подвижных и разъемных соединений фланцевого и клапанного типов, высоковакуумных и сверхвысоковакуумных элементов и систем.

Широкое применение стекла и керамики объясняется их способностью к формообразованию, хорошим электроизоляционным свойствам, низкой газопроницаемостью и химической стойкости.

К технологическим материалам относятся материалы, используемые при испытании, ремонте и эксплуатации вакуумных систем: лаки, клеи, герметики, замазки, смазочные материалы, материалы для очистки вакуумных аппаратов и другое.

К конструкционным материалам относятся материалы, используемые для изготовления вакуумных систем и элементов, включая средства получения вакуума. Для этой цели широко используют чугуны, углеродистые стали, легированные стали и сплавы, жаропрочные, жаростойкие и коррозионно-стойкие стали и сплавы, титан, стекло керамику и другое [7, 8].

Таблица 1

Достоинства и недостатки рабочих жидкостей насосов

Характеристики рабочих жидкостей	Минеральные масла	Ртуть
Достоинства	– имеют низкую упругость пар при комнатной температуре, что позволяет получать предельный вакуум порядка 10^{-7} мм рт.ст. и ниже без низкотемпературных ловушек; – не ядовиты, химически инертны; – обладают удовлетворительной термической и невысокой термоокислительной стойкостью;	– однородна по составу; – стабильна в процессе работы; не разлагается при рабочей температуре насоса; – стойка к окислению воздухом; – высокая упругость пара при рабочей температуре в кипяильнике; – сравнительно мало растворяет

	– относительно невысокая стоимость	газы
Недостатки	<ul style="list-style-type: none"> – в большинстве своем не однородны по составу и потому могут изменять свои характеристики в процессе работы; – в той или иной мере разлагаются при рабочей температуре в кипяильнике и поэтому имеют ограниченный срок службы; – значительно в большей степени растворяют в себе газы; – обладая низкой упругостью пара при комнатной температуре, имеют значительно более низкую в сравнении со ртутью упругость пара при одинаковой температуре в кипяильнике, что влияет на значение наибольшего выпускного давления (у паромасляных меньше, чем у парортутных) 	<ul style="list-style-type: none"> – токсичность паров. Вредность паров ртути для здоровья заставляет оборудовать специальные помещения для работы со ртутью и соблюдать меры предосторожности, исключая повышение концентрации паров ртути в рабочих помещениях, что в судовых условиях невозможно; – высокая химическая активность по отношению к металлам. Ртуть образует амальгамы с большинством металлов, что ограничивает выбор конструкционных материалов для насоса; – высокая упругость пара при комнатной температуре, что заставляет устанавливать между насосом и откачиваемым объёмом охлаждаемую до низкой температуры ловушку

Вакуумная техника предъявляет к конструкционным материалам ряд специальных требований, которым они должны удовлетворять наряду с традиционными прочностными и физико-химическими характеристиками. В соответствии с этим материалы должны отвечать следующим требованиям:

- иметь давление паров при рабочей температуре значительно меньше рабочего давления, так как материал, давление насыщенного пара которого при рабочей температуре сравнительно велико, в вакууме испаряется;

- характеризоваться минимальным газовыделением при рабочих давлении и температуре. Уровень газовыделения существенно зависит от способа предварительной обработки и количества газов, растворённых в их объёме и адсорбированных;

- иметь минимальную проницаемость в рабочих условиях. Хотя проницаемость свойственна многим материалам, она сильно зависит от рода откачиваемого газа;

- обеспечивать вакуумную плотность при малой толщине. Литые материалы не удовлетворяют требованиям герметичности, так как для них характерна пористая структура. Листовой и сортовой прокат имеют различную вакуумную плотность в разных направлениях. Наибольшей вакуумной плотностью обладают материалы, подвергнутые переплаву в вакууме;

- быть коррозионно-стойкими, иметь повышенные пределы выносливости и ползучести. Требования коррозионной стойкости материалов обусловлены недопустимостью образования оксидов на поверхности, которые легко разлагаются и имеют более высокое давление пара, чем основной металл. Та-

ким образом, коррозия увеличивает газовыделение материалов, уменьшает прочность тонкостенных деталей, вызывает при соприкосновении с окисляющими газами межкристаллитную коррозию и появление напеканий.

При изготовлении парозежекторного насоса особое внимание уделяют обработке внутренних поверхностей проточной части. Особенно тщательно обрабатывают сопло, внутреннюю поверхность которого рекомендуют полировать. Все углы проточной части (особенно переходы от конической поверхности к цилиндрической в сопле и диффузоре) должны быть скруглены. При выборе конструкционного материала для парозежекторного насоса исходят из его габаритных размеров. Металлические эжекторы небольших размеров изготавливают литыми чугунами, большие – сварными стальными [8]. Так как габаритные размеры нашего парозежекторного насоса большие, то в качестве конструкционного материала будем использовать сталь.

Углеродистые конструкционные стали широко используют для изготовления элементов и систем работающих при давлении не ниже 10^{-4} Па. Углеродистые конструкционные стали различают обычного качества и качественные.

В качестве конструкционного материала для корпуса эжектора выберем качественную углеродистую сталь, так как они поставляются с гарантированным химическим составом и механическими свойствами. Они в свою очередь делятся на низкоуглеродистые и среднеуглеродистые. Низкоуглеродистые стали 08; 10; 15; 20; 25 применяют, когда требуется малая прочность и высокая эластичность. Из среднеуглеродистых сталей 30; 35; 40; 45; после нормализации, улучшения и поверхностной закалки изготавливают разнообразные детали. Механические и физические свойства углеродистой качественной стали представлены в табл. 2.

Таблица 2

Свойства качественной углеродистой стали

Сталь	Механические свойства				Физические свойства			
	σ_B	σ_T	δ	ψ	НВ	ρ , г/см ³	λ , Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^3, K^{-1}$
	МПа		%					
08	330	200	33	60	131	7,830	77,2	11,6
10	340	210	31	55	143	7,830	77,2	11,6
15	380	230	27	55	149	7,820	74,0	11,6
20	420	250	25	50	163	7,820	74,4	11,1
25	460	280	23	50	170	7,820	72,0	11,1
30	500	300	21	45	179	7,817	72,0	12,6
35	540	320	20	45	187	7,817	72,0	11,1
40	580	340	19	40	197	7,815	56,8	12,4

45	610	360	16	40	207	7,814	64,8	11,6
----	-----	-----	----	----	-----	-------	------	------

С учётом всех свойств качественных углеродистых сталей выберем сталь марки 40. Она хорошо сваривается и не склонна к отпускной хрупкости.

В качестве материала для сопла эжектора выберем легированную конструкционную сталь. Химический состав и механические свойства данных сталей приведены в табл. 3. В легированной стали, наряду с обычными примесями, имеются легирующие элементы: хром, вольфрам, молибден, никель, а также кремний и марганец в большом количестве. Легированная сталь обладает ценнейшими свойствами, которых нет у углеродистой стали, и не имеет её недостатков. Применение легированной стали экономит металл, повышает долговечность изделий, увеличивает производительность. В прогрессивной технике эта сталь имеет решающее значение.

Легирующие элементы оказывают разностороннее влияние на свойства стали. Хром повышает твёрдость, уменьшает ржавление; никель даёт высокую прочность и пластичность, коррозионную стойкость; вольфрам увеличивает твёрдость и красностойкость; ванадий повышает плотность, прочность, сопротивление удару, истиранию; кобальт повышает жаропрочность, магнитопроницаемость; молибден увеличивает красностойкость, прочность, сопротивление окислению при высоких температурах; марганец при содержании свыше 1 % увеличивает твёрдость, износостойчивость, стойкость против ударных нагрузок; титан повышает прочность, сопротивление коррозии; алюминий повышает окалиностойкость; ниобий повышает кислотостойкость; медь уменьшает коррозию. В сталь вводят также бор, селен, азот, цирконий. В легированной стали может находиться одновременно несколько легирующих элементов.

Исходя из изложенных характеристик легированных сталей, для сопла эжектора возьмем сталь 20Х. Она мало флюеночувствительна и не склонна к отпускной хрупкости. Сварка производится без подогрева и последующей обработки. Используется для изготовления деталей, к которым предъявляются требования высокой поверхностной твёрдости при невысокой прочности сердцевины.

Для насоса типа НВДМ–100, по известным данным, материалом проточной части корпуса служит углеродистая сталь, а паропровод выполнен из алюминиевого сплава, который обладает высокой коррозионной стойкостью и легко сваривается.

Таблица 3

Свойства легированных сталей

Сталь	Массовая доля, %							σ_B , МПа	δ	ψ %	T_r , К	T_k , К	HB, не более
	C	Mn	Cr	Ni	Другие элементы								
20X	0,17–0,23	0,5–0,8	0,7–1,0	–	–	–	780	11	40	273	173	179	
30X	0,24–0,32	0,5–0,8	0,8–1,1	–	–	–	900	12	45	273	173	187	
40X	0,36–0,44	0,5–0,8	0,8–1,1	–	–	–	1000	10	45	273	173	217	
40XФА	0,37–0,44	0,5–0,8	0,8–1,1	–	(0,1–0,18)V	–	900	10	50	273	173	241	
40XГТР	0,38–0,45	0,7–1,1	0,8–1,1	–	(0,03–0,09)Ti	–	1000	11	45	313	213	229	
30XГС	0,28–0,35	0,8–1,1	0,8–1,1	–	(0,9–1,2)Si	–	1000	10	45	293	213	229	
40XH	0,36–0,44	0,5–0,8	0,45–0,75	1,0–1,4	–	–	1000	11	45	243	173	207	
30XH3A	0,27–0,33	0,3–0,6	0,6–0,9	2,75–3,15	–	–	1000	10	50	233	153	241	
40XH2MФА	0,37–0,44	0,5–0,8	0,6–0,9	1,25–1,65	(0,15–0,25)Mo	–	1000	12	50	233	153	269	
36X2H2MФА	0,33–0,40	0,25–0,5	1,3–1,7	1,3–1,7	(0,2–0,3)Mo	–	120	12	50	213	133	269	
38XH3MФА	0,33–0,40	0,25–0,5	1,2–1,5	3,0–3,5	(0,1–0,18)V (0,35–0,45)Mo	–	1200	12	50	213	133	269	

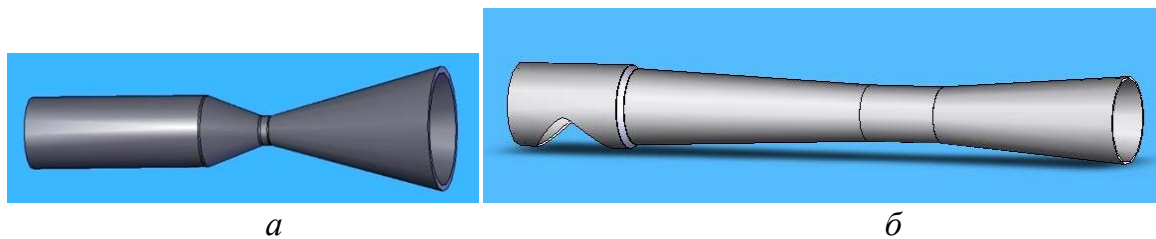
После определения технологических и конструкционных параметров устройств приступаем к моделированию с помощью современных средств компьютерного проектирования используя программный пакет *Solid Works*. Система *Solid Works* – это система автоматизированного проектирования, инженерного анализа и подготовки производства изделий любой сложности и назначения. Это одна из лидирующих систем автоматизированного проектирования и моделирования в мире. САПР *Solid Works* является ядром интегрированного комплекса автоматизации предприятия, с помощью которого осуществляется поддержка жизненного цикла изделия в соответствии с концепцией CALS-технологий.

Использование чертежно-графического редактора данной системы позволяет существенно сократить период проектирования, а доступный для понимания принцип создания модели облегчает работу. С помощью данной программы можно создать отдельные трехмерные элементы конструкции, а затем полностью осуществить сборку.

Для трехмерного моделирования корпусов струйных вакуумных насосов при расчёте насоса на прочность достаточно будет изобразить корпус насоса (а для эжекторного – и сопло). Для этого первым этапом моделируем все составные части насосов по отдельности, а затем вторым этапом осуществляем их сборку.

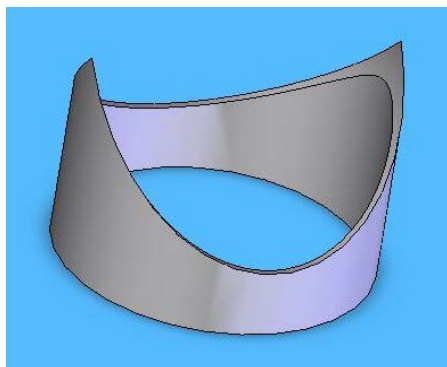
Одним из первых элементов пароэжекторного насоса моделируем сопло. Для этого необходимо в программном комплексе *Solid Works* создать эскиз половины сопла и задать функцию «Повернутая бобышка/основание», далее с помощью команды «Вырез/вытянуть» создаем готовое сопло с толщиной стенки 2...3 мм. Следующим элементом данного насоса создается корпус эжектора (камера разряжения, камера смешения и диффузор). Его создаем по тому же принципу что и сопло с толщиной стенок 3...4 мм. Последним элементом конструкции моделируем трубопровод от вакуумной камеры, с той же толщиной стенки что и у корпуса. Внешний вид каждой из проектируемых элементов представлен на рис. 1.

