

представляется необходимым для научно-обоснованной разработки и технологии получения отливок лопастей и их термической обработки, обеспечивающих формирование требуемой структуры и свойств.

Выполненные исследования позволили выявить особенности структурообразования в процессе износа лопастей из высокохромистого чугуна с различной концентрацией основного легирующего элемента - Cr, а также обосновать их отличающуюся эксплуатационную стойкость процессам, происходящим на поверхности трения - трещинообразованию, графитизации и изменениям уровня микротвердости.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. О.М. Романов, Е.В. Рокекова и др. Сплавы для лопаток дробетных аппаратов. Москва, 1981.

2. А.Я. Понивайлов, Б.А. Понивайлов и др. Зависимость износостойкости дробетных лопаток от их материала. Процессы литья. Москва, 1992.

3. М.Е. Гарбер. Отливки из белых износостойких чугунов. М. Машиностроение, 1972.

4. А.А. Жуков, Г. И. Сильман и др. Износостойкие отливки из комплекснолегированных белых чугунов. - М.Машиностроение, 1984.

5. А.Я. Понивайлов. Характер и причины износа рабочих лопаток дробетного колеса. Конструирование и технология производства с/х машин. Научно-технический сборник, 1993.

6. Ю.И. Паскаль, М.Н. Бернун и др. Фазовый состав высокохромистого чугуна. Металловедение и термическая обработка металлов. 1977.-№12.

УДК 621.43.001.24

Власовец В.М., магистр

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ СМД - 60

Коленчатый вал является одной из самых сложных и наиболее нагруженных деталей дизеля. Он должен обеспечивать весь срок работы узла до списания. Важным фактором выступают конструктивные размеры вала, изменяющиеся в период эксплуатации.

Коленчатый вал можно представить как пространственную статически неопределимую систему на упругих опорах. Обычно вал рассчитывают как абсолютно жесткую разрезную балку. При этом получают достаточно точные результаты даже для несколько зани-

женных, по сравнению с действительными, запасах прочности в галтелях.

Имеющиеся методы расчета вала как неразрезной многоопорной балки дают завышенные запасы прочности. Степень приближения их к действительным зависит от точности выбора соотношения жесткости коленчатого вала и постелей блока цилиндров. Фактические значения этих величин можно определить только экспериментально на конкретных деталях, поэтому метод расчета вала неразрезного дает наибольшую точность при проверочных расчетах и доводке уже готовых конструкций, для которых предварительно определены реальные значения жесткостей опор и коленчатого вала.

При проектировании дизелей, оценке возможности их дальнейшего форсирования, а также определения запасов прочности вал рассчитывают как разрезную балку. Имеющийся опыт оценки по результатам такого расчета большого числа выполненных конструкций позволяет достаточно надежно оценивать прочность вала по получаемым при этом показателям, хотя они в некоторых случаях носят условный характер (например, максимальные и средние давления на шейки вала и др.). При определении запасов прочности учитывают значения коэффициентов, характеризующих концентрацию напряжений в элементах вала.

Расчетная схема, размеры элементов колена вала и направление сил даны на рис. 1,а. Конструктивной особенностью коленчатого вала 6-ти цилиндрового V-образного дизеля СМД-60 являются удлиненные шатунные шейки. На каждую шейку установлено два шатуна, для чего в шейках предусмотрено по два сверления для подачи масла к шатунным подшипникам.

Первоначально для расчета коленчатого вала определяли усилия и давления, действующие в деталях и сопряжениях кривошипно-шатунного механизма. Силы и моменты, действующие в тракторных дизелях, определяются давлением газов в цилиндрах, силами инерции поступательно- и вращательно-движущихся масс деталей, силами полезного сопротивления на коленчатом вале и массой самого двигателя (силами трения при проведении расчетов обычно пренебрегают). Силу давления газов находят по индикаторной диаграмме, которую строят по данным теплового расчета, при максимальной мощности и соответствующей ей частоте вращения (2100 об/мин для дизеля СМД-60). В данной методике силы давления газов определены по фактически снятым индикаторным диаграммам, любезно предоставленным ГСКБД завода "Серп и молот", выпускающего данные дизели.

Для определения сил инерции движущихся частей кривошипного механизма их действительные массы заменяли эквивалентными. При этом массы деталей, совершающих прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра (масса поршня с кольцами и пальцем), заменяли массой  $m_n$ , сосредоточенной на оси пальца; неуравновешенные массы вращающихся частей коленчатого вала заменяли эквивалентной массой коленчатого вала заменяли эквивалентной массой  $m_r$ , приведенной к радиусу кривошипа; массу шатуна с вкладышами, болтами и втулкой, совершающего сложное плоскопараллельное движение, заменяли системой двух статических замещающих масс:  $m_{ш.п.}$ , сосредоточенной на оси пальца, и  $m_{ш.к.}$ , сосредоточенной на шатунной шейке.

