

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Х.Н. Султонов

Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими

В данной статье приведена методика расчета поршневой головки шатуна с целью прогнозирования снижения его поломки и преждевременного выхода из строя. Анализ эксплуатации двигателей внутреннего сгорания автотракторных машин показывает, что поступающие двигатели в ремонт с поврежденными деталями на долю шатуна приходится 30-35% от их общего количества, по которому основные дефекты относятся на его верхнюю головку. Работа шатуна подвергается динамическим нагрузкам, которые колеблются с динамичным коэффициентом 1,15-1,22, что необходимо учитывать при изменении его конструкции и технического состояния в процессе эксплуатации.

**Ключевые слова:** шатун, подвергающие силы и моменты, напряжение, угол заделки, запас прочности.

## ТАЪМИНИ ДАРОЗУМРИ ВА БОЭЪТИМОДИИ МУҲАРИҚҶОИ ДАРУНСУЗ ДАР МОШИНУ ТРАКТОРҶО

Х.Н. Султонов

Дар мақолаи мазкур методикаи ҳисоби сараки шатун, ки нуқтаи пайвастшавии он бо поршен таввасути ангуштак мебошад, пеш оварда шудааст. Мақсад аз овардани ин ҳисоб зиёд намудани мустаҳкамии сараки шатун бобати андешидани тадбирҳо дар марҳилаи ба нақшагирии ин чузъ ва технологияҳои истеҳсол дар равандҳои истеҳсоли мебошад, ки он бевосита ба дарозумрӣ ва боэътимод қор намудани шатун мусоидат менамояд. Таҳлили истифодабарии муҳаррикҳои дарунсузӣ дар трактору мошинҳо истифодашаванда нишон медиҳад, ки дар таъмири ҳамаҷониба то 30% ба таъмири капиталии яқум ва 35% ба таъмири капиталии такрорӣ ба ин чузъҳои осебдида таалуқ доранд, ки қисми зиёди ин аз нуқсонҳои ба сараки болоии шатун рост меоянд. Шатун чузъе мебошад, ки дар шароити таъсири динамикии сарбориҳо бо коэффициентҳои 1,15-1,22 қор менамояд, ки ин бевосита зарурияти тағйир додани соҳт ва ҳолати техникий онро тақозо менамояд.

**Калидвожаҳо:** шатун, қувваҳо ва моментҳои таъсиркунанда, шиддат, кунҷҳои расида шаванда, мустаҳкамӣ захираҳо.

## ENSURING DURABILITY AND RELIABILITY OF AUTOMOTIVE AND TRACTOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

H.N. Sulonov

This article presents a method for calculating the connecting rod piston head, with the aim of predicting a reduction in its failure and premature failure. Analysis of the operation of internal combustion engines in automotive and tractor vehicles shows that engines undergoing major overhauls are primarily due to accidental damage to key components. Connecting rod technical condition accounts for 30% of engine overhauls and 35% of re-overhauls. The majority of connecting rod defects occur in the upper end. Connecting rods operate under dynamic loads with a dynamic coefficient of 1.15-1.22, which must be taken into account when making changes to their design and technical condition during operation.

**Keywords:** connecting rod, load-bearing forces and moments, stress, sealing angle, safety factor.

### Введение

Безотказность и нормальное функционирование двигателей автотракторного транспорта во многом зависит от прочности и надёжности его основных деталей в период эксплуатации. Многие из этих деталей подвергаются значительным динамическим нагрузкам с различными частотами и амплитудами, которые носят циклический характер и под действием этих нагрузок детали могут одновременно принимать разные напряжения, такие как изгибные, крутильные, растягивающие или сжимающие. Кроме того, существует воздействие тепловых нагрузок, вызывающих тепловые напряжения, а в деталях со сложной формой всевозможные концентраторы напряжений, которые создают дополнительные напряжения. Многие детали подвергаются износу за счет трения в кинематических парах, во время возврата – поступательного, вращательного или плоскопараллельного движений. Все это в сочетании с другими факторами снижает их прочность. Поэтому при проектировании и изготовлении этих деталей необходимо учитывать все перечисленные факторы, влияющие на прочность. Это обеспечит для детали её долговечность и надёжность работы в определённом эксплуатационном периоде. Анализ конструкции многих деталей двигателей внутреннего сгорания показывает, что часто преждевременный выход из строя многих деталей, таких как гильза, поршень, кольца, цилиндр, шатун и другие детали группы кривошипно-

шатунного и газораспределительного механизмов требует особого подхода к методике их расчета на прочность. [1-6].