Вторым этапом осуществляем сборку смоделированных частей пароэжекторного насоса. Сопло вставляем в корпус насоса в специально созданное для этого отверстие. Трубопровод от вакуумной камеры также соединяем с корпусом насоса. Результат проделанной работы представлен на рис. 2.



a

б



в

Рис. 1. Детали проектируемого эжекторного насоса:

a – сопло; *б* – корпус эжектора;
в – трубопровод

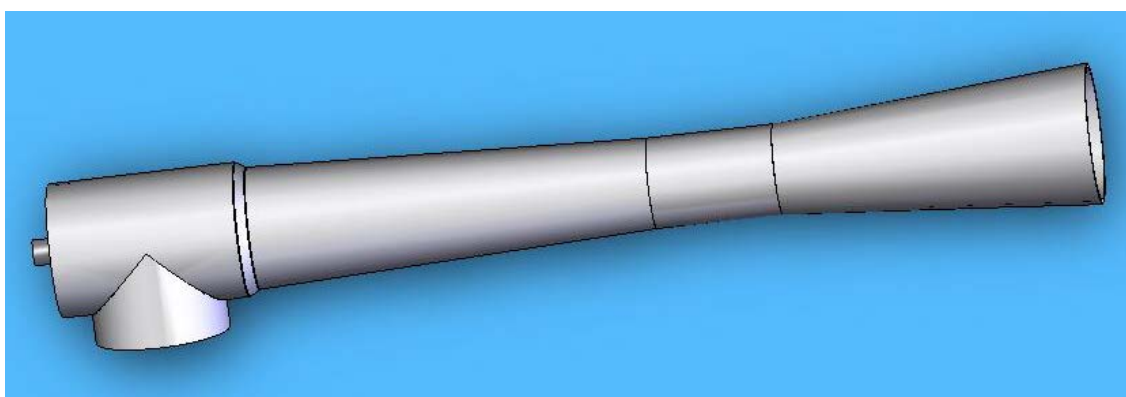


Рис. 2. Сборка пароэжекторного насоса

Для создания корпуса модели диффузионного паромасляного насоса будем использовать тот же алгоритм, что и при создании эжекторного. Первым этапом создадим составные части корпуса диффузионного насоса: проточную цилиндрическую часть корпуса, дно кипятильника и выходную эжекторную ступень. Внешний вид каждой созданной детали представлен на рис. 3.

Вторым этапом, как уже отмечалось выше, делается сборка конструкции всех созданных деталей. С помощью определенных сопряжений получается собранная модель диффузионного паромасляного насоса без впускного и выпускного фланца, представленная на рис. 4.

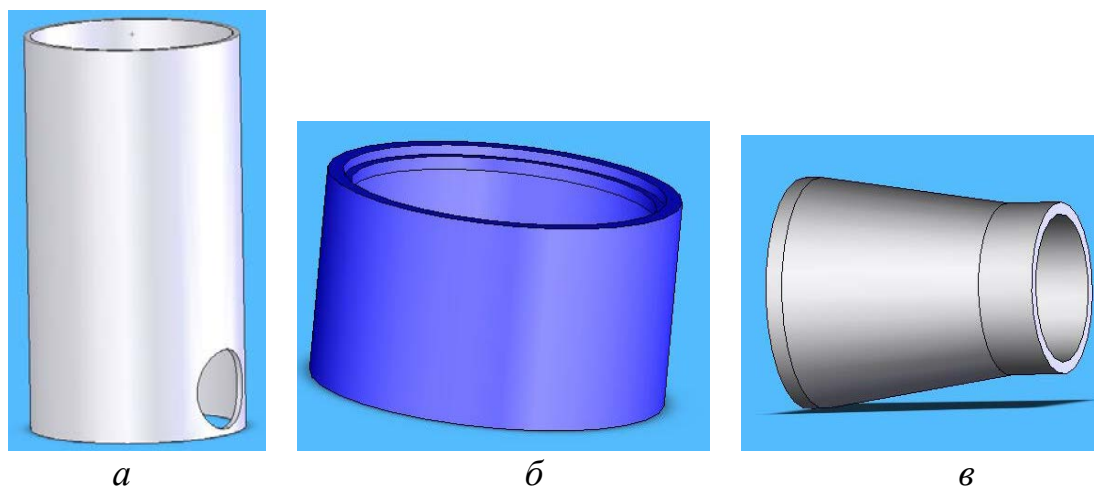


Рис. 3 Сборные единицы диффузионного насоса:
а – проточная часть; *б* – дно кипятильника; *в* – эжекторная ступень

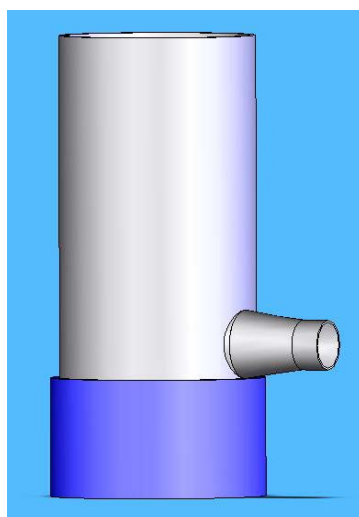


Рис. 4 Сборка диффузионного паромасляного насоса

Расчёт деталей струйных вакуумных насосов на прочность с помощью программного пакета *Solid Works COSMOSXpress*

Функциональная возможность данного программного пакета включает анализ детали; анализ напряжения; анализ оптимизации с одной переменной и критерием; равномерное распределение давления и силы, прилагаемых к граням; напряжение, эквивалентное напряжениям по контуру (von Mises); эпюра деформаций; анимация и сохранение в формате AVI.

С помощью *Solid Works COSMOSXpress* покажем действие нагрузок от давления на различные детали струйных насосов. Для этого выбираем одну из созданных деталей, например сопло эжекторного насоса, и запускаем приложение *COSMOSXpress*. Задаём нужные параметры и давление и запускаем анализ системы, после чего выводим результат на экран. Данная программа выводит распределение усилия и смещения в модели по задан-

ным давлениям. На рис. 5 представлено распределение усилия и смещения в сопле парозежекторного насоса.

На рис. 6 представлены нагрузки для корпуса парозежекторного насоса.

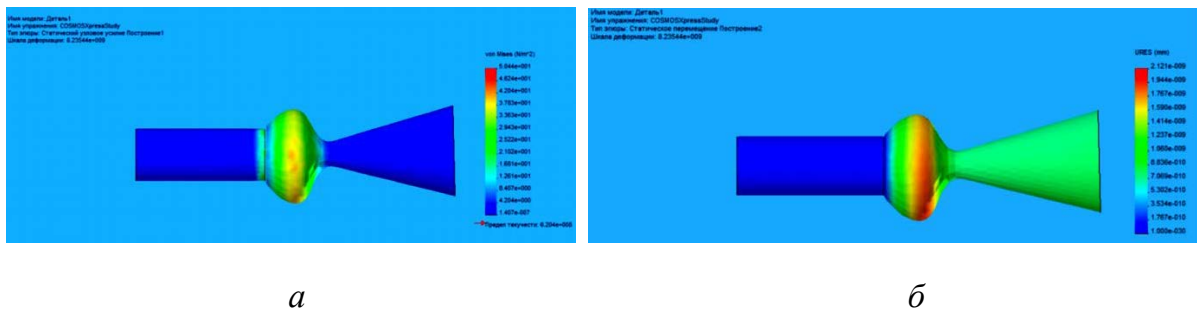


Рис. 5. Распределение усилия (а) и смещения (б) в сопле парозежекторного насоса

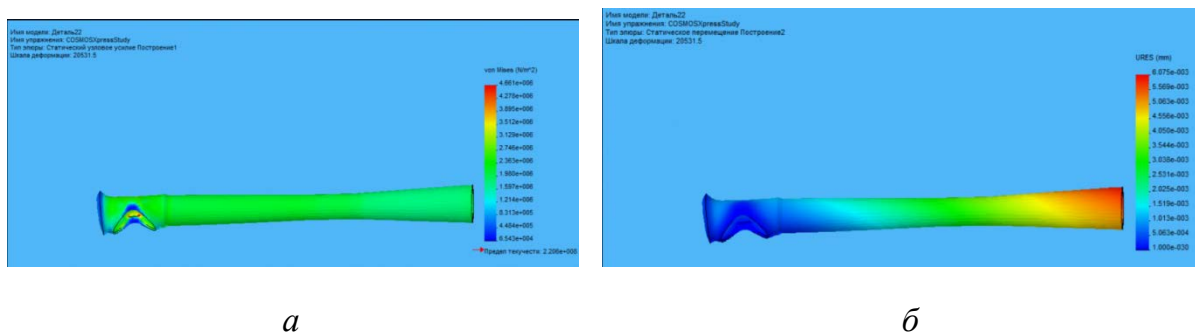


Рис. 6. Распределение усилия (а) и смещения (б) в корпусе парозежекторного насоса

Давление в паромасляном диффузионном насосе типа НВДМ–100 действует только в проточной части корпуса и выходной эжекторной ступени. Выполняем для каждой из созданных деталей весь алгоритм действия как и для парозежекторного насоса и получаем результат представленный на рис. 7 и 8.

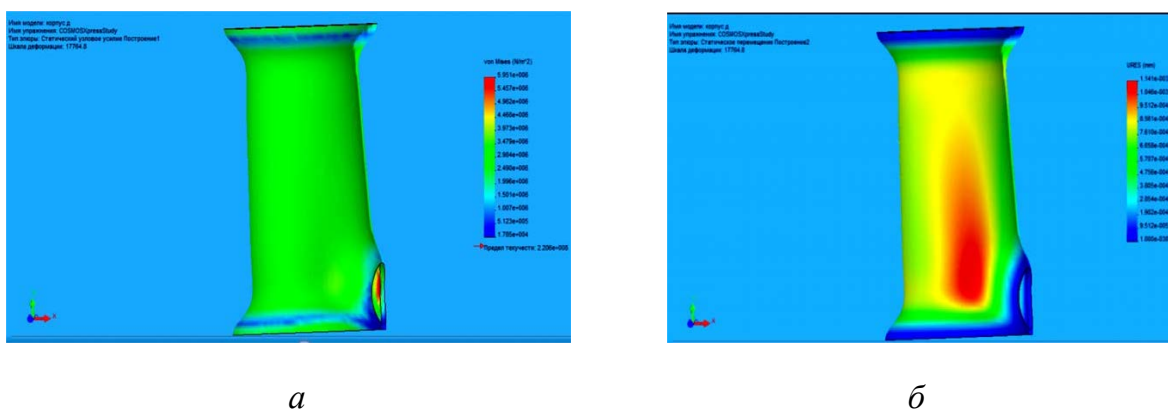


Рис. 7. Распределение усилия (а) и смещения (б) в проточной части корпуса диффузионного насоса

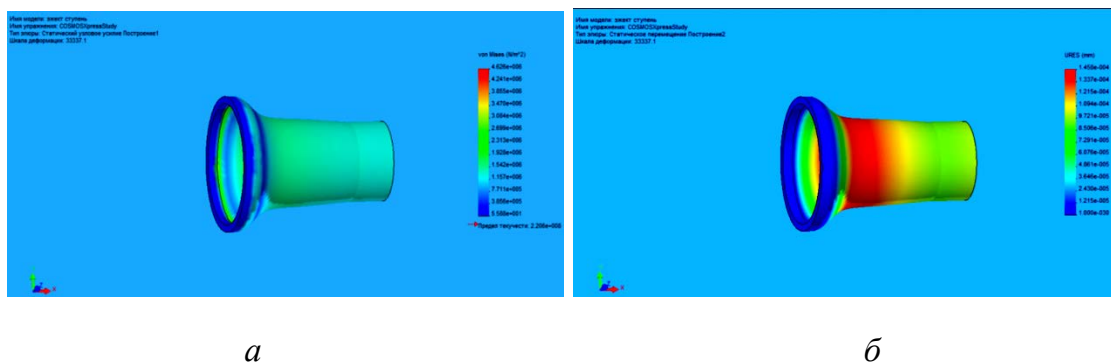


Рис. 8. Распределение усилия (а) и смещения (б) в выходной эжекторной ступени диффузионного насоса

Заключение

В данной статье рассмотрены два типа вакуумных насосов – диффузионный и пароежекторный. Для данных насосов был произведен математический расчёт, на основании которого определены основные размеры деталей данных типов насосов. Был проанализирован и выбран конструкционный материал для каждого из видов насосов, а также обоснован выбор рабочей жидкости.

На основании полученных параметров в системе автоматизированного проектирования *Solid Works* были спроектированы твёрдотельные модели основных деталей диффузионного и пароежекторного насоса, осуществлена их сборка в конструкцию. С помощью приложения *Solid Works COSMOS Xpres* произведён проверочный расчет основных узлов деталей на прочность и смещение, в результате которого сделан вывод, что данные вакуумные насосы обеспечивают достаточный вакуум для оптимальной работы установки по регенерации отработанных моторных масел в судовых условиях.

Список литературы

1. Амосова, Л. М. Рабочие жидкости для вакуумных насосов / Л. М. Амосова, А. Б. Цейтлин. – М. : Цимтихимнефтемаш, 1989. – 27 с.
2. Тарасов, В. В. Экспериментальное исследование работы циклонного испарителя регенерационной установки по удалению топливных фракций из отработанного моторного масла/ В. В. Тарасов, // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 3. – С. 84-90.
3. Тарасов, В. В. Научные ответы на вызовы современности: техника и технологии : монография / В. В. Тарасов, Г. П. Кича, С. В. Куприенко и др. – Одесса, 2016. – 177 с.
4. Цейтлин А.Б. Пароструйные вакуумные насосы / А. Б. Цейтлин. – М. – Л. : Энергия, 1965. – 400 с.
5. Тарасов, В. В. Аппаратное обеспечение вакуума в малотоннажной установке регенерации отработанного моторного масла / В. В. Тарасов, Л. Ю. Манзюкова // Вестник морского государственного университета. Сер. Су-

достроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2013. – Вып. 60. – С. 65–79.

6. Тарасов, В. В. Формирование условий капельного и тонкопленочного испарения водо-топливных фракций из отработанного моторного масла при его регенерации / В. В. Тарасов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 4. – С. 154–161.

7. Борозденков, В.И. Вакуум-насосы в химической промышленности / В. И. Борозденков. – М. : Машиностроение, 1964. – 99 с.

8. Фролов, Е.С. Вакуумная техника : справочник / Е. С. Фролов. В. Е. Миничев ; под общей ред. Е. С. Фролова. – М. : Машиностроение, 1992. – 480 с.