Массу шатунной шейки  $m_{ш.ш.}$  принимали как сосредоточенную на оси.

Эквивалентная масса средней части щеки оценивали как

$$m_{шг} = \frac{m_{ш} \cdot \rho}{r}, \quad (1)$$

где  $m_{ш}$  - действительная масса щеки,  $\rho$  - радиус центра масс щеки;  $r$  - радиус кривошипа (в данной модели дизеля он равен 57,5мм, в то время как у его модификаций 60мм).

Приведенная масса всего кривошипа

$$m_k = m_{ш.ш.} + 2 \frac{m_{ш} \cdot \rho}{r} \quad (2)$$

Эквивалентные массы  $m_{ш.п.}$  и  $m_{ш.к.}$  определяли в следующем порядке.

Рассчитывали расстояния центра масс шатуна от осей верхней  $l_{ш.п.}$  и нижней  $l_{ш.к.}$  головок. Затем определяли

$$m_{ш.п.} = \frac{m_{ш} \cdot l_{ш.к.}}{l_{ш}}; \quad l_{ш.к.} = \frac{m_{ш} \cdot l_{ш.п.}}{l_{ш}}, \quad (3)$$

где  $m_{ш}$  - масса шатуна;  $l_{ш}$  - длина шатуна.

При такой разбивке масс имеется небольшое различие в моментах инерции собственно шатуна и приведенной системы, которыми при расчете пренебрегали.

В результате приведения масс кривошипный механизм представляется в виде двух масс:

$$m_j = m_n + m_{ш.п.}; \quad m_r = m_k + 2 m_{ш.к.} \quad (4)$$

При принятом распределении масс силы инерции  $P_j$  поступательно - движущихся и  $K_r$ , вращающихся масс составляют

$$P_i = -m_j \cdot j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + k \lambda \sin \alpha); \quad (5)$$

$$K_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2, \quad (6)$$

где  $j$  - ускорение масс;  $\omega$  - угловая скорость вала дизеля,  $\alpha$  - угол поворота кривошипа (отсчитывается по часовой стрелке);  $\lambda = \frac{r}{l_m}$  - безразмерный параметр;  $k$  - относительное смещение плоскости движения оси поршневого пальца от оси коленчатого вала.

Исходной для расчета суммарных сил и моментов, действующих в кривошипном механизме, является суммарная сила

$$P = P_r + P_j \quad (7)$$

Эту силу раскладывали на две составляющие: перпендикулярную оси цилиндра ( $N$ ) и направленную по оси шатуна ( $S$ )

$$N = P \cdot \lambda \cdot (\sin \alpha - k); \quad (8)$$

$$S = P \cdot \left[ 1 + \frac{\lambda^2}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (9)$$

Составляющими силы  $S$ , перенесенной к оси кривошипа, являются силы: нормальная, направленная по радиусу кривошипа ( $K$ ) и тангенциальная, касательная к окружности радиуса кривошипа ( $T$ ),

$$K = P \cdot \left[ \cos \alpha - \frac{\lambda}{2} \cdot (1 - \cos 2\alpha) + k \cdot \lambda \cdot \sin \alpha \right]; \quad (10)$$

$$T = P \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha - k \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right) \quad (11)$$

Последняя определяет крутящий момент

$$M_{к.ш.} = (T' + T'') \cdot r \quad (12)$$

Результаты расчетов нормальных  $K$  и тангенциальных сил  $T$ , а также набегающих крутящих моментов  $M$  сведены в таблицу 1.

Направления и точки приложения сил  $K$  и  $T$  представлены на рис 1 а (при этом  $K'$  и  $T'$  - силы, действующие на левый шатун колена, а  $K''$  и  $T''$  - на правый).