Одной из самых капризных деталей во всем двигателе является шатун, который отличается по особенностям конструкции формы, сечению профиля, вида конструкционного сплава и т.д.

Это деталь считается одной из самых нагруженных в двигателе, поскольку она воспринимает всю мощь силы от цилиндра при сгорании топлива в блоке двигателя и передаёт её на колеса через трансмиссию. При вращения коленчатого вала шатун от возвратно-поступательного движения поршня одновременно воспринимает нагрузку в нескольких векторах. Естественно, одним из методов снижения векторных нагрузок и сведения к минимуму количества поломок в соединениях является применение подшипников скольжения в местах соединения верхних и нижних головок, шатуна с пальцем и с коленчатым валом соответственно. Несмотря на это, по разным причинам, шатуны выходят из строя, приводя к падению мощности двигателя и к полному износу других деталей в кривошипно-шатунном механизме. Чтобы избежать подобных проблем, необходимо глубоко знать строение и принцип работы кривошипно-шатунного механизма, механизм действия максимальных нагрузок на силовой стержень в зависимости от положения шатуна в каждом конкретном положении цикла работы двигателя. При проектировании конструкции шатунов необходимо провести оптимальный расчет на прочность с учетом изменения макро-геометрии его основных элементов и других факторов, влияющих на его свойства. Под действием силы трения на верхней и нижней головках шатуна наблюдается изнашивание трущихся деталей. Поэтому для снижения фрикционного износа в сочленённой конструкции в нижней головке шатуна вставляют вкладыши (две единицы), а верхней головке запрессовывается втулка.

### Методика расчета поршневой головки шатуна

Расчет ведется в опасном сечении участка шатуна - сеч. I-I (рис.1). При расчете учтем, что величина инерционной нагрузки (без учета присутствия запрессованной втулки) зависит от режима работы двигателя и будет максимальной при расчете. Усталостная прочность в этом сечении определяется при максимальной частоте вращения холостого хода. Далее определяется напряжение в поршневой головке от воздействия запрессованной втулки. На участке перехода головки шатуна сеч. А-А (рис.1) в стержень определяется усталостная прочность от действия инерционных и газовых сил при запрессованной втулке. [2,3].

В основном шатуны для автотракторных двигателей изготавливают из углеродистых (ст. 35, 45, 50, 35Г2, 40Г, 65Г) и легированных (ст.18ХН24А, 12ХН3А, 40ХНМА,30ХГСА) сталей, работающих в условиях наддува при высоком давлении [4].

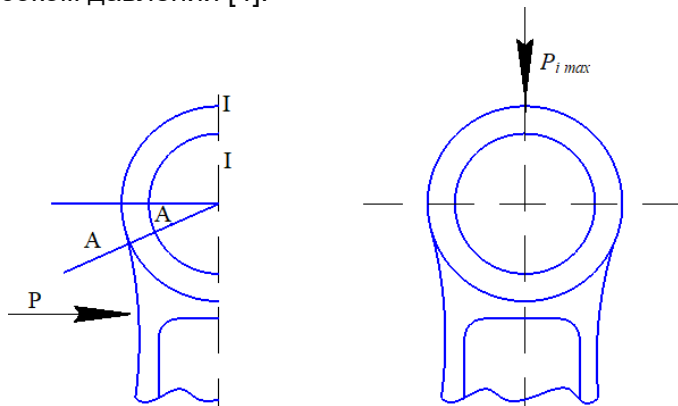


Рисунок 1 – Распределение нагрузок в поверхностях поршневой головки

Верхняя головка шатуна в сеч. I-I от действия силы инерции масс поршневой группы подвергается растяжению. Величина силы определяется следующей формулой:

$$P_i = -m_{\text{пр}} \cdot \omega^2 R(1 + \lambda) \quad (1)$$

(где:  $m_{\text{пр}}$  – суммарная масса группы деталей, соединенных с поршнем и головкой шатуна ( $m_{\text{пр}} = m_{\text{п}} + m_{\text{г}}$ );  $m_{\text{п}}$  – масса поршня и пальца, взятая вместе,  $m_{\text{г}}$  – масса верхней части головки шатуна, кг

(ориентировочно  $(0,06 \div 0,09)m_{ш}$ );  $\omega$  - максимальная угловая скорость коленчатого вала на холостом ходе ( $\omega = \frac{\pi n_{хх\max}}{30}$ );  $R$ -радиус кривошипа,  $R = S/2$ ,  $S$  – ход поршня, м,  $m_{ш}$  – масса шатуна, кг;  $\lambda$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ).