УДК 621.43.013:629.3

В. В. Тарасов, Г. П. Кича, Е. П. Патенкова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-СТАТИСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УДАЛЕНИЯ ВОДЫ ИЗ ОТРАБОТАННОГО МОТОРНОГО МАСЛА

В дизеле рабочее моторное масло подвергается воздействию целого ряда физико-химических изменений:

- накапливаются продукты превращения углеводородов масел;
- загрязнения, попавшие с воздухом и топливом;
- увеличивается количество агрессивных соединений значительно активизирующихся при попадании в него воды, что ухудшает его эксплуатационные свойства и влияет на надёжность и долговечность работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [1, 2, 4, 5].

Однако, несмотря на изменения качества отработанного моторного масла (ОММ) при работе в двигателях, основной его углеводородный состав меняется незначительно. Если из масла удалить все механические примеси, топливные фракции, воду и продукты окисления, общее количество которых обычно не превышает 4...6 %, то вновь можно получить базовое масло хорошего качества [3, 5, 6].

Одним из важных показателей качества моторного масла в двигателе являются температура вспышки и вязкость, которые при попадании в него воды значительно ухудшаются [5, 6]. Масло в этом случае отбраковывается и подлежит замене свежим, но возможна его регенерация с восстановлением указанных параметров до эксплуатационных, за счёт удаления воды и лёгких топливных фракций из ОММ [3, 6, 8].

Важным аргументом в пользу применения регенерированных масел является также ограниченность ресурсов нефти и то, что отработанные масла по своей органической структуре являются ценным оборотным продуктом, даже после неоднократного использования [4, 6].

Выход качественных вторичных масел из отработанных составляет 60...80 %, в то время как при переработке сырой нефти выход товарных

масел не более 10 %. Другими словами, при регенерации одной тонны отработанных масел может быть получено 0,6...0,8 тонны базового масла, на выработку которого обычно требуется более 6 тонн нефти. Отработанные моторные масла можно использовать повторно после процессов восстановления [4, 7, 8].

Одним из активно развивающихся направлений восстановления ОММ является создание регенерирующих комплексов, принцип действия которых основан на применении модулей удаляющих механические примеси, воду и топливные фракции. Удаление воды из ОММ в судовых условиях, возможно обеспечить при использовании судовой модульной регенерационной установки «РУМС-1» в составе которой имеется циклонный вакуум-термический испаритель обеспечивающий полное удаление воды, как при аварийных, так и при эксплуатационных поступлениях её в моторное масло дизеля [1, 3, 5].

Однако механизм удаления воды и топлива из ОММ не до конца выяснен и нет математической модели, описывающей данный процесс, позволяющий определить оптимальные параметры ведения процесса в циклонном вакуум-термическом испарителе (ЦВТИ) установки регенерации «РУМС-1». При удалении воды из ОММ большое значение имеют следующие параметры:

- перепад давления в циклонном испарителе, создаваемый в системе установки за счёт вакуумного насоса или эжектора;
- производительность (количество подаваемого в циклонный испаритель ОММ);
- температура разделяемой смеси (ОММ с водой в циклонном испарителе).

Для определения оптимальных параметров ведения процесса удаления воды можно применить метод полного факторного эксперимента. В данной статье приведена экспериментально-статистическая модель по удалению водяной фракции из ОММ [5, 9]. В качестве испытуемого (регенерируемого) масла, применялось нестандартное моторное масло Marine MLC-30 (Burman Castrol) с судна «СЛВ-315» Владивостокского морского рыболовного рыбного порта. При хранении масло было обводнено (3,1 %), образовалась стойкая эмульсия. В лабораторных условиях данная эмульсия не расслоилась в течение шести месяцев.

Ценность такого математического описания заключается в том, что оно, на основании экспериментальных данных, даёт информацию о влиянии факторов; позволяет количественно определять значения функций отклика при заданном режиме ведения процесса; может служить основой для оптимизации эффективности удаления водяных фракций из ОММ при использовании установки «РУМС-1» на проток (однократный проход регенерируемого масла через ЦВТИ).

В качестве критерия эффективности процесса удаления воды из отработанного моторного масла был выбран технологический параметр – процентное соотношение количества конденсата удаляемых водяных паров к первоначальному браковочному показателю – содержание воды в ОММ. Зависимость эффективности процесса удаления воды из ОММ от влияющих на него факторов можно выразить функциональной связью:

$$\varphi_{\text{в}} = f(Q, P_{\text{вак}}, t), \quad (1)$$

где Q – производительность циклонного вакуум-термического испарителя (ЦВТИ) по приготовленным модельным смесям исследуемого состава ОММ, л/ч;

$P_{\text{вак}}$ – вакуум в ЦВТИ во время процесса регенерации, МПа;

t – температура в ЦВТИ во время процесса регенерации, °С.

С целью получения математической модели вида

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3. \quad (2)$$

был проведён полный факторный эксперимент 2^3 . Эксперимент предусматривал варьирование факторов на двух уровнях.

Для удобства записи условий эксперимента и обработки экспериментальных данных уровни факторов кодировались. Уровни и интервалы варьирования приведены в табл. 1

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов

Факторы	Кодовое значение	Уровни факторов			Интервал варьирования
		верхний +1	основной 0	нижний -1	
Производительность, Q , л/ч	x_1	90	60	30	30
Давление вакуума, $P_{\text{вак}}$, МПа	x_2	0,075	0,045	0,015	0,030
Температура, t , °С	x_3	140	120	100	20

Факторный эксперимент осуществлялся с помощью матрицы планирования, которая приведена в табл. 2.

Для устранения влияния случайных погрешностей каждый опыт повторялся два раза при одних и тех же значениях факторов. Результаты эксперимента приведены в табл. 2.

Обработка результатов эксперимента проводилась для случая равномерного дублирования опытов по стандартной методике [9].

Таблица 2

Матрица планирования и результаты эксперимента

Номер опыта	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	\bar{y}	S_j^2
1	+	+	+	97	103	100	18
2	-	+	+	87	92	89,5	12,5
3	+	-	+	82	86	84	8
4	-	-	+	61	65	63	8
5	+	+	-	80	84	82	8
6	-	+	-	61	67	64	18
7	+	-	-	17	23	20	18
8	-	-	-	15	19	17	8
Σ							98,5

В результате вычислений были получены коэффициенты регрессии:

$$b_0 = 64,938; b_1 = 6,536; b_2 = 18,938; b_3 = 19,188; b_{12} = 0,538; b_{13} = 1,313; \\ b_{23} = -8,313; b_{123} = -3,188.$$

Проверка коэффициентов регрессии на статистическую значимость показала, что значимыми являются коэффициенты (доверительный интервал $\Delta b_i = \pm 2,861$):

$$b_0 = 64,938; b_1 = 6,536; b_2 = 18,938; b_3 = 19,188; b_{23} = -8,313; \\ b_{123} = -3,188.$$

Таким образом, после реализации полного факторного эксперимента 2^3 получено уравнение регрессии:

$$y = 64,938 + 6,536x_1 + 18,938x_2 + 19,188x_3 - 8,313x_2x_3 - 3,188x_1x_2x_3. \quad (3)$$

Проверка гипотезы адекватности данной модели по критерию Фишера показала что она адекватна. ($F_p < F_T$, $0,662 < 3,84$ при доверительной вероятности 95 %)

Анализ полученной модели показывает, что на процентное соотношение количества удаленного конденсата паров легких фракций топлива наибольшее влияние оказывает температура в ЦВТИ во время процесса регенерации, потом величина вакуума в ЦВТИ во время процесса регенерации и в последнюю очередь производительность циклонного вакуум-термического испарителя. С увеличением значений этих факторов увеличивается процентное соотношение удаленного количества конденсата паров легких фракций топлива.

Геометрическая интерпретация полученной математической модели (уравнение (3)) в 3-х мерном пространстве проводилась при условии ста-

билизации производительности (фактор x_1) на нулевом уровне. При этом условии уравнение (3) принимает вид:

$$y = 64,938 + 18,938x_2 + 19,188x_3 - 8,313x_2x_3. \quad (4)$$

Геометрическая интерпретация полученной модели приведена на рис. 1.

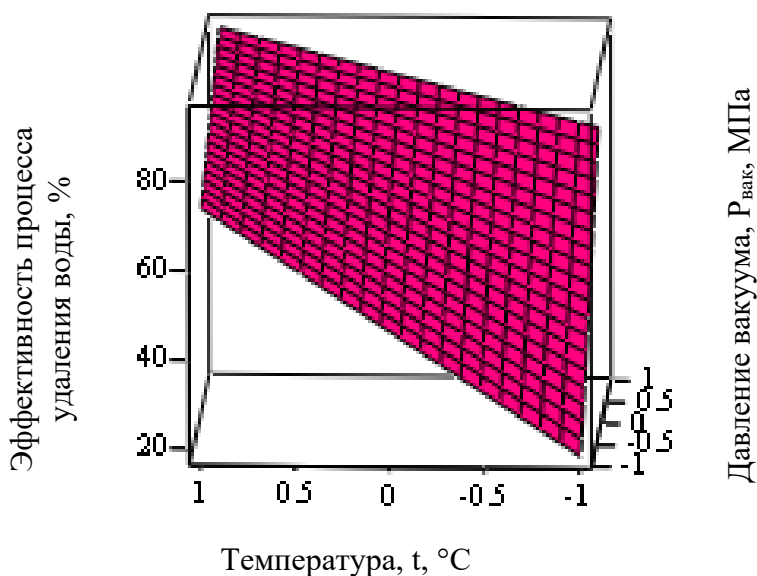


Рис. 1. Гиперплоскость в 3-х мерном пространстве при $k=3$ в кодовом виде

Уравнение (3) неудобно для интерпретации полученных результатов, поэтому оно преобразовывалось по формулам перехода от кодированных значений (x_1, x_2, x_3) к натуральным значениям факторов ($Q, P_{\text{вак}}, t$). В результате таких преобразований была получена модель:

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{в}} = & -109,156 - 0,738Q + 1018,667P_{\text{вак}} + 1,105t + 21,253QP_{\text{вак}} + \\ & + 0,008Qt - 0,177QP_{\text{вак}}t. \end{aligned} \quad (5)$$

Данная математическая модель при производительности взятой на нулевом уровне ($Q = 60$ л/ч) имеет вид:

$$\varphi_{\text{в}} = -153,436 + 2293,847P_{\text{вак}} + 1,585t - 13,848P_{\text{вак}}t.$$

Геометрическая интерпретация полученной модели в натуральных значениях при производительности взятой на нулевом уровне ($Q = 60$ л/ч) приведена на рис 2.

Зависимость эффективности процесса удаления воды из ОММ от температуры разделяемой смеси и перепада давления в циклонном испарителе может быть представлена в виде линий одного уровня (рис. 3). Они дают возможность выбрать необходимые значения перепада давления и температуры для того, чтобы получить требуемое значение эффективности процесса удаления воды из ОММ

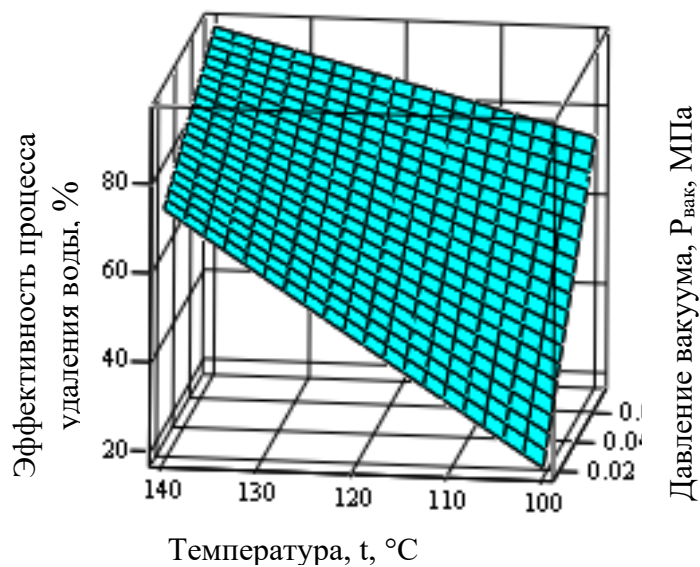


Рис. 2. Гиперплоскость в 3-х мерном пространстве при $k=3$ в натуральных значениях

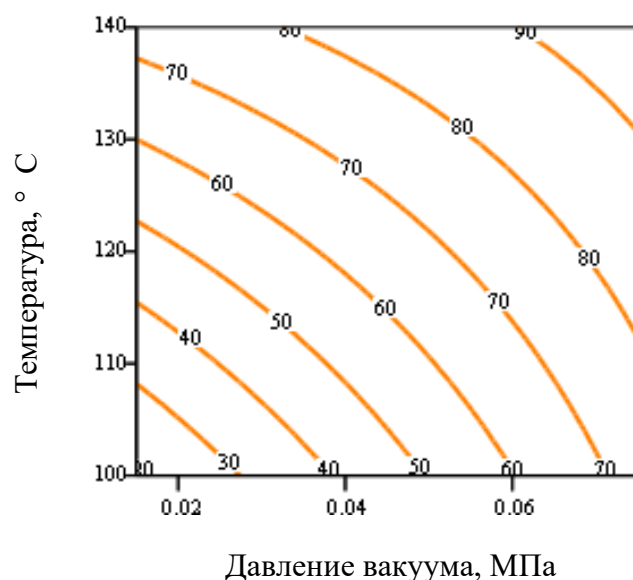


Рис. 3. Зависимость эффективности процесса удаления воды из ОММ от температуры разделяемой смеси и перепада давления в виде линий одного уровня (при производительности 60 л/ч)

Полученной математической моделью рекомендуется пользоваться для расчёта эффективности процесса удаления воды из ОММ при доверительной вероятности 0,95, а так же для обоснования изменения производительности установки регенерации и других параметров ведения процесса за счёт конструктивных мероприятий.