Значения центробежных сил массы шатуна  $K_{г.ш.}$ , шатунной шейки  $K_{Рш.ш.}$ , отнесенных к кривошипу, а также центробежных сил шейки  $K'_{Рш.ш.}$  и противовеса  $K'_{Рпр.}$  (для правого шатуна  $K''_{Рш.ш.}$  и  $K''_{Рпр.}$  соответственно) входят при расчете вала в формулы центробежных сил  $K'_R$  и  $K''_R$ , которые соответственно равны:

$$K'_R = K_{R_{ш.}} + 0,5 \cdot K_{R_{ш.ш.}} + K'_{R_{ш.}} - K'_{R_{нр.}} \quad (13)$$

$$K''_R = K_{R_{ш.}} + 0,5 \cdot K_{R_{ш.ш.}} + K''_{R_{ш.}} - K''_{R_{нр.}} \quad (14)$$

при этом

$$K_R = K'_R + K''_R \quad (15)$$

Реакции на левой опоре при равенстве сил  $K'_R$  и  $K''_R$  равны:

$$R'_k = K' + (K'' - K') \cdot \left(\frac{b}{l}\right) - 0,5 \cdot K_R; \quad (16)$$

$$R'_T = T' + (T'' - T') \cdot \left(\frac{b}{l}\right), \quad (17)$$

Реакции на правой опоре

$$R''_k = K'' + (K' - K'') \cdot \left(\frac{b}{l}\right) - 0,5 \cdot K_R, \quad (18)$$

$$R''_T = T'' + (T' - T'') \cdot \left(\frac{b}{l}\right) \quad (19)$$

Изгибающие моменты в плоскости кривошипа при подсчете напряжений изгиба в плоскости действия сил  $K$  (рис. 1а) определяли для двух сечений.

$$\text{Для сечения I - I: } M_{I-I} = R'_k \cdot b + (K'_{R_{ш.}} - K'_{R_{нр.}}) \cdot (b - a); \quad (20)$$

для сечения II - II

$$M_{II-II} = R'_k \cdot (b + c) + (K'_{R_{ш.}} - K'_{R_{нр.}}) \cdot (b + c - a) + (K_{R_{ш.ш.}} - K') \cdot c \quad (21)$$

Аналогично в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, изгибающий момент для сечения I - I:

$$M_{T-I-I} = R'_T \cdot b \quad (22)$$

$$\text{для сечения II - II: } M_{T-II-II} = R'_T \cdot (b + c) - T' \cdot c \quad (23)$$

Момент, скручивающий шатунные шейки вала,

$$M_{ш.ш.} = M_{к.ш.} + R'_T \cdot r \quad (24)$$

Для определения запасов прочности находили максимальные и минимальные действующие моменты и подсчитывали максимальные и минимальные нормальные и касательные напряжения переменного цикла

Для коренных шеек касательные напряжения подсчитывали по формулам:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{к.ш.} \cdot i_{\max}}{W_{тк.ш.}} \quad \text{и} \quad \tau_{\min} = \frac{M_{к.ш.} \cdot i_{\min}}{W_{тк.ш.}}, \quad (25)$$

где  $W_{тк.ш.}$  - момент сопротивления кручению шейки;

$$W_{тк.ш.} = \left(\frac{\pi}{16}\right) \cdot d_{к.ш.}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{к.ш.}}{d_{к.ш.}}\right)^4\right], \quad (26)$$

где  $d_{к.ш.}$  - диаметр коренной шейки,  $\delta_{к.ш.}$  - диаметр облегчающего отверстия коренной шейки.



$$\sigma_{\max I-I} = \frac{M_{zI-I}}{W_{\sigma_{\max}}} \text{ и } \sigma_{\min I-I} = \frac{M_{zII-II}}{W_{\sigma_{\max}}}, \quad (27)$$

где  $W_{\sigma_{\max}}$  - момент сопротивления изгибу шатунной шейки;

$$W_{\sigma_{\max}} = \xi \cdot \left(\frac{\pi}{32}\right) \cdot d_{ш.ш}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_{ш.ш}}{\sigma_{ш.ш}}\right)^4\right], \quad (28)$$

где  $d_{ш.ш}$  - диаметр шатунной шейки;  $\sigma_{ш.ш}$  - диаметр облегающего отверстия шейки.

Аналогично проводили расчет для сечения II и сечения сопряжения шатунной шейки со щекой (без учета коэффициента  $\xi$ ). Момент сопротивления кручению поперечного сечения шейки принимали равным  $2 \cdot W_{\sigma_{ш.ш}}$ .

Для щек рассчитывали нормальные напряжения от изгибающего момента  $M'_{щ} = R'_{ка}$  и от силы  $P_{щ}$ , растягивающей или сжимающей щеку. Кручение щеки происходит под действием момента  $R'_{\tau a}$ . Напряжения и запасы прочности крайних щек кривошипа подсчитывали так же, как для полно-опорного вала.