Максимальная удельная сила  $P_{i\max}$  в этом сечении не должна превышать следующие интервалы (табл.1) [4]:

Таблица 1– допустима уделенная сила в двигатели внутренние сгорание

| Вид двигателей внутреннего сгорания | Число оборотов, $n_{дв}$            | Максимальная допустимая удельная сила, $P_{i\max}$ , МПа |
|-------------------------------------|-------------------------------------|--|
| - с искровым зажиганием:            | $n_{дв} \leq 4000 \text{ мин}^{-1}$ | 1,4...1,8  |
|                                     | $n_{дв} \geq 4000 \text{ мин}^{-1}$ | 1,6...2,4  |
| -с дизелем:                         | $n_{дв} \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$ | 0,6...1,4  |
|                                     | $n_{дв} \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$ | 1,2...1,9  |

В связи с пульсирующим видом изменения напряжений в этом сечении эту силу не считаем нагрузкой, так как она в ВМТ направлена от оси коленчатого вала и является отрицательной величиной, а в НМТ направлена к оси коленчатого вала и считается положительной величиной.

Максимальное и минимальное напряжения растяжения поршневой головки шатуна в этом сечении составят:

$$\sigma_{max} = \frac{P_i}{2t_r l_r} \text{ и } \sigma_{min} = 0 \quad (2)$$

где:  $t_r$  – толщина стенки головки шатуна, м;  $l_r$  –длина головки шатуна, м.

В этом случае амплитудное и среднее значения напряжений  $\sigma_A$  и  $\sigma_{cp}$  составляют половину максимального напряжения

$$\sigma_A = \sigma_{cp} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (3)$$

Для определения запаса прочности в упомянутом сечении шатуна необходимо проведение расчета по пределу выносливости с соблюдением условия

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_{cp}} > \frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma} \quad (4)$$

здесь:  $b_\sigma$  – зависимость между такими характеристиками материала как пределы выносливости и текучести ( $b_\sigma = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_T}$ );  $a_\sigma$  – коэффициент приведения асимметричного цикла к равноценному симметричному циклу ( $a_\sigma = 0,06 \div 0,25$ ).

В случае существования отверстия в головке шатуна (для подвода масла или других смазочных материалов) необходимо учитывать значение коэффициентов напряжения ( $K_\sigma$ ), масштаба ( $K_{d\sigma}$ ) и влияния шероховатости отверстия ( $K_{F\sigma}$ ).

Запас прочности в этом случае определяется по формуле (5) и должен находиться в пределах 2,5–5[1,4].

$$Z_\sigma = \frac{\sigma_{-1P}}{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma} K_{F\sigma}} \sigma_A + a_\sigma \sigma_{cp}} \quad (5)$$

Напряжения во внутренней и внешней поверхностях поршневой головки обуславливаются влиянием запрессованной втулки и различием коэффициентов линейного расширения материалов контактирующих деталей, что характеризуется суммарным натягом

$$\delta_\Sigma = \delta + \delta_t \quad (6)$$

здесь:  $\delta$  – величина натяга посадки втулки, мм ( $\delta = 0,04 \div 0,12$ );  $\delta_t$  – температурный натяг. Его значение зависит от материалов втулки и головки ( $\alpha_B, \alpha_r$ ) и степени нагрева поршневой головки ( $\Delta t = 373 \div 393, K$ )

$$\delta_t = d(\alpha_B - \alpha_r)\Delta t \quad (7)$$

Давление на поверхности контакта втулки с головкой распределяется равномерно по всей поверхности

$$p = \frac{\delta_\Sigma}{d \left\{ \frac{(d_{нГ}^2 + d_{вГ}^2)/(d_{нГ}^2 - d_{вГ}^2) + \mu_r}{E_r} + \frac{(d_{вБ}^2 + d_{нБ}^2)/(d_{вБ}^2 - d_{нБ}^2) - \mu_B}{E_B} \right\}} \quad (8)$$

где:  $d_{нгр}, d_{вг}, d_{нв}, d_{вв}$  – наружные и внутренние диаметры поршневой головки и втулки соответственно, мм;  $d$  – наружный диаметр поршневого пальца, мм;  $\mu_r = \mu_b = 0,3$  – коэффициенты Пуансона,  $E_r, E_b$  – модули упругости первого рода.

От действия суммарного натяга напряжения на внутренней и внешней поверхностях поршневой головки определяются по формулам Ламе:

$$\sigma_{вi} = \frac{2pd^2}{d_{нгр}^2 - d^2}, \quad \sigma_{нi} = \frac{p(d_{нгр}^2 + d^2)}{d_{нгр}^2 - d^2}, \quad (9)$$

Напряжения в этих местах должны лежать в пределах 100–150 МПа [1,4].