Список литературы

1. Тарасов, В. В. Принципиальная схема установки по регенерации отработанного моторного масла в судовых условиях / В. В. Тарасов, П. В. Кулямов // Научн. пробл. трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 2. – С. 175–179.
2. Тарасов, В. В. Научные ответы на вызовы современности: техника и технологии : монография / В. в. Тарасов, Г. П. Кича, С. В. Куприенко. – Одесса, 2016. – 177 с.
3. Тарасов, В. В. Проблемы утилизации и регенерации отработанных смазочных материалов на судах: пути их решения восстановлением моторных свойств и повторным использованием в судовых дизелях / В. В. Тарасов // Сб науч. тр. конф. «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2010». – Одесса : Транспорт, – 2010. – Т. 1. – С. 65–71.
4. Сурин, С. А. Отработанные масла: вторая жизнь / С. А. Сурин // Мир нефтепродуктов. – 2000. – № 2. – С. 22–24.
5. Тарасов, В. В. Определение параметров работы регенерационной установки по удалению воды из обводнённого моторного масла в судовых условиях / В. В. Тарасов, П. В. Кулямов // Научн. пробл. трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2015. – № 3. – С. 168–172.
6. Бенуа, Г. Ф. Сравнение процессов старения товарного и регенерированного моторных масел при работе в судовом дизеле / Г. Ф. Бенуа, Е. В. Данилова, Д. Г. Точильников // Двигателестроение. – 1979. – № 11. – С. 46–48.
7. Тарасов, В. В. Оценка эффективности использования регенерированного моторного масла в судовых дизелях / В. В. Тарасов // Научн. пробл. трансп. Сибири и Дальнего Востока. – 2010. – № 2. – С. 146–152.
8. Кича, Г. П. Регенерирование отработанных моторных масел и восстановление их эксплуатационных свойств на судах / Г. П. Кича, В. В. Тарасов, С. В. Глушков // Морские интеллектуальные технологии. – 2016. – № 3 (33). – Т. 1. – С. 126–132.
9. Спиридонов, А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

УДК 621.431.74-2-192.004.2

В.Н Кучеров, А.А. Князев

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГАТЕЛЯ MAN B&W L42MC

Работоспособность – свойство объекта сохранять рабочие параметры и выполнять заданные функции в течение необходимого времени, удовлетворяющие требованиям нормативно-технической документации. Как долго объект находится в работоспособном состоянии и как изменяется его уровень зависит от многих конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, которые по-разному влияют на отклонение работоспособного состояния от требуемого. Работоспособность объекта, прежде всего, отражается показателями надёжности, безотказности, увеличением

межремонтных периодов и снижением объёма технического обслуживания дизелей в эксплуатации [1].

Опыт эксплуатации показывает, что для повышения надёжности дизелей в целом и сокращение трудовых и финансовых затрат, прежде всего, требуются мероприятия, направленные на улучшение работы деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). В статье рассмотрена работоспособность этих деталей на основе опыта длительной технической эксплуатации дизелей 6ДКРН 42/136-10 на теплоходах типа «Игорь Ильинский» ОАО Дальневосточное пароходство. Ресурсные параметры собраны автором по предложению технической службы пароходства на предмет выполнения НИР, направленной на повышение работоспособности деталей ЦПГ, которая не завершилась подписанием договора.

Цилиндровая втулка

В основу мероприятий, направленных на повышение надёжности деталей ЦПГ положены результаты исследований трибологической системы «втулка цилиндра – поршневое кольцо – канавка поршня», которой свойственны различные виды изнашивания: коррозионное, адгезионное, абразивное.

Рабочая поверхность втулки, срабатываясь изменяет геометрию и может принять конусную, бочкообразную и эллиптическую формы, ухудшающие условия уплотнения в парах трения «втулка – поршневое кольцо – канавка поршня».

У малооборотных двигателей нормальная сила от давления газов на поршень воспринимается направляющими крейцкопфа, а не стенками цилиндра. Большой износ втулки в плоскости «нос – корма» даже при нормальной центровке может вызываться постоянным дифферентом судна на корму.

Наибольший износ втулки обычно наблюдается по образующей в верхней части, в районе первого и второго поршневого кольца при положении поршня в ВМТ. Однако при интенсивном характере изнашивания, максимальный износ может наблюдаться под нижними кольцами.

Поддержание стабильной масляной плёнки в парах трения верхней части втулки усложняется с повышением рабочих давлений газов, контактных давлений в парах трения при высокой тепловой напряжённости особенно в условиях нарушения качества уплотнения. Малая толщина масляной плёнки в этой части цилиндрической втулки может активизировать коррозионное действие продуктов сгорания.

Начало коррозионного изнашивания обуславливается образованием плёнки серной кислоты на «переохлажденной» рабочей поверхности втулки цилиндра. Процесс ускоряется при повышении содержания серы в топливе и увеличении давления в цилиндре, под воздействием которых возрастает температура «точки росы» агрессивных веществ. Когда концентрация этих веществ превысит определенное значение, щёлочности цилиндрического масла будет недостаточно для их нейтрализации. Изнашивание в

этом случае в 2...5 раз превышает нормальное, максимальное значение которого приходится на верхнюю часть втулки цилиндра.

Адгезионное изнашивание является следствием разрушения слоя гидродинамического смазывания между поршневым кольцом и втулкой цилиндра вследствие высокого давления в зазоре, недостаточной вязкости масла при высокой температуре стенки. Это приводит к сухому контакту пар трения, а в худшем случае – к задирам.

Истирание происходит в результате попадания твёрдых частиц из топлива (при его впрыскивании) на стенки втулки или частиц, образующихся при коррозии и адгезии.

При низких температурах стенки втулки процесс изнашивания определяется коррозией, а при повышенных – адгезией. Нормальное изнашивание существует между этими областями, так как превышает температура «точки росы» и образование серной кислоты практически отсутствует, а вследствие достаточной толщины масляной плёнки и вязкости масла, адгезионное изнашивание исключается. Таким образом, факторы, определяющие работоспособность втулок цилиндров, воздействуют на неё через их тепловое и деформированное состояние, которое оценивается критериями теплонапряжённости [2].

Фирма MAN B&W выпускает двигатели типа МС (ДКРН-10) с 1989 г. В Советском Союзе производство этих дизелей осуществлялось по лицензии на Брянском машиностроительном заводе (БМЗ) и продолжалось вплоть до середины нынешнего десятилетия (2015 г.). За этот период выпущено около 5 новых модификаций дизелей этой фирмы с возрастающей форсировкой рабочего процесса и повышенной работоспособностью основных элементов двигателей. На многих сериях судов отечественных компаний отмечались многочисленные случаи пониженной работоспособности деталей ЦПГ, особенно на дизелях лицензионного производства.

По статистике фирмы MAN B&W средняя скорость изнашивания цилиндровых втулок на 1000 часов работы двигателя составляет 0,04 мм. На самом деле в практике это значение, как правило, выше. Преобладающими отказами деталей ЦПГ являлись интенсивные износы цилиндровых втулок, поршневых колец и их канавок, потеря упругости и поломки поршневых колец. Были зарегистрированы случаи образования вертикальных трещин и множества микротрещин в верхней части втулки.

Причины, приводящие к образованию трещин, волнообразному износу втулок в районе первого, второго, третьего и четвертого кольца при положении поршня в ВМТ, прорыву газов, полусухому трению, местным перегревам могут быть следующие:

- работа с нагрузками более 90 % от номинальной мощности и соответственно с повышенными тепловыми нагрузками;
- некачественная организация топливоподготовки;
- разрегулирование системы ВПТ (автоматическое изменение угла опережения подачи топлива по углу поворота коленчатого вала): слишком

ранний впрыск ведет к резкому нарастанию давления P_z ; поздний – к горению топлива на линии расширения и высоким тепловым нагрузкам ЦПГ;

– неправильный подбор качества и количества смазочного масла, подаваемого на смазывание ЦПГ. Недостаточный удельный расход цилиндрического масла ведёт к износу колец, прорыву газов, местным перегревам, потере упругости колец образованию трещин в верхней части втулок;

– неудовлетворительная работа газотурбонагнетателя (ГТН) вследствие заноса проточной части компрессора, воздухоохладителей, загрязнения поверхностей нагрева утилизационного котла (УК).

Не отрицая влияния технологических и других аспектов на работоспособность ЦПГ дизелей различных изготовителей, следует заметить, что практически большинство из них демонстрировали в гарантийный период безупречное состояние элементов ЦПГ. Запас работоспособности по тепловой напряжённости быстро исчерпывался в эксплуатации по мере ухудшения совершенства функционирования всех процессов в дизеле и появления износов в деталях ЦПГ, ухудшающих уплотнение в триаде «цилиндровая втулка – кольцо – канавка». Добиться высокой работоспособности элементов современного дизеля возможно только при грамотной и культурной его эксплуатации.

Особенно чувствительными к тепловым перегрузкам являются дизели ранних моделей. Не случайно на этих дизелях фирма Хитачи для понижения тепловой напряжённости цилиндрических втулок рекомендовала снизить температуру охлаждающей воды на 15...20 °С.

В отечественном флоте эксплуатируется большое число дизелей ранних моделей и обобщение опыта их эксплуатации представляет значительный интерес. В статье представлены показатели работоспособности дизелей типа 6ДКРН 42/136-10 (L42МС) производства БМЗ, которые установлены на судах типа «Игорь Ильинский» ОАО Дальневосточное пароходство. Дизель имеет эффективную мощность 5100 кВт при частоте вращения 168 об/мин и среднем эффективном давлении 1,62 МПа. Следует заметить, что на некоторых судах (т/х «Абакан») цилиндрические втулки и блоки поступали по импорту.

Для повышения срока службы цилиндрических втулок главного двигателя (ГД) необходимо соблюдать следующее:

– системой ВП отрегулировать протекание рабочего процесса таким образом, чтобы максимальный перепад между давлениями сгорания и сжатия не превышал 35...40 бар. При нормальных условиях эксплуатации ГД этот перепад не должен превышать 30 бар, P_z и P_c при этом должны соответствовать заданному режиму нагружения двигателя;

– вязкость цилиндрического масла для двигателей не должна быть ниже SAE-50 (18...20 сСт при 100 °С). При работе ГД на тяжёлых сернистых сортах топлива щёлочность цилиндрического масла (ТВН) должна быть равна 30 при содержании серы в топливе 1,5 % и далее возрастать по мере увеличения содержания серы в топливе и повышении форсировки двигателя.

В случае применения низкосернистых топлив, щёлочность масла должна подбираться в строгом соответствии с инструкцией завода-изготовителя;

– удельный расход цилиндрического масла на протяжении 3...4 тыс. часов эксплуатации ГД должен оставаться на уровне 0,9 г/кВт ч. После качественной приработки деталей ЦПГ допускается снижение удельного расхода до 0,8 г/кВт ч на протяжении двух тысяч часов работы ГД [1].

Если постоянным контролем состояния цилиндро-поршневой группы через продувочный ресивер и смотровые лючки подпоршневых полостей установлено, что приработка колец завершилась – рабочие поверхности чисты и смазаны, зазоры между поршневыми канавками и кольцами в пределах установочных; топливоподготовка и работа системы VIT не нарушены, допускается постепенное снижение удельного расхода масла до 0,7 г/кВт·ч.

Статистические исследования японских специалистов фирмы Hitachi Zosen Corporation, проводящиеся на двигателях серии L-MS с диаметром цилиндров от 420 до 900 мм, дали следующие результаты: средняя скорость изнашивания большинства цилиндрических втулок (46 % от общего их числа) составляет 0,01...0,02 мм на 1000 ч работы; первое поршневое кольцо (48 % от общего числа) имеет этот показатель 0,1...0,2 мм на 1000 ч, причем к моменту исследования эти детали отработали свыше 2000 ч [1].

Поршень ГД

В период обкатки ГД серии L-MS обнаруживались натирки на юбках поршней. Причиной их возникновения может служить нарушение центровки деталей поршневого комплекта или нарушение геометрии, допущенное при изготовлении юбки поршня, поэтому при их замене требуется проверка поршня в сборе на станке.

Весьма редко, но обнаруживаются выгорания металла на доньшках поршней дизелей этой серии. Причиной выгорания металла является неправильная форма факела, связанная с геометрией и степенью износа распыливающих отверстий и плотностью прецизионных элементов в топливовпрыскивающей системе. Поле факела не должно соприкасаться с доньшком поршня и другими деталями, чтобы исключалось воздействие слишком высокой температуры на поверхности камеры сгорания.

Одним из наиболее распространённых видов отказа головок поршней является износ поршневых канавок. К быстрому износу канавок головок поршней приводят технологические несовершенства в подборе материала головок и упрочнении поверхностей канавок, уровень нагрузок двигателя, стабильность масляной плёнки в парах трения, настройка системы VIT. Необходимо поддерживать разницу между P_z и P_c не более 35 бар. Если разница между ними будет большая, то поршневые кольца будут подвергаться ударам и пневматическим процессам при резком нарастании давления. Это приводит к потере упругости и поломке колец, повышению скорости изнашивания канавок и потере их формы.

Увеличение разности давления сгорания и давления сжатия часто является результатом нецелесообразного перерегулирования давления сгорания, когда оно падает. В некоторых случаях повышение разницы давлений происходит от уменьшения давления P_c из-за низкого давления продувочного воздуха, неправильно установленных фаз открытия выпускного клапана, механических дефектов поршневых колец и цилиндрических втулок и [2].

Крышка цилиндра этих двигателей не имеет глубокого днища, т. е. значительной «колпачковости» как у последующих моделей этих дизелей и поэтому не защищает в значительной степени бурт втулки и соответственно зону остановки верхних поршневых колец в ВМТ от воздействия повышенных тепловых нагрузок на зеркало втулки в период активной фазы процесса сгорания. Проточка втулки в виде канавки в верхней части втулки активизирует охлаждение и уменьшает термическое сопротивление стенки, но оставшаяся значительная толщина стенки обладает слишком большим термическим сопротивлением и не сможет обеспечить стабильной масляной плёнки, нормальных условий смазывания в парах трения ЦПГ и стабильно высоких ресурсных возможностей по мере ухудшения эффективности всех процессов при длительной эксплуатации. Это подтверждает анализ работоспособности цилиндрических втулок на двух судах серии, представленный в таблицах ниже.