При этом суммарное нормальное напряжение от изгиба и сжатия - растяжения равно

$$\sigma_z = \frac{M'_{щ}}{W_{\sigma_{щ}}} + \frac{P_{щ}}{f_{щ}}, \quad (29)$$

где  $W_{\sigma_{щ}}$  - момент сопротивления изгибу щеки,  $W_{\sigma} = b \cdot h^2 / 6$  ( $b$  - ширина щеки,  $h$  - толщина щеки),  $f_{щ}$  - площадь расчетного сечения щеки,  $f_{щ} = b \cdot h$ .

Максимальные и минимальные значения напряжений оценивали:

$$\tau_{щ.\max} = \frac{M_{кр.щ.\max}}{W_{\tau_{щ}}} \text{ и } \tau_{щ.\min} = \frac{M_{кр.щ.\min}}{W_{\tau_{щ}}}, \quad (30)$$

где  $W_{\tau_{щ}}$  - момент сопротивления кручению прямоугольного поперечного сечения щеки;  $W_{\tau_{щ}} = \mu \cdot b \cdot h^2$ . Коэффициент  $\mu = 0,288$ .

Определив амплитуды нормальных  $\sigma_a$  и тангенциальных  $\tau_a$  напряжений как полуразность наибольшего и наименьшего напряжений, а среднее напряжение цикла  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  - как полусумму этих напряжений, вычисляли с учетом коэффициентов концентрации напряжений запасы прочности коленчатого вала.

С учетом фактора формы, масштабного и технологического факторов запас прочности соответственно для нормальных и касательных напряжений имеет вид

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left[ K_{\sigma} (\varepsilon'_{\sigma} \cdot \varepsilon''_{\sigma}) \right] \cdot \sigma_a + a_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (31)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left[ K_{\tau} (\varepsilon'_{\tau} \cdot \varepsilon''_{\tau}) \right] \cdot \tau_a + a_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (32)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  - пределы выносливости и пределы текучести стали, из которой изготовлен коленчатый вал,  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  - коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно;  $a_{\sigma}$  и  $a_{\tau}$  - коэффициенты приведения для нормальных и касательных напряжений в сталях с различными пределами прочности  $\sigma_B$ .

При сложном напряженном состоянии общий запас прочности в соответствии с третьей теорией прочности подсчитывали по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (33)$$

Результаты расчетов запасов прочности 3-го колена коленчатого вала, как наиболее нагруженного, представлены в таблице [4].

Анализ поломок коленчатых валов показывает, что наряду с разрушением в зонах сопряжения шейки с шейкой не менее часты поломки коленчатых валов по сечению, показанному на рис. 1б. В соответствии с этим существующая методика расчета коленчатого вала была дополнена определением запаса прочности по данному сечению. Для этого, определив частные запасы прочности в сопряжениях шейки с шатунной и коренной шейкой был рассчитан общий запас прочности в критическом сечении, тенденция уменьшения которого в связи с изменением эффективного сечения шеек в период эксплуатации представлена в колонке 14 табл. [4].

Анализируя результаты расчетов коленчатого вала на прочность, можно сделать выводы, что наименьший запас прочности вал имеет в зоне критического сечения и у галтели сопряжения шейки со щекой. Именно в этих местах и должно происходить наибольшее количество разрушений вала, что и подтверждается на практике.