Радиальное давление от силы инерции  $P_i$  вызывает равномерно распределённые напряжения во внутренней поверхности верхней половины головки (рис.2).

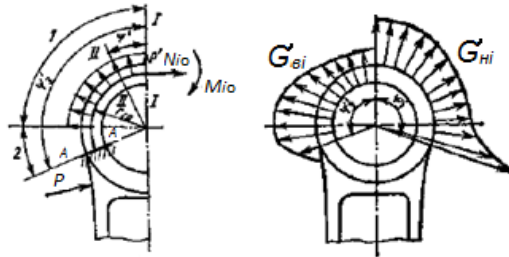


Рисунок 2 – Эпюры напряжений во внутренней и внешней поверхностях поршневой головки

Напряжения от сил инерции на криволинейных участках головки моделируем брусом малой кривизны. Применим метод сечения и получим нормальную силу ( $N_{i0}$ ) и изгибающий момент ( $M_{i0}$ ), которые определяются по эмпирическим формулам:

$$N_{i0} = -P_i(0,572 - 0,0008\varphi'_3) \quad (10)$$

$$M_{i0} = -P_i r_{cp}(0,33\varphi'_3 - 29,7) \cdot 10^{-3} \quad (11)$$

где:  $\varphi'_3$  – угол заделки ( $\varphi'_3 = 100 \div 130^\circ$ );  $r_{cp}$  – средний радиус поршневой головки, мм ( $r_{cp} = \frac{d_{нгр} + d}{4}$ )

При рассекании головки под расчетной частью угла заделки ( $\varphi' = 0 \div 90^\circ$ ), значение изгибающего момента ( $M_{i1}$ ) и нормальной силы ( $N_{i1}$ ) составят:

$$M_{i1} = M_{i0} + N_{i0} r_{cp}(1 - \cos \varphi') + 0,5P_i r_{cp}(1 - \cos \varphi') \quad (12)$$

$$N_{i1} = N_{i0} \cos \varphi' - 0,5P_i r_{cp}(1 - \cos \varphi') \quad (13)$$

На участке при изменении угла заделки ( $\varphi'$  от  $90^\circ$  до  $\varphi'_3$ ), значение изгибающего момента ( $M_{i2}$ ) и нормальной силы ( $N_{i2}$ ) определяются по формулам:

$$M_{i2} = M_{i0} + N_{i0} r_{cp}(1 - \cos \varphi') + 0,5P_i r_{cp}(\sin \varphi' - \cos \varphi') \quad (14)$$

$$N_{i2} = N_{i0} \cos \varphi' - 0,5P_i(\sin \varphi' - \cos \varphi') \quad (15)$$

Напряжения подсчитываются для нескольких значений ( $\varphi' = 0 \div 90^\circ$ ) по следующим формулам: для внешней (+) и внутренней (-) поверхностей соответственно:

$$\sigma_{нi} = \sigma_{вi} = \left\{ \pm 2M_i \frac{6r_{cp} \pm t_r}{t_r(2r_{cp} \pm t_r)} + f N_i \right\} \frac{1}{l_r t_r}, \quad (16)$$

где:  $f$  – коэффициент, учитывающий наличие запрессованной втулки с натягом, который зависит от соотношения жесткостей на растяжение головки и втулки:

$$f = \frac{E_r F_r}{(E_r F_r + E_b F_b)}, \quad (17)$$

где:  $F_r, F_b$  – площадь сечения стенок головки и втулки соответственно.

Максимальное значение сжимающей силы в головке шатуна достигается при повороте коленчатого вала примерно для от 10-20 градусов после нахождения поршня в верхней мертвой точке, то есть в начале процесса расширения:

$$P_{сж} = (p_{зд} - p_0)F_{п} - m_{пг} \cdot \omega^2 R(1 + \lambda) \quad (18)$$

где:  $p_{зд}$  – максимальное давление сгорания, определяемое по открытой индикаторной диаграмме;  $p_0$  – абсолютное (атмосферное) давление;  $F_{п}$  – поперечная площадь поршня.