В табл. 1 показаны наработки ГД общие и до моточисток на т/х «Высокогорск», где индекс «к1,к2» означает поломку соответствующих колец, а индекс «з» – залегание кольца [3].

Таблица 1

Наработка ГД т/х «Высокогорск» общая и между моточистками

Дата	Общая наработка ГД и между ревизиями, ч.	Номер цилиндра					
		1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7	8
11.02.92 3740 04.03.92 4050	4050	4050			3740 к1 4050 к1, к2 излом 3- залегание /310		
11.04.92 14.04.92	4571		4571 к1и	4571 к1и		4571 к1из.	4571к1из
01.07.92	5719	5719к1- 3из. 1669					
28.10.92	7546	к1,3и 7546 1827	1к 7546 2975				к1,3излом 7546 2975
06.12.92	8092						8092 546

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
11.02.93 16.02.93	9045 9152	9248 1702	9045 1499		9152 5102		
11.03.93	9463			9463 4892			
04.04.93	9786					9786 5215	
12.08.93	11121	11121 к1 1873					
22.11.93	11907						к1 11907 3815
16.05.94	13707 14592	14592 к1,к2 3471	14592 к1 5547	1.2к 13707 4244			14592 к1 2685
10.10.94 30.10.94	14690 14925	14690 к1 .2 .3 98	14690 к1. 98		14925 к1.2 5773		
30.11.94 21.06.95 27.10.95	14925 17617 18400	17617 к1 2927 18400 к1,к2 783			18400 3475	17617 к1 7831 18400 к1 783	14925 к1 333 17391 2466 17617 к1 226
20.05.96	21445	21445 3045	21445 6755	21445 7738	21445 3045	21445 3045	21445 3828
Средний период между моточистками по двигателю -3554 ч		2145	3574	5361	3574	4289	2383

Это подтверждает анализ работоспособности цилиндрических втулок на двух судах данной серии. Замеры износов втулок цилиндрических ГД БДКРН42/136-10 т/х «Синегорск» приведены в табл. 2, а схема замера износов втулки в поясе остановки поршневых колец в ВМТ на рис. 1 [3].

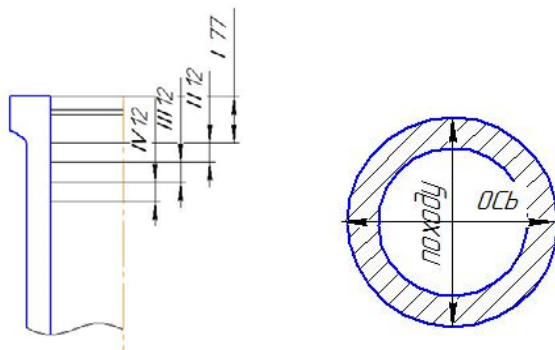


Рис. 1. Схема измерения износов на цилиндрической втулке. Положение колец в ВМТ поршня

Таблица 2

Результаты замера износов цилиндрических втулок т/х «Синегорск»

№ цилиндра	Дата Наработка, ч общая и между ревизиями цилиндра	Абсолютный износ, мм		Удельный износ, мм/тыс.ч (max)	Отклонение формы поверхности (эллиптичн.)
		По ходу	По оси		
1	10.10.94 14690	2,50		0.17	т/х «Синегорск»
	17.04.92 4303	0,18	0,28	0.065	
	02.06.95 14066	0,45	0.47	0.033	т/х «Синегорск»
22.06.95 17617	1,8		0.10		
	03.06.96 21445	0,05			Втулка Новая
2	27.11.93 9061	0,90	0.95	0,10	т/х «Синегорск»
	10.10.94 14690	1,30		0,09	
	03.06.96 21445	1,50		0,07	
3	18.04.92 4303	0,04	0.04	0,01	т/х «Синегорск». Замена втул- ки
	17.05.94 13707	0,82		0,06	
	04.06.95 14066	0,55		0,04	
	03.06.96 21445	1,38		0,064	
4	08.11.93 8834	0,85	0.85	0,096	
	30.11.94 14925	1,30	1.4	0,094	
	14.06.95 14066	0,44	0.50	0,036	
	20.10.95 18400	1,95		0,106	
	03.06.96 21445	1,50		0,070	т/х «Синегорск»
5	11.09.93 8184	0,28	0.30	0,036	т/х «Синегорск»
	05.06.95 14066	0,75	0.70	0,054	т/х «Синегорск»
	28.10.95 18400	0,87 0,89		0,048	

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6
6	26.12.92 5874	0,20		0,034	т/х «Синегорск»
	20.06.95 17617	1,65		0,094	т/х «Синегорск»
	03.0.696 21445	1.45		0,068	

Замеры зазоров в канавках поршней представлены в табл. 3–8.

Таблица 3

Результаты замера зазоров в кепках поршня № 1

Дата	Наработка, ч.	Зазор в кепках, мм.			
		1	2	3	4
27.08.91	1661	0,42	0,40	0,35	0,35
21.10.91	2128	0,42	0,40	0,35	0,37
04.03.92	4050	0,45	0,5	0,50	0,40
28.10.92	7546	0,58	0,65	0,60	0,55
24.02.93	9248	0,65	0,75	0,70	0,55
04.06.93	10584	0,70	0,75	0,70	0,55
10.10.94	14690	0,75	0,80	0,75	0,55
22.06.95	17617	0,75	0,80	0,75	0,55

Таблица 4

Результаты замера зазоров в кепках поршня № 2

Дата	Наработка, ч	Зазор в кепках, мм			
		1	2	3	4
11.04.92	4598	0,40	0,45	0,55	0,45
23.03.93	8808	0,60	0,65	0,60	0,50
16.02.93	9152	0,60	0,65	0,60	0,50
04.06.93	10531	0,65	0,65	0,60	0,50
20.10.94	14690	0,65	0,75	0,65	0,60

Таблица 5

Результаты замера зазоров в кепках поршня № 3

Дата	Наработка, ч	Зазор в кепках, мм			
		1	2	3	4
27.08.91	1661	0,35	0,35	0,38	0,35
13.04.92	4598	0,45	0,50	0,50	0,45
23.01.93	8808	0,65	0,55	0,50	0,45
11.03.93	9463	0,65	0,60	0,50	0,50
20.05.93	10200	0,70	0,60	0,50	0,50

Таблица 6

Результаты замера зазоров в кепках поршня № 4

Дата	Наработка, ч	Зазор в кепках, мм			
		1	2	3	4
12.02.92	3740	0,45	0,45	0,40	0,35
23.01.93	8808	0,55	0,55	0,45	0,40
04.04.93	9786	0,60	0,60	0,50	0,40
20.04.94	14925	0,65	0,60	0,60	0,40

Таблица 7

Результаты замера зазоров в кепках поршня № 5

Дата	Наработка, ч	Зазор в кепках, мм			
		1	2	3	4
14.04.92	4598	0,45	0,55	0,4	0,35
04.04.93	9786	0,55	0,60	0,5	0,40
24.06.93	10531	0,55	0,60	0,5	0,45
21.06.95	17617	0,65	0,65	0,7	0,45

Таблица 8

Результаты замера зазоров в кепках поршня № 6

Дата	Наработка, ч	Зазор в кепках, мм			
		1	2	3	4
15.04.92	4508	0,45	0,50	0,5	0,40
23.01.93	8808	0,65	0,60	0,6	0,55
11.03.93	9463	0,70	0,60	0,6	0,55
21.06.95	17617	0,75	0,65	0,6	0,55

Выводы и заключения по результатам анализа

1. При эксплуатации дизеля происходит старение турбокомпрессора, а именно увеличение шероховатости соплового аппарата и рабочего колеса турбины, загрязнение газовыпускного тракта, соплового аппарата и рабочего колеса турбины, а также компрессора и лопаток диффузора, которые приводят к понижению КПД турбокомпрессора и снижению подачи воздуха. Важную роль в воздухообеспечении играет состояние воздухоохладителя.

По результатам индицирования главного двигателя т\х «Синегорск» после двух – трех лет эксплуатации на отдельных режимах при практически одинаковых со стендовыми значениях среднего индикаторного давления, давления наддува и соответственно плотности заряда воздуха ниже 13...25 % . Практически на всех режимах температуры отходящих газов

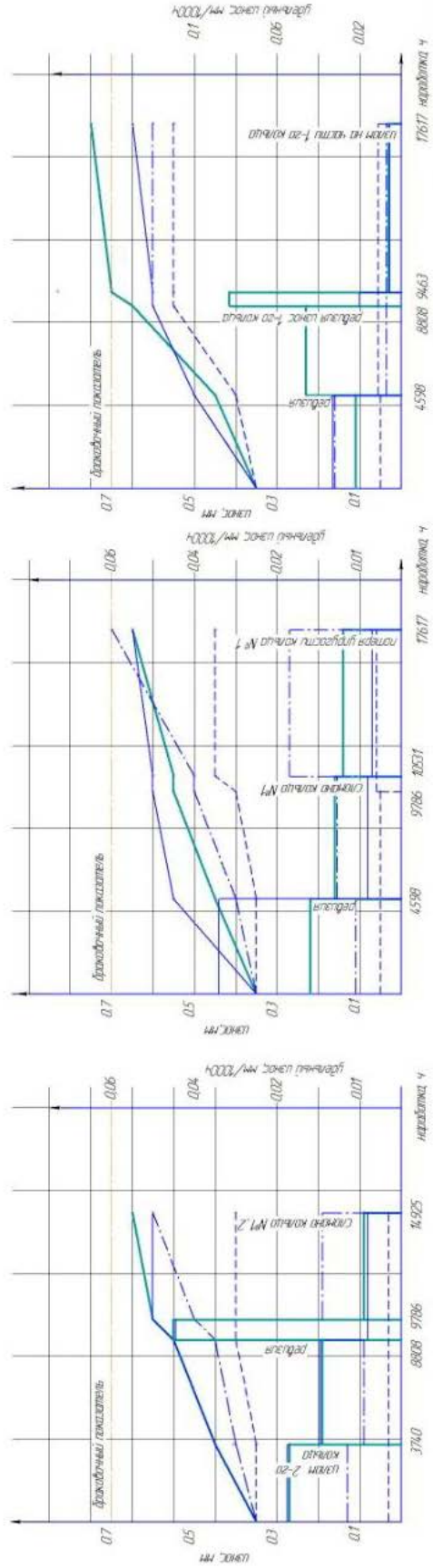
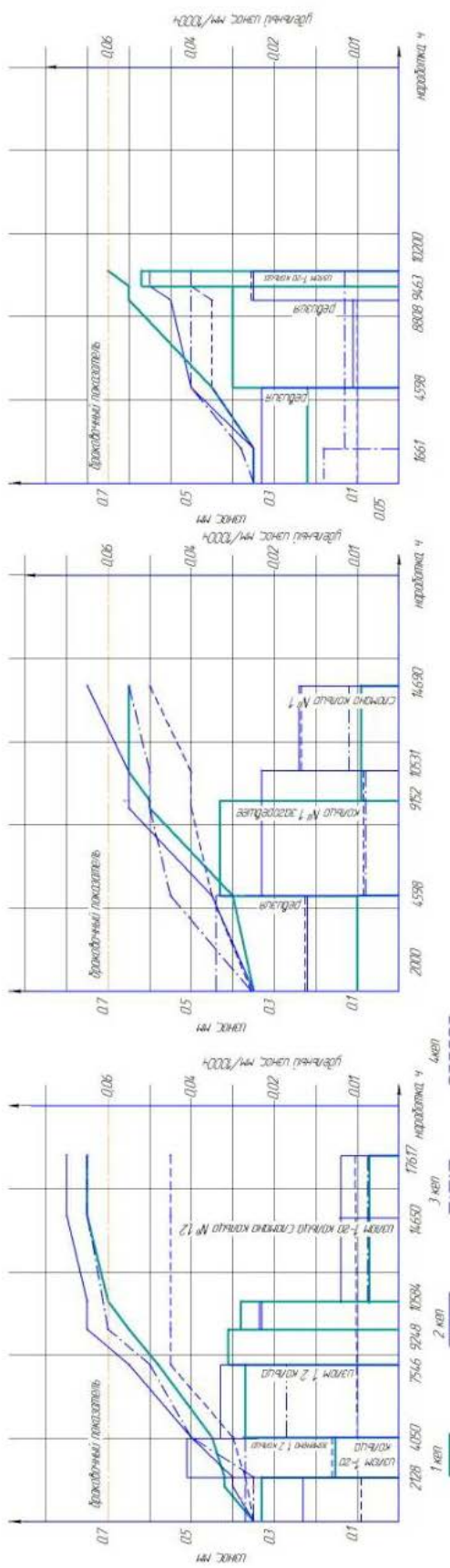


Рис. 2. Гистограммы динамики и степени изнашивания поршневых канавок

превышают стендовые значения на 50...65 °С. Это указывает на рост тепловой напряжённости, обусловленной текущим неудовлетворительным состоянием турбокомпрессора и воздухоохладителя, которое всегда наблюдается при отсутствии регулярных промывок и чисток в данных элементах двигателя.

2. По данным индицирования в первые годы эксплуатации отмечались высокие нагрузки главного двигателя, которые составляли до 91 % от номинальной мощности. Данные дизели ранних моделей могут работать надёжно при подобных нагрузках только при исходном нормальном состоянии всех элементов и систем, формирующих рабочий процесс. Обычно это наблюдается только в гарантийный период первого года эксплуатации.

3. Как следует из анализа, наиболее низкой работоспособностью из элементов ЦПГ оказались канавки поршней. Средняя наработка до замены поршней составила 15500 часов. При высоком качестве упрочнения канавок двойным хромированием канавки могут набирать до 40000 часов при отсутствии интенсивного изнашивания в паре « втулка – кольца».

4. Периоды между ревизиями поршней (моточистками) оказались крайне низкими (см. табл.1): среднее значение составило 3554 часа. Причинами частых подъёмов поршней являлись поломки и залегания поршневых колец, замены головок поршней при максимальном износе их канавок. Основной причиной поломок и залегания колец является потеря их упругости. Работоспособность колец определяется состоянием зеркала цилиндра и условиями смазывания в паре трения «кольцо – втулка – канавка» при любом качестве поршневых колец. Дополнительным отрицательным фактором является работа колец на скручивание при больших износах и потере геометрии поршневых канавок.