Таблица 1. ЗНАЧЕНИЯ ПОПРАВКИ ИЛИ ОТКАТА КОЛЕСА В РАДИАЛЬНОМ НАПРАВЛЕНИИ НА ШИПКИ КОЛЕСНОГО ВАЛА

$\alpha^\circ$	T1	T2	K1	K2	M1	T3	T4	K3	K4	M2	T5	T6	K5	K6	M3
0	-163	-1370	-5963	55974	-69	6250	16259	-7096	-9321	1294	8487	676	-7439	-7476	9163
30	-3600	26593	-4814	40381	1322	31201	36020	-10652	-11138	3865	30225	24431	-1565	-1565	54656
60	1002	16959	300	4786	1032	17275	17390	-11518	-11518	2004	20348	23106	-822	-822	43455
90	8234	22600	-2292	-3984	1774	18401	14201	-10951	-10951	1874	21553	28905	-9148	-9148	50458
120	8015	19978	-7464	-11140	1609	12167	4355	-7476	-7476	950	4770	5188	-15126	-15246	9958
150	4608	10988	-10652	-14749	896	5194	-653	-1565	-1580	261	-7679	-14705	-8941	-9396	-22384
180	315	717	-11518	-14657	59	3422	6179	-822	-806	552	2882	1327	-466	-989	4210
210	-4199	-8583	-10951	-11434	-735	-1232	6119	-9148	-9148	281	16834	22016	-2976	-1439	38850
240	-7811	-15622	-7476	-7476	-1347	-15204	-14787	-15246	-15246	-1724	10152	18168	-23234	-7464	28321
270	-5847	-11695	-1580	-1580	-1008	-18721	-25747	-9397	-9396	-2556	23313	28627	-77294	-12283	51941
300	2704	5462	-822	-806	469	2165	-1132	-989	-989	-59	895	1664	-74028	-17117	2260
330	7351	14669	-9148	-9106	1266	19851	24913	-1439	-1406	2573	13641	1299	-29396	-32187	14941
360	417	834	-15246	-15193	71	8849	16429	-7464	-7058	1453	1846	-86477	-13938	-57454	-84631
390	-7026	-14052	-9397	-9397	-1212	-8738	-4103	-12283	-10714	-738	-15656	-84014	-3122	-18473	-99670
420	-3297	-6595	-989	-989	-568	-6126	-5796	-17117	-12037	-685	-7460	-24500	496	5081	-31960
450	5062	10124	-1406	-1406	873	-2217	-7039	-32187	-12576	-532	-1738	-350	-6597	-1727	-2088
480	7671	15251	-7143	-7038	1318	-73072	-84992	-57455	-11408	-9088	-84590	-84330	-14674	-9487	-168920
510	4818	9405	-11138	-10602	817	-58952	-87569	-18474	-7733	-8425	-94564	-98955	-9354	-5873	-193520
540	363	677	-13260	-11465	59	-16362	-123217	5081	20383	-8025	-126463	-126661	973	-59	-253125
570	-6201	-10424	-16173	-11013	-956	-9036	-41873	-1727	40864	-2927	-36758	-31123	-1420	-1564	-67881
600	-24516	-32708	-23466	-7841	-3290	-32448	-32574	-9487	4583	-3758	-24953	-17333	-7096	-7096	-42286
630	-115585	-123175	-20813	-2051	-13728	-127657	-129070	-5873	-2010	-14756	-1244624	-119854	-10652	-10652	-244316
660	-59703	-62588	17805	860	-7031	-62787	-60493	-59	688	-7088	-60178	-59863	-11465	-11518	-120042
690	-5386	-4152	6703	9095	-548	1482	10973	-1564	-2636	716	6793	2594	-10901	-10951	9387
max	8254	26593	17805	55974	1774	31201	24913	5081	40864	1294	30225	28905	496	5081	54656
min	-115585	-123175	-23466	-15193	-13728	-127657	-129070	-57455	-15246	-14756	-126646	-126661	-77294	-57454	-253125

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сидоров А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой. - М.: Машиностроение, 1987.
2. Орлин А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1984.
3. Рекомендации по восстановлению коленчатых валов автомобильных двигателей газоплазменным напылением // Пиманов Г.П., Удьянов В.А. и др.//. - М.: ГОСНИТИ, 1985.
4. Власовец В.М., Новиков А.В., Харьяков А.В. Оценка запаса прочности валов при их восстановлении методом плазменной наплавки // Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин. Сб. науч. тр. /ХГТУСХ. - Харьков, 1998.

УДК 621.791.92.55

Науменко А.А., канд.техн.наук,  
Новиков А.В., аспирант,  
Скобло Т.С., доктор техн.наук,  
Сидашенко А.И., канд.техн.наук,  
Власовец В.М., студент.

### КАЧЕСТВО И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ИЗ СТАЛИ 45, УПРОЧНЕННЫХ ТВЧ И ВОССТАНОВЛЕННЫХ ПЛАЗМЕННОЙ НАПЛАВКОЙ

Одним из наиболее эффективных способов ремонта стальных коленчатых валов из стали 45 является их восстановление наплавкой плазменным методом. Такая технология позволяет наращивать изношенный слой, не создавая больших напряжений, что не требует после ремонта специальной правки.

Целью настоящей работы являлось исследование влияния параметров обработки на качество, структуру и свойства восстанавливаемых коленчатых валов из стали 45 на оборудовании, установленном в Шебекинском ОАО "Сельхозтехника".

Исследования проводили на коленчатых валах, поступающих в ремонт двигателей семейства СМД. Детальному анализу подвергали коленчатые валы двигателя СМД-18 [1]. Изучение особенностей износа показало, что на поверхности трения в закаленном слое появляются участки характерные для отпущенных структур (типа сорбита) на глубину до 0,08мм. Это соответствует зоне отпуска и сопровождается незначительным падением твердости на 10-14% (с 60-61 до 50-52HRC). Количество зон отпуска в поле зрения шлифа составляет 7-8%. Переходная зона (от зоны закалки к сердцевине) отличается