В любом сечении поршневой головки на участке 1, изгибающие моменты и нормальные силы определяются по формулам:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos \varphi'), \quad (19)$$

$$N_1 = N_0 \cos \varphi' \quad (20)$$

То же самое на участке 2, определяются изгибающие моменты и нормальные силы по ниже следующим формулам:

$$M_2 = M_0 + N_0 r_{cp} (1 - \cos \varphi') - P_{сж} r_{cp} B, \quad (21)$$

$$N_2 = N_0 \cos \varphi' + P_{сж} B \quad (22)$$

$$B = \frac{\sin \varphi'}{2} - \frac{\varphi'}{180} \sin \varphi' - \frac{1}{\pi} \cos \varphi' \quad (23)$$

Величины  $M_0$  и  $N_0$  определяются в зависимости от сжимающей силы  $P_{сж}$  и угла заделки ( $\varphi'_3 = 100 \div 130^\circ$ ). Для расчета используем таблицу 2.

Таблица 2 – Величина изгибающего момента  $M_0$  и нормальной силы  $N_0$  в зависимости от сжимающей силы  $P_{сж}$  и угла заделки  $\varphi'_3$

| угла заделки $\varphi'_3$ , градус | $N_0/P_{сж}$ | $M_0/P_{сж}r_{cp}$ |
|------------------------------------|--------------|--------------------|
| 100                                | 0,0001       | 0                  |
| 105                                | 0,0005       | 0,00010            |
| 110                                | 0,0009       | 0,00025            |
| 115                                | 0,0018       | 0,00060            |
| 120                                | 0,0030       | 0,00110            |
| 125                                | 0,0060       | 0,00180            |
| 130                                | 0,0085       | 0,00300            |

Для получения величины напряжения необходимо провести расчет для нескольких значений  $\varphi'$  по формуле (16) (для внешней (+) и внутренней (-)):

В местах перехода головки в стержень шатуна от действия сжимающих сил возникают максимальные напряжения, (при  $\varphi' = \varphi'_3$ ), на внутренней поверхности растягивающие, а во внешней – сжимающие волокна поршневой головки.

Максимальные и минимальные напряжения от действия инерционных сил и давления газов в этом сечении с учетом влияния запрессованной втулки изменяются по асимметричному циклу и определяются по формулам:

$$\sigma_{max} = \sigma_{вi} + \sigma_{нi} \quad (24)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{вi} - \sigma_{нi} \quad (25)$$

Дальнейший расчет запаса прочности поршневой головки шатуна производится по известной методике с определением амплитуды и среднего напряжения цикла. Запасы прочности поршневых головок должны лежать в пределах 2,5–5,0 [1, 4].

## Выводы

1. Представленная методика позволяет определить правильное распределение векторных нагрузок в опасных сечениях, в которых есть вероятность поломки узла, изменения геометрии или действия фрикционного износа.

2. Учитывая напряжения в различных местах поршневой головки шатуна, необходимо предусмотреть вариант изменения конструкции и материала шатуна.

3. Ориентировочно представлен предел запаса прочности частей шатуна, обеспечивающий надежность конструкции при различных нагрузках во время эксплуатации.

*Рецензент: Давлатшоев Ф.А. — к.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» ЛЭТУ им. ақад. М.С.Осими*

## Литература

1. Конструкция и расчет автотракторных двигателей /М. М. Вихерт [и др.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.: ил.

2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. –4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.: ил.

3. Двигатели внутреннего сгорания: учеб. в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 1995. – Кн. 2: Динамика и конструирование. – 319 с.: ил.

4. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.: ил.

5. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование): учебное пособие для вузов / Б. Е. Железко [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 247 с.: ил.

6. Султонов, Х. Н. Тенденции спроса и эксплуатации карьерных экскаваторов / Х. Н. Султонов, Р. Э. Зиеев, К. Мухиддинзода // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. – 2018. – № 2(42). – С. 93-97. – EDN XZRGHR.

**МАЪЛУМОТ ДАР БОРАИ МУАЛЛИФ-СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ-INFORMATION ABOUT AUTHOR**

| TJ  | RU  | EN   |
|---|---|--|
| Султонов Ҳайдар Назарович   | Султонов Хайдар Назарович   | Sultanov Haidar Nazarovich                                       |
| н.и.т., дотсент   | к.т.н., доцент  | candidate of technical sciences,<br>associate professor          |
| Донишгоҳи техникии<br>Тоҷикистон ба номи академик<br>М.С. Осимӣ               | Таджикский технический<br>университет имени академика<br>М.С. Осими | Tajik technical university named<br>after academician M.S. Osimi |
| E-mail: <a href="mailto:Sultonov-1963@mail.ru">Sultonov-1963@mail.ru</a>      |   |  |
| <a href="https://orcid.org/0000-0001-6956-2384">ORCID_0000-0001-6956-2384</a> |   |  |