5. Скорости изнашивания цилиндрических втулок по результатам замеров на судне оказались допустимыми (табл. 2). В практике эксплуатации удельный износ в 0,10 мм\тыс.ч считается нормальным, верхним значением является 0,15 мм\тыс.ч. При больших значениях скорости изнашивания износ относится к категории «интенсивного» «ненормального», который далее переходит в аварийный.

6. По данным стендовых испытаний разность давлений P_z и P_c составляет 23 бара и не превышает значения 22 бара по результатам индицирования. Таковую настройку системы ВГТ следует считать неоправданно заниженной по её функциональному назначению.

7. Краткое сравнение эксплуатационных и ресурсных показателей дизелей типа 6L42MC и 6L35MC теплоходов типа « Амур » в Дальневосточном пароходстве указывает на общность в низкой работоспособности головок поршней производства БМЗ, которая не превышает 10000 часов. При эксплуатационной нагрузке двигателя 65...75 % от номинального значения средний период между ревизиями поршней составил 5641 часов, значительно выше срок службы цилиндрических втулок [4].

Список литературы

1. Возницкий, И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания : учебное для вузов / И.В. Возницкий. – М. : Моркнига, 2007. – 284 с.
2. Осипов, О.В. Конструкции и параметры современных судовых дизелей : учебное пособие / О.В. Осипов, Б.Н. Воробьев. – Владивосток : Морской государственный университет, 2007. – 120 с.
3. Выписки из машинных формуляров и журналов индицирования т\х « Синегорск » и « Высокогорск » .
4. Кучеров, В. Н. Анализ работоспособности и ресурсных показателей ЦПГ дизелей 6L35MC на судах типа « Амур » / В. Н. Кучеров // Вестник Морского государственного университета. Серия : Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т. – 2009. – Вып. 31. – С. 82–85.

УДК 621.43.013:629.3

Г. П. Кича, Л. А. Семенюк

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ СУДОВЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ С СИСТЕМАМИ СМАЗКИ ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Эксплуатационные испытания дизелей, оборудованных штатными и новыми системами смазки, с применением масел, легированных разными присадками, вели согласно апробированным методикам [1, 2]. Число объектов эксперимента было выбрано в соответствии с рекомендациями [1]. Сравнимые варианты масляных систем испытывали на однотипных судах. Нарботка дизелей в каждом варианте по числу часов работы различалась не более чем 6 %, по среднестатистической нагрузке – на 4...12 %. Доверительные интервалы сравниваемых показателей рассчитывали для 95 %-ной вероятности.

Эксплуатационные испытания дизелей 824TS на ледоколах «Ермак» и «Адмирал Макаров» показали высокую эффективность их усовершенствованных масляных систем [3]. Введение комбинированной очистки и использование масла М-10-Г₂(цс) по сравнению с исходным вариантом (табл. 1) позволило понизить скорость изнашивания основных деталей этих двигателей в среднем в 2,2, нагаро- и лакообразование – в 6 раз. В случае применений оптимизированного комбинированного маслоочистительного комплекса (ОКМОК) и унифицированного судового масла поршневые кольца полностью сохраняют подвижность. Ресурс дизелей между переборками значительно возрастает, повышается надёжность работы двигателей. Так, по цилиндру-поршневой группе наработка на отказ увеличилась с 2,7 до 6,8 тыс. ч, т. е. в 2,5 раза.

Ранее при наработке дизелем 3,5...4 тыс.ч резко ухудшались параметры рабочего процесса. После модернизации масляных систем повышения угара масла и удельного расхода топлива, а также понижения мощности

двигателя не происходило, сроки работы между моточистками доведены до 8...10 тыс. ч. Трудоёмкость обслуживания дизелей 824TS при переходе с масла М-10-В₂ на М-10-Г₂(цс) и дополнительном центрифугировании его уменьшается в 1,4, систем смазки – в 2,6 раза. Расход сменно-запасных деталей сокращается на 20...35 %.

Таблица 1

Эффективность комплексного совершенствования масляной системы
дизеля 824TS

Показатель	Масло М-10-В ₂ , ФГО	Масло М-10-Г ₂ (цс), ОКМОК
Скорость изнашивания основных деталей дизеля :		
комплект поршневых колец, г/1000 ч	9,7±0,8	5,0±0,4
цилиндрическая втулка, мкм/1000 ч	16,8±0,9	6,3±0,6
вкладыши шатун. подшипника, г/1000 ч	1,6±0,2	0,8±0,1
мотылёвая шейка колен. вала, мкм/1000 ч	10,3±0,7	4,1±0,3
Нагаро- и лакообразование на поршнях, балл:		
головка поршня	6,9±0,8	1,6±0,3
перемычки	2,4±0,5	0,4±0,1
канавки	7,8±0,6	0,9±0,2
юбка поршня	5,2±0,5	0,8±0,1
общая оценка	22,3±2,4	3,7±0,7
Подвижность поршневых колец, балл	3,4±0,5	0,4±0,1
Отложение шлама в поддоне картера, балл	5	0
Срок службы масла, ч	500–1000	Более 2000
Трудоёмкость обслуживания системы смазки, чел.-ч/1000 ч	15,8	6,1
Ресурс работы дизеля между переборками, ч	4000	10000
Ресурс непрерывной работы дизеля (по системе смазки), ч	500	1000
Наработка на отказ, ч	2700	6800

Такой же эффект получен на танкерах типа «Самотлор» после перевода дизелей 824TS на унифицированное судовое масло М-10-Г₂(цс) и комбинированную очистку его фильтрованием (ФЭ «Восток 6-4-23») и центрифугированием (МЦН-5П). Параметры ОКМОК подобраны по методике [5]. Ранее масло в этих двигателях из-за отсутствия элементов Н15111/2 подвергалось только грубой очистке.

Совместное применение ОКМОК и масла М-10-Г₂(цс) дало возможность получить превосходство над зарубежной системой смазки, включающей ФТОМП и использующий масло Ward10T (табл. 1). Масло М-10-Г₂(цс) в условиях полнопоточного фильтрования по противоизносным и нагарным свойствам уступает зарубежному. Особенно это проявляется в скорости изнашивания деталей ЦПГ и состоянии дренажных отверстий и полостей охлаждения поршней. При применении масла М-10Г₂(цс) скорость изнашивания поршневых колец и цилиндрических втулок в 1,3...1,4 раза выше, углеродистых отложений на деталях ЦПГ на 30 % больше.

Эксплуатационные испытания маслоочистительных комплексов и перспективных масел М-10-Г₂(цс) и М-14ГБ осуществляли также в судовых форсированных дизелях 4R22В и 5-2Д42. Эксперимент вели на морских спасателях «Сибирский», «Справедливый» и буксире «Примерный». За счёт комплексного совершенствования масляных систем указанных дизелей достигнуто уменьшение износа и улучшение состояния масла, что создало условия для увеличения их ресурса не менее чем на 25 % и срока службы масла – в 1,5...3 раза.

Дополнительное центрифугирование масла М-10-Г₂(цс) улучшает его противоизносные свойства: скорость изнашивания основных деталей дизеля уменьшается в среднем на 28 %, на 34 % снижается нагаро- и лакообразование [4]. За 4 тыс. ч работы общая оценка нагара на поршнях составила 6,3 балла против 9,5 для ДВС без центрифуг. Нагар при работе на зарубежном масле оценен в 7,8 балла.

Применение ОКМОК вместо полнопоточного фильтра тонкой очистки масла (ФТОМП) (масло М-10-Г₂(цс)) сократило расход ФЭ в 2 раза. По сравнению с зарубежным вариантом (масло Ward10T, ФТОМП) улучшение этого показателя менее весомо – лишь в полтора раза.

Кинетика старения масел М-10-Г₂(цс) в Ward10T в дизелях 4R22В с разными системами очистки имеет следующую специфику:

- наименьшая степень окисления и интенсивность срабатывания присадок наблюдается при дополнительном центрифугировании масел;
- накопление нерастворимых примесей в масле при использовании ОКМОК стабилизируется на низком уровне, чего при фильтровании масел за 2 тыс.ч работы не наблюдается;
- масло Ward10T по показателю *СО* дает наилучшие результаты;
- масло М-10-Г₂(цс) в случае его фильтрования и центрифугирования по интенсивности старения равноценно зарубежному Ward10T, подвергнутому только фильтрованию.

В последнее время фирма «Вяртсиля» применяет комбинированную очистку масла с использованием частично-поточных центрифуг GF238 Glacier. Однако из-за низкого давления в системе смазки (0,2...0,4 МПа) скоростные и разделительные характеристики центрифуг неудовлетворительны. Как показал судовой эксперимент, по интенсивности очистки

GF238 в два раза уступают центрифугам МЦН-5П такого же типоразмера, но включенным в систему смазки согласно разработке (а.с. 948179) [3]. Превосходство ОКМОК над лучшими зарубежными комбинированными системами очистки проявляется в более длительном сроке службы фильтрующих элементов и малом износе деталей кривошипно-шатунного механизма, что обусловлено не только высоким фактором разделения центрифуг, включаемых в систему смазки по схеме (см. рис. 1) на всех режимах работы двигателя, но и функционированием ФТОМП при пусках без перепуска масла через предохранительный клапан фильтра.

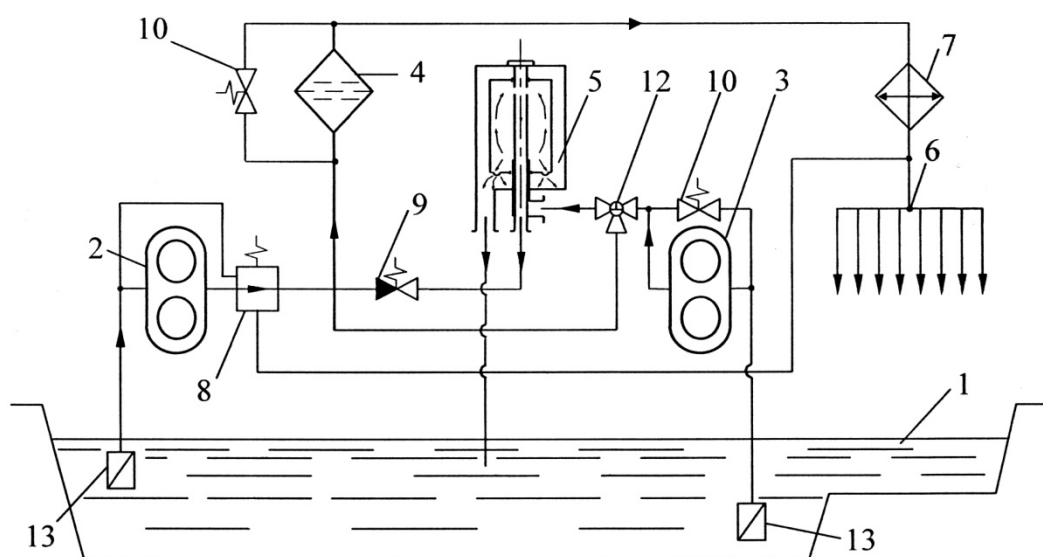


Рис. 1. Перспективная схема смазки дизеля с высоким наддувом:

- 1 – картер; 2 – основной насос; 3 – дополнительный насос; 4 – ФТОМП;
- 5 – центрифуга с напорным сливом; 6 – главная распределительная магистраль;
- 7 – холодильник; 8 – регулирующий дроссель; 9 – напорный клапан;
- 10 – предохранительный клапан; 12 – трёхходовой клапан; 13 – заборник

Сравнение ОКМОК с лучшей зарубежной комбинированной системой очистки в судовых дизелях 824TS при работе двигателей по винтовой характеристике и использовании масла М-10-Г₂(цс) показало превосходство отечественной системы: по расходу ФЭ в 1,3...1,5, по уменьшению износа деталей КШМ – в 1,2...1,6 раза. Остальные показатели, кроме интенсивности очистки, находятся примерно в таких соотношениях, как в первой и третьей колонках табл. 2 для дизеля 4R22B.

Высокая интенсивность очистки масла М-14ГБ в дизелях 5-2Д42 центрифугированием (см. табл. 2) замедляет его старение, что вызывает менее интенсивное накопление в нем нерастворимых примесей и срабатывание присадок. Комбинированная очистка масла М-14ГБ способствует длительному сохранению его эксплуатационных свойств. ОКМОК, по сравнению с

грубой очисткой масла, увеличивает срок службы масла М-14ГБ в зависимости от форсировки дизелей типа ЧН30/38 в 2...6 раз.

Таблица 2

Эффективность современных зарубежных
и перспективных отечественных масел и очистителей
в системах смазки судовых дизелей с высоким наддувом

Показатель	Дизель 4R22B			Дизель 5-2Д42	
	Ward10T, ФТОМП	М-10Г ₂ (цс), ФТОМП	М-10Г ₂ (цс), ОКМОК	М-14ГБ, ФГО	М-14ГБ, ОКМОК
Максимальная концентрация НРБ продуктов в масле за 2 тысячи часов работы, % общих зольных	1,34 0,27	1,16 0,32	0,78 0,15	1,7 0,35	0,9 0,21
Интенсивность очистки ММ от НРБ примесей, г/ч : общих зольных	40 50	60 70	220 430	– –	410 840
Срок службы ФЭ, тыс. ч	1,1	0,8	1,6	–	1,4
Скорость изнашивания поршневых колец, г/1000 ч	9,1	12,6	8,5	15,7	10,3
Скорость изнашивания цилиндрических втулок, мкм/1000 ч	10,4	13,7	10,7	16,9	11,2
Скорость изнашивания вкладышей мотылёвого подшипника, мкм/1000 ч	12,9	14,2	10,8	–	–
Скорость изнашивания мотылёвых шеек коленч. вала, мкм/1000 ч	5,6	6,4	4	7,8	4,3
Нагаро- и лакообразование на поршнях (общая оценка) балл	7,8	9,5	6,3	12,6	8,1

Данные по дизелю 5-2Д42 показывают, что в этом случае понижается скорость изнашивания его основных деталей в 1,5...1,8 раза, нагаро- и шлакообразования – в среднем на 36 %. Повышение надёжности работы Д42 при комплексном совершенствовании их масляных систем отмечено также в моделях с очень высокой форсировкой и работающих при большом противодавлении на выхлопе. Использование в них масла М-14ГБ и качественная очистка его от зольных продуктов старения разработанными

очистителями [4, 5] полностью исключает прогар клапанов газораспределения и улучшает показатели безотказности цилиндра-поршневой группы.

Высокая эффективность масел М-10Д₂(цл20) и комбинированных маслоочистительных комплексов проверена также в дизелях 8DSM32 и 6ЧНР26/34. Масло М-10Д₂(цл20) рационально использовать при работе рассматриваемых двигателей на моторном топливе. При очистке ОКМОК в дизелях с высоким наддувом оно показало результаты, близкие к данным для масла Mobilgard 324 [1, 3].

Список литературы

1. Исследование и повышение эффективности комбинированной системы тонкой очистки масла в судовых дизелях типа ЧН18/22 : отчёт о НИР / Дальневост. высш. инж. мор. уч-ще ; рук. Г. П. Кича. – ХДТ-5/79 ; № ГР 79001540 ; инв. № 02824053462. – Владивосток, 1981. – 170 с.

2. ОСТ 24.060.09–89. Методика сценки моторных и физико-химических свойств масел при их стендовых испытаниях. – М. : ЦНИИТЭИтяжмаш. – 1990. – 56 с.

3. Исследование и разработка новых комбинированных систем тонкой очистки масла высокой эффективности для судовых дизелей : отчет о НИР / Дальневост. высш. инж. мор. уч-ще ; рук. Г. П. Кича.– ХДТ-2/81. – № ГР 81002355. – Владивосток, 1983. – 141 с.

4. Кича, Г.П. Повышение эффективности тонкой очистки моторного масла в судовых тронковых дизелях комбинированным фильтрованием: монография / Г.П. Кича, Н.Н. Таращан, А.В. Надёжкин. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2015. – 175 с.

5. Кича, Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях: монография / Г.П. Кича, Б.Н. Перминов, А.В. Надёжкин. –Влади-восток : Мор. гос. ун-т, 2011. – 372 с.

УДК 656.61 : 34

Н. Н. Таращан, Б. Н. Воробьев, Л. А. Семенюк

СОВРЕМЕННЫЕ ФАКТОРЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ ОТ ВЫБРОСОВ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В современных условиях активного роста мирового флота отчётливо прослеживается тенденция к ужесточению национальных и международных ограничений на работу судовых энергетических установок в портах и к принятию мер, стимулирующих внедрение природоохранных технологий. В течение последних лет были резко ужесточены требования по предельно допустимым концентрациям (ПДК) вредных выбросов с отработавшими газами (ОГ) судовых дизелей.

Соблюдение жестких нормативов является необходимым условием эксплуатации судна. С целью повышения конкурентоспособности на мировом рынке необходимо соблюдать все предписания российских и международных экологических стандартов. В связи с этим перед судовладельцами, судостроительными и судоремонтными заводами, научно-отраслевыми и контролирующими институтами встаёт задача выбора эффективных методов снижения негативного влияния выбросов судовых дизелей. В настоящее время предлагается широкий спектр решений данных задач, однако степень их эффективности неоднозначна. В связи с этим представляется значимым анализ существующих мероприятий с целью выявления оптимальных решений. Выделяют несколько направлений:

- повышение качества организации рабочего процесса (РП) и регулирование вариантов;
- повышение качества традиционных видов топлив и масел;
- использование присадок и применение альтернативных видов топлива;
- применение систем очистки выбросов ОГ судовых дизелей;
- внедрение конструкционных доработок и нетрадиционных энергетических установок (ЭУ).

Последнее направление интересно для новых проектов и строящихся судов, т. к. модернизация эксплуатирующегося парка часто экономически нецелесообразна. Остальные направления актуальны и жизнеспособны как для настоящего флота, так и для будущего.

К наиболее экономичным способам можно отнести организацию малотоксичного рабочего процесса за счёт регулировки угла опережения подачи топлива; фаз газораспределения; изменения степени сжатия; давления наддува; температуры наддувочного воздуха; давления впрыска топлива; остаточного давления в топливопроводе; применения рециркуляции ОГ и двухстадийного смесеобразования.

Регулировка угла опережения впрыска топлива – действенный способ для снижения как токсичности, так и дымности ОГ. Однако эффективным он может быть при индивидуальном подходе, в зависимости от типоразмера, и проводиться должен во время стендовых испытаний.

Задержка начала впрыска топлива может быть действенной при малых нагрузках двигателя, что серьёзно ограничивает перспективность применения этого способа. Изменение конструкции форсунки позволит увеличить степень сжатия, что приведет к снижению концентрации окислов азота в выбросах вредных веществ (ВВ).

Повысить эффективность показателей РП во всём скоростном диапазоне можно посредством промежуточного *охлаждения наддувочного воздуха*. Это позволит снизить расход топлива и улучшить экологическую составляющую.

В ряде стран мира генеральным является направление по изменению *давления впрыска топлива*. Такой подход позволяет выдержать требуемый

уровень концентрации окислов азота, а в некоторых случаях понизить его, уменьшив при этом расход топлива. Однако для получения такого эффекта необходимо обеспечить решение весьма сложных конструкторских и технологических проблем, вложив значительные материальные ресурсы. Для российской двигателестроительной промышленности это сложно реализуемая задача.

Снижения концентрации окислов азота на 30 % и дымности на 40 % можно достичь посредством управления *остаточным давлением в топливопроводе*. Для уверенного управления удобно использовать двойные нагнетательные клапаны.

Применение *системы двухстадийного смесеобразования* прочно вошло в основной список мер по организации малотоксичного РП. Определяющим здесь является выбор оптимального места расположения устройства для распыливания дополнительной части топлива. В совокупности с регулировками протекания РП по разным источникам можно достичь снижения содержания окислов азота до 30 %, но при этом увеличивается количество продуктов неполного сгорания.

Прямой впрыск воды в цилиндр за счёт снижения температуры в камере сгорания уменьшает выброс оксида азота (NO_x). Однако, для его реализации нужны конструктивные доработки и регулярный технологический контроль состояния топливных форсунок.

Состав ВВ в выбросах судовых дизелей неоднороден по составу и механизму образования. Следовательно, подходы к уменьшению концентрации окислов азота и продуктов неполного сгорания различны, а иногда и противоположны. Так, регулировки показателей РП, направленные на снижение содержания NO_x , приводят к росту продуктов неполного сгорания. Нормированию и жёсткому контролю подлежат обе группы вредных компонентов. Соответственно, наиболее эффективными, а значит, и востребованными, будут способы, обеспечивающие снижение обеих групп компонентов ОГ или снижение одной группы при неизменной другой. Рациональная эксплуатация судовых энергетических установок (СЭУ) позволит повысить продуктивность принятых мер.

Во всех методах, касающихся организации малотоксичной работы судового дизеля, наряду с положительными результатами по уменьшению выбросов имеются и отрицательные, приостанавливающие возможность их использования в промышленных масштабах на всех типоразмерах. Однако необходимость модернизации существует. Выделяют следующие наиболее вероятные её направления.

1. Непродолжительный интенсивный впрыск топлива, смещенный ближе к верхней мертвой точке (в.м.т.) для снижения скорости тепловыделения и количества теплоты, выделившейся за время повышения давления в цилиндре до максимального значения.

2. Организация турбулентного движения заряда за счёт конструкции впускных клапанов (окон), а также ориентации топливных струй в объёме камеры сгорания для более равномерного распределения топлива.

3. Повышение коэффициента избытка воздуха в зоне горения и снижение температуры воздушного заряда для понижения общего температурного уровня процесса. Действенным это будет при осуществлении строгого контроля над качеством топлива. В совокупности эффект по снижению всех вредных выбросов, полученный за счёт улучшения качества традиционного топлива, может достигать 20 %. Положительное влияние на повышение экологической безопасности гидросферы оказывают присадки. Их использование позволяет снизить дымность ОГ на 40...60 % .

Эффективным способом снижения токсичности и дымности является использование альтернативных видов топлива. Газообразное топливо, диметиловый эфир, спирты, биотопливо – направления поиска путей ухода от нефтяной зависимости. Но существуют свои недостатки и трудности в организации работы судна на таких видах топлива. Вопросы хранения на борту судна, разрешение на использование контролирующими органами, вложение материальных ресурсов на модернизацию двигателей, нехватка сырья, организация его производства и создание инфраструктуры для эксплуатации и сервиса – все это серьёзно сдерживает развитие данного направления и жизнеспособно только в частных случаях или в качестве присадок.

Реализация каталитической нейтрализации, применение дожигателей, фильтров и пылеуловителей для обеспечения защиты окружающей среды от судовых выбросов привлекательны в первую очередь для эксплуатирующегося парка. Широкое применение получила технология селективного каталитического восстановления окислов азота аммиаком (*SCR*-процесс). Главным аргументом оппонентов применения этой технологии является опасность газообразного аммиака. Осуществлять одновременную очистку ОГ дизеля от окислов азота и продуктов неполного сгорания позволяет технология обработки газов нетермической (холодной) плазмой. Необходимо также выделить технологию зернистых фильтров, обеспечивающих повышенную скорость фильтрации, возможность очистки высокотемпературных газов, простоту эксплуатации и возможность полной автоматизации процесса очистки газа.

На ближайшее будущее перспективным представляется использование технологии плазменно-химической очистки газов; паров дизельного топлива в реакции восстановления окислов азота; платиновых нейтрализаторов; систем защиты катализаторов, обеспечивающей коагуляцию, улавливание и дожигание сажи для обеспечения работоспособности и сохранения высокой эффективности катализаторов.

Для постройки высокоэкологичного судна для акватории с повышенными требованиями к уровню выбросов ВВ в ОГ применяют современные

решения. Нетрадиционные ЭУ целесообразно внедрять на стадии разработки проекта. Широкий спектр вариантов вмещает двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с электронным управлением, адиабатный цикл для разработки турбокомпаундного двигателя, принципиально отличающиеся от ДВС, топливные элементы, электрохимические генераторы, двигатель с внешним подводом теплоты и анаэробные (воздухо-независимые) энергетические установки (АНЭУ). В настоящее время промышленные масштабы могут стать реальной перспективой для внедрения электронного управления двигателем. Анаэробные энергетические установки незаменимы для подводных лодок, т. к. обеспечивают поддержание тактико-технических характеристик на требуемом уровне. Они могут быть оснащены дизельными установками, парогазовыми турбинами, машинами Стирлинга. Оснащение судов нетрадиционными установками позволит обеспечить требуемый уровень экологической безопасности, топливной экономичности и эксплуатационно-технических показателей. Применение других нетрадиционных ЭУ в промышленных масштабах отложено на среднесрочную перспективу ввиду необходимости совершенствования новых баз.

Перспективное направление в части снижения дымности ОГ – обеспечение выгорания твёрдого углерода. Интенсификация процесса горения за счёт газодинамических колебаний рабочего тела в цилиндре дизеля позволяет значительно снизить дымность. Основным недостатком является необходимость применения поршня специальной конструкции с профилированной верхней плоскостью. Для подавляющего большинства главных судовых дизелей направление снижения дымности связано с разработкой и доводкой новой камеры сгорания и заменой поршня. Кроме того, изменения в конструкции серийно выпускаемых дизелей потребуют длительных процедур согласования с заводом-изготовителем и контролирующими органами. Однако при соответствующих доработках такой способ снижения дымности ОГ будет продуктивным и может быть рекомендован к широкому внедрению.

Уменьшить дымность, использовать топливо с повышенным содержанием ароматических углеводородов без ухудшения экологических показателей работы дизеля и увеличить КПД возможно с помощью подогрева топлива. Данные мероприятия актуальны и могут быть рекомендованы к развитию для применения на судах.

Добавление присадок к топливу позволит решить одновременно несколько важных задач. Наиболее эффективные по составу присадки позволяют значительно уменьшить количество сажи, окислов углерода, азота, канцерогенных веществ в выбросах, а также уменьшить расход топлива. При выборе оптимальной присадки во внимание следует принимать следующие факторы:

- совместимость с топливом;
- санитарно-гигиенические характеристики;

- чувствительность к удару и трению;
- простота технологии производства;
- доступность сырья;
- эффективность.

При создании и сопоставлении различных типов присадок необходимо учитывать побочное влияние попутных соединений. Таким образом, при правильном подборе присадок можно достичь одновременного улучшения показателей работы дизеля, уменьшения вредных выбросов и повышения экономических показателей. Такая возможность делает востребованным данный метод для дизелей, находящихся как на стадии проектирования, так и в эксплуатации.

Использование водотопливной эмульсии (ВТЭ) в качестве топлива, может обеспечить выполнение действующих норм не только двигателями, поставленными на производство с 2000 г., но и двигателями, находящимися в эксплуатации, без оснащения их систем газовыпуска дорогостоящими каталитическими нейтрализаторами. Кроме того, в добавляемую к топливу воду можно вводить многофункциональные водорастворимые присадки, использование которых позволит существенно раздвинуть границы применения более дешевых тяжелых топлив в судовых дизелях. При решении вопроса о переводе дизельной установки судна на ВТЭ необходимо учитывать степень форсирования двигателей, сорт применяемого топлива и условия эксплуатации судна.

Для достижения максимального эффекта по повышению уровня экологической безопасности необходимо подходить к решению данной задачи комплексно. Так, рациональная схема рабочего процесса должна предусматривать:

1. Снижение температуры воздуха в цилиндре в начале сжатия.
2. Ограничение подачи топлива до в.м.т.
3. Организованное сгорание впрыснутой до в.м.т. порции топлива с целью интенсификации процесса сгорания основной порции топлива, впрыскиваемой за в.м.т.
4. Подачу основной порции топлива с большой интенсивностью, высокой дисперсностью и её окончание не позднее $20...25^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.) за в.м.т.
5. Синхронизацию периода максимальной скорости сгорания топлива с началом интенсивного движения поршня к нижней мертвой точке (н.м.т.), т. е. после $10...15^\circ$ п.к.в. за в.м.т. В этом случае работа расширения газа должна в максимальной степени компенсировать прирост энергии от сгорания топлива и тем самым сдерживать рост температуры.
6. Окончание процесса сгорания не позднее $40...45^\circ$ п.к.в. за в.м.т.
7. Исключение отрыва от соплового наконечника капель топлива или их укрупнения в момент окончания впрыска.

Для сохранения достигнутых преимуществ важно квалифицированно эксплуатировать СЭУ, учитывая оптимальные режимы работы. Таким образом, суммируя грамотную эксплуатацию, регулировки показателей РП, высококачественное топливо и внешние системы уменьшения выбросов (нейтрализация и фильтрация), можно получить значительное снижение концентрации ВВ в ОГ без серьёзных конструкционных доработок. Использование присадок, ВТЭ и подогрева топлива в совокупности позволяет эксплуатировать судно в строго охраняемых экологами акваториях, что способствует развитию торговых отношений за рубежом.

Список литературы

1. Новиков, Л. А. Контроль выбросов двигателей, установленных на объектах применения / Л. А. Новиков // Двигателестроение. – 2007. – № 2. – С. 19–23.
2. Янкевич, Н. С. Снижение содержания вредных примесей в отработавших газах ДВС / Н. С. Янкевич, А. С. Климук, Л. С. Кравчук // Двигателестроение. – 2005. – № 2. – С. 35–37.
3. Раевски, П. Снижение уровня эмиссии оксидов серы на судах морского флота / П. Раевски // Двигателестроение. – 2007. – № 1. – С. 43–45.
4. Мельник, Г. В. Новые требования и технологии для снижения выбросов дизелей / Г. В. Мельник // Двигателестроение. – 2008. – № 4. – С. 45–51.
5. Новиков, Л. А. Контроль за выбросами вредных веществ и контроль дымности от судовых двигателей и судов в соответствии с постановлением РФ № 83 от 6.02.2002 г. / Л. А. Новиков // Науч.техн. сб. Российского Морского регистра судоходства. – 2003. – № 26. – С.28–34.
6. Замуков, В. В. Состояние и перспективы развития воздухонезависимых энергоустановок подводных лодок / В. В. Замуков, С. А. Петров, Д. В. Си-доренков // Судостроение. – 2007. – № 5. – С. 39–42.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.436:656.608

Результаты обследования головок поршней судового МОД 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр»/ И. И. Кулешов, В. М. Ходаковский // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Определено техническое состояние головок поршней судового малооборотного дизеля типа 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр». Установлено, что при работе преимущественным видом износа поршневых канавок головок поршней является выработка канавок с приобретением некоторой конусообразности. Предложено теоретическое обоснование «конусообразного» характера износа опорных поверхностей поршневых канавок.

Библиогр. 6, ил. 15.

УДК 669:629.5.083.5

Влияние обработки трением на микротвёрдость и структуру зоны лазерного воздействия чугунных деталей / И. И. Кулешов, В. М. Ходаковский // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017

Проведены исследования по определению влияния упрочнения трением в контролируемой среде на изменение микротвёрдости и структуры зоны трения материала, предварительно упрочнённого лазерной обработкой в контролируемой среде. Определено, что методом, позволяющим получить детали с достаточной глубиной упрочнённой зоны, является лазерное упрочнение с оплавлением поверхности. Ввиду наличия значительного количества остаточного аустенита в зоне оплавления, упрочнённый слой может быть подвергнут дальнейшим операциям упрочнения. Методом, позволяющим получить структуры, обладающие высокой микротвёрдостью и износостойкостью, является метод упрочнения трением в контролируемой среде.

Библиогр. 18, ил. 8.

УДК 621.436-242

Анализ факторов, влияющих на работоспособность поршневых колец дизеля 6ЧН 18/22 // В. Н. Кучеров, Е. П. Патенкова, Г. В. Загинайло, Ю. Г. Щукин // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Приведён анализ внешнего состояния, конструктивных параметров, браковочных признаков и технологической обработки поршневых колец дизеля 6ЧН 18/22. Приведены металлографические исследования поршневых колец. Дано заключение по факторам, влияющим на работоспособность поршневых колец дизеля 6ЧН 18/22.

Библиогр. 5, ил. 7.

УДК 621.899

Предпосылки повышения эффективности полнопоточной тонкой очистки моторного масла в судовых двигателях внутреннего сгорания комбинированным фильтрованием / Н. Н. Таращан, В. Н. Даничкин // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Даётся анализ методов очистки моторного масла в судовых двигателях внутреннего сгорания. Обосновывается эффективность полнопоточной тонкой очистки. Приводятся данные по износу основных деталей дизелей.

Библиогр. 12, ил. 2.

УДК 621.43.05 : 621.43 : 629.5

Целесообразность и перспективы применения на современном коммерческом флоте газотопливных судовых двигателей внутреннего сгорания / Н. Н. Таращан, А. С. Гольдербайн, В. Г. Листовский // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Современные условия эксплуатации судовых двигателей внутреннего сгорания устанавливают жёсткие требования по снижению выбросов окислов азота и сернистых соединений в отработанных газах. Одним из способов решения этой проблемы является возможность применения на судах морского и речного флота газотопливных двигателей.

Библиогр. 6, ил. 1.

УДК 631.3.004.67:661.876

Восстановление плунжеров ТНВД методом двухслойного хромирования/ И. И. Кулешов, С. М. Фокин, И. И. Чернаткин // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В работе рассмотрен способ восстановления плунжера ТНВД методом двухслойного хромирования. Определено, что рассматриваемым методом восстановления можно получить хромовое покрытие, толщина которого превышает толщину обычного хромирования. В ходе исследования восстановлена плунжерная пара судового ДВС типа MAN 5L21/31. При этом после дехромирования плунжера и растирания втулки разрезным притиром зазор в паре составил 0,49 мм. Качество восстановления определялось методом гидравлических испытаний. Проведение испытаний после восстановления плунжерной пары показало, что пара находится в исправном состоянии.

Библиогр. 5, ил. 10.

УДК 629.5.083.5

Состояние и проблемы современного судоремонта / С. В. Ворохобин // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Рассматриваются история становления судоремонтного производства на Дальнем Востоке России и, в частности, в Приморском крае, а также современное состояние судоремонтной отрасли.

Библиогр. 4.

УДК 629.5.016.7 : 621.436 : 629.5

Характеристики пропульсивного комплекса морского судна и диаграммы нагрузок судовых малооборотных дизелей / Г. В. Кузьменко, А. А. Панасенко // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В статье объясняется физический смысл термина «винтовая характеристика пропульсивного комплекса» для морского транспортного судна как «закона винта» $N_e = C \cdot n^3$. Обращается внимание на условность термина «винтовая характеристика главного двигателя» $N_e = C \cdot n^3$. Объясняется использование «закона винта» при построении «диаграмм нагрузки двигателя» применительно к судовым МОД типа МС фирмы MAN-B&W и использование диаграмм при проектировании судов и при эксплуатации двигателей.

Библиогр. 5.

УДК 629.5.02

Конструктивные методы снижения концентрации напряжений в узлах судового корпуса/ А. Г. Чесноков// Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В статье на основании обобщения опыта эксплуатации и известных теоретических и экспериментальных исследований НДС многочисленных узлов конструкций судов с концентраторами сформулированы методы снижения в них концентрации напряжений, которыми можно руководствоваться при постройке и ремонте судов – это метод подкрепления (МП) и метод увеличения податливости (МУП).

Библиогр. 12.

УДК 621.43.013 : 629.3

Выбор и расчёт параметров устройства вакуумирования процесса регенерации отработанных моторных масел / В.В. Тарасов, Г.П. Кича, Е.М. Деревцов // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В статье рассматриваются варианты устройств по обеспечению необходимого вакуумирования процесса регенерации отработанных смазочных масел, представлен расчёт параметров для двух определённых типов вакуумных насосов, при которых обеспечивается оптимальная работа регенерационной малотоннажной установки по удалению водотопливных фракций в судовых условиях

Библиогр. 12, ил. 12.

УДК 621.43.013.629.3

Моделирование вакуумных пароструйных насосов для регенерационных установок отработанных масел с использованием САПР Solid Works / В.В. Тарасов, Г.П. Кича, Е.М. Деревцов // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В данной статье на основании обобщения опыта эксплуатации и известных теоретических и экспериментальных исследований вакуумных пароструйных насосов с форкамерными устройствами и без них определены свойства рабочих жидкостей, рекомендованных к использованию, и определены необходимые характеристики материалов для элементов и узлов конструкций, на основании САПР *Solid Works* и АПМ *3D Structure* определены их прочностные и деформационные показатели с визуализацией в *Code Colour*

Библиогр. 10

УДК 621.43.013 : 629.3

Экспериментально-статистическая модель удаления воды из отработанного моторного масла / В. В. Тарасов, Г.П. Кича, Е. П. Патенкова // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В отработанном моторном масле (ОММ) накапливаются продукты старения, агрессивность которых при наличии воды значительно активизируется. Если из масла удалить воду и продукты старения, то можно получить базовое масло хорошего качества. Рассмотрено применение математических методов оптимального планирования эксперимента с целью получения математической модели процесса удаления воды из ОММ.

Библиогр. 12, ил. 12.

УДК 621.431.74-2-192.004.2

Анализ работоспособности деталей ЦПГ двигателя MAN B&W L42MC / В.Н Кучеров, А.А. Князев // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

В статье выполнен анализ работоспособности деталей ЦПГ дизелей фирмы MAN B&W L42MC ранних моделей, установленных на теплоходах серии «Игорь Ильинский» ОАО Дальневосточного морского пароходства.

Рассмотрены периоды между моточистками и причины ревизии цилиндров. Построены гистограммы износов поршневых канавок. Рассчитаны средние скорости изнашивания цилиндрических втулок.

Библиогр. 4.

УДК 621.43.013:629.3

Результаты эксплуатационных испытаний судовых форсированных дизелей с системами смазки повышенной эффективности / Г. П. Кича, Л. А. Семенюк// Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Излагаются результаты исследований полученных при проведении испытаний по повышению эффективности тонкой очистки моторного масла в судовых форсированных дизелях комбинированным фильтрованием. Показаны достоинства и преимущества комбинированного фильтрования моторного масла по сравнению с полнопоточным при его очистке в судовых дизелях с высоким наддувом.

Библиогр. 5, ил. 1.

УДК 656.61 : 34

Современные факторы предотвращения загрязнения окружающей среды от выбросов судовых двигателей внутреннего сгорания / Н. Н. Таращан, Б. Н. Воробьев, Л. А. Семенюк // Вестник морского государственного университета. Сер. Судостроение и судоремонт. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2017. – Вып. 79/2017.

Рассмотрены вопросы загрязнения окружающей среды от выбросов вредных веществ из судовых двигателей внутреннего сгорания. Показаны основные факторы, влияющие на вредные выбросы и предложен анализ существующих проблем.

Библиогр. 6.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Кулешов И. И., Ходаковский В. М.</i> Результаты обследования головок поршней судового МОД 8ДКРН35/105-10 т/х «Святой Пётр»....	3
<i>Кулешов И. И., Ходаковский В. М.</i> Влияние обработки трением на микротвёрдость и структуру зоны лазерного воздействия чугунных деталей	15
<i>Кучеров В. Н., Патенкова Е. П., Загинайло Г. В., Щукин Ю. Г.</i> Анализ факторов, влияющих на работоспособность поршневых колец дизеля 6ЧН 18/22.....	24
<i>Таращан Н. Н., Даничкин В. Н.</i> Предпосылки повышения эффективности полнопоточной тонкой очистки моторного масла в судовых двигателях внутреннего сгорания комбинированным фильтрованием.....	34
<i>Таращан Н. Н., Гольдербайн А. С., Листовский В. Г.</i> Целесообразность и перспективы применения на современном коммерческом флоте газотопливных судовых двигателей внутреннего сгорания..	40
<i>Кулешов И. И., Фокин С. М., Чернаткин И. И.</i> Восстановление плунжеров ТНВД методом двухслойного хромирования.....	45
<i>Ворохобин С. В.</i> Состояние и проблемы современного судоремонта	52
<i>Кузьменко Г. В., Панасенко А. А.</i> Характеристики пропульсивного комплекса морского судна и диаграммы нагрузок судовых малооборотных дизелей.....	57
<i>Чесноков А. Г.</i> Конструктивные методы снижения концентрации напряжений в узлах судового корпуса.....	65
<i>Тарасов В. В., Кича Г. П., Деревцов Е. М.</i> Выбор и расчёт параметров устройства вакуумирования процесса регенерации отработанных моторных масел.....	68
<i>Тарасов В. В., Кича Г. П., Деревцов Е. М.</i> Моделирование вакуумных пароструйных насосов для регенерационных установок отработанных масел с использованием САПР Solid Works.....	89

<i>Тарасов В. В., Кича Г. П., Патенкова Е. П.</i> Экспериментально-статистическая модель удаления воды из отработанного моторного масла.....	101
<i>Кучеров В.Н, Князев А.А.</i> Анализ работоспособности деталей ЦПГ двигателя MAN B&W L42MC.....	107
<i>Кича Г. П., Семенюк Л. А.</i> Результаты эксплуатационных испытаний судовых форсированных дизелей с системами смазки повышенной эффективности.....	119
<i>Таращан Н. Н., Воробьев Б. Н., Семенюк Л. А.</i> Современные факторы предотвращения загрязнения окружающей среды от выбросов судовых двигателей внутреннего сгорания.....	124
Рефераты.....	131

Научное издание

ВЕСТНИК МОРСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
Серия СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ
Вып. 79/2017

8,19 уч.-изд. л.
Тираж экз.

Формат 60 × 84 ¹/₁₆
Заказ № 039

Отпечатано в типографии ИПК МГУ имени адмирала Г. И. Невельского
Владивосток, 59, ул. Верхнепортовая, 50а